

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

В.В. Солоха

ТЕКСТИ (конспект) лекцій з дисципліни

“Надійність технологічних систем”
для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за
освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи”

2018

Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Надійність технологічних систем” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” /Укл. В.В. Солоха. - Запоріжжя: ЗНТУ, 2018. - с. 84

Укладачі: В.В. Солоха, доцент, к.т.н.

Рецензенти: доцент, к.т.н. Павленко Д.В.

Відповідальний

за випуск: , доцент, к.т.н. Фролов М.В.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Металорізальних верстатів та
інструментів”

Протокол № 4
від “ 15 ” листопада 2018

Рекомендовано до видання НМК
Машинобудівного факультету
Протокол № 4
від “ 21 ” грудня 2018.

ЗМІСТ

с.

Лекція 1. Проблеми якості та надійності машин.	4
Лекція 2. Основні поняття. Показники безвідмовності	12
Лекція 3. Вибір показників безвідмовності. Показники для оцінки довговічності виробу	21
Лекція 4. Класифікація відмов	27
Лекція 5. Забезпечення надійності напрямних ковзання	34
Лекція 6. Напрямні кочення верстатів	46
Лекція 7. Довговічність кулькових гвинтових передач	56
Лекція 8. Роль технології в забезпеченні надійності машин	67
Лекція 9. Закони розподілу термінів служби	76
Рекомендована література	84

ЛЕКЦІЯ 1. ПРОБЛЕМИ ЯКОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ МАШИН

Для ефективного використання машин необхідно, щоб вони мали високі показники якості та надійності.

Під якістю технічного пристрою розуміють зазвичай сукупність властивостей, що визначають його придатність до виконання за призначенням. Стандарт ISO дає таке визначення: “Якість - це сукупність властивостей та характеристик продукції чи послуги, які надають їм здатність задовольняти обумовлені або передбачувані потреби”.

Оскільки використання будь-якого виробу здійснюється протягом визначеного, як правило тривалого періоду часу, то під впливом різних факторів відбувається зміна властивостей, які визначають його якість.

Зміни технічних характеристик в часі є закономірним проявом найважливішої та невіддільної властивості усіх матеріальних об’єктів – руху у його філософському трактуванні, оскільки нічого незмінного у природі не існує.

Можна уповільнити небажані процеси, зробити так, щоб відхилення якісних показників машини знаходилися протягом необхідного часу в допустимих межах, але усунути їх повністю не можна.

Будь-яка машина, виконуючи визначені функції, знаходиться у взаємодії з навколишнім середовищем, з людиною, що керує машиною, з об’єктом для якого вона призначена. В цьому процесі виникають різноманітні причинно-наслідкові зв’язки. Накопичення кількості різних впливів на машину призводить до еволюції її якісних показників і, відповідно, до можливості переходу в інший якісний стан.

Зміни показників якості машини в часі можуть бути абсолютними і відносними.

Абсолютна зміна якості пов’язана з різними процесами, що діють на машину, які змінюють властивості та стан матеріалів, з яких вона виготовлена, за рахунок чого змінюються характеристики машини і відбувається її фізичне старіння.

Відносна зміна якості машини пов’язана з появою нових машин з більш досконалішими характеристиками. Тому показники даної машини

стають більш низькими в порівнянні з середнім рівнем, хоч їх абсолютні значення можуть і не змінюватися.

Зниження показників машини відносно вимог сьогодення призводить до її морального зносу. Наука про надійність вивчає зміну показників якості машини під впливом тих причин, що призводять до абсолютних змін властивостей машини.

Економічний аспект надійності

Прийняття рішення про необхідність підвищення досягнутого рівня надійності машини повинно опиратися на економічний аналіз. Сучасний рівень розвитку техніки дає можливість досягти практично будь-яких показників якості і надійності виробу. Вся річ полягає у витратах для досягнення поставленої мети.

Зроблені витрати на ці заходи можуть бути настільки високі, що ефект від підвищеної надійності об'єкта не відшкодує їх, і сумарний результат від проведених заходів буде негативним.

Порівняння різних варіантів досягнення раціонального рівня надійності повинне виходити з умов одержання найбільшого сумарного (абсолютного) економічного ефекту з урахуванням витрат у сферах виробництва й експлуатації машини й того позитивного ефекту, що дає використання машини за призначенням. У загальному випадку, зміна в часі сумарного економічного ефекту під час експлуатації машини відбувається під впливом ряду основних факторів (рис. 1.1). З одного боку, необхідно враховувати *витрати на виготовлення* нової машини Q_B , включаючи її проектування, виготовлення, випробування, налагодження, транспортування до місця роботи й інші витрати, а також *витрати на експлуатацію* Q_E включаючи технічне обслуговування, ремонт, профілактичні заходи, все те, що пов'язане з підтримкою й відновленням працездатності машини. Ці витрати $Q_E + Q_B$ є від'ємними в балансі економічної ефективності.

З іншого боку, робота машини дає *позитивний економічний ефект* Q_n (прибуток) залежно від її цільового призначення, наприклад, для технологічного устаткування - у результаті випуску продукції, для транспортних машин - під час перевезення вантажів, для двигунів - як наслідок перетворення енергії тощо.

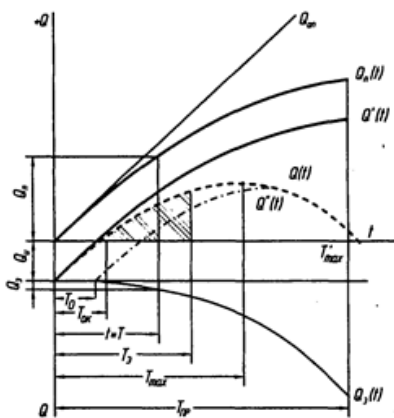


Рисунок 1.1 – Зміна економічної ефективності машини в часі

Зміна витрат на експлуатацію Q_E має тенденцію до зростання у функції часу, тому що старіння окремих елементів машини й погіршення її технічних характеристик приводить до необхідності вкладати все більші засоби для відновлення властивостей, що втрачають.

Одержання прибутку Q_n від роботи машини має тенденцію до зменшенню в часі, оскільки більш часті простої машини в ремонті та при технічному обслуговуванні знижують її продуктивність. Тому крива сумарної економічної ефективності $Q(t)$ має максимум і

два рази перетинає вісь абсцис t :

$$Q(t) = Q_n(t) - [Q_B + Q_E(t)] \quad (1.1)$$

Ординати цієї кривої показують, який економічний ефект із урахуванням витрат на придбання й експлуатацію машини отриманий у кожен даний період часу під час її використанні за призначенням.

Перший період роботи машини до перетинання кривій $Q(t)$ з віссю абсцис, коли $Q_n = Q_E + Q_B$, буде строком окупності $t = T_{ок}$, коли машина під час експлуатації повернула витрати, вкладені в неї при виготовленні. Починаючи із цього моменту, за $t > T_{ок}$ робота машини починає давати дохід. Однак приріст отриманого ефекту поступово знижується через зростання експлуатаційних витрат і зупинок машини для ремонту й технічного обслуговування.

Коли $t \geq T_{max}$ машину експлуатувати недоцільно, оскільки витрати на її ремонт і технічне обслуговування перевершують той прибуток, що одержують від її використання.

Тривалість економічно доцільної експлуатації машини - $T_E < T_{max}$ визначається прийнятим значенням гранично припустимої інтенсивності приросту ефективності dQ/dt .

Якби машина була абсолютно надійна й не вимагала витрат часу й засобів на відновлення втрачених властивостей або на їхнє

збереження, то тривалість використання машини обмежувалася б тільки її моральним зношуванням. Реально лінійна залежність економічної ефективності від часу (крива Q_{on}) спостерігається лише в перший період експлуатації машини, поки не виявилися процеси старіння.

Для багатьох машин можна проводити ремонт і технічне обслуговування в перервах між періодами використання машини за призначенням. Наприклад, можна здійснювати ці заходи для технологічного устаткування в нічну зміну, для транспортних машин - між рейсами тощо.

У цьому випадку функція $Q_n(t)$ стає лінійною або близької до неї, тому що робота машини не переривається для проведення технічного обслуговування, а крива сумарної економічної ефективності $Q'(t)$ відбиває більш високі показники, ніж для $Q(t)$. Однак таке рішення можливо лише для деяких типів машин і методів їхньої експлуатації.

Залежність $Q'(t)$ також має максимум T'_{max} але за більших, ніж для $Q(t)$ значеннях t .

Використання машини в разі $t > T_{max}$ можливе в тому випадку, якщо її робота необхідна для виконання певного завдання або для одержання сумарного економічного ефекту від складної системи, елементом якої вона є, а можливостей для її заміни на більш ефективну машину немає.

Після другого перетинання осі абсцис кривою $Q(t)$ за $t = T_{cp}$ настає граничний з економічних позицій стан машини, коли весь прибуток, отриманий від експлуатації, витрачається на підтримку її працездатності.

Крива сумарного економічного ефекту, як функція часу $Q(t)$, є основною характеристикою для оцінки доцільності використання даної машини за призначенням.

За інших однакових умов бажано знаходити рішення, що забезпечують найбільші значення $Q(t)$ за заданої тривалості експлуатації машини $t = T_E$.

З позиції надійності, створюючи нову машину, необхідно вирішити такі економічні питання:

- про раціональний розподіл витрат між проектуванням і виробництвом нової машини та її експлуатацією;
- про співвідношення засобів, що йдуть на підвищення технічних характеристик машини та на підвищення її надійності;

- про встановлення періоду освоєння нового зразка машини.

Більше висока надійність досягається, як правило, за рахунок додаткових витрат.

Показником «ціни надійності» може служити сума витрат, пов'язаних з виготовленням й експлуатацією машини, віднесена до тривалості доцільної її експлуатації

$$K_{nm} = \frac{Q_B + Q_E}{T_E}, \quad (1.2)$$

де K_{nm} - показник ціни надійності (питомі сумарні витрати), грн./год.; Q_B - вартість виготовлення нової машини, грн.; Q_E - сумарні витрати на експлуатацію, ремонт й обслуговування машини, грн.; T_E - тривалість доцільної експлуатації машини, год.

Варто прагнути до мінімального значення цього показника за рахунок раціонального розподілу капіталовкладень між сферою виробництва й сферою експлуатації.

Співвідношення між витратами на виготовлення й експлуатацію машини характеризується коефіцієнтом експлуатаційних витрат:

$$K_{em} = \frac{Q_B}{Q_B + Q_E} < 1 \quad (1.3)$$

У більшості випадків більш вигідно вкладати кошти в підвищення надійності під час створенні нової машини й скорочувати витрати на ремонт і технічне обслуговування.

Збільшуючи витрати на виготовлення нової машини треба вирішити питання, яку частку цих засобів варто використати для підвищення технічних характеристик й яку - на підвищення надійності.

Якщо всі додаткові засоби направити на підвищення технічних характеристик машини, то її потенційні можливості з одержання високого прибутку зростуть (кут нахилу прямої Q_{on} збільшиться - див. рис. 1.1), однак, через низьку надійність, оскільки інтенсивність роботи машини зросла, сумарний економічний ефект від її використання буде, як правило, низький.

Якщо додаткові засоби вкласти тільки на підвищення якості й надійності машини, ефективність її використання підвищиться в порівнянні із прототипом, але можливості одержання високого прибутку будуть обмежені, тому що технічні характеристики не змінилися.

Тому, при створенні нової машини вкладення засобів повинне йти одночасно на підвищення її технічних характеристик, і надійності. У цьому випадку буде отриманий найбільший сумарний економічний ефект (крива $Q'(t)$, для якої $T'_{max} > T_{max}$).

Чим вище технічні характеристики машини, тим актуальніше проблема підвищення її надійності.

Істотне значення для одержання максимального прибутку від експлуатації машини має також тривалість циклу створення нової моделі. Якщо за тієї самої економічної характеристики $Q(t)$ аналогічна машина почала використовуватися пізніше на час T_0 , то на рис. 1 це означає зсув кривої $Q(t)$ на величину T_0 по осі t - крива $Q''(t)$. Через проміжок часу $t = T$ виробник, що скоротив час на проектування й запуск у виробництво нової машини, буде гарантувати споживачеві значно більший прибуток. Крім того, будуть накопичуватися дані про фактичну надійність машини в реальних умовах її використання. Тому виробник зможе раніше приступитися до розробки нової моделі або модернізації існуючої, випереджаючи конкурентів у боротьбі за ринок збуту.

Час створення й освоєння нових моделей значною мірою пов'язаний з розвитком методів прогнозування надійності на стадії проектування й випробування на надійність дослідних зразків машини.

Таким чином, економіка й надійність тісно зв'язані на всіх стадіях життєвого циклу машини.

Області станів виробу

У машинобудуванні об'єкт розгляду називають виробом. Залежно від поставленого завдання виробом може бути окрема деталь, кінематична пара, механізм, вузол, агрегат, машина або система машин.

Основні поняття й показники надійності виробу пов'язані з оцінкою зміни в часі його працездатності.

Працездатність - це стан виробу, в якому він здатний виконувати визначені функції, зберігаючи значення заданих параметрів у межах, установлених нормативно-технічною документацією.

Таким чином, працездатність виробу пов'язана не тільки зі «здатністю працювати», тобто виконувати необхідні функції, але й з тим, щоб при цьому його параметри перебували в припустимих межах.

Подія, що полягає в порушенні працездатності виробу, називається *відмовою*.

Різні відмови мають і різні наслідки: від незначних відхилень у роботі машини до аварійних ситуацій.

Розглянемо в загальному вигляді модель зміни працездатності виробу в часі внаслідок трансформації його параметрів за рахунок процесів старіння. Стан виробу характеризується деяким набором установлених параметрів $X_1; X_2; \dots X_n$, які змінюються із плином часу і є випадковими функціями часу $X_i(t)$.

Всі параметри виробу можна розглядати як складові загального вектора $X(t)$, що змінюється в процесі функціонування виробу в n -вимірному, так званому фазовому просторі. Тому зміну стану виробу можна характеризувати деякою траєкторією випадкового процесу $X(t)$ у фазовому просторі.

Причини зміни стану виробу пов'язані із впливом на машину різних видів енергії, що приводять до виникнення процесів, які змінюють (як правило, погіршують) початкові параметри виробу. На характер реалізації випадкових функцій, що описують у фазовому просторі траєкторію зміни стану машини, вирішальний вплив чинить фізика процесів старіння й конструктивні особливості виробу.

В n -вимірному фазовому просторі можна виділити дві області. *Область станів E* , у якій із заданою ймовірністю перебувають вихідні параметри виробу в період часу, що розглядається, тобто область, у якій перебувають реалізації випадкового процесу $X(t)$. *Область працездатності G* , що обмежує припустимі значення вихідних параметрів $X_{1max}; X_{2max} \dots X_{nmax}$.

Область станів виробу змінюється із часом, а область працездатності задана відповідно до встановлених вимог до виробу. Якщо область станів перебуває усередині області працездатності, тобто є її підмножиною $E \subset G$, то виріб функціонує нормально й всі його параметри перебувають у припустимих межах. Вихід області станів за межі області працездатності означає зростання ймовірності переходу виробу в такий стан, коли його окремі параметри набудуть неприпустимих значень, тобто відбудеться відмова.

На рис. 1.2 умовно (у двовимірному фазовому просторі) показані границі області станів E , що із часом змінюється від E_0 (при $t = 0$) до E_k (при $t = t_k$), тобто $E(t)$ є функцією часу - тривалості експлуатації виробу. На рисунку наведені також дві реалізації процесу зміни параметрів $X_1(t)$ і $X_2(t)$, математичне очікування цього процесу $M[X(t)]$

і границі областей працездатності G_1 і G_2 для різних вимог до точності функціонування виробу (G_2 - більш жорсткі вимоги).

Зі схеми видно, що через проміжок часу $t = t_k$ область станів E_k набула таких розмірів, що її частина F вийшла за межі області G_1 , отже, є ймовірність порушення умови знаходження всіх параметрів у припустимих межах. До порушення працездатності виробу привело, наприклад, його функціонування, описуване реалізацією $X_1(t)$.

Якщо область працездатності обмежена більше жорсткими умовами G_2 , то період можливого виходу параметрів за встановлені межі наступить раніше.

Розглядаючи область працездатності виробів, варто розрізнити дійсну область (G_0), що визначає необхідну працездатність виробу, і призначену - (G_1), що диктується вимогами технічних умов до окремих параметрів.

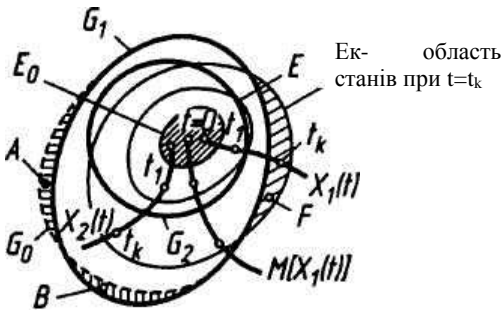


Рисунок 1.2 - Области працездатності й станів для вихідних параметрів машини

Між цими областями, як правило, є більше або менше розходження, тому що в силу складності процесів зміни стану важко точно призначити граничне значення окремих параметрів, що визначають його працездатність.

Область A як різниця між областями G_0 й G_1 є областю невикористаних можливостей, коли за технічними умовами (ТУ) виріб вважається таким, що втратив працездатність, хоча він ще може правильно функціонувати, а область B є областю неврахованих параметрів, коли згідно ТУ виріб можна експлуатувати, хоча він в дійсності вже став непрацездатним.

ЛЕКЦІЯ 2. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ. ПОКАЗНИКИ БЕЗВІДМОВНОСТІ.

При вивченні надійності технічних пристроїв розглядаються найрізноманітніші об'єкти - машини, споруди, апаратура тощо. В

машинобудуванні об'єкт розгляду називають *виробом*. Розв'язання завдання з підвищення чи оцінки надійності складної машини звичайно включає розгляд її елементів, окремих вузлів і агрегатів.

Кожен виріб характеризується визначеними вихідними параметрами – величинами, що визначають показники якості даного виробу. *Вихідні параметри* можуть характеризувати найрізноманітніші властивості даного виробу в залежності від його призначення і тих вимог, що до нього висуваються. Це можуть бути показники точності функціонування, механічні характеристики і характеристики міцності, кінематичні і динамічні параметри, економічні показники й інше.

Зазвичай кожен виріб характеризується низкою вихідних параметрів і їхнє припустиме значення обмовляється в нормативних документах (стандартах, технічних умовах).

Значення кожного вихідного параметра залежить від вихідних параметрів вузлів і окремих частин, що складають даний виріб.

Основні терміни і визначення по надійності

Будь-яка відмова виникає чи може виникнути через деякий період часу, що є випадковою величиною. У залежності від причин відмови варто по-різному оцінювати і час роботи виробу. Тут можуть бути два основних випадки (табл. 2.1). Перший — коли час оцінюється календарною тривалістю роботи виробу. Це характерно для таких причин порушення працездатності виробу, як корозія, дія зовнішніх температурних факторів чи опромінення тощо. Час роботи до відмови у цьому випадку називається *терміном служби до відмови*.

Однак для більшості машин і їхніх механізмів основне значення для оцінки втрати працездатності має не календарний час, а тривалість роботи виробу чи відповідний їй обсяг виконаної роботи (число циклів, шлях, продуктивність та інше). Час роботи виробу до відмови, виражений у годинах, називається в цьому випадку *напрацювання на відмову*.

Виріб чи його елемент характеризуються, як правило, не одним, а декількома вихідними параметрами. *Термін служби чи напрацювання виробу до відмови* — це час досягнення граничного значення кожним з його вихідних параметрів. Тривалість роботи виробу з тих чи інших причин (необхідність ремонту, зростання небезпеки подальшої експлуатації) може бути регламентована.

Таблиця 2.1 - Оцінка тривалості експлуатації виробу

Обчислення часу роботи	Час роботи до відмови (випадкова величина)	Регламентований час роботи (детермінована величина)
У відпрацьованих годинах (напрацювання)	T – напрацювання на відмову	T _p – ресурс
У календарних годинах (час роботи)	T – термін служби до відмови	T _{сл} – термін служби

Напрацювання чи термін служби до граничного регламентованого стану називається відповідно ресурсом чи *припустимим терміном служби*.

Слід зазначити, що час роботи виробу до відмови — випадкова величина, у той час, як ресурс чи припустимий термін служби — не випадкові величини. Перерахування календарних годин у число годин роботи виробу не представляє труднощів, якщо відомий коефіцієнт завантаження машини і частка участі даного механізму в циклі роботи.

Надійність — це властивість виробу зберігати в часі свою працездатність.

Надійність виробів обумовлюється їхньою *безвідмовністю*, *довговічністю*, *ремонтпридатністю* і *збереженістю*. Таким чином, надійність характеризується властивостями, що виявляються в експлуатації і дозволяють судити про те, наскільки виріб виправдає надію його виробників і споживачів.

Поділ надійності на безвідмовність і довговічність залежить від того, який проміжок часу розглядається і чи враховуються заходи, пов'язані з відновленням утраченої працездатності.

Безвідмовність — це властивість виробу безупинно зберігати працездатність протягом деякого періоду часу чи деякого напрацювання. Безвідмовність розглядає самостійну безупинну роботу виробу без будь-якого втручання для підтримки працездатності.

Довговічність - це властивість виробу зберігати працездатність до настання граничного стану, тобто протягом усього періоду експлуатації, за встановленої системи технічного обслуговування і ремонтів. Довговічність виробу розглядає його роботу за весь період його експлуатації і враховує, що тривала робота виробу неможлива без ремонтних і профілактичних заходів, що відновлюють працездатність, що втрачається в процесі експлуатації.

