

Р. Л. Зеленський

**РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ
АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Р. Л. Зеленський

**РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ
АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2024

УДК 621.452.3.03-192(075.8)

З-48

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. О. Я. Качан,
канд. техн. наук Ю. Ф. Басов

Зеленський, Р. Л.

З-48

Розрахунок надійності деталей авіаційних газотурбінних двигунів [Текст] : навч. посіб. / Р. Л. Зеленський. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2024. – 136 с.

ISBN 978-966-662-930-5

Розглянуто вплив на поводження реальних конструкцій факторів, що мають явно виражений випадковий характер. На основі фізики виникнення описано дві групи відмов деталей двигуна – раптові й поступові. Подано методику оцінювання необхідного рівня надійності проєктованого двигуна. Наведено порядок розрахунку надійності основних деталей двигуна з урахуванням раптових і поступових відмов.

Для студентів спеціальності 134 «Авіаційна та ракетно-космічна техніка». Може бути корисним під час курсового й дипломного проєктування.

Іл. 26. Табл. 10. Бібліогр.: 17 назв

УДК 621.452.3.03-192(075.8)

© Зеленський Р. Л., 2024

© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2024

ISBN 978-966-662-930-5

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Оцінювання необхідного рівня надійності проєктованого двигуна	6
2 Розрахунок надійності деталей двигуна з урахуванням раптових відмов	8
2.1 Загальні положення	8
2.2 Розрахунок надійності лопаток компресора й турбіни	13
2.2.1 Вихідні дані для розрахунку надійності лопаток компресора й турбіни.....	13
2.2.2 Алгоритм розрахунку надійності лопаток компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов	22
2.2.3 Розрахунок надійності лопаток компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов на ПЕОМ.....	23
2.2.4 Приклад розрахунку надійності лопатки турбіни з урахуванням раптових відмов на ПЕОМ	26
2.3 Розрахунок надійності дисків компресора й турбіни.....	30
2.3.1 Вихідні дані для розрахунку надійності дисків компресора й турбіни	30
2.3.2 Алгоритм розрахунку надійності дисків компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов	31
2.3.3 Методика розрахунку надійності дисків компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов на ПЕОМ	32
2.4 Розрахунок надійності замка	34
2.4.1 Методика розрахунку надійності замка типу «ялинка».....	34
2.4.2 Розрахунок надійності замка типу «ластівчин хвіст»	51
2.4.3 Розрахунок надійності шарнірного замка	58
2.5 Визначення необхідного запасу міцності	69
3 Розрахунок надійності деталей двигуна з урахуванням поступових відмов	72
3.1 Розрахунок надійності деталей при повторно-статичному навантаженні	74
3.1.1 Порядок виконання розрахунку	75
3.1.2 Приклад виконання розрахунку	85
3.2 Розрахунок надійності деталі з урахуванням тривалої міцності	89
3.2.1 Порядок виконання розрахунку	91

3.2.2 Приклад виконання розрахунку	95
3.3 Розрахунок ймовірності неруйнування деталі двигуна в будь-який заданий проміжок часу	98
4 Розрахунок надійності двигуна наприкінці вироблення ресурсу	100
4.1 Визначення ймовірності неруйнування компресора або турбіни за час польоту наприкінці вироблення ресурсу	100
4.2 Оцінювання надійності спроектованого двигуна	102
4.3 Приклад розрахунку	102
4.4 Оцінювання довговічності з урахуванням раптових і поступових відмов	104
Бібліографічний список	107
Додаток А Значення нормалізованої функції нормального розподілу	108
Додаток Б Коефіцієнти для визначення нормалізованої функції нормального розподілу	110
Додаток В Статистичні характеристики міцності конструкційних матеріалів, що застосовуються в двигунобудуванні	111
Додаток Г Механічні властивості деяких матеріалів при підвищеній температурі	115
Додаток Д Допуски на розміри	118
Додаток Е Розрахунок середньоквадратичного відхилення сумарних напружень лопаток компресорів і турбін	119
Додаток Ж Розрахунок дисків компресорів і турбін	124
Додаток И Розрахунок середньоквадратичного відхилення еквівалентних напружень дисків компресорів і турбін	126
Додаток К Статичні характеристики витривалості конструкційних матеріалів	132

ВСТУП

Нині велика увага приділяється проблемі підвищення якості промислової продукції. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є розроблення методів кількісного оцінювання якості й надійності промислової продукції і, зокрема, авіаційних двигунів.

Надійність – один з основних показників якості продукції, який виявляється в часі й відображає зміни, що відбуваються в двигуні протягом усього періоду його експлуатації. Надійність як властивість виробу закладається ще на стадії проектування, реалізується при виготовленні виробу і підтримується в процесі експлуатації, тому під час дипломного проектування питання надійності мають розроблятися в конструкторській, технологічній та економічній частинах проекту [1]. Завжди слід мати на увазі, що грамотне складений проект – це основа надійності майбутнього продукту і що, як сказав А. М. Туполєв, «чим далі від конструкторської дошки виявляється ненадійність, тим вона дорожча».

Поводження реальних конструкцій зумовлене взаємодією багатьох факторів, що мають явно випадковий характер. У зв'язку з цим визначення надійності конструкцій є неможливим без застосування методів теорії ймовірностей і математичної статистики.

Сили, що діють на структуру, зазвичай мають множинні впливи та ймовірнісні властивості, що залежать від часу. Механічні властивості матеріалів, вироблених у масових кількостях, можуть бути вивчені досконально [2]. Таким чином, поведження унікальної конструкції визначається випадковими факторами масового характеру, для кожного з яких допускаються статистична інтерпретація ймовірності й закон великих чисел [3]. Прогнозувати поведження структури на основі цього статистичного матеріалу – це мета розрахунку надійності авіаційних газотурбінних двигунів.

Виходячи з фізики виникнення, відмови деталей двигуна можна поділити на дві групи. До *першої групи* належать раптові відмови, що мають характер випадкового сплеску: крихкий перелом; перевищення границі текучості в будь-якій точці деталі, для якої неприпустимими є залишкові деформації; виникнення занадто великих пружних деформацій. До *другої групи* належать поступові відмови, що виникають унаслідок необоротного накопичення пошкоджень у деталі: накопичення пластичних деформацій (деформацій повзучості), утомних пошкоджень, що призводять до розвитку втомних тріщин, механічного спрацювання.

Отже, оцінюючи надійність деталей авіаційних двигунів, необхідно враховувати раптові й поступові відмови, тобто те, що руйнування деталі може статися як унаслідок випадкового викиду навантаження, так і внаслідок випадкового накопичення втоми й пошкодження від спрацювання. Ці два види руйнування в першому наближенні можна вважати такими, що не залежать один від одного (що відповідає усталеній практиці проведення розрахунків міцності).

1 ОЦІНЮВАННЯ НЕОБХІДНОГО РІВНЯ НАДІЙНОСТІ ПРОЄКТОВАНОГО ДВИГУНА

Equation Chapter (Next) Section 1

Надійність роботи двигуна впливає на безпеку польотів. Для встановлення взаємозв'язку між імовірністю безвідмовної роботи двигуна та ймовірністю виникнення аварійної ситуації в польоті для багатомоторного літака вважаємо, що виникнення самостійних відмов більш ніж одного двигуна в польоті створює аварійну ситуацію. Для двомоторного літака це очевидно; для три- і чотиримоторних літаків вимкнення двох двигунів пов'язане з серйозним ускладненням при пілотуванні літака.

Щоб знайти ймовірність вимкнення m двигунів n -моторного літака, скористаємося біноміальним розподілом дискретних випадкових величин [4]:

$$Q_n(m) = C_n^m [Q(t)]^m [1 - Q(t)]^{n-m}, \quad (1.1)$$

де $Q_n(m)$ – ймовірність виникнення m певних результатів у вибірці n ;

$C_n^m = \frac{n!}{m!(n-m)!}$ – кількість комбінацій із n по m ; $Q(t)$ – генеральна характеристика розподілу.

Якщо $Q_n(m)$ – ймовірність вимкнення в польоті m двигунів з n , то $Q(t)$ – ймовірність відмови в польоті будь-якого двигуна.

Знайдемо ймовірність виникнення аварійної ситуації $Q_{a.c}$ для одно-, дво-, три- і чотиримоторних літаків [4]:

$$\begin{aligned} Q_{a.c} &= Q_1(1); \\ Q_{a.c} &= Q_2(1) + Q_2(2); \\ Q_{a.c} &= Q_3(2) + Q_3(3); \\ Q_{a.c} &= Q_4(2) + Q_4(3) + Q_4(4). \end{aligned} \quad (1.2)$$

Для заданої ймовірності аварійної ситуації $Q_{a.c} = 10^{-7}$ визначимо за формулами (1.1) і (1.2) допустиму ймовірність відмови двигуна $Q_o(t)$ у польоті:

- для одномоторної силової установки (СУ) – $Q_o(t) = 10^{-7}$;
- для двомоторної СУ – $Q_o(t) = 10^{-7}$;
- для тримоторної СУ – $Q_o(t) = 3,2 \cdot 10^{-4}$;
- для чотиримоторної СУ – $Q_o(t) = 7,9 \cdot 10^{-3}$.

Двигун складається з таких основних вузлів і систем: компресор, камера згоряння, турбіна, форсажна камера, вихлопна система з реактивним соплом, трансмісія, привід агрегатів, система змащення, система пуску.

Розглянемо визначення необхідної ймовірності безвідмовної роботи лопатки турбіни.