Ремонтопридатність — пристосованість виробу до попередження і виявлення причин виникнення відмов, пошкоджень і підтримання та відновлення працездатності шляхом технічного обслуговування й ремонтів. З ускладненням систем усе складніше стає знаходити причини відмов і елементи, що відмовили. Так, у складних електрогидравлічних системах верстатів пошук причин відмови може займати понад 50% загального часу відновлення працездатності. Тому полегшення пошуку елементів, що відмовили, закладається в конструкцію нових складних автоматичних систем. Важливість ремонтпридатності машин визначається величезними витратами на ремонт машин у виробництві.

Збереженість - властивість об'єкту зберігати значення показників безвідмовності, довговічності і ремонтпридатності після зберігання і транспортування. Практична роль цієї властивості особливо велика для приладів.

Основні причини, що визначають надійність виробу, пов'язані, як правило, з випадковими явищами, для опису яких застосовується математичний апарат теорії ймовірностей.

Так, відмова — це випадкова подія, термін служби чи напрацювання до відмови — випадкова величина і процес, що приводить до втрати працездатності (наприклад, знос) — випадкова функція. Тому і показники, що застосовуються для оцінки надійності виробу, мають імовірнісну природу.

Показники для оцінки безвідмовності виробу

Основним показником безвідмовності виробу є *імовірність безвідмовної роботи* $P(t)$ (коефіцієнт надійності) — це імовірність того, що в заданому інтервалі часу $t = T$ (чи в межах заданого напрацювання) не виникне відмова виробу. Значення $P(t)$, як будь-якої ймовірності, може знаходитися в межах $0 \leq P(t) \leq 1$.

Наприклад, якщо імовірність безвідмовної роботи машини протягом $T = 1000$ год. дорівнює 0,95, то це означає, що з великої кількості машин даної моделі в середньому близько 5 відсотків машин утратять свою працездатність раніш ніж через 1000 год. роботи.

Показник $P(t)$ може застосовуватися і для оцінки безвідмовності одного виробу. У цьому випадку він визначає шанси виробу пропрацювати без відмов заданий період часу.

Розглянемо проведені для оцінки надійності випробування або експлуатацію значного числа N елементів протягом часу t (або напрацювання в інших одиницях). Нехай до кінця випробування або терміну експлуатації залишаться N_n працездатних (що не відмовили) елементів і n , що відмовили.

Тоді відносна кількість відмов $F(t) = n/N$.

Якщо випробування проводиться як вибіркове, то $F(t)$ можна розглядати як статистичну оцінку ймовірності відмови або, якщо N досить велике, як імовірність відмови.

Імовірність безвідмовної роботи оцінюється відносною кількістю працездатних елементів

$$P(t) = \frac{N_n}{N} = 1 - \frac{n}{N}$$

Безвідмовна робота й відмова - взаємно протилежні події, тому сума їхніх ймовірностей дорівнює 1:

$$P(t) + F(t) = 1$$

Розподіл відмов за часом характеризується функцією густини розподілу $f(t)$ напрацювання до відмови.

У статистичному трактуванні $f(t) = \frac{\Delta n}{N\Delta t} = \frac{\Delta F(t)}{\Delta t}$, в

імовірнісному трактуванні $f(t) = \frac{dF(t)}{dt}$. Тут Δn й ΔF збільшення числа об'єктів, що відмовили, і відповідно ймовірності відмов за час t .

Імовірності відмов і безвідмовної роботи у функції густини $f(t)$ виражаються залежностями

$$F(t) = \int_0^t f(t)dt; \quad \text{при } t = \infty \quad F(t) = \int_0^{\infty} f(t)dt = 1;$$

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(t)dt = \int_t^{\infty} f(t)dt.$$

Інтенсивність відмов $\lambda(t)$ на відміну від густини розподілу відноситься до числа об'єктів N_n , що залишилися працездатними, а не до загального числа об'єктів. Відповідно в статистичному трактуванні

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n}{N_n \Delta t}$$

і в імовірнісному трактуванні, з огляду на, що $N_n/N = P(t)$,

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)}.$$

Одержимо вираз для ймовірності безвідмовної роботи залежно від інтенсивності відмов. Для цього в попередній вираз підставимо

$f(t) = -\frac{dP(t)}{dt}$ розділимо змінні й проведемо інтегрування:

$$\frac{dP(t)}{P(t)} = -\lambda(t)dt; \quad \ln P(t) = -\int_0^t \lambda(t)dt;$$

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$$

Це співвідношення є одним з основних рівнянь теорії надійності.

До числа найважливіших загальних залежностей надійності відносяться залежності надійності систем від надійності елементів.

Оцінка надійності складних систем, що включають сотні і тисячі деталей є серйозною проблемою. Для розгляду надійності складних систем їх розбивають на елементи. В залежності від ступеню деталізації під елементами можна розуміти як окремі машини, так і вузли чи навіть деталі машин. Для такого випадку розглядаються спочатку параметри і характеристики окремих елементів, за якими виконується оцінка системи в цілому.

Вихідні параметри різних елементів по різному впливають на працездатність системи. Зміна параметрів окремих елементів веде до відмови самого елемента, що безпосередньо веде до відмови системи. Параметри інших елементів беруть участь у формуванні вихідних параметрів системи, але за відхиленнями одного такого параметра не можна судити про відмову системи. Параметри деяких елементів можуть впливати на працездатність інших елементів.

Якщо система (рис. 2.1) складається лише з елементів, відмова яких веде до відмови системи, то для забезпечення надійності системи необхідно забезпечити безвідмовність кожного окремого елемента. Це має місце в послідовному з'єднанні елементів. Імовірність безвідмовної роботи такої системи дорівнює добутку ймовірностей безвідмовної

роботи окремих елементів (за теоремою множення ймовірностей незалежних подій):

$$P_{\text{ст}}(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t)$$

Якщо елементи мають однакову надійність тоді надійність системи матиме вигляд

$$P_{\text{ст}}(t) = P_i^n(t).$$

Отже надійність такої системи буде тим нижчою, чим з більшого числа елементів вона складається. Так, якщо вузол містить 40 деталей, а ймовірність безвідмовної роботи за визначений інтервал часу кожної з них складає $P_i(t) = 0,99$, то ймовірність безвідмовної роботи вузла складе $P_{\text{ст}}(t) = 0,67$, якщо ж $P_i(t) = 0,9$ (як для підшипників кочення), то $P_{\text{ст}}(t) = 0,015$, що робить машину практично не працездатною. Зі зміною періоду часу $t=T_p$ (ресурсу) протягом якого розглядається робота системи, змінюється і значення $P_i(t)$ для кожного елемента.

Зазвичай ймовірність безвідмовної роботи елементів досить висока, тому, виразивши $P_1(t)$, $P_2(t)$, ..., $P_n(t)$ через імовірності відмов і користуючись теорією наближених обчислень одержуємо

$$P_{\text{cm}}(t) = [1-F_1(t)][1-F_2(t)] \dots [1-F_n(t)] \approx 1 - [F_1(t) + F_2(t) + \dots + F_n(t)],$$

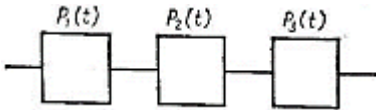


Рисунок 2.1 - Послідовна система

тому що добутками двох малих величин можна знехтувати. При $F_1(t)=F_2(t)=\dots=F_n(t)$ одержуємо $P_{\text{cm}}(t)=1-nF_1(t)$. Нехай у системі із шести однакових послідовних елементів $P_i(t) = 0,99$. Тоді $F_1(t)=0,01$ і $P_{\text{cm}}(t)=0,94$.

Для підвищення надійності складних систем можна застосовувати метод резервування тобто створювати дублювання для ненадійних елементів. Це може суттєво підвищити надійність системи.

Безвідмовність системи з резервуванням (рис. 2.2) може бути підрахована виходячи з таких міркувань. Відмова системи відбудеться за умови відмови всіх елементів резервування. Імовірність спільного провалу всіх відмов $F(t)$ (за теорією множення) складе

$$F(t) = F_1(t) \cdot F_2(t) \cdot \dots \cdot F_m(t) = \prod_{i=1}^m F_i(t)$$

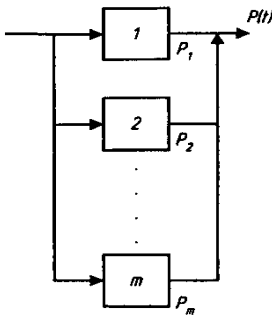


Рисунок 2.2 – Система з резервуванням

Отже безвідмовність системи з паралельним резервуванням визначиться

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - \prod_{i=1}^m [1 - P_i(t)]$$

Так, якщо імовірність безвідмовної роботи кожного елемента $P_i(t) = 0,9$, а кількість резервних елементів $m = 2$, тоді $P(t) = 1 - (0,1)^2 = 0,99$. Отже резервування дає можливість значно підвищити надійність системи навіть за умови використання елементів з невисокою надійністю.

Імовірність безвідмовної роботи потрібно вміти визначати для будь-якого проміжку часу. За теоремою множення ймовірностей

$$P(T + t) = P(T)P(t) \text{ або } P(t) = \frac{P(T + t)}{P(T)},$$

де $P(T)$ і $P(T + t)$ — імовірності безвідмовної роботи за час T і $T + t$ відповідно; $P(t)$ — умовна ймовірність безвідмовної роботи за час t (термін «умовна» тут уведений, оскільки ймовірність визначається в припущенні, що виробу не мали відмови до початку інтервалу часу або наробітки).

Припустиме значення $P(t)$ вибирається в залежності від ступеня небезпеки відмови. Наприклад, для відповідальних виробів авіаційної техніки припустимі значення коефіцієнта надійності доходять до $P(t) = 0,9999$ і вище, тобто, практично дорівнюють одиниці,

Якщо наслідки відмови пов'язані з незначними економічними втратами, припустиме значення $P(t)$ може бути істотно нижче.

Варто мати на увазі, що застосування $P(t)$ без зазначення періоду часу $t = T$, протягом якого розглядається робота виробу, не має сенсу. На рис. 5 приведений приклад функцій безвідмовної роботи виробу $P(t)$. Пунктиром показана крива імовірності відмов $F_1(t)$, що симетрична по відношенню до $P_1(t)$ і обидві криві, перетинаються в точці, що відповідає середньому (медіанному) терміну служби (напрацюванню) виробу $t = T_{\text{ср}}$, коли $P(t) = F(t) = 0,5$.

З графіка видно, що для даного виробу при його роботі протягом $t = T_1$ безвідмовність роботи дуже висока, тому що $P_1(t) \approx 1$, а при $t = T_2$

значення $P_1(t) = 0,8$. Кожному виробу в залежності від його працездатності відповідає своя крива $P(t)$. Так, на рис. 2.3 зображена крива $P_2(t)$ для більш надійного виробу, для якого область безвідмовної роботи значно більша і, наприклад, при $t = T_2$ значення $P_2(t) \approx 1$.

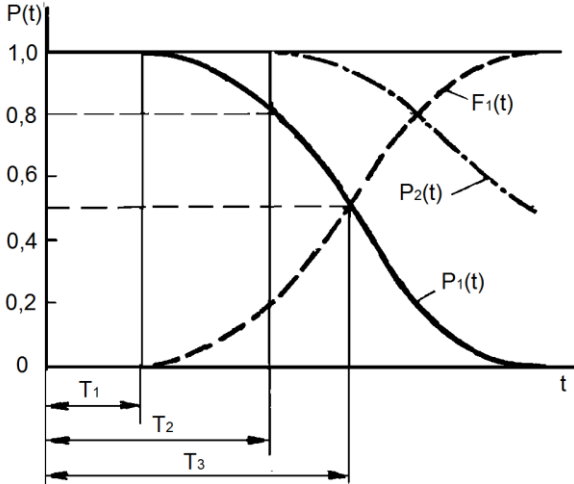


Рисунок 2.3 - Залежність імовірності безвідмовної роботи $P(t)$ виробу від часу його експлуатації

Вибираючи значення T можна для будь-якого виробу забезпечити необхідне $P(t)$, тому що вони пов'язані функціональною залежністю

$$P(t) = \int_{t=T}^{\infty} f(t) dt,$$

де $f(t)$ — густина імовірності для терміну служби (напрацювання) виробу за даним вихідним параметром (див. рис. 6).

ЛЕКЦІЯ 3. ВИБІР ПОКАЗНИКІВ БЕЗВІДМОВНОСТІ. ПОКАЗНИКИ ДЛЯ ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ВИРОБУ.

Може застосовуватися два способу вибору показників.

1. Коли високі вимоги до надійності виробу задаються припустимим значенням $P(t) = \gamma\%$ і визначають час роботи виробу $t=T_\gamma$, що відповідає даній регламентованій імовірності безвідмовної роботи.

Значення T_y називається *гама-процентним ресурсом* і за його значенням судять про більшу чи меншу безвідмовність виробів.

2. При звичайних вимогах до надійності (де відмова не приводить до катастрофічних наслідків) можна задаватися ресурсом виробу $t = T_p$ (чи терміном служби $t = T_{cl}$), наприклад, з умови необхідності проведення планового ремонту всієї машини. У цьому випадку про безвідмовність виробу судять безпосередньо за значенням $P(t)$.

Хоча значення $P(t)$ за відповідний період часу $t = T$ є основним показником безвідмовності, можуть бути випадки коли воно перестає бути наочним і потрібні додаткові показники.

Перший випадок пов'язаний з таким періодом $t = T$, протягом якого, як правило, можуть виникати відмови даного виробу і, отже, $P(t) \rightarrow 0$. Це характерно для таких відмов, що легко усуваються і не приводять до яких-небудь значних наслідків (наприклад, зміна різального інструмента під час роботи на верстаті, необхідність поправляти в транспортному лотку деталі, що заклинилися, тощо).

У цьому випадку характеристикою безвідмовності може служити *провідна функція* $\Omega(t)$ — середнє число відмов (математичне сподівання числа відмов), за час t чи *параметр потоку* ω :

$$\omega(t) = \frac{d\Omega(t)}{dt} = \frac{1}{T_{сеп}}$$

де $T_{сеп}$, — напрацювання на відмову - відношення сумарної тривалості роботи (напрацювання) виробу до числа відмов, що виникли за цей період (тобто середня тривалість безвідмовної роботи виробу).

Параметр потоку відмов — це середнє число відмов виробу в одиницю часу.

Інший крайній випадок, коли важко безпосередньо застосовувати $P(t)$, виникає при оцінці безвідмовності високонадійних виробів, коли значення $P(t)$ близьке до одиниці чи дорівнює їй. Створення високонадійних виробів з $P(t) = 1$ можливе за рахунок великої надмірності, тобто за наявності запасу надійності. Цей запас може бути визначений, якщо оцінюються фізичні процеси, що приводять до відмови виробу, і для даних умов експлуатації визначається максимально можлива швидкість даного процесу.

Нехай відомо, що за даний період часу $t = T_0$ параметр виробу X може отримувати різні значення (тому що є випадковою величиною), але його екстремальна величина за даний період часу $t = T_0$ буде $X_{екс}$

(рис. 6). Це значення визначене, наприклад, з оцінки швидкості зносу сполучення для найбільш несприятливих умов експлуатації (максимальні режими, відсутність змащення, тощо). Тоді, якщо значення параметра, за яким наступить відмова виробу, буде $X_{\max} > X_{\text{екс}}$. запас надійності K_n можна підрахувати як

$$K_n = \frac{X_{\max}}{X_{\text{екс}}} > 1$$

Запас надійності може підраховуватися і як відношення X_{\max} до такого значення параметра X_γ , за якого з імовірністю γ параметр не вийде за дані межі, тобто

$$K_n = \frac{X_{\max}}{X_\gamma}$$

Під час роботи виробу відбувається зміна його працездатності і тому запас надійності є функцією часу $K_n(t)$ і, як правило, зменшується в процесі експлуатації машини. Показником надійності може служити також швидкість зміни запасу надійності

$$\gamma_n = \frac{dK_n}{dt}$$

Для оцінки безвідмовності машини важливий сам факт припинення нормального функціонування машини, а не час чи засоби, необхідні для відновлення втраченої працездатності.

Показники безвідмовності можуть відноситися як до елемента виробу, так і до виробу в цілому. В останньому випадку відмови можуть бути різними за характеристикою відповідно до тих вихідних параметрів, що визначають працездатність виробу. У залежності від поставленої задачі можна класифікувати відмови за ступенем тих наслідків, до яких вони приводять, і по ній призначати припустимі значення показників безвідмовності. Треба мати на увазі, що за період часу, що розглядається, машина може піддаватися ремонту чи технічному обслуговуванню і з причин не пов'язаних зі зміною даних вихідних параметрів.

Показники довговічності оцінюють втрату працездатності виробу за весь період його експлуатації.

Варто розрізняти показники для довговічності елемента виробу і для виробу чи машини в цілому.

Основним показником довговічності елемента виробу є його термін служби (напрацювання) до відмови T .

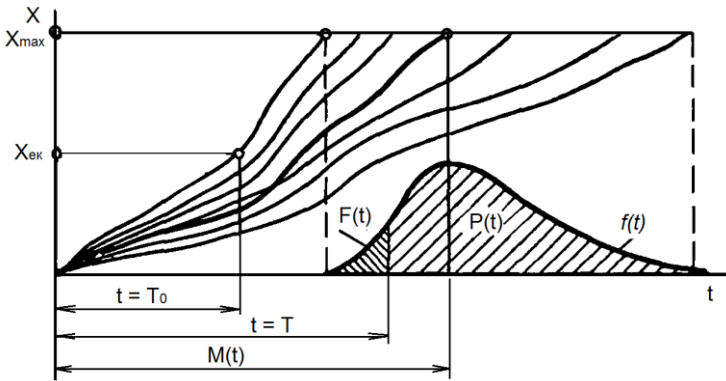


Рисунок 3.1 - Формування закону розподілу часу безвідмовної роботи

Значення T визначається граничнодопустимою величиною вихідного параметра $X = X_{\max}$ і деяким випадковим процесом втрати працездатності $X(t)$ — наприклад зносом виробу, його корозією, тощо. Термін служби (напрацювання) до відмови $t = T$ є випадковою величиною і характеризується деяким законом розподілу, наприклад густиною імовірності $f(t)$ (рис. 3.1) і числовими характеристиками - математичним сподіванням $M(t)$, дисперсією $D = \sigma^2$ та іншим.

Якщо є регламентоване значення імовірності безвідмовної роботи $P(t)$, то відповідне йому значення T перетворюється в не випадкову величину — гама-процентний ресурс. Термін служби (ресурс) T_p є не випадковою величиною і тоді, коли його значення задане виходячи з тих чи інших умов, наприклад з вимог системи ремонту і технічного обслуговування.

Після періоду роботи елемента $t = T_p$ деталь чи виріб повинні ремонтуватися чи замінитися. Помилкою є вважати, що виріб, як правило, працює до відмови. Це відноситься до дуже обмеженого числа деталей і вузлів, зазвичай до тих, що не чинять істотного впливу на працездатність машини. Типовим для виробів машинобудування є випадок, коли термін служби чи ресурс регламентовані і замінна деталь чи деталь, що ремонтується ще має потенційну працездатність, тому що не досягла свого граничного стану.

Деталь має, як правило, не один, а кілька термінів служби відповідно до тих причин, що обумовлюють відмову, і тих вихідних параметрів, що оцінюють якість деталі. Наприклад, вал машини може вийти з ладу в результаті зносу шийки, змінання шліців, деформації тіла валу і його втомного руйнування.

Відповідно і методи відновлення втраченої працездатності будуть різними: - шліфування шийки під підшипник ковзання, відновлення шліців, виправлення валу, його заміна в разі поломки. Довговічність складного виробу повинна оцінюватися з урахуванням термінів служби (напрацювання) окремих його елементів. При цьому необхідно установити причини, що визначають граничний стан і тривалість експлуатації виробу.

Граничний стан усієї машини, тобто припинення її експлуатації, визначається економічними факторами — її моральним зносом чи витратами, пов'язаними з фізичним зносом машини.

Моральний знос машини зумовлюється тим, що її споживча вартість стає нижчою припустимого для даної галузі промисловості рівня. Заміна застарілих машин новими здійснюється з урахуванням економічних факторів і перспектив розвитку даної галузі.

Фізичний знос машини веде до зростання витрат, пов'язаних з ненадійністю вище припустимих значень, і обумовлює доцільну тривалість експлуатації машини.

Для деяких машин може мати місце *критична тривалість експлуатації*, починаючи з якої при експлуатації виробу будуть різко зростати витрати на ремонт через знос найбільш дорогих вузлів машини чи небезпеки її подальшої експлуатації.

Для оцінки довговічності складного виробу застосовують дві категорії показників. По-перше, це показники, що характеризують вихід за припустимі межі основних технічних характеристик (вихідних параметрів) виробу в цілому. Це відноситься насамперед до показників, що характеризують точність функціонування, потужність, швидкість, ККД, тощо, усього виробу. *В цьому випадку основним показником довговічності буде ресурс (чи термін служби), пов'язаний з виходом за припустимі межі основних технічних характеристик виробу і настанням граничного стану виробу, коли подальша його експлуатація повинна бути припинена.*

По-друге, довговічність усієї машини повинна характеризувати її здатність виконувати свої робочі функції з мінімальними витратами на

заміну деталей, що зносилися, налагодження, ремонт і обслуговування. Чим менше сумарні витрати часу і засобів, що йдуть на відновлення працездатності машини протягом усього періоду її експлуатації, тим вона довговічніша.