Зробивши припущення про однакову надійність вузлів і систем двигуна, знаходимо необхідну ймовірність безвідмовної роботи вузла або системи (k – кількість систем і вузлів двигуна):

$$P_{\text{турб}}(t) = \sqrt[k]{P_{\partial}(t)} \text{ де } P_{\partial}(t) = 1 - Q_{\partial}(t). \quad (1.3)$$

Оскільки турбіна складається з n ступенів, ймовірність безвідмовної роботи одного ступеня

$$P_{\text{ст.турб}}(t) = \sqrt[n]{P_{\text{турб}}(t)}. \quad (1.4)$$

Ступінь складається зі статора та ротора. Ймовірність безвідмовної роботи ротора

$$P_{\text{р.турб}}(t) = \sqrt{P_{\text{ст.турб}}(t)}. \quad (1.5)$$

Ротор складається з диска, лопаткового вінця та замкової частини. Ймовірність безвідмовної роботи лопаткового вінця

$$P_{\text{л.в}}(t) = \sqrt[3]{P_{\text{р.турб}}(t)}. \quad (1.6)$$

Нарешті, визначимо ймовірність безвідмовної роботи однієї лопатки із z лопаток:

$$P_{\text{л}}(t) = \sqrt[z]{P_{\text{л.в}}(t)}. \quad (1.7)$$

2 РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА З УРАХУВАННЯМ РАПТОВИХ ВІДМОВ Equation Section (Next)

2.1 Загальні положення

Раптові відмови авіаційних силових установок, що призводять до серйозних наслідків, становлять велику небезпеку. Найчастіше причиною раптових відмов є поломка, деформація й розтріскування окремих деталей виробів і місць їх кріплення через несприятливе поєднання діючих навантажень і фактичної міцності. Руйнування деталей може відбуватися внаслідок дії непередбачених локальних напружень, спричинених непроєкtnими статичними або динамічними навантаженнями в поєднанні з невиявленими виробничими відхиленнями. Ці локальні напруження й навантаження (як випадкові величини) істотно відрізняються від середніх значень, узятих під час розрахунків міцності й оцінювання терміну експлуатації виробу.

Конструкція двигуна має бути такою, щоб у процесі експлуатації не виникало жодного граничного стану його елементів, тобто не порушувалися умови їх нормального функціонування. Для цього необхідно визначити раціональні характеристики міцності при заданих показниках надійності.

Під час розрахунку запасу міцності складно визначити значення допустимих напружень, з якими порівнюються розрахункові. Очевидно, що такі характеристики, як границя міцності, границя тривалої міцності при фіксованій температурі або границя втоми матеріалу, є випадковими величинами у зв'язку з існуванням допусків на хімічний склад матеріалу й технологію отримання напівфабрикатів і виробів (змінення процентного вмісту хімічних елементів, що входять до складу сплаву, неоднорідність температурного режиму, відмінності плавлення, неоднорідність зовнішніх кліматичних умов, відхилення умов термічної обробки сортаменту тощо (рисунок 2.1).

Розрахунок мінімальних запасів міцності для надійної роботи протягом усього ресурсу ускладнюється тим, що двигун експлуатується в різних режимах, тому проблему необхідних запасів міцності можна вирішити тільки в імовірнісних термінах.

Для надійної роботи деталі двигуна має виконуватися умова неперевикнення [5–8]

$$\varphi = (\sigma_{mp}^t - \sigma_p) > 0, \quad (2.1)$$

де σ_{mp}^t – границя тривалої міцності; σ_p – робоче напруження в розрахунковому перерізі.