Показником, що визначає довговічність машини, може служити коефіцієнт технічного використання $K_{тв}$, який дорівнює

$$K_{тв} = \frac{T_{роб}}{T_{роб} + \sum_{i=1}^n T_{рем i}} \quad (3.1)$$

де $T_{роб}$ — час роботи машини за деякий період експлуатації; $\sum T_{рем}$ — сумарна тривалість ремонтів машини за цей же період експлуатації. Коефіцієнт технічного використання є безрозмірною величиною ($0 < K_{тв} < 1$). Він чисельно дорівнює імовірності того, що в даний, довільно узятий момент часу машина працює, а не ремонтується.

Коефіцієнт технічного використання, узятий за період між плановими ремонтами і технічним обслуговуванням, називається коефіцієнтом готовності K_2 .

Коефіцієнт готовності K_2 оцінює непередбачені зупинки машини, наявність яких свідчить про те, що планові ремонти і заходи щодо технічного обслуговування не цілком виконують свою роль. K_2 чисельно дорівнює імовірності того, що виріб буде працездатним в довільно узятий момент часу в проміжках між плановими ремонтно-профілактичними заходами.

Варто підкреслити, що коефіцієнт технічного використання $K_{тв}$ часто не є повноцінною характеристикою, якщо розглядається обмежений проміжок часу, тому що малі витрати на ремонт за цей час ще не означають малих сумарних витрат за весь період експлуатації. Можливий варіант коли недостатня увага до профілактичних ремонтів і технічного обслуговування в процесі експлуатації машини (тобто незначні витрати на ремонт за період, що розглядається) приведуть до підвищених витрат часу і засобів під час наступних ремонтів, тому що буде мати місце більш інтенсивний знос машини.

Тому більш доцільно брати весь період експлуатації машини чи як мінімум до її капітального ремонту. Тому, як основний показник довговічності виробу варто застосовувати *коефіцієнт довговічності - K_d* , який дорівнює коефіцієнту технічного використання, узятому за весь період експлуатації.

Час, що затрачається на ремонт і технічне обслуговування, залежить не тільки від методів експлуатації і технології ремонту, але і від конструкції виробу, його придатності для ремонту й обслуговування.

Для визначення коефіцієнта довговічності K_d необхідно установити його залежність від термінів служби елементів виробу.

Час простою через ремонт даної i -ої деталі чи вузла машини буде

$$T_{рем\ i} = \frac{T_{роб}}{T_i} \tau_i \quad (3.2)$$

де T_i - термін служби (напрацювання) до відмови i -ої деталі (вузла) машини; τ_i ,- тривалість (трудомісткість) ремонту i -ої деталі машини (вузла) включаючи розбирання, складання та вивірку.

Відношення $T_{роб}/T_i$ показує, скільки разів протягом періоду, що дорівнює $T_{роб}$, ремонтувалася дана деталь. Для визначення K_d необхідно брати той період часу $T_{рем}$, коли мають місце усі види відмов, тобто більше, ніж термін служби T_i будь-якої деталі машини,

Підставляючи значення $T_{рем\ i}$ у формулу (3.1), одержимо коефіцієнт довговічності, виражений через терміни служби і трудомісткість ремонту деталей машини:

$$K_d = \frac{1}{1 + \sum_1^n \frac{\tau_i}{T_i}} \quad (3.3)$$

При періодичних ремонтах, коли одночасно ремонтується група деталей, під T_i розуміється час до чергового ремонту і під τ_i — його трудомісткість.

З формули (3.3) випливає, що основним методом підвищення довговічності машини є скорочення часу, що затрачується на ремонт, і підвищення терміну служби її деталей.

Як видно з формули (3.2), коефіцієнт K_d залежить від суми, що називається *відносними ремонтними втратами*:

$$z = \frac{\tau_1}{T_1} + \frac{\tau_2}{T_2} + \dots + \frac{\tau_n}{T_n} = \sum_1^n \frac{\tau_i}{T_i} \quad (3.4)$$

Відносні ремонтні втрати z можуть застосовуватися як самостійний критерій, що заміняє K_d при оцінці довговічності виробу.

З формул (3.3) і (3.4) видно, що підрахунок цих характеристик за середнім значенням усіх термінів служби $T_{сер} = \frac{\sum T_i}{n}$ і трудомісткості

ремонту $\tau_{сер} = \frac{\sum \tau_i}{n}$, як це часто роблять, дає невірний результат, тому

$$\text{що } \frac{\tau_{сер}}{T_{сер}} \neq \sum \frac{\tau_i}{T_i}.$$

Значення самих ремонтних витрат (показники K_d чи z) не свідчать про достатню безвідмовність виробу. Цим критерієм може служити імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ чи коефіцієнт готовності K_g після відповідного планового ремонту.

Ресурс чи термін служби складного виробу повинний призначатися як з умови його безвідмовності так і з огляду на витрати часу і засобів, необхідні для відновлення втраченої працездатності.

ЛЕКЦІЯ 4. КЛАСИФІКАЦІЯ ВІДМОВ

П р и ч и н и в і д м о в поділяються на *випадкові* й *систематичні*.

Випадкові причини — це непередбачувані перевантаження, дефекти матеріалу й погрішності виготовлення, не виявлені контролем, помилки обслуговуючого персоналу або збої системи керування. Приклади: тверді включення в оброблюване середовище, великі нерівності дороги, наїзди на перешкоди, неприпустимі відхилення розмірів заготовок або їхній неправильний затиск, раковини, гартівні тріщини. Випадкові фактори переважно викликають відмови при діях у несприятливих поєднаннях.

Систематичні причини — це закономірні явища, що викликають поступове нагромадження ушкоджень: вплив середовища, часу, температури, опромінення — корозія, старіння; навантаження й робота тертя — втома, повзучість, зношування; функціональні впливи — засмічення, злипання, витоки. Слід зазначити, що не дивлячись на те, що зазначені процеси протікають систематично, їх характер і прояв зумовлюється випадковими факторами.

Відповідно до цих причин і характеру розвитку й прояву відмови поділяють (рис. 4.1) на *рантові* (поломки від перевантажень, заїдання),

поступові за розвитком й раптові за проявом (утомне руйнування, перегорання ламп, короткі замикання через старіння ізоляції) і *поступові* (зношування, старіння, корозія, злипання). Раптові відмови внаслідок своєї несподіванки більш небезпечні, чим поступові. Поступові відмови являють собою виходи параметрів за межі допуску в процесі експлуатації або зберігання.

За причинами виникнення відмови можна також поділити на *конструкційні*, зумовлені недоліками конструкції, *технологічні*, зумовлені недосконалістю або порушенням технології, і *експлуатаційні*, зумовлені неправильною експлуатацією.

Поступові (зносіві) і раптові відмови.

Основною ознакою, що визначає різні види відмов, служить характер виникнення і протікання процесів, що приводять до відмов.

Поступові (зносіві) відмови (рис. 4.1, *а*) виникають у результаті протікання того чи іншого процесу старіння, що погіршує початкові параметри виробу.

Основною ознакою поступової відмови є те, що імовірність її виникнення $F(t)$ протягом заданого періоду часу від t_1 до t_2 залежить від тривалості попередньої роботи виробу t_1 . Чим більше експлуатувався виріб, тим вище імовірність виникнення відмови, тобто $F_2(\Delta t) > F_1(\Delta t)$, якщо $t_2 > t_1$ де $F(\Delta t)$ — імовірність відмови за період часу від t до $(t + \Delta t)$.

До цього виду відноситься більшість відмов машини. Вони пов'язані з процесами зносу, корозії, утоми і повзучості матеріалів.

Раптові відмови (рис. 4.1, *б*) виникають у результаті поєднання несприятливих факторів і випадкових зовнішніх впливів, що перевищують можливості виробу до їхнього сприйняття. Відмова виникає через деякий проміжок часу $T_{\text{в}}$, що є випадковою величиною.

Основною ознакою раптової відмови є незалежність імовірності її виникнення $F(t)$ протягом заданого періоду часу від t_1 до t_2 від тривалості попередньої роботи виробу t_1 .

Прикладами таких відмов можуть служити теплові тріщини, що виникли в деталі внаслідок припинення подачі змащення, поломки деталі через неправильну експлуатацію машини чи виникнення перевантажень, деформація чи поломка деталей, що потрапили в такі умови роботи, коли кожен параметр набуває екстремального значення (найбільші навантаження, мінімальна твердість матеріалу, підвищена температура тощо).

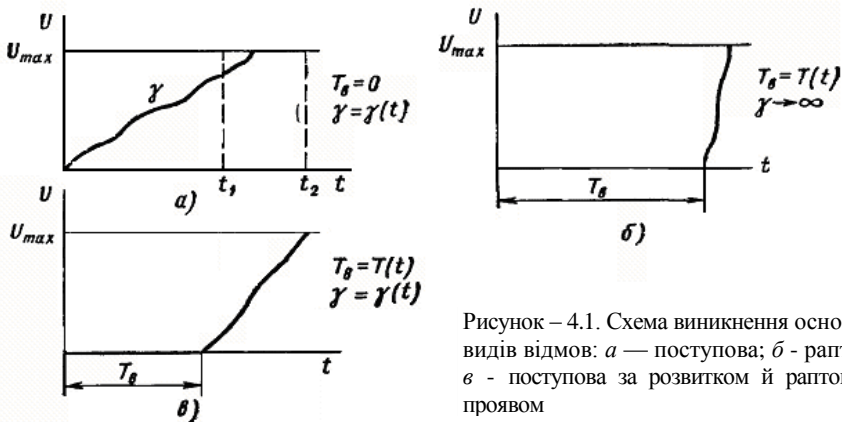


Рисунок – 4.1. Схема виникнення основних видів відмов: а — поступова; б - раптова; в - поступова за розвитком й раптова за проявом

Вихід з ладу в цьому випадку відбувається, як правило, раптово, без попередніх симптомів руйнування.

Наприклад, причиною відмови автомобільної покришки може бути як її знос у результаті тривалої експлуатації, так і прокол.

Імовірність відмови покришки через знос протектора в старій покришки в багато разів більше, ніж у новій. На противагу цьому прокол - раптова відмова - не пов'язана з тривалістю роботи покришки до даної події. Імовірність його виникнення залежить від стану дороги й однакова як для нових покришок, так і для таких, що знаходяться в експлуатації.

Розподіл на поступові і раптові відмови визначається природою їхнього виникнення. Раптовість відмов при експлуатації машини в результаті прихованості процесу руйнування ще не означає, що відмова відноситься до категорії раптових,

Критерієм тут буде служити наявність чи відсутність залежності $F(t)$ від часу попередньої роботи виробу.

Як приклад на рис. 4.2 показана пара тертя 1-2, де порушення працездатності сполучення відбувається в результаті задирки поверхонь тертя, що є наслідком двох причин.

По-перше, ушкодження поверхні може відбутися через попадання ззовні абразивної частки 3 і, по-друге, — через прояв схованого дефекту відливка — раковини 4, що може виявитися на поверхні тертя в міру зносу напрямної.

Обидві відмови проявляються приблизно однаково, однак їхня природа, і відповідно методи підвищення надійності, зовсім різні.

У першому випадку буде мати місце раптова відмова, тому що імовірність попадання абразивної частки залежить від зовнішніх факторів, а не від тривалості роботи машини. Підвищення безвідмовності в цьому випадку пов'язано з поліпшенням методів експлуатації і захисту поверхні тертя від забруднення.

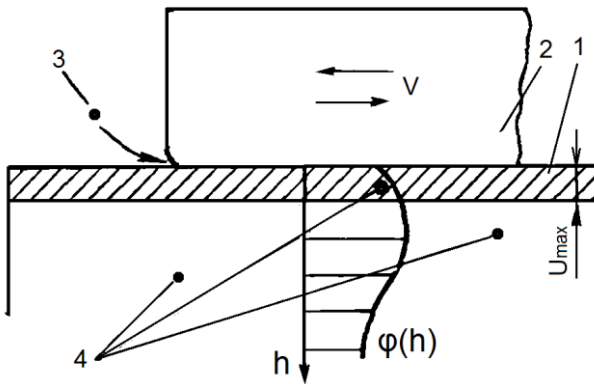


Рисунок 4.2. - Виникнення задирок на тертьових поверхнях 1 і 2: через попадання абразиву 3 чи прояв дефекту виливка 4

В другому випадку матиме місце поступова відмова, тому що її поява пов'язана з процесом зносу поверхні і з якістю самого матеріалу. Чим довше працює сполучення і більше зношується напрямна, тим вища імовірність появи на поверхні прихованого дефекту.

В разі виникнення даної відмови вона також сприймається при експлуатації виробу як раптова, тому що ніяких попередніх симптомів виходу виробу з ладу не було. Насправді це відмова уже визначена технологією, що допускає імовірність (нехай невелику) появи дефекту в деталі. На імовірність виникнення цієї відмови не впливає

поліпшення методів експлуатації виробу. Для запобігання задирок від дефектів виробу потрібно поліпшити технологію литва, яким виконані деталі 1 і 2.

Настання будь-якої відмови залежить від швидкості процесу ушкодження $\gamma = \frac{dU}{dt}$, де U — ступінь ушкодження, і від часу початку виникнення цього процесу T_e (рис. 7).

Для поступової відмови $T_e = 0$, тобто в експлуатації виробу, процес починається відразу, навіть якщо він спочатку практично не проявляється, а швидкість процесу є функцією часу $\gamma(t)$.

Для раптової відмови час її виникнення T_e є випадковою величиною і підлягає деякому закону розподілу $f(T_e)$, що не залежить від стану виробу. Процес протікає дуже швидко ($\gamma \rightarrow \infty$) і тому функція $f(T_e)$ визначає імовірність безвідмовної роботи. Може бути і третій вид відмов, що включає особливості двох попередніх (див. рис. 7, в), який будемо називати *поступові за розвитком й раптові за проявом* відмови. Тут час виникнення відмови — випадкова величина, що не залежить від стану виробу, а швидкість процесу втрати працездатності виробу $\gamma(t)$ залежить від його опірності.

Наприклад, зовнішні неприпустимі ударні впливи на машину (рідка випадкова подія) можуть виявитися джерелом виникнення утомної тріщини через концентрацію напружень. Поступовий розвиток тріщини буде відбуватися в міру подальшої експлуатації машини.

Відмови функціонування і параметричні відмови.

Наслідки відмов дуже різноманітні. Їх можна розділити на параметричні і відмови функціонування.

Відмови функціонування приводить до того, що виріб не може виконувати своїх функцій. Наприклад, у результаті відмови редуктор не обертається і не передає руху, двигун внутрішнього згорання не запускається, насос не подає масло, тощо. Часто відмови функціонування пов'язані з поломками чи заклинюванням окремих елементів виробу.

Параметрична відмова приводить до виходу параметрів (характеристик) виробу за припустимі межі. Такі відмови, як порушення точності обробки на верстаті, падіння ККД передачі, зниження максимальної швидкості руху автомобіля нижче норми й інші не обмежують можливість подальшого функціонування виробу. Однак

воно стає неприцездатним з погляду вимог, установлених технічними нормативами.

Для сучасних машин і виробів найбільш характерні параметричні відмови. Це пов'язано з високими вимогами до вихідних параметрів сучасних машин. Експлуатація виробу, що має параметричну відмову, може привести до дуже важких економічних і інших наслідків. Наприклад, до випуску неякісної продукції, що може бути причиною відмов у сфері її експлуатації, до невиконання виробом покладених функцій, до великих додаткових витрат часу і коштів.

У складних машинах і системах параметричні відмови елементів можуть привести до відмов функціонування. Наприклад, у багатоланковому механізмі, остання ланка якого здійснює невелике переміщення, у результаті зносу кінематичних пар можливий випадок, коли наявність зазорів приведе до того, що ведена ланка взагалі не буде переміщуватися.

Утрата потужності авіаційного двигуна може привести до неможливості польоту літака, зростання витоків в елементах гідросистеми керування веде до падіння тиску, що може викликати неспрацьовування золотника, що дає команду на включення агрегату тощо.

Відмови функціонування і параметричні відмови можуть бути як поступовими, так і раптовими.

Наприклад, раптова відмова вимірювального приладу через неприпустимі зовнішні впливи буде параметричною — якщо втрачена його точність через нагрівання від зовнішніх джерел тепла і відмовою функціонування — якщо відбулося заклинювання його механізмів через запилення атмосфери.

Фактичні і потенційні відмови.

При експлуатації будь-якого виробу може наступити його перша, а потім і наступні відмови. Якщо ці відмови запобігають завчасним виконанням ремонту і регулювань, то критерієм близькості відмови є ступінь ушкодження виробу, а відмова сприймається як потенційно можлива подія. Такі відмови будемо називати *потенційними*.

В інструкціях зі збору й обробки інформації про надійність різних машин при їхній експлуатації, як правило, зазначається, що відновлення працездатності окремих деталей, спряжень і вузлів, яке виконується у відповідності до правил технічного обслуговування і ремонту, не є

відмовами. Лише та втрата працездатності виробу, при якій потрібно позачергове втручання ремонтної служби, кваліфікується як відмова.

Такий підхід приводить до невірнього судження про надійність машини, тому що не враховуються потенційні відмови.

Для виробників і експлуатаційників характерне постійне прагнення до недопущення відмов в роботі машини. Це досягається правильною організацією системи ремонту і технічного обслуговування, застосуванням обґрунтованої системи керування якістю і надійністю при виробництві виробів і чітким виконанням правил експлуатації і ремонту. У результаті виріб може взагалі не мати відмов протягом експлуатації, проте рівень його надійності не буде задовольняти розробників і споживачів.

Тому, коли мова йде про відмову виробу, цю основну категорію теорії надійності, то маються на увазі в основному потенційно можливі, а не тільки фактичні відмови.

Припустимі і неприпустимі відмови.

Припустимі відмови пов'язані з процесами старіння, що приводять до поступового погіршення вихідних параметрів виробу. Сюди ж варто віднести раптові відмови, що викликані несприятливим поєднанням факторів, якщо останні знаходяться в межах, зазначених в ТУ на експлуатацію. Іноді конструктор свідомо допускає якусь (як правило, невелику) імовірність виникнення відмови, щоб полегшити й здешевити конструкцію. Це, зазвичай, припустимо лише в тих випадках, коли відмова не викликає катастрофічних наслідків. Наприклад, навіть у конструкціях літака допускається розвиток утомних тріщин у деяких елементах і панелях крил.

Неприпустимі відмови пов'язані з порушенням таких умов виробництва й експлуатації:

- порушення технічних умов при виготовленні і складанні виробів;
- порушення правил і умов експлуатації і ремонту — перевищення режимів роботи машини вище припустимих, порушення правил ремонту, помилки людей що керують машиною тощо — приховані причини, невраховані в технічних умовах і нормативах параметри. Виріб може бути виконано у відповідності до технічних умов (ТУ), однак самі ТУ не враховують усіх тих об'єктивно існуючих факторів, що впливають на надійність і виявляються в процесі експлуатації.

Прагнення до недопущення відмов в процесі експлуатації машини пов'язано з острахом наслідків відмов, що можуть бути

найрізноманітнішими — від незначного матеріального збитку до катастрофічних. Ці наслідки пов'язані з характером самої відмови і з такими факторами як час, необхідний для усунення відмови, можливість ремонту, тривалість існування відмови (можливість самовідновлення працездатності виробу), вплив даної відмови на імовірність виникнення інших більш небезпечних відмов та інше.

Всі особливості відмов і її наслідків достатньо характеризувати припустимою імовірністю безвідмовної роботи, що акумулює в собі і численно оцінює небезпеку наслідків відмови. Так, якщо відмова існує нетривалий час і самовідновлюється і за цей час не відбудеться незворотних порушень роботи машини, то буде допускатися більш низька імовірність безвідмовної роботи, ніж при «повній» відмові і більш небезпечних наслідках. При оцінці надійності складних виробів не тільки машина в цілому, але й окремі її вузли і деталі повинні характеризуватися припустимою імовірністю безвідмовної роботи. Для різних машин і виробів застосовуються категорії відмов, що відбивають їхню специфіку й оцінюють небезпеку відмов.

Для кожної категорії встановлюється своє значення припустимої імовірності безвідмовної роботи $P(t)$.

ЛЕКЦІЯ 5. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ

Напрямні ковзання верстатів використовуються в приводах подач та головного руху. Умови роботи напрямних дуже різноманітні, вони відрізняються характером тертя, режимом роботи (швидкістю відносних переміщень рухомого вузла по нерухомій деталі, навантаженням на стикове сполучення, розподілом тиску між напрямними та по довжині напрямних), ступенем захисту напрямних від забруднення, характером забруднення, що попадає на напрямні (стружка, абразивні матеріали, мастильно-охолоджуючі середовища тощо), характером мащення напрямних, умовами експлуатації та рівнем технічного обслуговування верстата.

Швидкість руху напрямними ковзання в приводі подачі дуже суттєво різниться навіть у верстаті однієї моделі. Швидкість робочої подачі в універсальних верстатах традиційної конструкції (токарних, фрезерних) може змінюватися в межах від 0,001м/хв. до 2,5 м/хв., в

верстатах з ЧПУ до 4-6 м/хв., урізна подача в шліфувальних верстатах знаходиться в межах 0,01-4,5 мм/хв. Швидкість прискореного переміщення в верстатах з ручним керування, як правило не перевищує 3-3,5 м/хв., в верстатах з ЧПУ – до 6-15 м/хв. Швидкості робочих подач замалі для виникнення гідродинамічної підйомної сили та утворення гідродинамічного несучого шару, тому напрямні ковзання працюють в режимі змішаного, а частіше, граничного тертя, інколи напівсухого. Внаслідок недосконалого мащення та режиму тертя напрямні ковзання інтенсивно зношуються, на них можуть утворюватися задирки, забоїни.