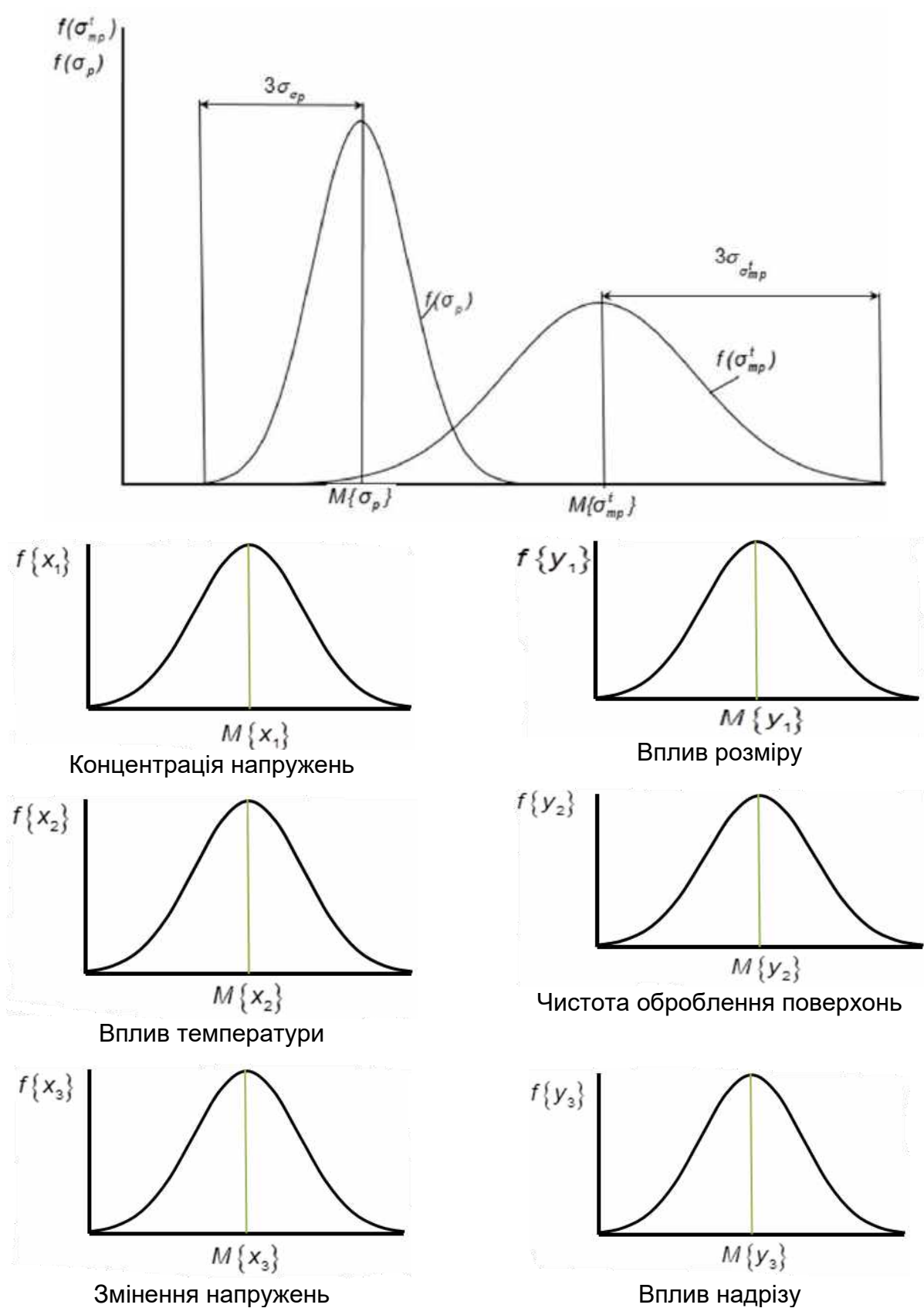


Рисунок 2.1 – Вплив різних факторів на розподіл робочого напруження σ_p і міцності σ_{mp}^t

Границя тривалої міцності й робоче напруження є випадковими величинами. Границя тривалої міцності підпорядковується нормальному закону розподілу навколо середнього значення параметра міцності $M\{\sigma_{mp}^t\}$ з деяким стандартним відхиленням від нього.

Застосування нормального закону обґрунтовано тим, що в разі спільної дії досить великої кількості випадкових збурень, що підпорядковуються різним законам розподілу, якщо серед них немає переважного, результативний ефект згідно з центральною граничною теоремою теорії ймовірностей має закон розподілу, близький до нормального [5].

Аналогічним чином можна вважати, що робоче напруження розподіляється навколо певного середнього значення з його стандартним відхиленням.

Імовірність неруйнування деталі визначається формулою

$$P_p = \text{Імов}[(\sigma_{mp}^t - \sigma_p) > 0] = \int_0^\infty f(\varphi) d\varphi = \frac{1}{\sigma_\varphi \sqrt{2\pi}} \int_0^\infty e^{-\frac{(\varphi - M\{\varphi\})^2}{2\sigma_\varphi^2}} d\varphi, \quad (2.2)$$

де $M\{\varphi\} = M\{\sigma_{mp}^t\} - M\{\sigma_p\}$ – математичне сподівання параметра φ ; σ_φ – середньоквадратичне відхилення параметра φ .

Інтеграл $\int_0^\infty e^{-\frac{(\varphi - M\{\varphi\})^2}{2\sigma_\varphi^2}} d\varphi$ у кінцевому вигляді не береться, його обчислюють за допомогою табличної функції вигляду

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz \quad (2.3)$$

для випадку, коли величина x має нормальний закон розподілу, а $M\{x\} = 0$ і $\sigma_x = 1$. Існують таблиці для цього типу інтеграла (див. Додатки А і Б). Основні властивості функції ймовірності є такими:

$$F(0) = 0,5, \quad F(\infty) = 1, \quad F(-\infty) = 0, \quad F(-x) = 1 - F(x).$$

Зробимо заміну змінних у виразі (2.2) $z = \frac{\varphi - M\{\varphi\}}{\sigma_\varphi}$, тоді $d\varphi = \sigma_\varphi dz$,

а вираз (2.2) набере такого вигляду:

$$P_p = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\frac{M\{\varphi\}}{\sigma_\varphi}}^\infty e^{-\frac{z^2}{2}} dz = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^\infty e^{-\frac{z^2}{2}} dz - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\frac{M\{\varphi\}}{\sigma_\varphi}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \quad (2.4)$$

Графічно це зображено на рисунку 2.2.