Знос напрямних відбувається внаслідок пошкодження плівки мастила, яке спостерігається в разі недостатньої кількості масла, зростання тиску на поверхнях тертя, попадання на поверхні твердих часток (тверді складові матеріалів пар тертя, стружка, абразивні зерна, окалина тощо). В умовах граничного тертя, що є найбільш характерним для напрямних подачі, коли шар змащення не перевищує 0,1 – 0,2 мкм, на тертя та зношування впливають як характеристики сполучених матеріалів так і властивості мастильного шару. Крім зношування від місцевих розривів масляної плівки істотний вплив на процес руйнування поверхневих шарів чинить ефект адсорбційного пластифікування, тобто полегшення пластичних деформацій у наслідок дії поверхнево-активних речовин. Взаємодія поверхнево-активних речовин шару граничного змащення з поверхневим шаром металу може призвести до зниження міцності й виникнення крихкого руйнування в умовах малої інтенсивності напруженого стану.

Недостатність мащення може спостерігатися на вертикальних напрямних, на горизонтальних напрямних, особливо на вертикальних та похилих гранях при проточному мащенні, особливо в разі подачі масла без примусового тиску, на планках, куди масло надходить самопливом. На напрямних забруднених відходами обробки тверді дисперговані елементи, маючи розвинуту поверхню, утримують значні кількості масла і, у випадку бідного мащення, тертьові поверхні можуть оголюватися, що не лише сприяє інтенсифікації зношування, а і призводить до скріплювання (*схоплювання*) та утворення задирок.

Забруднення металевою стружкою, піском, абразивом, окалиною багаторазово збільшує знос напрямних і в умовах змішаного тертя підвищує втрати на тертя.

Напрямні токарних верстатів, зайнятих тільки на чистовій обробці деталей, зношуються в 1,3-1,6 разів менше ніж напрямні

верстатів, що одночасно виконують чистову обробку і обдирку. На таких режимах перехід від сталевих деталей до обробки сталевих (80%) та чавунних (20%) деталей зумовлює збільшення зносу напрямних в 1,5-2рази.

Наявність щитка для захисту передньої напрямної на токарних верстатах збільшує довговічність напрямних в середньому в 1,5 рази.

Напрявні полозків токарних верстатів зношуються значно більше ніж напрямні станини. Максимальне значення зносу напрямних полозків вище відповідного значення зносу напрямних станини в середньому в 2 –2,5 рази.

Навантаження на напрямних у більшості верстатів змінне. У токарних, консольно-фрезерних та деяких інших верстатах, де навантаження від сил різання складає значну частку загального навантаження, значна частина шляху тертя здійснюється на зниженому тиску, який створюється від дії маси переміщуваних вузлів; ця частина шляху тертя здійснюється, як правило, на більш високих швидкостях (прискорені переміщення).

Збільшенню зношування, особливо посиленню скріплювання (схоплювання) й утворенню задирок, сприяють такі фактори:

високі місцеві тиски в зонах контакту внаслідок порушення початкової точності контакту в напрямних в експлуатації (деформації станин і столів (полозка), нерівномірне зношування сполучених напрямних прямолінійного руху, особливо в поздовжньому перетині);

забруднення напрямних відходами обробки. Наявність твердих часток металу й абразиву в масляному шарі між поверхнями тертя різко підсилює схоплювання;

відсутність або недостатність змащення. У багатьох випадках причиною збільшення зношування й утворення задирок на напрямних є відсутність змащення (ушкодження системи змащення, несвоєчасне заливання масла тощо).

Причиною задирок (при справній системі змащення) на напрямних головного руху з парово тертя чавун - чавун є втрата мастильної здатності масла в умовах високої температури, яка утворюється при роботі одночасно з високими тисками й швидкостями ковзання, що характерно для кругових напрямних карусельних верстатів, і в разі значної деформації столів або станин для напрямних стола поздовжньо-стругальних верстатів.

Розрахунок напрямних ковзання за видом тертя

Розрахунок ведеться за критерієм максимального використання гідродинамічної підйомної сили в умовах змішаного тертя. Режим роботи напрямних може характеризуватися параметром

$$\lambda = \frac{\mu \cdot v}{\sigma} = 1175 \cdot 10^2 \frac{1 + (L/B)^2}{L \cdot c_p} \cdot h_1^2, \quad (5.1)$$

де μ – динамічна в'язкість мастила, мПа·с;

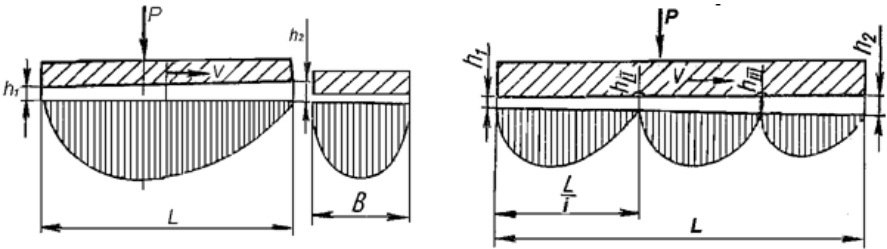
v – швидкість відносного руху (ковзання) м/с;

σ – тиск на поверхнях ковзання, кг/см²;

L, B – довжина і ширина, відповідно, напрямної, мм;

h_1 – мінімальна товщина масляної плівки в зазорі, мм;

c_p – коефіцієнт, що залежить від відношення h_2/h_1 (рис. 5.1).



а – без поперечних канавок;

б – з поперечними канавками

Рисунок 5.1 – Епюри гідродинамічного тиску в мастильному шарі напрямних

Максимум значення c_p , а отже і сили P , що підтримує, відповідає оптимальному значенню нахилу каретки $h_2/h_1 = 2,2$. Тоді $c_p = 0,16$.

За критичного значення швидкості $v = v_{кр}$ (або $\lambda = \lambda_{кр}$), коли найменша товщина масляного шару $h_1 = h_{кр}$ достатня для забезпечення умов рідинного тертя, нахил каретки також буде оптимальним.

Критична швидкість, за якої виникає гідралічна підйомна сила

$$v_{кр} = \frac{\lambda_{кр} \sigma}{\mu}$$

Підставивши з формули 5.1 значення $\lambda_{кр}$ одержимо значення критичної швидкості для вибраних параметрів напрямних. Збільшення довжини L та зменшення ширини B напрямних визначає зростання

критичної швидкості і навпаки зменшення довжини L та збільшення ширини B напрямних знижує величину критичної швидкості за однакових інших умов. Для зменшення довжини напрямної L доцільно виконувати на напрямній поперечні канавки (рис. 5.1, б), що сприятиме виникненню гідродинамічної підйомної сили на менших швидкостях ковзання.

Коефіцієнт змішаного тертя

$$f_v = f_{v\min} \left[1 - K_v \sqrt[3]{\frac{\lambda}{\lambda_{kp}}} \right], \quad (5.2)$$

де $K_v = 1 - \frac{f_p}{f_{v\min}}$;

f_p - коефіцієнт рідинного тертя; $f_{v\min}$ - коефіцієнт тертя на достатньо малій швидкості (близько $v = 0,5 - 1$ мм/хв.), залежить головним чином від матеріалів поверхонь тертя та незначною мірою від μ та σ .

Знос жорстко зв'язаних сполучень

Спільний знос плоских напрямних. Для оцінки зносу жорстко зв'язаних сполучень у багатьох випадках необхідно визначити не тільки величину реакції, але і точку її прикладення, що впливає на характер епюри тисків і зміну положення сполучених тіл при зносі. Розглянемо знос у поперечному перерізі плоских поступальних напрямних для випадку, коли каретка (стіл), що переміщається має високу жорсткість, а зовнішня сила прикладена ексцентрично (рис. 5.2, а). Напрявні, що не допускають бічного зсуву каретки, на схемі не показані. При розгляді діючих сил невідомими є не тільки реакції в напрямних P_1 і P_2 , але і точки їхнього прикладення — ексцентриситет стосовно середини напрямних ε_1 і ε_2 . Статика дає всього два рівняння, що включають ці невідомі:

$$P = P_1 + P_2 \quad (5.3)$$

$$P_1 \left(b_1 + \frac{a_1}{2} - \varepsilon_1 \right) = P_2 \left(b_2 + \frac{a_2}{2} + \varepsilon_2 \right) \quad (5.4)$$

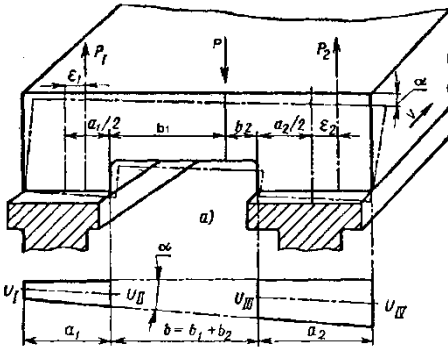


Рисунок 5.2 - Спільний знос плоских напрямних

Для одержання двох додаткових рівнянь необхідно розглянути спільний знос цих двох жорстко зв'язаних сполучень. В процесі зносу каретки вона опускається і повертається на деякий кут α . Області взаємного проникнення, що визначають залежність між зносом сполучень, складаються з двох трапецій з однаковим кутом α (рис. 5.2, б).

Два додаткових рівняння можна одержати з геометричних співвідношень (з подоби трикутників), наприклад, у виді

$$\frac{U_{II} - U_I}{U_{III} - U_{II}} = \frac{\gamma_{II} - \gamma_I}{\gamma_{III} - \gamma_{II}} = \frac{a_1}{b} \quad (5.5)$$

$$\frac{U_{III} - U_{II}}{U_{IV} - U_{III}} = \frac{\gamma_{III} - \gamma_{II}}{\gamma_{IV} - \gamma_{III}} = \frac{b}{a_2} \quad (5.6)$$

Ці два рівняння і будуть тими додатковими умовами, що дозволять вирішити дану статично невизначену задачу. З огляду на те, що в залежностях (5.5) і (5.6) можна знос сполучення замінити на швидкість зношування (оскільки береться їхнє відношення), одержимо:

$$\gamma_{II} - \gamma_I = \frac{P_1 v (k_1 + k_2) \varepsilon_1}{12 a_1 H} \quad (5.7)$$

$$\gamma_{IV} - \gamma_{III} = \frac{P_2 v (k_1 + k_2) \varepsilon_2}{12 a_2 H} \quad (5.8)$$

$$\gamma_{III} - \gamma_{II} = \frac{v(k_1 + k_2)}{H} \left[\frac{P_2}{a_2} \left(1 - 6 \frac{\varepsilon_2}{a_2} \right) - \frac{P_1}{a_1} \left(1 - 6 \frac{\varepsilon_1}{a_1} \right) \right] \quad (5.9)$$

де H — довжина каретки; v — середня швидкість її руху. Підставляючи значення γ з (5.7), (5.8) і (5.9) у залежності (5.5) і (5.6), одержимо два додаткових рівняння, що містять ті ж невідомі P_1 , P_2 , ε_1 і

ε_2 , що й у рівняннях статички. Рішення даної системи дозволить визначити всі необхідні дані для виявлення силової картини і для оцінки параметрів зносу. Аналогічний метод можна застосувати і при врахуванні контактних деформацій.

Забезпечення працездатності напрямних

Працездатність напрямних повинна забезпечуватися розпочинаючи з етапу проектування та підтримуватися на етапах виготовлення і експлуатації.

Напрявні мають забезпечувати необхідні параметри руху: швидкість руху, закон руху робочого органу, дотримання траєкторії руху, що забезпечує точність роботи верстата.

Конструктивні розміри напрямних впливають на характер тертя в напрямних, коефіцієнт тертя, швидкість зносу напрямних. Як впливає з формули (5.2), зниження критичної швидкості $v_{кр}$ і коефіцієнту тертя f залежить від ширини граней напрямних. Збільшення ширини грані сприяє зниженню критичної швидкості для переходу до режиму гідродинамічного тертя. До того ж збільшення ширини грані позитивно впливає на зменшення швидкості зносу поверхонь тертя. Ці особливості напрямних широко використовують в конструкціях сучасних верстатів, включно з верстатами з ЧПУ, багатоцільовими, багатофункціональними верстатами. Набули широкого застосування напрямні коробчастої форми (Box Way), які забезпечують роботу приводів подач в широкому діапазоні швидкостей. Максимальні швидкості робочих рухів та прискорених переміщень, які забезпечуються такими напрямними досягають 20 – 30 м/хв. Використання напрямних ковзання взагалі і коробчастих напрямних зокрема доцільно в тих випадках, коли на напрямні діють значні навантаження, крім того напрямні ковзання забезпечують значно краще демпфування у порівнянні з напрямними кочення (рис.5.3, 5.4), що покращує динамічну жорсткість верстата та підвищує точність обробки і якість обробленої поверхні.

Для забезпечення довговічності напрямних, як зазначалося вище, необхідно забезпечити на поверхнях тертя мінімальну величину коефіцієнту тертя. Умови роботи напрямних подачі не сприятливі для одержання рідинного тертя, якщо не брати до уваги гідростатичне навантаження.

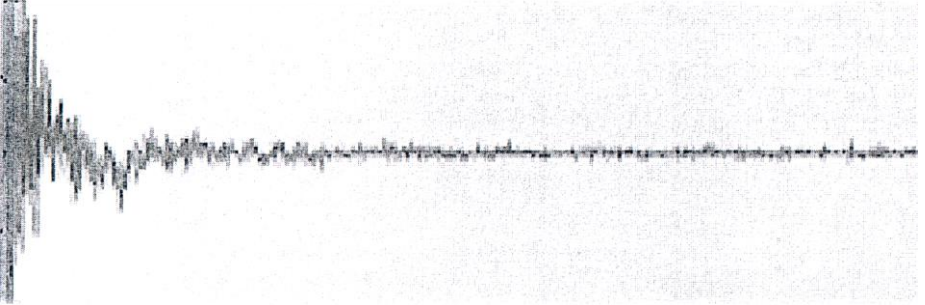


Рисунок 5.3 - Вібрації коробчастих напрямних (Box Way) з накладками Turcite універсальних токарних верстатів TC300.



Рисунок 5.4 - Вібрацій лінійних напрямних кочення універсальних токарних верстатів TC300

З метою зниження зносу поверхонь тертя напрямних, забезпечення рівномірного руху робочих органів напрямними, уникнення стрибкоподібного руху на малих швидкостях подач необхідно застосовувати в парах тертя матеріали, що забезпечують зниження коефіцієнту тертя та зменшення співвідношення між статичним та кінематичним коефіцієнтами тертя. Для цього використовують антифрикційні сплави, пластикові та композиційні матеріали, спеціальні мастильні матеріали з антистрибковими властивостями. Важливе значення для забезпечення довговічності має надійний захист напрямних від забруднення та забезпечення оптимального режиму мащення напрямних.

Матеріали напрямних

Основним матеріалом для напрямних ковзання є чавун. Чавунні напрямні виготовляють як одне ціле разом з базовою чи корпусною

деталлю. З метою підвищення зносостійкості і довговічності напрямних їх гартують з подальшим шліфуванням. Більш доцільним є шліфування напрямних нерухомих корпусних деталей периферією шліфувального круга, оскільки такий вид шліфування у порівнянні зі шліфуванням торцем круга забезпечує більшу продуктивність, підвищену точність та кращу якість поверхні.

В деяких випадках застосовують шабрення не гартованих чавунних напрямних: якщо неможливо забезпечити за допомогою механічної обробки необхідну точність; для обробки важкодоступних граней напрямних та для напрямних значної довжини. Для високоточних верстатів часто застосовують шабрення "на себе". Шабрення забезпечує високі показники прямолінійності та площинності. Деякі верстатобудівні фірми з успіхом застосовують в конструкціях верстатів чавунні шабрені напрямні ковзання. Компанія "KITAMURA" в обробних центрах серії "Mусentr F" використовує за усіма лінійними осями напрямні ковзання оброблені ручним шабренням, які забезпечують підвищену зносостійкість, поглинання вібрацій та високі швидкості подачі (до 50 м/хв.).

Для зниження тертя на напрямних ковзання використовують антифрикційні сплави на основі цинку та бронзи. Напрямна нерухома деталі, наприклад станини, виконується з чавуну або накладною зі сталі, а на напрямній рухомого вузла (стола, супорта, каретки) закріплюється пластина з антифрикційного сплаву ЦАМ 10-5. В таких напрямних у порівнянні з парою тертя чавун – чавун спостерігається зниження коефіцієнту тертя спокою до 50%, з 0,25 до 0,17 (рис. 5.5) та відповідне зниження коефіцієнту тертя руху.

Більш суттєвого зниження коефіцієнту тертя та збільшення довговічності напрямних ковзання можна досягти використанням полімерних композиційних матеріалів "Turcite В", "Rulon 143", наповнених фторопластів Ф4, Ф4К15, які наклеюються у вигляді смуги на напрямних рухомого вузла. В парі з напрямною з сірого чавуну зазначені матеріали забезпечують низьке тертя. Коефіцієнт тертя спокою для напрямних з використання полімерних матеріалів знаходиться в межах 0,03 – 0,05 і мало змінюється з тривалість нерухомого контакту. Коефіцієнт тертя таких напрямних в умовах належного мащення мало залежить від швидкості відносного ковзання. Важливою особливістю полімерних матеріалів є їх можливість працювати за умови відсутності мастила без суттєвого зростання

коефіцієнту тертя, що надзвичайно важливо для напрямних подачі верстатів. Так для пари тертя, один з елементів якої виконано з сірого чавуну G.S. 55 з твердістю HB 264 і $Ra=0,47$, а інший з матеріалу Turcite В коефіцієнт тертя в умовах сухого контакту починає суттєво зростати тільки на швидкості відносного руху понад 1000 мм/хв. Застосування полімерних матеріалів забезпечує високу довговічність напрямних, після початкової фази роботи напрямних, коли відбувається припрацювання поверхонь тертя знос стабілізується і мало зростає протягом тривалої роботи напрямних (рис. 5.6).

Режим роботи напрямних сучасних верстатів з високим

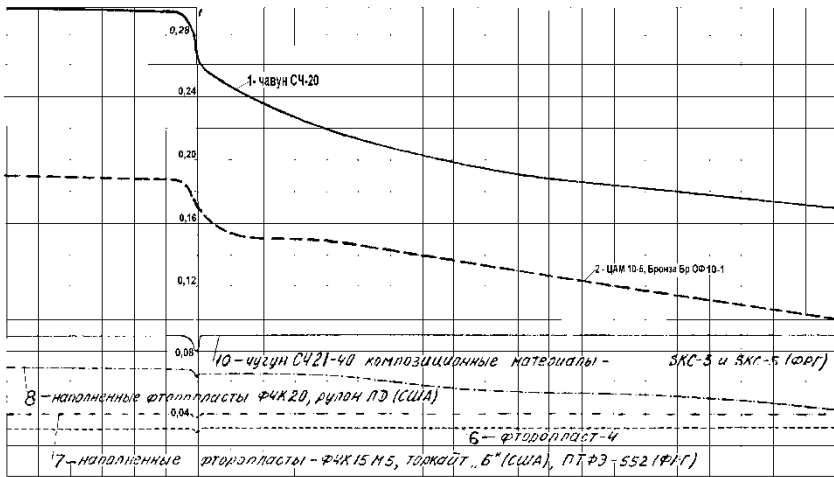


Рисунок 5.5 – Залежність коефіцієнту тертя від тривалості нерухомого ковзання t_k та швидкості відносного ковзання v .

Тертя по чавуну СЧ 20, HB180, тиск 0,2 МПа, мащення маслом: 1-5 індустріальне И-20А; 6 – антистрибкове ИНСП -40. Матеріали 1 – чавун СЧ 20; 2 – сплав ЦАМ 10-5; 8 – фторопласт Ф4К20, рулон ПЭ (США); 7 – фторопласт Ф4К15М5, Turcite В; 6 – фторопласт – 4; 10 – чавун СЧ 20.

швидкостями прискорених переміщень та великими прискореннями (до 1g) та одночасно з малими швидкостями робочих подач вимагає застосування досконалих систем мащення. Використання періодичного мащення та проточних систем не може забезпечити надійного режиму мащення напрямних. Доцільним є використання централізованих систем, які забезпечують подачу мастила у визначені точки мащення в визначених обсягах і з визначеним тиском.

Машення напрямних

Масило для напрямних вибирають у залежності від умов роботи, навантаження, ступеню забруднення поверхонь напрямних. В'язкість масла для горизонтальних напрямних вибирають меншою ніж для вертикальних; зі зростанням навантаження на гранях напрямних доцільно вибрати масла з більшою в'язкістю. Якщо напрямні працюють в умовах забруднення, то необхідно вибрати меншою з тим, щоб забезпечити змивання забруднюючих часток та знизити інтенсивність зношування. В умовах рясного змащення знос поверхонь мало залежить від в'язкості масла (в межах $\nu_{40} = 12 - 50$ сСт).

Значний ефект досягається використанням мастил з антистрибковими присадками. Антистрибкові масла призначені для застосування в напрямних ковзання високоточних верстатів, верстатів з ЧПУ та інших верстатів, де потрібна рівномірність повільних переміщень, точність і чутливість установлювальних переміщень столів, супортів, повзунів, бабок та інших вузлів, а також необхідно знизити рівень коефіцієнтів тертя статичного та кінематичного.

Масла з поверхнево-активними присадками, в тому числі антистрибкові масла для напрямних в умовах роботи з забрудненими поверхнями тертя підвищують знос поверхонь у порівнянні з індустріальними маслами тієї самої в'язкості.