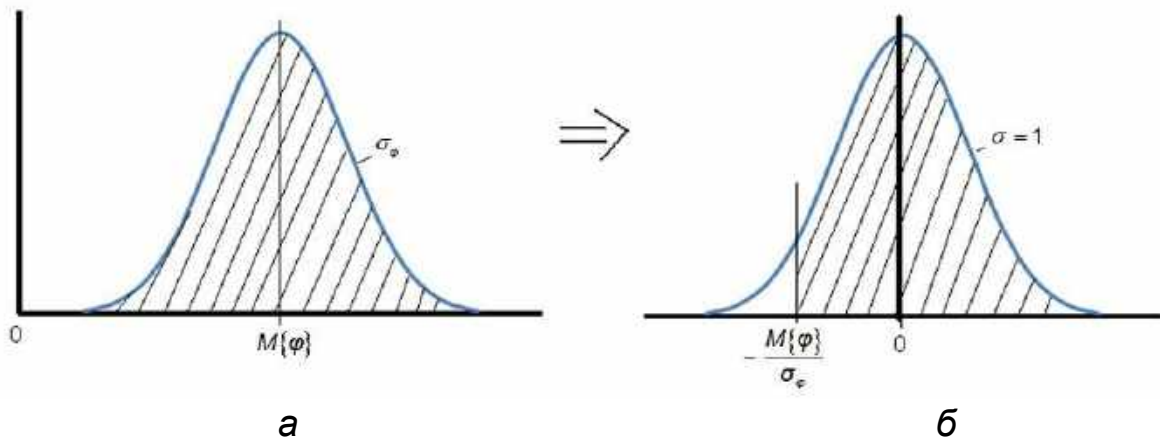


Рисунок 2.2 – Перетворення вихідного інтеграла (а) на еквівалентний інтеграл нормалізованої функції щільності розподілу (б)

З урахуванням основних властивостей функції ймовірностей маємо

$$P_p = 1 - 1 + F\left(\frac{M\{\varphi\}}{\sigma_\varphi}\right) = F\left(\frac{M\{\varphi\}}{\sigma_\varphi}\right).$$

Використовуючи вираз (2.1), а також властивості композиції законів розподілів $\sigma_\varphi^2 = \sigma_{\sigma_{mp}}^2 + \sigma_{\sigma_p}^2$, одержимо такий вираз:

$$P_p = F\left(\frac{M(\sigma_{mp}^t) - M(\sigma_p)}{\sqrt{\sigma_{\sigma_{mp}}^2 + \sigma_{\sigma_p}^2}}\right) = \left| \begin{array}{l} v_{\sigma_{mp}^t} = \frac{\sigma_{\sigma_{mp}^t}}{M\{\sigma_{mp}^t\}} \\ v_{\sigma_p} = \frac{\sigma_{\sigma_p}}{M\{\sigma_p\}} \end{array} \right| = F\left(\frac{M(\sigma_p) \left(\frac{M(\sigma_{mp}^t)}{M(\sigma_p)} - 1 \right)}{M(\sigma_p) \sqrt{v_{\sigma_{mp}^t}^2 \frac{M\{\sigma_{mp}^t\}^2}{M\{\sigma_p\}^2} + v_{\sigma_p}^2}}\right),$$

$$\text{або } P_p = F\left(\frac{\eta - 1}{\sqrt{v_{\sigma_{mp}^t}^2 \eta^2 + v_{\sigma_p}^2}}\right), \quad (2.5)$$

де $\eta = \frac{M(\sigma_{mp}^t)}{M(\sigma_p)}$ – коефіцієнт запасу міцності; $\sigma_{\sigma_{mp}}^2$ – коефіцієнт варіації границі тривалої міцності (табличне значення); v_{σ_p} – коефіцієнт варіації робочого напруження; σ_{σ_p} – стандартне відхилення робочого напруження від розрахункового значення; $M(\sigma_p)$ – математичне сподівання робочого

напруження (величина, отримана в процесі розрахунку на міцність).

Отже, для того щоб оцінити надійність деталей двигуна при статичному навантаженні, необхідно визначити σ_{σ_p} .

Перейдемо до методу лінеаризації (методу малих відхилень), який широко застосовується на практиці [9]. Замінімо нелінійну залежність у загальному випадку $\sigma_p = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$ лінійною. Метод ґрунтується на припущенні про малість випадкових відхилень параметрів x_i від їх математичних сподівань. Цей метод є зручним, якщо залежність σ_p від параметрів x_i має явне аналітичне вираження при відомих (зазвичай нормальних) законах розподілу випадкових величин x_i .

Розвиваючи функцію $\sigma_p = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$ у ряд Тейлора в околі точки $(M\{x_1\}, M\{x_2\}, \dots, M\{x_k\})$ відносно центрованих збурень і зберігаючи тільки лінійні члени ряду, отримуємо рівність

$$\sigma_p = f(M\{x_1\}, M\{x_2\}, \dots, M\{x_k\}) + \sum_{i=1}^k \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_n \Delta x_i \right]. \quad (2.6)$$

Індекс n при частинних похідних указує на те, що вони розраховуються в точці $(M\{x_1\}, M\{x_2\}, \dots, M\{x_k\})$, тобто при номінальному (розрахунковому) значенні всіх факторів.