Причинами підвищеного зносу пар тертя в умовах роботи з маслами, що містять поверхнево-активні присадки є:

- “пластифікуюча”, пом'якшуюча дія адсорбованих поверхнево-активних речовин на найтонші поверхневі шари металу під впливом високих дотичних напружень, що виникають під час пластичного деформування та різання металу твердими частками відходів обробки. Поверхневоактивні присадки у вузлах тертя в умовах

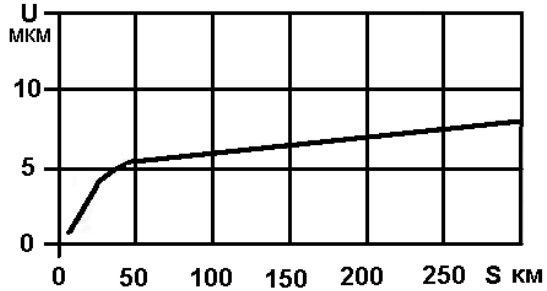


Рисунок 5.6 – Залежність зносу поверхонь тертя сірих чавун – Turcite B змащених від шляху

малих навантажень та добре припрацьованих поверхнях розділяють поверхні та знижують знос металу, в умовах великих навантажень та високих місцевих тисках виникають значні дотичні напруження в поверхневих шарах м'якшого металу і поверхнево-активне середовище, полегшуючи деформації, збільшує інтенсивність зносу.

- хімічна (поліруюча) дія присадок – це утворення плівок металевого мила, що видаляються і безперервно відновлюються в процесі тертя.

- налипання твердих елементів забруднення на поверхні тертя внаслідок поверхневого натягу тонкого шару масла.

Мастила ИНСп містять протистрибкову, протизадирну, адгезійну, солюбілізуєчу й антипінну присадки. Застосовують для змащення напрямних ковзання й кочення металорізальних верстатів, передач ходовий гвинт-гайка верстатів особливо високої точності, із програмним керуванням, важких й інших, де потрібні рівномірність повільних переміщень, точність і чутливість установчих переміщень столів, супортів, повзунів, бабок, стояків й інших вузлів, а також де необхідно знизити рівень коефіцієнтів тертя в статичних і кінетичних умовах.

Масло ИНСп-40 застосовують для змащування легко- і середньонавантажених горизонтальних напрямних.

Масло ИНСп-65 використовують для змащування середньо- і важконавантажених горизонтальних напрямних, а також вертикальних напрямних або вертикальних і горизонтальних напрямних при загальній системі змащування.

Масло ИНСп-110 використають для вертикальних напрямних, а також горизонтальних напрямних з вертикальними гранями великої площі.

Масла серії Mobil Vactra Oil рекомендуються для змащення горизонтальних напрямних, малих і середніх верстатів, де питоме навантаження не перевищує 0,5 МПа для плоских або 0,27 МПа для V-подібних напрямних, особливо в тих випадках, коли потрібна висока точність обробки в умовах великих навантажень і малих швидкостей переміщення вузлів верстатів.

ЛЕКЦІЯ 6. ДОВГОВІЧНІСТЬ НАПРЯМНИХ КОЧЕННЯ ВЕРСТАТІВ

Напрямні кочення знаходять широке застосування у верстатобудуванні для лінійного переміщення виконавчих органів верстатів. Їх використовують у верстатах з ЧПУ та багатоцільових верстатах для переміщення супортів, столів, полозків; у шліфувальних верстатах для переміщення шліфувальних бабок; у координатно-розточувальних та інших верстатах де потрібне поєднання переміщення робочого органу з високою точністю на малих швидкостях в процесі обробки та переміщення з високою швидкістю під час встановлювальних переміщень.

Напрямні кочення мають такі достоїнства:

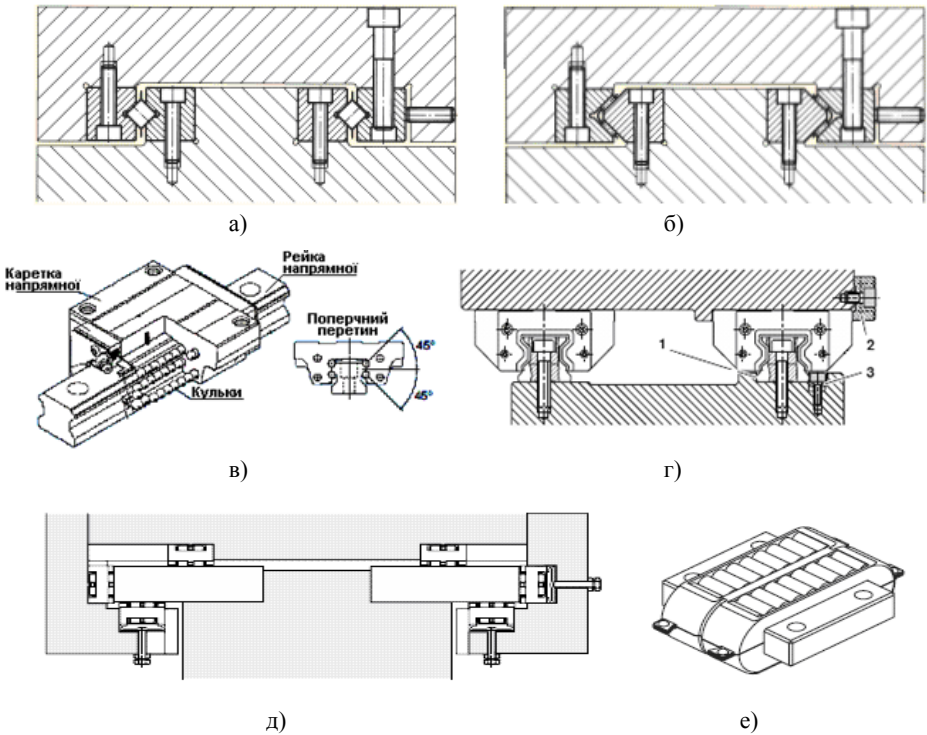
- Практична незалежність коефіцієнту тертя від швидкості переміщення робочого органу (відсутні стрибки);
- висока точність встановлювальних переміщень;
- малий коефіцієнт тертя;
- незначний знос тіл кочення та напрямних елементів;
- мале тепловиділення в приводі та малі габарити приводу для переміщення вузла напрямними;
- висока довговічність за точністю.

До недоліків напрямних кочення в порівнянні з напрямними ковзання відносяться: знижене демпфірування вздовж напрямних в умовах відсутності руху напрямними та в умовах руху з малими швидкостями, підвищена чутливість до забруднення.

Напрямні кочення з попереднім натягом забезпечують відсутність зазорів у сполученні, достатньо високу жорсткість та дещо більші, ніж в напрямних без натягу, демпфувальні властивості. На реальних величинах попереднього натягу втрати на тертя в напрямних досить малі і точність встановлювальних переміщень так само висока, як і в напрямних без натягу.

Довговічність напрямних кочення

Знос напрямних кочення відбувається внаслідок втоми елементів сполучення (напрямної та тіл кочення) та внаслідок тертя в елементах.



а – роликові хрестові напрямні; б – роликові напрямні з паралельними осями; в – кулькові рейкові напрямні; г – роликові рейкові напрямні з циркуляцією роликів; д – напрямні з роликовими опорами; е – роликова опора.

Рисунок 6.1 – Типи напрямних кочення, що застосовуються в металорізальних верстатах

В процесі кочення лінійної опори під навантаженням напрямна та тіла кочення (кульки чи ролики) перебувають під постійним циклічним навантаженням. В наслідок втоми матеріалу відбувається втомне руйнування поверхонь – частки поверхонь відшаровуються.

Довговічність напрямної кочення (лінійної опори) визначається загальною відстанню переміщення від часу запуску до часу, коли на поверхні напрямної або елемента кочення з'являться перші пластівці відшарування. Довговічність опор може суттєво відрізнятись навіть тоді, коли вони виготовлені і експлуатуються в однакових умовах.

Номинальна довговічність опори це загальна сума максимальної відстані переміщення без викришування (відшарування) 90% опор від групи деякого типу, що випробовувалися в однакових умовах переміщення. Якщо потрібна більша ймовірність безвідмовної роботи то ресурс повинен бути скорочений з врахуванням коефіцієнту a , який наведений в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Залежність ресурсу опори від ймовірності безвідмовної роботи.

Ймовірність безвідмовності	90	95	96	97	98	99
a	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Ресурс лінійної опори, що рухається під навантаженням визначається через динамічну вантажопідйомність C . Динамічна вантажопідйомність за визначенням ISO, це навантаження стале за напрямком та величиною, за якого номінальний ресурс складає 100 км, для групи однакових опор. Деякі виробники, зокрема компанія ТНК для кулькових опор, використовують, з різних причин, вантажопідйомність з номінальним ресурсом 50 км. Динамічна вантажопідйомність опор кочення для ресурсу 50 км може бути перерахована таким чином

$$C_{50} = C \cdot 1,23 \text{ для роликових опор;}$$

$$C_{50} = C \cdot 1,26 \text{ для кулькових опор.}$$

Статична вантажопідйомність – це статичне навантаження в напрямку дії сили навантаження, що відповідає розрахунковому напруженню в центрі найбільш навантаженої точки контакту між тілами кочення і доріжками кочення каретки і напрямної. Таке напруження зумовлює загальну деформацію тіла і доріжки кочення, що дорівнює приблизно 0,0001 діаметра тіла кочення

Довговічність L лінійних опор можна розрахувати, виходячи з динамічної вантажопідйомності C та з прикладеного до опори навантаження F

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \cdot 100, \text{ км.} \quad (6.1)$$

Ресурс опори в годинах роботи

$$L_h = \frac{L}{2 s n 60}, \text{ год.}$$

Якщо опора працює зі змінною швидкістю, її ресурс визначається

$$L_n = \frac{L}{60v_m}, \text{ год.}$$

де L номінальна довговічність опори, м;

s – довжина ходу каретки, м;

n – частота ходів (число подвійних ходів) за хвилину;

v_m – середня швидкість руху, м/хв.

$$v_m = \frac{t_1 v_1 + t_2 v_2 + \dots + t_n v_n}{100},$$

v_1, v_2, \dots, v_n – швидкість переміщення, м/хв.

t_1, t_2, \dots, t_n – періоди часу пропорційні v_1, v_2, \dots, v_n , %.

Прикладене до опори навантаження може суттєво відрізнятись від розрахункового, оскільки не завжди вдається отримати достовірний розподіл навантаження на конкретну опору, особливо коли робота опор супроводжується вібраціями та ударами. Номінальний ресурс також залежить від твердості напрямної та температури опори.

Виходячи з цього, рівняння (6.2) для кулькових напрямних з ресурсом 50 км можна подати у вигляді

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{F_C} \right)^3 \cdot 50, \text{ км}; \quad (6.2)$$

для роликових напрямних, враховуючи номінальний ресурс 100 км, у вигляді

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{F_C} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100, \text{ км} \quad (6.3)$$

де F_C - розрахункове навантаження, Н;

C – динамічна вантажопідйомність, Н;

f_H - коефіцієнт твердості, що враховує твердість доріжок та тіл кочення опори;

f_T - температурний коефіцієнт, що враховує температуру опори.

Якщо температура опори перевищує 100°C, довговічність опори знижується;

f_C - контактний коефіцієнт, що враховує кількість опор, установлених на робочому органі;

f_w – коефіцієнт навантаження, що враховує характер навантаження на опору: швидкість руху, вібрації, удари тощо.

Для забезпечення оптимальної вантажопідйомності та працездатності лінійних опор напрямна та тіла кочення (кульки чи ролики) повинні мати твердість поверхні еквівалентну HRC 58-64 на необхідній глибині. Якщо твердість елементів напрямної знижена то довговічність скорочується і допустимі навантаження знижуються, що повинно враховуватися введенням коефіцієнту f_H .

Коли кілька лінійних опор (карок) використовуються в закритому контакті одночасно, то важко досягти одноманітного розподілу навантаження зумовленого моментом навантаження та точністю монтажу опор. Розсіювання навантаження на опорні блоки впливає на точність обробки та довговічність самих опор і повинно враховуватися введенням коефіцієнта f_c .

Робота металорізальних верстатів супроводжується вібраціями та ударами, особливо в процесі високошвидкісної обробки та під час пусків і гальмування. Визначити величину та характер вібрацій надзвичайно важко, тому вплив швидкості та вібрацій повинен враховуватися в розрахунках довговічності введенням експериментально визначеного коефіцієнту f_w , значення якого може змінюватися від 1 для слабких вібрацій і низької швидкості руху до 3,5 для сильних вібрацій і високої швидкості.

Навантаження, прикладене до лінійної опори, суттєво залежить від характеру роботи обладнання. Так в металорізальному верстаті робочий орган (стіл, супорт, шпindelна бабка) переміщується на швидкому ході до зони обробки, а потім рухається зі швидкістю робочої подачі, але до вузла буде прикладене зусилля різання; промисловий робот встановлює заготовку на верстат та знімає оброблену деталь, що вже має іншу вагу. Тому, розраховуючи дійсну довговічність опори, необхідно враховувати змінність їх умов роботи, для чого необхідно визначити постійне середнє навантаження прикладене до опори.

1. Коли навантаження на опору змінюється ступінчасто (рис. 6.2), то постійне середнє навантаження F_m може бути одержане з рівняння

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L}(F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + \dots + F_n^3 L_n)}, \quad (6.4)$$

F_n – змінне навантаження;

L – загальний шлях переміщення;

L_n – шлях переміщення під навантаженням F_n .

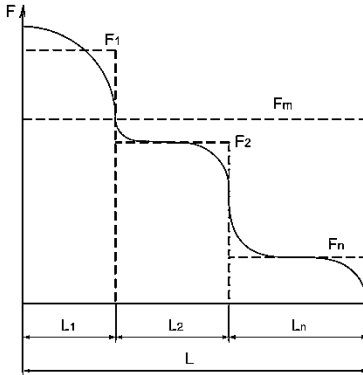


Рисунок 6.2 – Ступінчаста зміна навантаження

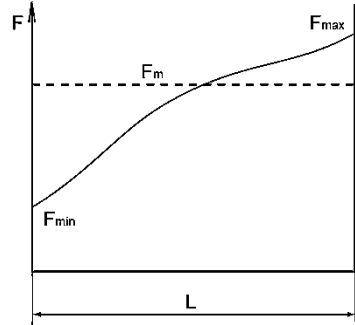


Рисунок 6.3 – Монотонна зміна навантаження

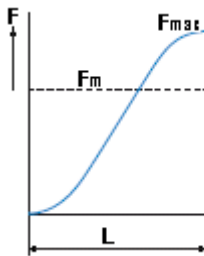
2. Коли навантаження змінюється за кривою, показаною на рис.6.3, то постійне середнє навантаження F_m може бути одержане з рівняння

$$F_m = \frac{1}{3}(F_{\min} + 2F_{\max}), \quad (6.5)$$

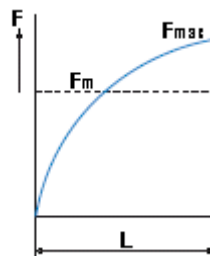
F_{\min} – мінімальне навантаження,

F_{\max} – максимальне навантаження.

3. Коли навантаження має характер синусоїди, як показано на рис. 6.4, а і 6.4, б, то постійне середнє навантаження F_m може бути одержане з рівняння



а)



б)

Рисунок 6.4 – Зміна навантаження за синусоїдою

для рис. 6.4, а

$$F_m = 0,65 F_{max}, \quad (6.6)$$

для рис. 6.4, б

$$F_m = 0,75 F_{max}. \quad (6.7)$$

До каретки напрямної кочення можуть прикладатися сили і моменти, що діють в різних напрямках (рис. 6.5), включаючи радіальну силу F_Z , зворотну радіальну силу F_Z' , бічну силу F_Y , які діють одночасно.

Коли дві чи більше сили (наприклад радіальна сила та бічна сила) прикладені до каретки напрямної кочення одночасно, довговічність та статичний коефіцієнт безпеки розраховують з використанням еквівалентного динамічного навантаження, значення якого одержують перетворенням усіх сил в радіальне, бічне чи інше навантаження

$$F = |F_Z| + |F_Y|. \quad (6.8)$$

В разі комбінованого навантаження на опору в поєднанні з перекидним моментом (рис. 6.5) еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$F = |F_Z| + |F_Y| + C \left(\frac{M_{Adin}}{M_A} + \frac{M_{Bdin}}{M_B} + \frac{M_{Cdin}}{M_C} \right),$$

де M_{Adin} , M_{Bdin} , M_{Cdin} – еквівалентний динамічний момент для відповідних координат;

C - динамічна вантажопідйомність;

M_A , M_B , M_C – допустимий динамічний перекидний момент.

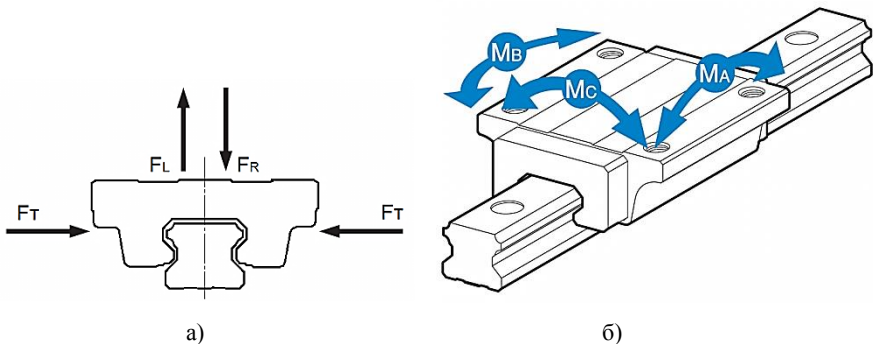


Рисунок 6.5 – Схема навантаження каретки.

Тертя в напрямних кочення

В лінійних опорах кочення різниця між статичним та динамічним тертям не суттєва. Для вузлів металорізальних верстатів, в яких часто змінюється напрямок руху, з частими пусками та зупинками це забезпечує зниження потужності, що споживається, можливе зниження ваги вузлів. Рух вузла відбувається плавно без стрибків, які можуть спостерігатися в напрямних ковзання на малих швидкостях руху.

Тертя в елементах напрямних кочення характеризується:

- тертям тіл кочення по сепаратору;
- в'язким тертям в мастилі;

- ковзанням кульок по бігових доріжках внаслідок різниці довжин зовнішнього (діаметр d_2) та внутрішнього (діаметр d_1) кіл плями контакту (рис. 6.6) (диференціальне ковзання). Зниження диференціального ковзання можна досягнути за рахунок переходу від конструкції з двома напрямними в моделях з арковим профілем (рис. 6.6, б) до конструкції з однією прямою, як це виконано в лінійних напрямних моделі HSR компанії THK (рис. 6.6, а).

Величина сили тертя в лінійній опорі може бути визначена за рівнянням

$$F = \mu \cdot P + f \quad (6.9)$$

де P – навантаження на опору, Н,

μ - коефіцієнт тертя,

f – опір тертя ущільнення, Н.

Опір тертя в опорах кочення залежить від типу опори, в'язкості мастила, накладеного навантаження та швидкості руху.

Для легко навантажених опор, коли навантаження не перевищує 10% від статичної вантажопідйомності, домінуючим є опір тертя, зумовлений в'язкістю мастила та опір тертя в контакті між кулями.

Опір ущільнень не залежить від накладеного навантаження на опору, але змінюється в залежності від ефективності захисту, типу та характеру ущільнення.

Коефіцієнт тертя для лінійних опор $f=0,002 - 0,004$, в залежності від типу опори.

Напрямні кочення можуть змащуватися пластичним мастилом з малою кількістю мастильного матеріалу, що робить процес мащення легко керованим та економічним. Для тривалої надійної роботи

напрямних кочення необхідно забезпечувати надійний захист напрямних від забруднення стружкою, окалиною, абразивом тощо.

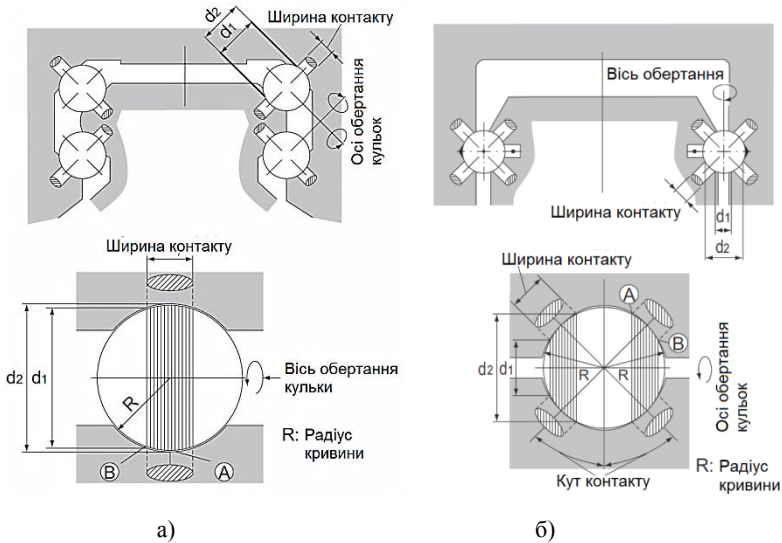


Рисунок 6.6– Схема контакту в кульковій лінійній опорі

Попередній натяг в напрямних кочення

Попередній натяг – це навантаження попередньо прикладене до елементів кочення для усунення зазору в системі напрямних кочення з метою підвищення жорсткості. Лінійні опори кочення можуть бути без попереднього натягу та з попереднім натягом. В залежності від величини накладеного навантаження попередній натяг може бути легкий, середній та важкий.

Напрямні без попереднього натягу застосовуються у вузлах з мінімальним впливом зовнішніх факторів, для систем з малим тертям. В таких напрямних зазор між кареткою та рейкою (напрямною) складає від 1 до 10 мкм. Якщо використовуються дві напрямних (рейки) та більш як одна каретка на одну напрямну то такий зазор може компенсуватися допусками на паралельність.

Сила попереднього натягу ґрунтується на динамічній вантажопідйомності C відповідної каретки. Компанія Bosch Rexroht AG рекомендує таку систему попереднього натягу для лінійних опор:

- легкий попередній натяг ($C1$) – $0,02 C$,

- середній попередній натяг ($C2$) – 0,08 C ,
- важкий попередній натяг ($C3$) – 0,13 C .

Для запобігання зниженню ресурсу напрямної кочення величина попереднього натягу не повинна перевищувати 1/3 навантаження на опору.

Рекомендації до застосування різних величин попереднього натягу наведені в таблиці 6.2.

Надмірний попередній натяг може бути причиною пошкодження, скорочення терміну служби та інших проблем.

В разі, якщо в каретці застосовується попередній натяг, середній чи важкий, може виникнути потреба враховувати силу попереднього натягу для розрахунку довговічності лінійної опори.

Коли зовнішнє навантаження досягає величини $2,8 \cdot F_{pr}$ – внутрішнього попереднього натягу, один ряд тіл кочення стає вільним від попереднього натягу (рис. 6.7).

В разі високого динамічного навантаження, комбіноване еквівалентне навантаження на опору повинне бути $F_{ек} < 2,8 F_{pr}$, для уникнення пошкодження опори кочення внаслідок ковзання.

Варто розглядати 2 різні випадки:

1. $F_{комб} > 2,8 F_{pr}$

В цьому випадку внутрішній натяг силою F_{pr} не впливає на довговічність.

2. $F_{комб} \leq 2,8 F_{pr}$

В такому випадку сила F_{pr} попереднього натягу повинна бути фактором, що враховується в розрахунку ефективного еквівалентного навантаження на опору

$$F_{ек} = \left(\frac{F_{комб}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{3/2} \cdot F_{pr} \quad (6.10)$$

Комбіноване еквівалентне навантаження на опору в конкретному випадку навантаження може включати всі види навантаження (рис. 6.8).

$$F_{комб} = |F_y| + |F_z| + C \cdot \frac{|M_x|}{M_t} + C \cdot \frac{|M_y|}{M_L} + C \cdot \frac{|M_z|}{M_L}, \quad (6.11)$$

Таблиця 6.2 - Типи й застосування попереднього натягу.

Характер попереднього натягу	Легкий	Середній	Важкий
Умови застосування	Навантаження діє в визначеному напрямку, удари та вібрації мінімальні, дві напрямні встановлені паралельно. Висока точність не потрібна, а опір руху повинен бути мінімальним.	Несиметричне прикладення навантаження чи моменту, невисоке навантаження та висока точність позиювання.	Вимоги високої жорсткості в умовах ударів та вібрацій.
Область застосування	Лазерне зварювання, осі X та Y загального машинобудування, пристрої заміни інструмента, тощо.	Столи шліфувальних верстатів, промислові роботи, свердлильні верстати з ЧПУ, вимірювальні машини, прецизійні горизонтальні столи, тощо.	Багатоцільові верстати, токарні, фрезерні, горизонтальні та вертикальні розточувальні верстати з ЧПУ, шліфувальні верстати, тощо.

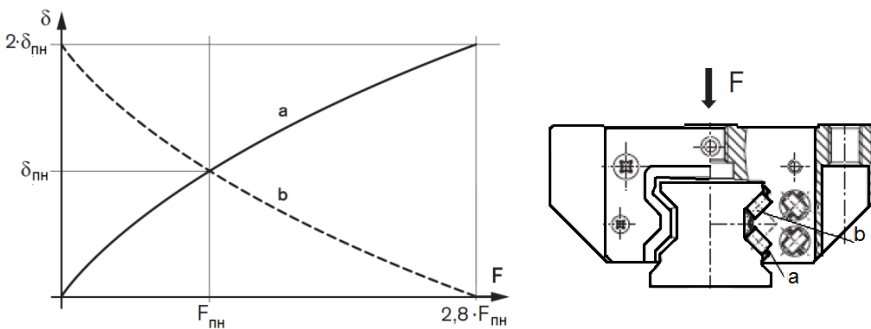


Рисунок 6.7 – Залежність зсуву в лінійній опорі з попереднім натягом від навантаженням

де F_y, F_z – зовнішнє навантаження від дії результуючої сили в напрямках Y і Z відповідно;

C – динамічна вантажопідйомність;

M_t – динамічний крутний момент вантажопідйомності;

M_L – динамічний подовжній момент вантажопідйомності;

M_x, M_y, M_z – навантаження, зумовлені моментами навантаження відносно осей X, Y і Z відповідно.

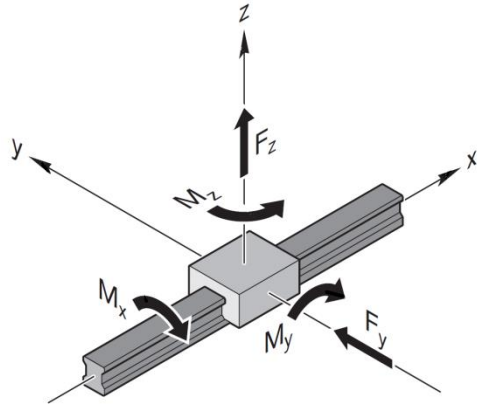


Рисунок 6.8 – Координатна система лінійної опори напрямної кочення.

Формула (6.11) справедлива в разі застосування однієї напрямної рейки.

ЛЕКЦІЯ 7. ДОВГОВІЧНІСТЬ КУЛЬКОВИХ ГВИНТОВИХ ПЕРЕДАЧ

За номінальний термін служби чи ресурс береться кількість обертів (або годин роботи з постійною частотою обертання), якої досягають або перевищують 90% однакових кулькових приводів до появи перших ознак втоми матеріалу.

Ресурс в кількості обертів L визначається за формулою

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F} \right)^3 10^6, \text{ об.} \quad (7.1)$$

де C_a – динамічна вантажопідйомність, Н,

f_w – коефіцієнт, що враховує умови роботи гвинтової передачі, його значення наведені в таблиці 7.1.

F – прикладене осьове навантаження, Н.

Динамічна вантажопідйомність C_a – це осьове навантаження, що діє по центру, стало за величиною і напрямком під яким номінальна довговічність складе один мільйон обертів.

Таблиця 7.1 – Значення навантажувального коефіцієнта f_w [7]

Вібрації/удари	Швидкість (V)	f_w
Незначні	Дуже низька $V \leq 0,25$ м/с	1 – 1,2
Слабкі	Низька $0,25 < V \leq 1$ м/с	1,2 – 1,5
Середні	Середня $1 < V \leq 2$ м/с	1,5 - 2
Сильні	Висока $V > 2$ м/с	2 – 3,5

Застосування коротких ходів робочого органу веде до того, що циркулююче навантаження діє на точки контакту в зоні навантаження, це веде до зниження вантажопідйомності передачі. Короткими вважаються такі ходи, коли їх величина не перевищує чотирьох кроків гвинта ($s \leq 4p$) [8]. Крім того в разі коротких ходів кульки в процесі циркуляції не здійснюють повний оберт, внаслідок чого не формується належна масляна плівка на поверхнях, що зумовлює передчасне зношування.

Ресурс роботи передачі в годинах L_h визначається за формулою

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60}, \text{ год.} \quad (7.2)$$

де n_m середня частота обертання в передачі, хв^{-1} .

Середні значення навантаження F_m та частоти обертання n_m використовуються в тому випадку, коли робота передачі здійснюється зі змінними режимами F_m, n_m .

В разі використання кулькової гвинтової передачі з попереднім натягом (середній попередній натяг), необхідно враховувати величину попереднього натягу в розрахунку ресурсу, оскільки гайка кульового гвинта отримує внутрішнє навантаження.

Якщо змінюється частота обертання, розрахунок середнього значення n_m виконується за виразом

$$n_m = \frac{q_1}{100} \cdot n_1 + \frac{q_2}{100} \cdot n_2 + \dots + \frac{q_n}{100} \cdot n_n. \quad (7.3)$$

Якщо змінюється навантаження, а частота обертання залишається сталою, розрахунок середнього значення навантаження F_m виконується за виразом

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 \frac{q_1}{100} + F_2^3 \frac{q_2}{100} + \dots + F_n^3 \frac{q_n}{100}} \quad (7.4)$$

Якщо ж змінюється і частота обертання і навантаження, розрахунок середнього значення навантаження F_m виконується за виразом

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_n^3 \cdot \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{q_n}{100}}, \quad (7.5)$$

де q_i – частка часу роботи передачі на i -му режимі, у відсотках,
 n_i – частота обертання на i -му режимі,
 F_i – значення навантаження на i -му режимі.

Статична вантажопідйомність

Кульковий ходовий гвинт повинен вибиратися на основі статичної вантажопідйомності.

Статична вантажопідйомність – це чисто осьове центрально-прикладне навантаження, яке зумовлює загальні (тіла кочення та поверхні профілю різьби) місцеві деформації, що дорівнюють 0,0001 від діаметра тіла кочення.

Статична вантажопідйомність (C_{0a}) зазвичай дорівнює допустимому осьовому навантаженню кулькового гвинта.

Залежно від умов, необхідно враховувати статичний коефіцієнт безпеки для розрахункового навантаження. Коли кульковий гвинт нерухомий або рухливий, непередбачена зовнішня сила може бути прикладена внаслідок інерції, зумовленої ударом, а також початком руху і зупинкою

$$F_{a \max} = \frac{C_{0a}}{f_s},$$

$F_{a \max}$ - допустиме осьове навантаження (кН),

C_{0a} - Статична вантажопідйомність (кН),

f_s – статичний коефіцієнт безпеки (табл. 7.2).

Ходовий гвинт повинен вибиратися з граничного статичного навантаження, яке визначається як добуток максимального прикладеного осьового навантаження та коефіцієнта безпеки, що

вибирається з досвіду попередньої роботи, умов плавності руху та рівня шуму.

Таблиця 7.2 – Статичний коефіцієнт безпеки кулькової передачі [7].

Види обладнання	Умови роботи	Коефіцієнт f_s
Загальні промислові машини	Без вібрацій і ударів	1 – 1,3
	З вібраціями і ударами	2 - 3
Металообробні верстати	Без вібрацій і ударів	1 – 1,5
	З вібраціями і ударами	2,5 - 7

Граничне статичне навантаження визначається такими факторами:

- подовжньою стійкістю (вигином) кулькового ходового гвинта;
- деформаціями гвинта від напружень розтягу-стискання;
- місцевими деформаціями в точці контакту кульок.

Граничне осьове навантаження з погляду подовжньої сталості визначається за формулою

$$F = \alpha \cdot \frac{N \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = m \cdot \frac{d_2^4}{l^2} \cdot 10^4, \text{ Н} \quad (7.6)$$

де $\alpha = 0,5$ коефіцієнт безпеки;

E – модуль пружності ($E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа);

I – момент інерції перетину гвинта, мм^4 ($I = \pi \cdot d^4 / 64$);

d_2 – діаметр западини профілю ходового гвинта, мм;

l – вільна довжина (довжина гвинта, що піддається розтягу – стисканню), мм;

m, N – коефіцієнти, що залежать від способу установаження та закріплення ходового гвинта (табл. 7.3).

В ходових гвинтах з малою вільною довжиною подовжні коливання не виникають, але може бути необхідно перевірити напруження розтягу-стискання від навантаження, що діє в осьовому напрямку, яке визначається за формулою

$$F = \sigma \cdot A = 1,15 \cdot d_2^2 \cdot 10^2, \text{ Н} \quad (7.7)$$

де σ – допустиме напруження ($\sigma = 147$ МПа);

A – площа поперечного перетину ходового гвинта (по западині профілю).

Таблиця 7.3 – Значення коефіцієнтів в формулі 7.6.

Спосіб закріплення ходового гвинта (рис.23)	№ схеми (рис.7.1)	m	N
Осьова і радіальна опора – осьова і радіальна опора	I	19,9	4
Осьова і радіальна опора – радіальна опора	II	10,0	2
Радіальна опора – радіальна опора	III	5,0	1
Осьова і радіальна опора – вільний кінець	IV	1,2	0,25

Прикладання надмірно великих осьових навантажень зумовлює деформації кульок та пошкодження поверхонь кочення. Ці пошкодження не усуваються повністю до початкової форми після видалення навантаження. Граничні осьові навантаження, що лімітуються такими деформаціями визначаються за формулою

$$F_0 = \frac{C_{0a}}{f_s}, \text{ Н} \quad (7.8)$$

де C_{0a} – статична вантажопідйомність;

f_s – коефіцієнт статично допустимого навантаження: $f_s = 1-2$ в умовах нормальної роботи, $f_s = 1,5-3$ в умовах роботи з ударами та вібраціями.

Допустима частота обертання ходового гвинта.

Допустима частота обертання ходового гвинта визначається за двома факторами:

- критичною частотою обертання, яка обмежується резонансом вібрацій ходового гвинта;

- граничним значенням $d \cdot n$, яке спричиняє пошкодження елементів пристрою циркуляції кульок. Тут d – діаметр ходового гвинта, мм; n – частота обертання гвинта, хв.⁻¹.

Критична швидкість ходового гвинта.

Критичну частоту визначають з узгодження частоти обертання ходового гвинта та його власної частоти коливань.

Виходячи з цього допустима частота обертання ходового гвинта визначається

$$n_k = \alpha \cdot \frac{60\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\rho \cdot A}} = f \frac{d_2}{l_k^2} \cdot 10^7, \text{ хв.}^{-1} \quad (7.9)$$

де α – фактор безпеки ($\alpha=0,8$);

E – модуль пружності, МПа;

I – момент інерції площі поперечного перетину гвинта, мм⁴;

d_2 – діаметр западини гвинта, мм;

g – прискорення вільного падіння, мм/с²;

ρ – густина матеріалу гвинта, Н/мм³;

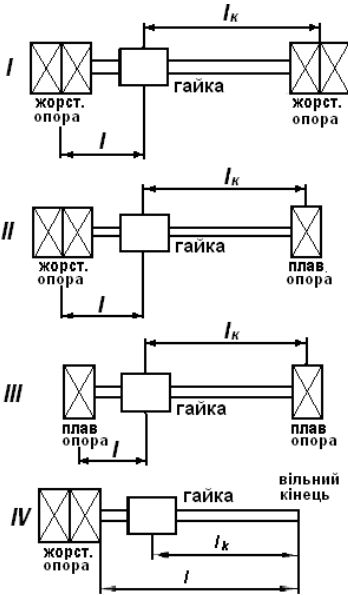


Рисунок 7.1 – Схеми встановлення і закріплення ходового гвинта

A – площа поперечного перетину гвинта по діаметру западини профілю, мм²;

l_k – вільна довжина гвинта, або відстань між двома підтримуючими опорами. Компанії виробники кулькових гвинтових передач ТНК, NSK та деякі інші рекомендують довжину l_k брати як вказано на рис. 7.1, компанія SKF не рекомендує враховувати вплив гайки, а пропонує за довжину l_k брати відстань між опорами ходового гвинта. Виходячи з того, що в металорізальних верстатах використовуються кулькові гвинтові передачі з попереднім натягом врахування положення гайки можна вважати оправданим;

f , λ – коефіцієнти, що визначаються з умов встановлення ходового гвинта (табл. 7.4).

Як видно з формули критична частота гвинта залежить від положення гайки. Якщо необхідно одержати частоту обертання, що перевищує критичну, необхідно підвищувати власну частоту коливань гвинта, вводити додаткову опору тощо.

Таблиця 7.4 – Значення коефіцієнтів f , λ в формулі 7.9

Схема встановлення опор	№ схеми (рис.7.1)	f	λ
Фіксована опора – фіксована опора	I	21,9	4,73
Фіксована опора – плаваюча опора	II	15,1	3,927
Фіксована опора – вільний кінець	IV	3,4	1,875

Значення параметру $d \cdot n$.

Допустима частота обертання ходового гвинта також обмежується значенням $d \cdot n$, яке характеризує колову швидкість кульки. Значення $d \cdot n$ залежить від конструкції каналу повернення (циркуляції) кульок. Для катаних ходових гвинтів параметр $d \cdot n \leq 5 \cdot 10^4$ мм·хв⁻¹, для прецизійних шліфованих гвинтів та катаних гвинтів з великим кроком параметр $d \cdot n \leq 7 \cdot 10^4$ мм·хв⁻¹, для кулькових гвинтових передач, в яких кульки встановлюються в сепараторі параметр $d \cdot n \leq (13 - 16) \cdot 10^4$ мм·хв⁻¹.

Приклад 1. В приводі поздовжньої подачі супорта токарного верстата встановлена кулькова гвинтова передача з ходовим гвинтом діаметром $d = 40$ мм, кроком $p = 10$ мм; встановлення гвинта виконано за схемою II, рис. 7.1,

діаметр западини профілю ходового гвинта, $d_2 = 34,4$ мм,
динамічна вантажопідйомність $C_a = 52,7$ КН,
статична вантажопідйомність $C_{0a} = 141,1$ КН,
попередній натяг 2650 Н.

Визначити критичну частоту обертання та максимальну швидкість руху супорта.

Критичну частоту обертання гвинта, виходячи з частоти власних коливань визначимо за формулою 35,

$$n_k = f \frac{d_2}{l_k^2} \cdot 10^7 = 15,1 \cdot \frac{34,4}{1600^2} \cdot 10^7 = 2026 \text{ хв}^{-1}$$

Частота обертання гвинта, виходячи з параметру $d \cdot n$

$$n = \frac{70000}{40} = 1750 \text{ хв}^{-1}.$$

Отже, максимальна частота обертання ходового гвинта обмежується параметром $d \cdot n$ і не залежить від схеми встановлення та положення гайки. Максимальну швидкість руху супорта для вибраного ходового гвинта визначимо $V_{\max} = n \cdot p = 1750 \cdot 10 = 17500$ мм/хв. В разі необхідності одержання більшої швидкості руху супорта, можна вибрати два шляхи:

- використати кулькову гвинтову передачу, в якій кульки встановлюються в сепараторі, що забезпечить вищий параметр $d \cdot n$;
- використати кулькову гвинтову передачу з більшим кроком ходового гвинта.

Температурні деформації ходового гвинта

Внаслідок тепла, що виділяється в гвинтовій передачі та опорах, температура гвинта буде зростати і гвинт буде видовжуватися, що впливатиме на точність положення робочого органу в процесі позиціонування чи обробки. Лінійне видовження гвинта можна визначити за формулою

$$\Delta l = \beta \cdot \Delta t \cdot l, \text{ мм} \quad (7.10)$$

де β – коефіцієнт теплового розширення, ($\beta = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$),

Δt – зміна температури ходового гвинта, $^\circ\text{C}$,

l – ефективна довжина різі, мм.

Отже, якщо температура ходового гвинта зросте на 1°C , то він отримає видовження на 12 мкм на 1 м довжини гвинта. Тепловиділення в гвинтовій передачі і опорах зростає зі зростанням частоти обертання гвинта, що призведе до зниження точності положення робочого органу і, відповідно, зниження точності обробки на верстаті. Тому, в разі високих вимог до точності, необхідно вживати заходи, спрямовані на усунення впливу температурних деформацій ходового гвинта.

Основні заходи повинні бути спрямовані на зниження тепловиділення в елементах передачі: в гайці і опорах. Слід враховувати, що створення попереднього натягу в кульковій передачі та опорах збільшує тепловиділення, тому необхідно застосовувати мінімально необхідну величину попереднього натягу.

Виходячи з формули коефіцієнту корисної дії кулькової гвинтової передачі, який визначається $\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{p} \cdot \mu}$, збільшення

кроку та зменшення діаметра ходового гвинта збільшує ефективність передачі, тобто знижує тепловиділення, що може бути використано для зменшення температурних деформацій гвинта. Але необхідно враховувати, що збільшення кроку гвинта знижує його чутливість, а зменшення діаметра гвинта може позначитися на його подовжній стійкості та критичні частоті обертання.

На тепловиділення в опорах та гайці суттєво впливає режим їх мащення, тому система мащення повинна забезпечувати надійне змащення елементів тертя та не викликати додаткового тепловиділення.

В разі потреби може бути рекомендоване охолодження периметру гайки та опор мастильною рідиною або повітрям.

Точність позиціонування кулькової гвинтової передачі

Точність обробки на металорізальних верстатах значною мірою залежить від точності позиціонування приводів подач, в яких суттєву роль відіграють кулькові гвинтові передачі. Точність позиціонування кулькової гвинтової передачі визначається точністю кроку (допустимим відхиленням ходу), осьовим зазором в передачі, осьовою жорсткістю ходового гвинта та тепловими зсувами від нагріву гвинта.

Точність кроку визначається класом точності гвинтової передачі. Європейські виробники кулькових гвинтових передач користуються стандартом на класи точності ISO 3408 та DIN 65051, японські – стандартом JIS B 1191 та JIS B 1192. Стандарт ISO передбачає 5 класів точності КГП: 3 класи для прецизійних передач – IT1, IT3, IT5, та 2 класи для передач транспортної групи – T5 та T7. Японський стандарт передбачає 5 класів прецизійних передач – C0, C1, C2, C3, C5 та 3 класи транспортних передач – C7, C8, C10. Допуски кроку на класи C3 та C5 за стандартом JIS відповідають допускам на класи IT3 та IT5 відповідно за стандартом ISO.