За теоремою про математичне сподівання й дисперсію лінійної функції маємо

$$M\{\sigma_p\} \cong f(M\{x_1\}, M\{x_2\}, \dots, M\{x_k\});$$

$$\sigma_{\sigma_p} \cong \sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2 + 2 \sum_{i < j} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_n \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \right)_n r_{x_i x_j} \sigma_{x_i} \sigma_{x_j}},$$

де $r_{x_i x_j}$ – коефіцієнт кореляції величин x_i і x_j .

Позначення $i < j$ указує на те, що підсумовування застосовується до всіх можливих парних комбінацій величин x_i і x_j . Похідні $\frac{\partial f}{\partial x_i}$ – коефіцієнти впливу x_i на напруження σ_p . Якщо величини x_i і x_j не корелюють ($r_{x_i x_j} = 0$), то у формулі для визначення σ_{σ_p} зберігається тільки перша сума під радикалом:

$$\sigma_{\sigma_p} \cong \sqrt{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 \sigma_{x_i}^2}. \quad (2.7)$$

При проектуванні відомими є розрахункові (середні) значення $M\{x_i\}$ і можливі граничні відхилення Δx_i (допуски) параметрів. Використовуємо їх під час розрахунку надійності: стандартні відхилення знаходимо як

$$\sigma_{x_i} = \frac{\Delta x_i}{k_\gamma}, \quad (2.8)$$

де k_γ – кількість середньоквадратичних відхилень, що відповідають імовірності γ , при яких випадкові відхилення, що перевищують Δx_i , вважаються практично неможливими. Наприклад, значення $k_\gamma = 3$ при нормальному законі розподілу відповідає $\gamma = 0,9973$.

2.2 Розрахунок надійності лопаток компресора й турбіни

Робочі лопатки компресора й турбіни зазнають дії навантажень від газових і відцентрових сил, від яких виникають статичні та змінні напруження.

Статичні напруження в лопатках в основному складаються з розтягувальних напружень від відцентрових сил і згинальних напружень від газових і відцентрових сил, спричинених наявністю виносу центрів ваги для компенсації згину від газових сил.

2.2.1 Вихідні дані для розрахунку надійності лопаток компресора й турбіни

Для розрахунку надійності лопаток компресора й турбіни необхідно знати такі дані:

1. *Матеріал.*

2. *Температура на середньому радіусі лопатки.* Для лопатки турбіни температуру слід брати з урахуванням охолодження. Знати температуру лопатки турбіни в різних її перерізах необхідно для визначення границі тривалої міцності. Висоту лопатки розбиваємо на 10 рівних частин.

Завдяки передаванню теплоти від лопатки до диска температура лопатки приблизно на третині довжини біля кореня значно знижується (рисунок 2.3). Зазвичай температура лопатки, °C, у прикореневій частині є такою:

$$t_{лк} = t_{лс} - (100 \dots 150).$$

Приблизно можна вважати [10], що на двох третинах довжини леза (від периферійного перерізу) температура є постійною, а на третині (біля кореня) температура змінюється за законом кубічної параболи:

$$t_n = t_{nc} - \frac{(t_{nc} - t_{нк})}{\left(\frac{L}{3}\right)^3} \left(\frac{L}{3} - X\right)^3, \quad (2.9)$$

де L – довжина профільної частини пера леза; X – відстань від кореневого перерізу лопатки до обчисленого. Зауважимо, що формула (2.9) діє до значень $X \leq \frac{L}{3}$.

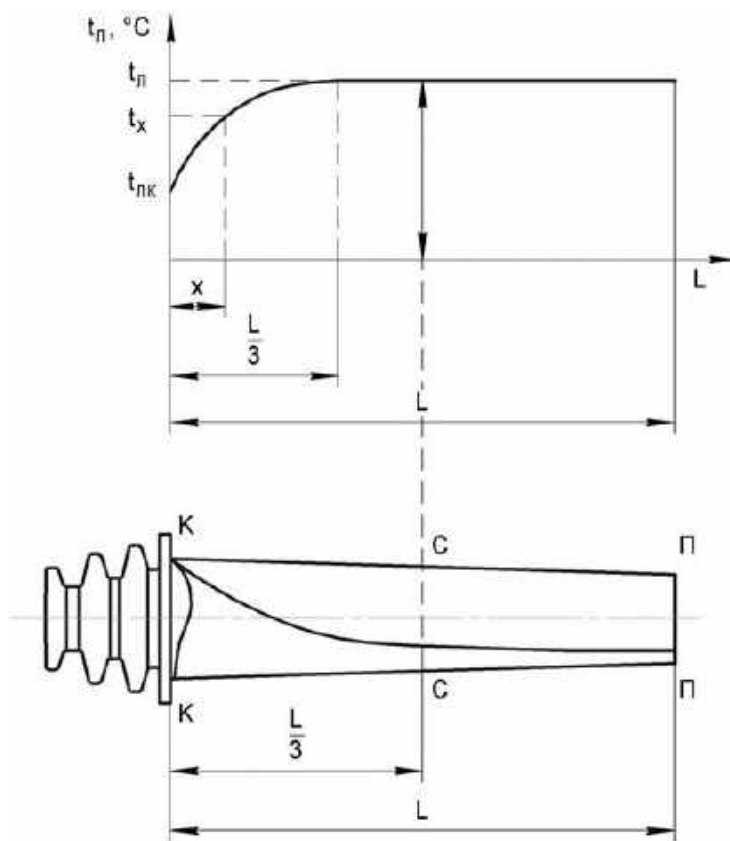


Рисунок 2.3 – Змінення температури лопатки турбіни по її довжині

Температуру охолоджуваної турбіни лопатки по середньому діаметру за відсутності розрахунку температури лопатки з урахуванням її охолодження з міркування міцності можна брати такою: $t_{nc} \leq (850 \dots 900)^\circ\text{C}$, після чого по довжині лопатки визначається температура, як це було описано вище.

3. *Границя міцності σ_σ або границя тривалої міцності $\sigma_{тр}^t$* . Границя тривалої міцності по висоті лопатки визначається відповідно до раніше розрахованої температури. Границі тривалої міцності для різних матеріалів наведено в Додатку Г.

Деталі вузлів гарячої частини авіаційних газотурбінних двигунів працюють при температурах $600 \dots 1200^\circ\text{C}$. При тривалому впливі підвищених

температур у конструкційних матеріалів виявляються властивості повзучості та тривалої міцності.

Властивості повзучості та тривалої міцності виявляються, коли робоча температура перевищує 35...70 % від температури плавлення за абсолютною шкалою. Так, повзучість і тривала міцність пластмас і свинцю виявляються при кімнатній температурі, алюмінієвих сплавів – при $T > 100...200\text{ }^{\circ}\text{C}$, титанових сплавів – при $T > 350\text{ }^{\circ}\text{C}$, вуглецевих сталей – при $T > 300...400\text{ }^{\circ}\text{C}$, легированих сталей – при $T > 400...500\text{ }^{\circ}\text{C}$, сплавів на основі нікелю – при $T > 600...650\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Повзучість – це поступове накопичення пластичної деформації в екземплярі або деталі, що зазнає впливу навантаження при підвищеній температурі протягом певного періоду часу. Деформація, накопичена при повзучості матеріалів, – це ковзання і зміщення атомних шарів кристалічних ґрат як на межі, так і всередині зерен. Через повзучість у матеріалі виникають несучільності, розвиток та об'єднання яких призводять до зниження несної здатності матеріалу та його руйнування. Стійкість матеріалу до такого руйнування називають **тривалою міцністю**. Тривала міцність виявляється в зниженні характеристик міцності конструкційних матеріалів (міцності на розрив, границі пластичності тощо) при високих температурах з плином часу. Зменшення міцності при високих температурах з часом призводить до необхідності поряд з тимчасовою міцністю конструкційних матеріалів розглядати їх тривалу міцність. Основною характеристикою міцності конструкційних матеріалів, що працюють при високих температурах в умовах тривалої дії статичних напружень, є границя тривалої міцності σ_{mp}^t .

Границя тривалої міцності σ_{mp}^t – це напруження, при якому матеріал при постійній температурі T руйнується не раніше заданого часу τ_p . Наприклад, для нікелю жароміцного сплаву ХН77ТЮР (ЭИ437Б, див. Додаток Г) при температурі $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ і часі 1000 год границя тривалої міцності становить 300 МПа: $\sigma_{1000}(700) = 330\text{ МПа}$. Для границі тривалої міцності вказують тривалість навантаження й температуру випробування. Для порівняння, для того самого сплаву при температурі $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ границі міцності та текучості при короткочасних випробуваннях є такими: $\sigma_s = 830\text{ МПа}$, $\sigma_{0,2} = 560\text{ МПа}$.

Таким чином, під поняттям границі тривалої міцності конструкційних матеріалів розуміють опис кількісної залежності між трьома фізичними величинами: напруженням σ , температурою T і часом до руйнування τ_p . Визначення цієї кількісної залежності ґрунтується на експериментальних даних випробувань зразків матеріалу в умовах одновісного натягу для часу руйнування 100, 1000 (рідко 10 і 10000) год. Для анізотропних матеріалів проводяться випробування на тривалу міцність з навантаженням зразків у різних напрямках анізотропії.

Криві тривалої міцності. Отримані експериментальні залежності для границі тривалої міцності узагальнено у вигляді таблиць і графіків кривих тривалої міцності. Криві тривалої міцності відображають залежність границі тривалої міцності від часу випробування при різних температурних рівнях. Найбільш поширеною залежністю для опису кривих тривалої міцності є степенева функція

$$\sigma^n \tau_p = A, \quad (2.10)$$

де $n = f(T)$, $A = f(T)$ – параметри матеріалу, що залежать від температури. У логарифмічних координатах $\lg(\sigma)$, $\lg(\tau_p)$ криві деформацій для різних температур зображують прямими лініями або їх відрізками (рисунок 2.4), кут нахилу яких залежить від параметра n . Параметр n зазвичай змінюється від 4 до 16. У широкому діапазоні напрацювання на відмову криві деформацій зазвичай складаються з двох майже лінійних ділянок: перша з них відповідає явищу в'язкого руйнування, а друга – крихкого. Точка перегину кривої тривалої міцності залежить від температури.