Наявність осьового зазору в гвинтовій передачі безпосередньо не впливає на точність позиціонування, але в разі зміни напрямку руху чи зміни напрямку дії сили різання, буде мати місце "мертвий" хід, точність встановлення робочого органу в визначену позицію буде знижуватися.

Осьова жорсткість приводу подачі визначається осьовою жорсткістю ходового гвинта, осьовою жорсткістю гайки, осьовою жорсткістю опорних підшипників та осьовою жорсткістю контакту кульок з поверхнями гвинта та гайки. Осьова жорсткість ходового гвинта залежить від положення гайки і зміна жорсткості впливає на точність позиціонування (рис. 7.2).

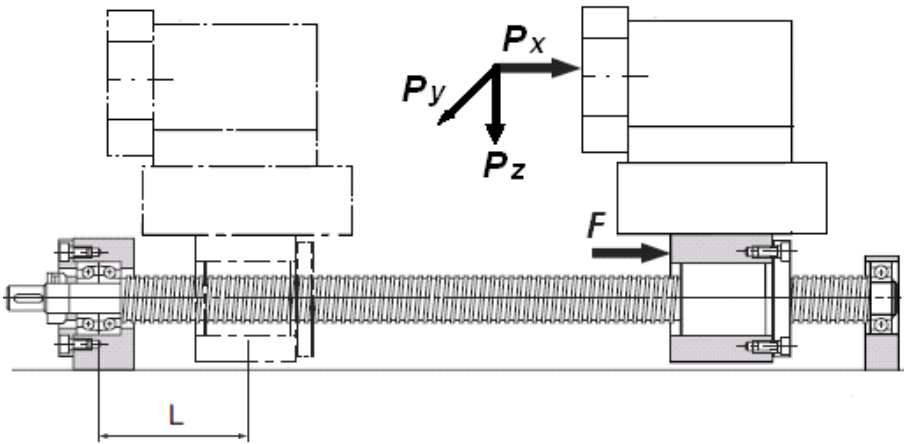


Рисунок 7.2 – Схема приводу подачі верстата для розрахунку

Приклад 2. На супорт токарного верстата діє складова сили різання $F_x = 1000$ Н. Обробка заготовки ведеться в центрах передньої та задньої бабок. Зміна жорсткості ходового гвинта під час точіння біля задньої бабки ($L = 1800$ мм) та біля передньої бабки ($L = 200$ мм) буде впливати на осьові зсуви і, відповідно, на точність позиціонування. Жорсткість ходового гвинта визначиться за формулою

$$j_s = \frac{A \cdot E}{1000 \cdot L} = \frac{3,14 \cdot 37,2^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{4 \cdot 1000 \cdot L} = \frac{22378 \cdot 10^2}{L}$$

де E – модуль пружності, МПа,

A – площа поперечного перетину гвинта по діаметру ($d=40$ мм) западини профілю, мм².

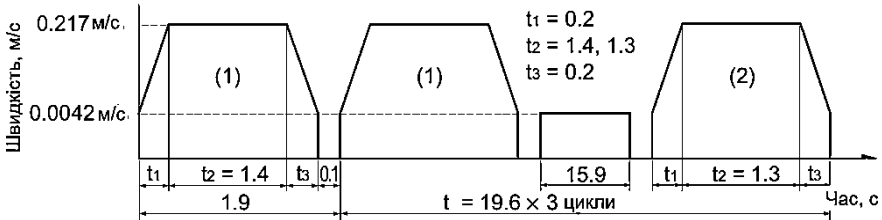
Біля задньої бабки $j_{s1} = 106,4$ Н/мкм, біля передньої бабки $j_{s2} = 957,3$ Н/мкм.

Осьові зсуви інструмента внаслідок піддатливості ходового гвинта

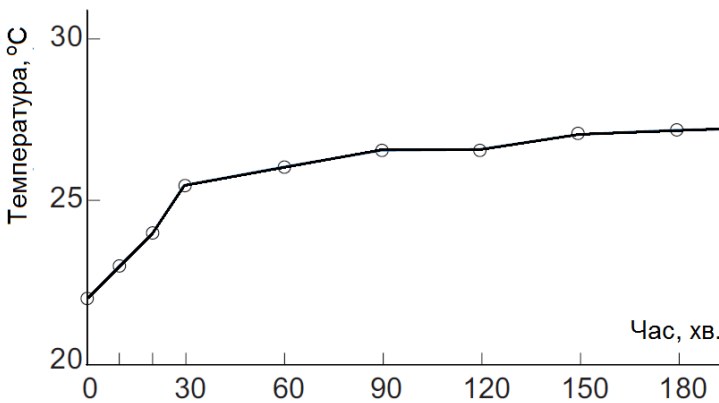
$$\delta = \frac{F_x}{j_s}$$

Біля задньої бабки $\delta_1 = \frac{1800}{106,4} = 9,4$ мкм, біля передньої бабки

$$\delta_2 = \frac{200}{957,3} = 1,05 \text{ мкм.}$$



а – режим роботи



б – нагрівання ходового гвинта

Рисунок 7.3 – Зміна температури ходового гвинта протягом роботи. Дані отримані для ходового гвинта 40×10 з попереднім натягом 2700 Н, максимальна частота обертання гвинта – 1300 хв.^{-1} , мінімальна – 25 хв.^{-1} (ТНК, К11)

Отже похибка позиціонування внаслідок піддатливості ходового гвинта складе $\delta = \delta_2 - \delta_1 = 9,4 - 1,05 = 8,35$ мкм.

Температурні зсуви робочого органу верстата внаслідок нагріву ходового гвинта визначаються за формулою (7.10).

Якщо температура гвинта протягом першої години роботи (рис. 7.3) зросте на 4°C , то зсуви внаслідок теплових деформацій складуть:

$$\text{біля передньої бабки } \Delta l_2 = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot 200 = 9,6 \text{ мкм;}$$

біля задньої бабки $\Delta l_1 = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot 1800 = 86$ мкм.

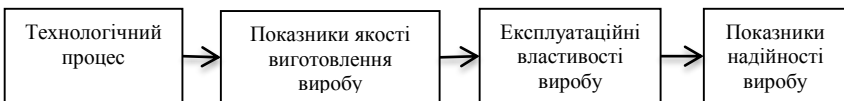
Якщо ліва опора фіксована, а права плаваюча, то напрямком похибок внаслідок розтягу гвинта та теплових деформацій буде той самий, тому похибка позиціонування визначатиметься як сума похибок: біля передньої бабки $\delta_{\Sigma 2} = 9,6 + 1,045 = 10,65$ мкм; біля задньої бабки $\delta_{\Sigma 1} = 86 + 9,4 = 95,4$ мкм. І на довжині обточування похибка складає $\delta_{\Sigma} = 95,4 - 10,65 = 84,75$ мкм.

ЛЕКЦІЯ 8. РОЛЬ ТЕХНОЛОГІЇ В ЗАБЕЗПЕЧЕННІ НАДІЙНОСТІ МАШИН

Зв'язок параметрів технологічного процесу з показниками надійності виробів

Технологічний процес виготовлення, складання й контролю виробу повинен з найменшими витратами часу й засобів забезпечити необхідний рівень якості продукції, включаючи й вимоги надійності. Технологія чинить досить істотний вплив на показники надійності виробу. Однак зв'язок параметрів технологічного процесу з надійністю готового виробу досить складний і, як правило, не проявляється в явному вигляді.

Крім того, технологів зазвичай важко надати вагоме обґрунтування для того або іншого заходу, пов'язаного з підвищенням надійності виробу, тому що його результати проявляються лише через тривалий проміжок часу й не в сфері діяльності даного підприємства. Разом з тим вся організація виробництва даного виробу, технологічні процеси, що застосовуються, методи контролю й нагляд за якістю впливають на показники надійності продукції, що випускається. Залежність показників надійності від характеристик технологічного процесу можна представити наступною схемою:



Всі характеристики технологічного процесу - метод обробки і устаткування, що застосовується, послідовність операцій, режими обробки, рівень автоматизації, методи контролю - визначають його вихідні параметри і, у першу чергу, показники якості виготовленого виробу.

Вивченню зв'язків між характеристиками технологічного процесу й показниками якості виробу (точністю, якістю поверхні, механічними властивостями й ін.) присвячена наукова дисципліна «Технологія машинобудування». Однак для вирішення питань надійності розкриття цих взаємозв'язків недостатньо. Показники надійності безпосередньо пов'язані не з показниками якості технологічного процесу, а з експлуатаційними властивостями виробу.

Разом з тим параметри технологічного процесу безпосередньо впливають на такі експлуатаційні властивості виробу, як його зносостійкість, міцність, корозійна стійкість, теплостійкість, стабільність механічних і фізичних характеристик й інше.

Зв'язки між технологічними й експлуатаційними параметрами (наприклад, зношуванням) мають стохастичну природу через розсіювання складу матеріалу, різне положення деталі під час обробки,

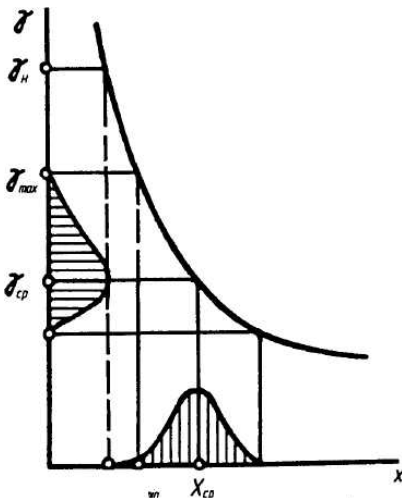


Рисунок 8.1 - Залежність швидкості руйнування (зношування) γ від параметра технологічного процесу X

коливання жорсткості технологічної системи й інших причин, що визначають точність і стабільність процесу обробки

На рис. 8.1 наведена схема впливу розсіювання деякого параметра X як результату технологічного процесу на швидкість руйнування (зношування) γ , що пов'язана з даним параметром функціональною залежністю (функція випадкового аргументу) $\gamma = f(X)$.

Наприклад, для багатьох видів зношування на швидкість зношування γ впливає твердість матеріалу

$$X = H_v, \quad \gamma = K/H_v,$$

де K - коефіцієнт, що залежить від матеріалу виробу й умов зношування.

Значення твердості, у свою чергу, є результатом застосовуваного технологічного процесу виготовлення даної деталі.

Розсіювання значень твердості матеріалу приводить до відповідного розсіювання швидкостей зношування, і при низькому значенні твердості $H_a < H_{\min}$ виріб буде мати неприпустимо високу швидкість зношування γ_a , що може привести до передчасної відмови.

Природно, що підвищення стабільності технологічного процесу й контроль за неприпустимістю виготовлення виробів з параметрами нижче H_{\min} забезпечать випуск надійних виробів. Однак це питання не є таким простим, як здається на перший погляд.

По-перше, часто невідома функціональна залежність (або вона є стохастичною) між параметром X і швидкістю процесу руйнування, тому допуск на даний параметр установлюється досить умовно, зазвичай на основі досвіду експлуатації виробів даного типу.

По-друге, на величину γ , як правило, впливає не один, а декілька технологічних параметрів, причому не всі вони піддаються контролю.

Наприклад, на швидкість (інтенсивність) зношування не змащених шорстких поверхонь, крім твердості матеріалу H_v , впливає також характеристика шорсткості поверхні $(v + 1)tg \alpha$, де v - показник опорної поверхні (для різної шорсткості перебуває звичайно в межах від 1,2 до 2) і α - кут нахилу нерівностей. У цьому випадку швидкість зношування γ залежить від трьох технологічних факторів – H_v , v й α :

$$\gamma = \frac{K}{H_v (v + 1) tg \alpha}.$$

Дисперсія γ значна, тому що залежить від дисперсії трьох випадкових аргументів, і в результаті ймовірність виготовлення деталей з неприпустимим значенням γ_a зростає. Крім того, при виготовленні деталей значення $tg \alpha$, як правило, не контролюється. Реальна ситуація, що має місце при виготовленні складних виробів, полягає в тім, що число контрольованих параметрів менше, ніж число параметрів, що впливають на експлуатаційні властивості виробу, а допуски на технологічні параметри досить умовні й лише приблизно відбивають їхній зв'язок з надійністю. Тому для забезпечення надійності машин необхідно вивчати вплив параметрів технологічного процесу на експлуатаційні характеристики виробу. У цьому напрямку проведені численні дослідження, які дозволяють виявити основні технологічні фактори, що визначають зносостійкість, втомну міцність, корозійну стійкість й інші характеристики.

Так, *зносостійкість* обробленої поверхні, що у машині буде служити елементом пари тертя, залежить від хімічного складу й структури матеріалу, його механічних характеристик - твердості, межу томи й міцності, пов'язаними з металургійними процесами одержання металу, з термічними й термохімічними процесами його обробки. На зносостійкість впливають також геометричні й фізико-механічні параметри поверхневого шару - рельєф поверхні, залишкові напруження, які є результатом застосовуваних методів і режимів механічної обробки поверхні.

Так, при обробці металів різанням виникнення в поверхневому шарі нових утворень відбувається в результаті дії двох протилежних процесів: зміцнення (наклепу) - у результаті впливу на поверхню зусиль різання й знеміцнення (зняття наклепу) - у результаті впливу температури різання. У різних умовах превалує вплив то одного, то іншого фактору.

На *втомну міцність* впливають як характеристики матеріалу, так і стан його поверхневих шарів і наявність технологічних дефектів. Виникаючі в поверхневому шарі при механічній обробці залишкові напруження, що розтягують, звичайно знижують границю витривалості. Стискаючі напруження, навпаки, можуть поліпшити характеристики міцності виробу. Це вплив особливо відчутний, коли деталі працюють в умовах знакозмінних навантажень і високих температур. Тому для таких деталей особливо необхідно вибирати технологічний процес обробки, що забезпечує оптимальні фізичні параметри поверхневого шару.

Для прикладу можна вказати лопатки газотурбінних двигунів, які працюють в умовах значних напружень, високих температур і піддаються впливу агресивних середовищ.

Як показали дослідження, на працездатність лопаток великий вплив чинять характеристики поверхневого шару, у першу чергу, ступінь наклепу, величина й характер залишкових напружень, які залежать від обраного технологічного процесу механічної обробки й властивостей матеріалу лопатки.

Корозійна стійкість пов'язана з такими показниками, як суцільність, однорідність покриття, стабільність за товщиною. Наприклад, в процесі електролітичного хромування на показники якості покриття впливають щільність струму, склад електроліту, температура ванни й інші технологічні параметри.

Для захисних покриттів, що перебувають під впливом агресивних середовищ, корозійна стійкість залежить не тільки від виду й складу покриттів, але й від режимів їхнього нанесення, умов, у яких здійснюється технологічний процес, можливостей регулювати й контролювати його параметри.

Таким чином, параметри технологічного процесу і якість виготовлення виробу безпосередньо впливають на його експлуатаційні властивості, які, у свою чергу, визначають надійність виробу. Однак знаходження залежностей, що виявляють ці зв'язки, являє собою досить складне завдання з низки причин.

По-перше, ці залежності досить складні й проявляються зазвичай як імовірнісні.

По-друге, експлуатаційні характеристики виробу залежать від режимів й умов роботи машини й можуть змінюватися в широких межах, як правило, невідомих технологіві.

По-третє, через складність фізики самого технологічного процесу й виникнення побічних явищ важко виявити всі ті параметри виробу, які дійсно впливають на його експлуатаційні властивості.

І, нарешті, між експлуатаційними характеристиками й показниками надійності також є складні функціональні й імовірнісні залежності.

Тому технологіві необхідно мати методи й засоби для виявлення тих параметрів технологічного процесу й тих показників якості виготовленого виробу, які впливають на його надійність.

Для розв'язання цих завдань, у першу чергу, варто проаналізувати причини відмов виробів, пов'язаних з недосконалістю технологічного процесу, з його невідповідністю необхідному рівню надійності. Причини, що викликають неприпустимі відмови з вини технологіві, можна поділити на три групи.

Перша група причин пов'язана з недостатньою обґрунтованістю прийнятих технічних умов (ТУ) на параметри виробу й на допуски його елементів, з недосконалістю прийнятої технологічної документації, з недоліками методів випробування на надійність готового виробу і його механізмів.

Технічні умови на виготовлення виробу повинні відбивати основні вимоги надійності. Часто можна спостерігати, як вироби, виконані в точній відповідності з технічними умовами на них, мають неоднакові показники надійності, якщо вони виготовлені різними

технологічними методами. Прикладом може служити виготовлення турбінних лопаток, прецизійних шпинделів, складних корпусів й інших відповідальних деталей.

Чим вище вимоги до надійності виробу, тим більша кількість параметрів повинна бути обумовлена технічними умовами й тим достовірніше повинні бути визначені основні взаємозв'язки між експлуатаційними й технологічними параметрами виробу. Необхідно також, щоб методи випробувань виробів давали об'єктивну оцінку й рівню їхньої надійності, оскільки випробування є завершальним етапом технологічного процесу виготовлення машини.

Друга група причин, що приводить до неприпустимих відмов з вини технології, пов'язана з недостатньою надійністю самого технологічного процесу. Технологічний процес є складною динамічною системою з великою кількістю взаємозв'язків, він характеризується багатьма вихідними параметрами.

Щоб забезпечити випуск якісної й надійної продукції, ця система сама повинна мати високу надійність, що пов'язане зі ступенем досконалості технологічного процесу, його стабільністю, методами контролю й іншими факторами.

Третя група причин виникнення неприпустимих відмов з вини технології пов'язана із залишковими й побічними явищами, що породжуються самим технологічним процесом.

До них відносяться виникнення технологічних дефектів (тріщин, раковин), зміна властивостей матеріалів (наприклад, структурні перетворення в окремих зонах поверхні), а також дефекти, пов'язані з технологічною спадковістю.

Таким чином, зв'язки між параметрами технологічного процесу виготовлення виробу й показниками його надійності складні й багатоваріантні. Вони не можуть, як правило, бути виявлені у вигляді системи залежностей з відомими коефіцієнтами й параметрами. Тому при розробці технологій, що відповідають вимогам надійності, використовують наступні основні принципи й положення.

Технологічний процес не повинен супроводжуватися такими неконтрольованими побічними й залишковими процесами, які можуть вплинути на експлуатаційні характеристики виробу.

Технологічне устаткування, на якому здійснюється даний технологічний процес, повинне зберігати в часі всі характеристики, що

визначають якість виготовленої продукції, тобто саме устаткування повинне мати високу параметричну надійність.

Вимога надійності висувається й до всього технологічного процесу, включаючи контроль якості матеріалів і заготовок, виготовлення деталей, складання, контроль і випробування готового виробу. Ця складна технологічна система повинна мати високий рівень параметричної надійності.

Всі заходи, пов'язані з оцінкою технологічного фактора в забезпеченні надійності виробу, будуть мати успіх у тому випадку, якщо вони опираються на загальну методологічну основу, використовують результати досліджень і випробувань конкретних зразків, застосовують програми автоматизованих розрахунків технологічних параметрів і постійно поповнюють базу відповідних даних.

Залишкові й побічні явища технологічних процесів

Сучасні технологічні процеси виготовлення виробів, починаючи від обробки заготовок і закінчуючи фінішними операціями, супроводжуються, як правило, значними силовими й температурними впливами на деталь в умовах високих вимог до точності й продуктивності процесу.

Витрати енергії, необхідні для здійснення даного технологічного процесу, ведуть до цілого ряду побічних явищ, які змінюють властивості виробів, утворюють у них залишкові напруження, спотворюють структуру матеріалу, ведуть до появи технологічних дефектів найрізноманітнішого характеру.

До дефектів відносяться як відхилення властивостей і стану матеріалу, так і порушення заданої точності форми й розмірів, які розглядають зазвичай окремо як погрішність обробки.

Варто підкреслити, що виникнення дефектів є наслідком технологічного процесу виготовлення виробу, у той час як ушкодження - це результат його експлуатації.

Для кожного технологічного процесу є, як правило, типові види дефектів, пов'язані з тими чи іншими порушеннями ходу процесу або несприятливим поєднанням факторів.

Наприклад, при відливанні деталей через нерівномірне остигання, окислювання, попадання в метал різних включень і газу можуть з'явитися дефекти у вигляді тріщин, раковин, пор, ліквіації

(неоднорідності хімічного складу) і неоднорідності структури. Крім того, виникають внутрішні напруження, які приводять до жолоблення деталі й до наступної повільної зміни її конфігурації в процесі експлуатації.

Аналогічні дефекти можуть виникнути й при зварюванні, причому для цього технологічного процесу специфічний локальний характер дефектів, що захоплюють ті зони деталі, які піддаються нагріванню. Додаткові дефекти виникають внаслідок взаємодії металу виробу й наплавленого металу.

При термічній і хіміко-термічній обробці металів і сплавів відбуваються складні фізико-хімічні процеси, у результаті яких виникають як явні дефекти (гартівні тріщини, окислювання), так і відхилення від необхідних параметрів (структури, твердості). Крім того, у кристалічних ґратах виникають специфічні дефекти (дислокації, вакансії), які знижують характеристики міцності металу й значною мірою залежать від режиму обробки.

Особливий вплив на працездатність виробів чинить механічна обробка, що надає остаточні властивості й форму робочим поверхням деталей. Обробка металів різанням супроводжується складними фізичними процесами, що викликають пластичні деформації, наклеп і нагрівання поверхневого шару. У результаті утвориться поверхневий шар із властивостями, які є наслідком даного методу обробки і його режимів.

У кожному технологічному процесі, залежно від його фізичної природи, закладені передумови для виникнення або, навпаки, локалізації тих або інших відхилень від ідеального або регламентованого стану матеріалу.

Часто різні варіанти технологічного процесу, що приводять до однакових, з погляду вимог якості, результатів, при більш глибокому вивченні виявляють різні схильності до утворення дефектів.

Часто вважають, що виникнення дефектів у процесі обробки є наслідком порушення встановлених технологічних вимог, наявності недосконалого технологічного устаткування, порушення ритмічності роботи підприємства, поганої організації праці тощо. Такий погляд односторонньо й примітивно розглядає причини виникнення дефектів, фіксуючи лише грубі порушення в ході здійснення технологічного процесу.

У дійсності фізико-хімічні явища, які супроводжують будь-який технологічний процес, породжують у матеріалі виробу відхилення від ідеальної будови й бажаних властивостей. Вихід цих відхилень (які завжди існують) за встановлені межі й приводить до виникнення дефектів.

Тому технологічний процес, бездефектний за одних вимог до виробу, буде дефектним за підвищених нормативів на вихідні параметри. Вивчення взаємозв'язків між параметрами технологічного процесу й процесом зародження й виникнення дефектів - один з важливих розділів технології.

Помітну роль у виникненні дефектів у ряді випадків грає так звана технологічна спадковість.

Хоча для формування показників якості виробів, що випускаються, основне значення мають останні (фінішні) операції технологічного процесу, частина властивостей передається й від проміжних операцій. Тому для оцінки результатів процесу необхідно розглядати всі етапи, що беруть участь в одержанні заданих властивостей виробу, і виявляти ті операції, які впливають на вихідні параметри готового виробу.

Носіями спадкоємної інформації є матеріал деталі, її геометрична форма, а також характеристики заготовки.

У ряді випадків «успадковоються» окремі конструктивні елементи виробу, які впливають на результати технологічного процесу. На рис. 8.2 наведені приклади прояву технологічної спадковості при механічній обробці прецизійних деталей.

Під час обробки деталей, що мають нерівномірну жорсткість (плит, втулок з ребрами тощо), проявляється спадковість конструктивних елементів. Форма обробленої поверхні відбиває різну деформацію деталі під дією сил різання в різних зонах обробки. Це видно з порівняння кривих піддатливості деталі 1 і форми обробленої методом фрезерування поверхні 2, отриманих дослідним шляхом для виробу, що має ребра жорсткості (рис. 8.2, а).

Аналогічно, в процесі механічної обробки гільзи, що має несиметричний перетин (на її поверхні нарізується зубчаста рейка), круглограма показує викривлення зовнішньої поверхні через змінну жорсткість виробу (рис. 8.2, б). Це викривлення форми (але в зменшеному масштабі) збережеться аж до фінішних операцій. Досить характерним для багатьох операцій є технологічне спадкування

погрішностей установчих баз, які часто переносяться на оброблювану поверхню деталі. На рис 8.2, а наведені графіки деформації 1 у зоні затискача високоточної гільзи й погрішності її форми 2 після шліфування. При обробці різанням, особливо при шліфуванні, у ряді випадків виникають процеси виникнення коливань при різанні «по сліду» (по вже наявній хвилястості) і процеси копіювання форми інструмента. Так, наприклад, хвилястість шліфувального круга 1 може переноситися на оброблену поверхню 2, відбиваючи погрішності круга (рис. 8.2, з).

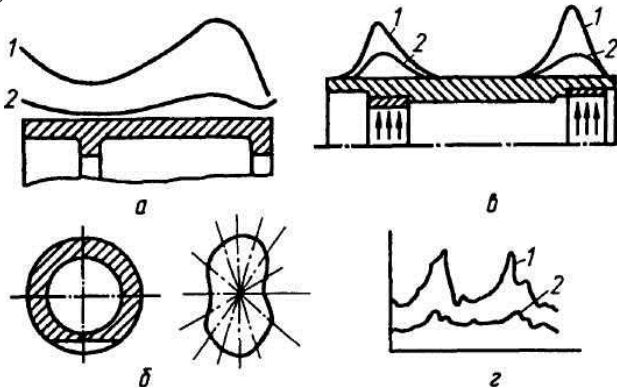


Рисунок 8.2 - Приклади прояву технологічної спадковості при обробці прецизійних деталей

Оскільки технологічна спадковість у більшості випадків впливає на показники якості і є побічним процесом, при обробці виробу прагнуть виключити передачу погрішностей обробки з операції на операцію, зробити їх наче б незалежними в технологічному відношенні.

Таким чином, кожен технологічний процес приводить до виникнення тих або інших залишкових і побічних явищ, які можуть вплинути на рівень надійності машини.

Тому всяка зміна технологічного процесу виготовлення виробу змінює, як правило, і його технічні характеристики.

Це положення підтверджується численними прикладами із практики. Так, застосування при складанні клейових з'єднань замість різьбового кріплення деталей, з одного боку, підвищує здатність, до демпфірування виробу, з іншого боку - зменшує його статичну жорсткість. Застосування для корпусних виробів полімербетону замість

чавуну надає нові властивості виробу, але підвищується небезпека їхньої зміни в процесі тривалої експлуатації.

Особливу небезпеку представляють ті нові технологічні процеси, які забезпечують більшу продуктивність за рахунок інтенсифікації впливів різних видів енергії (механічної, теплової) на оброблюваний матеріал.

Це приводить до виникнення нових побічних процесів, які не вивчені і їхні наслідки невідомі. У результаті в готовому виробі можуть виявитися технологічні дефекти, які відносяться до неприпустимих, але вони або пропущені через недосконалість методів контролю, або взагалі не регламентовані. Це може привести до важких наслідків у сфері експлуатації машини аж до виникнення аварійних ситуацій.

Для запобігання важких наслідків відмов, пов'язаних з технологічними дефектами, треба, по-перше, виключити застосування деяких технологічних процесів, незважаючи на їхню ефективність, по-друге, не допускати виникнення дефектів певних видів, і, по-третє, мати засобу для їхнього виявлення й контролю.

Регламентация гранично припустимих розмірів і числа дефектів у виробі повинна враховувати імовірнісну природу їхнього виникнення й вплив на вихідні параметри виробу.

Для виявлення дефектів застосовується широкий діапазон методів і засобів. Найбільш ефективні *неруйнівні методи*.

Однак варто прагнути до мінімуму контрольних операцій для відпрацьованих технологічних процесів, коли основна роль у забезпеченні якості належить технологічному устаткуванню.

ЛЕКЦІЯ 9. ЗАКОНИ РОЗПОДІЛУ ТЕРМІНІВ СЛУЖБИ

Роботу виробу протягом усього часу його експлуатації можна розділити на три періоди: період припрацювання, період нормальної роботи і період поступових відмов.

Перший період роботи супроводжується відмовами припрацювання, коли проявляються дефекти, не виявлені і не усунені в процесі виготовлення та випробування. Ці відмови можуть бути усунуті під час обкатки та припрацювання виробу. Якщо період припрацювання переноситься на стадію експлуатації, то приховані

дефекти і наслідки відмов припрацювання усуваються в рамках гарантійного обслуговування.

В період нормальної роботи поступові відмови ще не проявляються і надійність виробу визначається раптовими відмовами, зумовленими несприятливими збігами обставин, які мають сталу інтенсивність і не залежать від часу роботи.

$$\lambda(t) = \lambda = \text{const},$$

де $\lambda = 1/m_i$; m_i – середнє напрацювання до відмови.

Тоді λ визначається числом відмов за годину і, зазвичай, є малим дробом.



Рисунок 9.1 – Періоди експлуатації виробу

Імовірність безвідмовної роботи

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda dt} = e^{-\lambda t}.$$

Вона підлягає експоненціальному закону розподілу часу безвідмовної роботи і однакова за будь-який проміжок часу в період нормальної експлуатації.

Експоненціальним законом розподілу можна апроксимувати час безвідмовної роботи деяких виробів, зокрема особливо відповідальних машин в період експлуатації після припрацювання і до проявів

поступових відмов, елементів радіоелектронної апаратури, складних об'єктів, що складаються з багатьох елементів. Цей закон користується популярністю в теорії надійності, оскільки він є однопараметричним і дає можливість достатньо легко порахувати імовірність безвідмовної роботи.

Якщо $\lambda t \leq 0,1$, то формула імовірності безвідмовної роботи спрощується в результаті розкладу в ряд і відкидання малих членів:

$$P(t) \approx 1 - \lambda t.$$

Густина розподілу (в загальному випадку)

$$f(t) = -\frac{dP(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t}.$$

З рис. 9.2 витікає що для забезпечення імовірності безвідмовної роботи 0,99 або 0,999 можна використати лише малу частку середнього терміну служби.

Зі збільшенням термінів експлуатації виробу починають проявлятися втома елементів, зношування та інші явища, що зумовлюють виникнення поступових відмов. Визначення показників надійності в цей період за експоненціальним розподілом не оправдано. Для характеристики працездатності потрібні закони розподілу, які дають спочатку низьку густину розподілу, потім максимум і знову падіння, пов'язане зі зменшенням числа працездатних елементів.

В зв'язку з різноманітністю причин і умов виникнення відмов в цей період для характеристики надійності виробу застосовують декілька законів розподілу, які вибирають шляхом апроксимації результатів випробувань або спостережень в процесі експлуатації.

Для побудови моделей відмов на основі статистичної інформації дані про закон надійності можуть бути почерпнуті з таких джерел.

1. На основі тривалих стендових або експлуатаційних випробувань одержують обсяг статистичних даних, достатній для оцінки емпіричної функції розподілу термінів служби до відмови. Це можливо лише для обмеженого числа виробів, які виробляються великими партіями, як наприклад, підшипники кочення.

2. З експерименту отримують лише дані про ті відмови, що відбулися за період випробувань. В цьому випадку оцінки надійності виробу за межами даного періоду або не припустимі, або потребують залучення додаткової інформації.

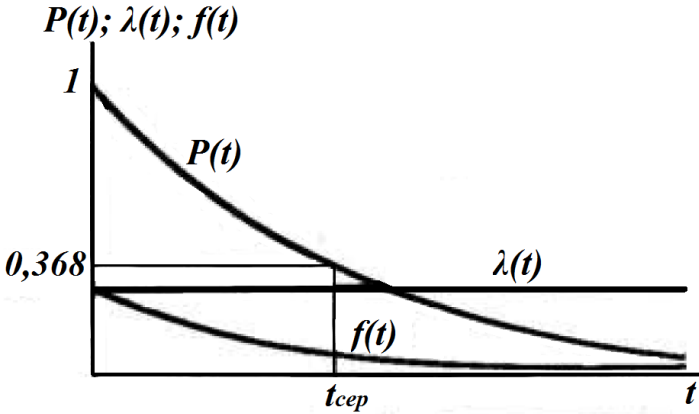


Рисунок 9.2 – Функція імовірності $P(t)$ безвідмовної роботи, густини імовірності $f(t)$ і інтенсивності $\lambda(t)$ відмов експоненціального розподілу

3. В результаті стендових випробувань отримують інформацію про параметричні відмови в умовах більш жорстких допусків до вихідних параметрів. Її може бути достатньо для встановлення закону надійності, але необхідно здійснювати перерахунок на нормальні умови експлуатації.

4. Статистична інформація отримана під час експлуатаційних випробуваннях доповнюється інформацією отриманою зі сфери ремонту. Для отримання закону надійності необхідно застосовувати процедуру прогнозування для оцінки процесу втрати виробом працездатності.

При застосуванні законів розподілу для оцінки надійності виробів випадковою величиною є час напрацювання до відмови $t = T$, який може змінюватися в межах $0 \leq T < \infty$, тобто мати тільки додатне значення.

Нормальний розподіл широко використовується для різноманітних технічних задач і зокрема для вирішення задач надійності. Нормальному розподілу підлягає напрацювання до відмови багатьох відновлюваних і не відновлюваних виробів, розміри і помилки вимірювання деталей, тощо. Нормальний розподіл є двопараметричним симетричним розподілом, числовими характеристиками якого є T_m – математичне сподівання і $\sigma = \sqrt{D}$ – середнє квадратичне відхилення даної величини.

Густина розподілу для нормального розподілу має вигляд

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-T_m)^2}{2\sigma^2}}.$$

Максимальна ордината кривої розподілу (рис. 9.3) дорівнює $\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}$, вона відповідає точці $t = T_m$; по мірі віддалення від даної точки густина розподілу зменшується і за $t \rightarrow \pm \infty$ крива асимптотично наближається до осі абсцис. Ширина петлі кривої визначається середнім квадратичним відхиленням σ . Зі збільшенням σ крива розподілу стає більш плоскою, розтягуючись вздовж осі абсцис, і навпаки, зі зменшенням σ крива розподілу витягується догори, стискаючись з боків. Площа кривої розподілу повинна завжди дорівнювати одиниці.

Значення параметрів T_m і σ оцінюють за результатами випробувань за формулами

$$T_m = \frac{\sum T_i}{N};$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum (T_i - T_m)^2},$$

де T_m і σ – оцінки математичного сподівання і середнього квадратичного відхилення.

Зближення параметрів і їх оцінок зростає зі збільшенням числа випробувань.

Інтегральна функція розподілу

$$F(t) = \int_{-\infty}^t f(t)dt.$$

Імовірність відмови $Q(t)$ і імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ відповідно $Q(t) = F(t)$; $P(t) = 1 - F(t)$.

Інтеграл $F(t)$ не виражається через елементарні функції, тому для визначення імовірності безвідмовної роботи $P(t)$ використовують табульовану функцію нормального розподілу (функцію Лапласа) у вигляді

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{x^2}{2}},$$

$$\text{де } x = \frac{(T_m - t)}{\sigma}.$$

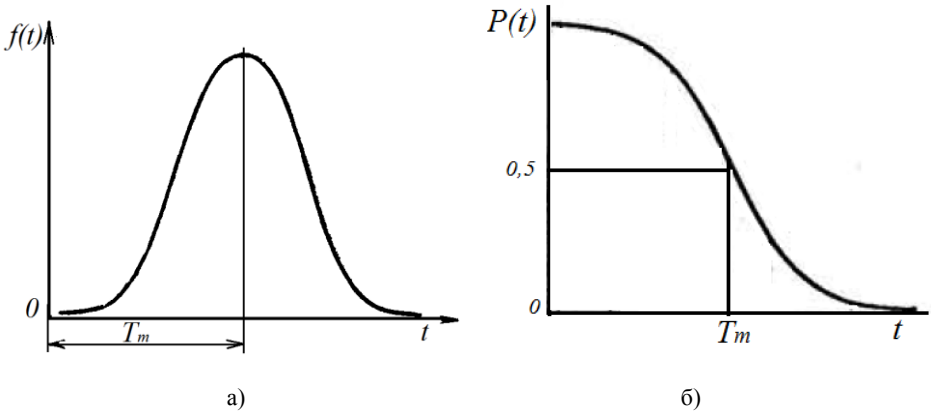


Рисунок 9.3 – Функція густини імовірності (а) і інтегральна функція імовірності (б) нормального розподілу

Імовірність відмови і імовірність безвідмовної роботи, виражені через функції Лапласа, що відрізняються межами інтегруванні, матимуть вигляд:

$$Q(t) = 0,5 + \Phi\left(\frac{t - T_m}{\sigma}\right); \quad P(t) = 0,5 - \Phi\left(\frac{t - T_m}{\sigma}\right).$$

Якщо імовірність безвідмовної роботи задана і потрібно визначити час $t = T$, протягом якого забезпечується дане значення $P(t)$, то користуються таблицями квантилів нормального розподілу u_p .

$$t = T_m + u_p \sigma.$$

Значення квантилів даються в таблицях в залежності від потрібної імовірності безвідмовної роботи. Наприклад

$P(t)$	0,5	0,90	0,95	0,99	0,999	0,9999
u_p	-0	-1,282	-1,645	-2,326	-3,090	-3,719

Використовуючи закон нормального розподілу слід враховувати, що аргумент змінюється від $-\infty$ до $+\infty$, а час t – лише додатній. Тому для точного рішення в формулу густини імовірності необхідно вводити нормуючий множник, який забезпечить рівність одиниці площі під кривою $f(t)$ в області додатних значень t .

Нормальний закон розподілу рекомендується застосовувати в ряді випадків при зношуванні і інших поступових відмовах, особливо тоді, коли початкове значення параметра має велику дисперсію, а його зміни в часі протікають досить стабільно.

В багатьох випадках для визначення закону надійності більш придатні асиметричні розподіли з аргументом, що може набувати лише додатнього значення.

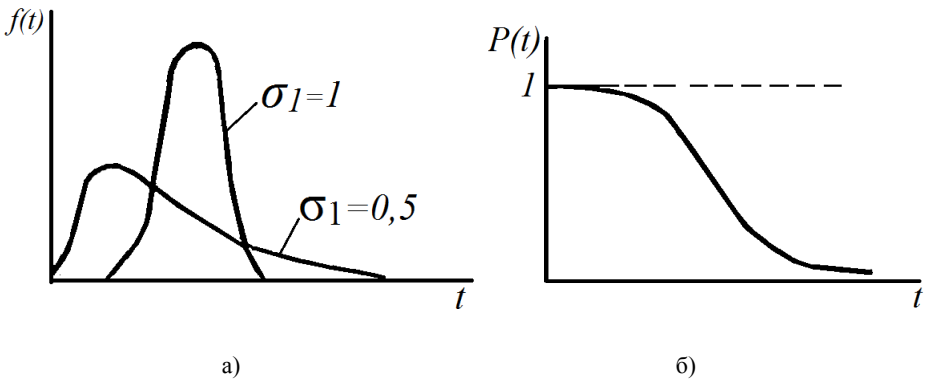


Рисунок 9.4 – Функція густини імовірності (а) і інтегральна функція імовірності (б) логарифмічно нормального розподілу

Логарифмічно нормальний розподіл. Цьому закону підлягає випадкова величина, логарифм якої розподілений нормально. Як розподіл додатних величин він дещо точніше, ніж нормальний, описує напрацювання до відмови деталей, зокрема, за втомою. Його успішно застосовують для опису напрацювання підшипників кочення та інших виробів. Логарифмічно нормальний розподіл є асиметричним і визначається двома параметрами T_0 і σ_0 .

Густина розподілу і імовірність безвідмовної роботи (рис. 9.4) визначаються за виразами

$$f(t) = \frac{1}{t\sigma_1\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\ln t - \ln T_1)^2}{2\sigma_1^2}}, \quad P(t) = 0,5 - \Phi\left(\frac{\ln t - \ln T_1}{\sigma_1}\right).$$

Параметри T_1 і σ_1 не є математичним сподіванням і середнім квадратичним відхиленням як в нормальному розподілі, вони оцінюються за результатами випробувань.

Так при випробуваннях N виробів до відмови

$$T_1 \approx T^* = \frac{\sum \ln T_i}{N}; \quad \sigma_1 \approx \sigma^* = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum (\ln T_i - T^*)^2},$$

де T^* і σ^* - оцінки параметрів T_1 і σ_1 .

Розподіл Вейбула охоплює, шляхом варіювання, широкий діапазон випадків зміни ймовірностей. Він визначається двома параметрами (T_0 - параметр масштабу і m - параметр форми), задовільно описує напрацювання деталей за втомним руйнуванням, напрацювання до відмови підшипників тощо.

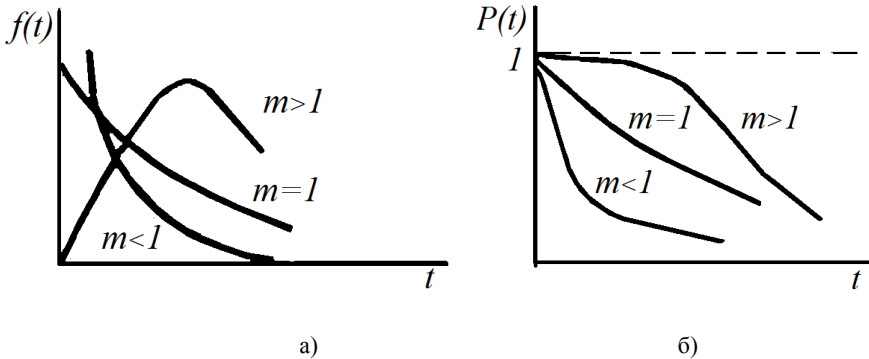


Рисунок 9.5 – Функція густини імовірності (а) і інтегральна функція імовірності (б) розподілу Вейбула

Основні залежності розподілу

$$f(t) = \frac{m}{T_0} t^{m-1} e^{-t^m/T_0}; \quad P(t) = e^{-t^m/T_0}.$$

Якщо $m = 1$ то розподіл Вейбула (рис. 32) перетворюється в експоненційний; $m > 1$ - він змінює свою форму від близької до нормального розподілу до асиметричного; $m < 1$ - крива густини імовірності близька до гіперболи.

Рекомендована література

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1990.- 448 с.
2. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин. М.: Машиностроение, 1975.- 223 с.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков/ Д.Н. Решетов В.В. Каминская, А.С. Липидус и др.; Под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. т. I- 664 с.
4. Проников А.С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1981.- 479 с.
5. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.- 560 с.
6. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988.- 236 с.
7. ТНК. General catalog. Linear motion systems. Catalog No. 500-1E. – 1901 p.
8. Precision Machine Components NSK Linear Guides Ball Screws Monocarriers. Cat. No E3162c 2013. – 553 p.
9. Rexroth. Шариковые направляющие RRS 82 201/2000-10