Параметри матеріалу n , A для кожної ділянки кривої тривалої міцності можна знайти, якщо відомими є температура випробування T , два рівні напруження σ_1 , σ_2 і два рівні часу роботи до відмови τ_{p1} , τ_{p2} :

$$n = \frac{\lg \frac{\tau_{p2}}{\tau_{p1}}}{\lg \frac{\sigma_1}{\sigma_2}}; \quad A = \sigma_1^n \tau_{p1}. \quad (2.11)$$

Використовуючи рівняння (2.10) і (2.11), слід пам'ятати, що параметри матеріалу n , A характеризують не всю криву тривалої міцності, а тільки її ділянку, що відповідає певному рівню температури й часовому інтервалу експлуатації до руйнування.

Зазвичай випробування на тривалу міцність проводяться при двох або трьох температурних рівнях. Для визначення взаємозв'язку між границею тривалої міцності й часом до відмови при проміжних температурних рівнях, а також за відсутності повних даних про тривалу міцність, що відповідає різним значенням робочого часу до відмови, використовуються різні методи інтерполяції. Слід мати на увазі, що використовувати різні методи інтерполяції можна тільки в експериментальному діапазоні напружень тривалої міцності, температур і часу до руйнування. У деяких випадках екстраполяція (визначення характеристик за межами експериментального діапазону) допускається при температурі T не більше $\pm 50^\circ\text{C}$ і часі до руйнування τ_p , більшому на ± 1 порядок (не більш ніж у 10 разів). Наприклад, якщо є

експериментальні дані 100- і 1000-годинної тривалої міцності, то можна прогнозувати довговічність у діапазоні від 10 до 10000 год.

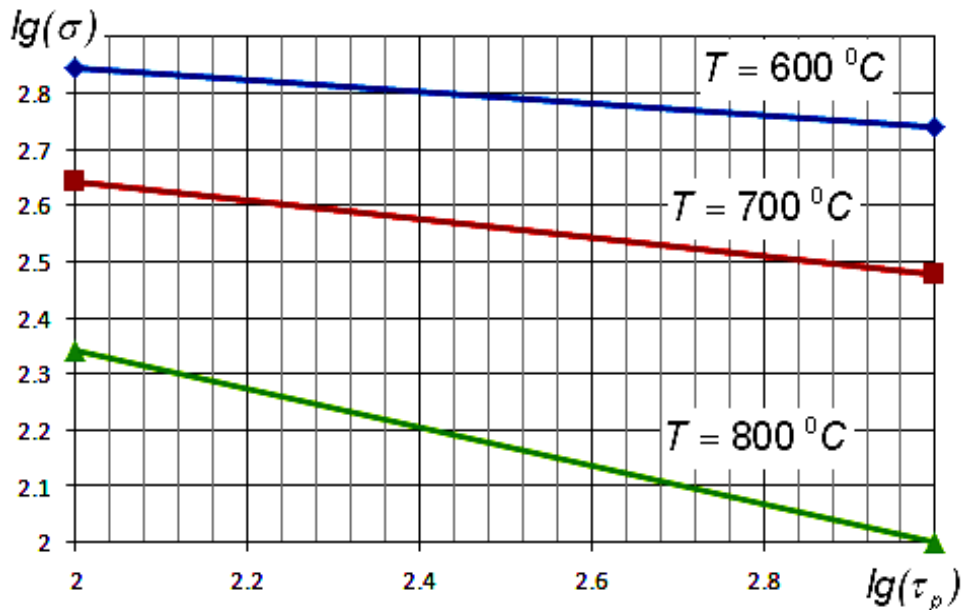


Рисунок 2.4 – Криві тривалої міцності матеріалу ХН77ТЮР

Якщо існує велика база даних про тривалу міцність конструкційного матеріалу при різних температурах і величинах часу до руйнування, то для прогнозування тривалої міцності доцільно використовувати рівняння тривалої міцності. За відсутності повної бази даних про тривалу міцність, наприклад, для різних моментів часу, для прогнозування тривалої міцності використовуються різні параметричні залежності. Сьогодні найбільш точними і практично корисними методами розрахунку для прогнозування тривалої міцності матеріалів є параметричні залежності Менсона – Хаферда і Ларсона – Міллера.

Залежність Менсона – Хаферда. Аналізуючи експериментальні дані про залежність границі тривалої міцності від температури, С. С. Менсон (S. S. Manson) і А. М. Хаферд (A. M. Haferd) визначили, що для кожного матеріалу існує однозначна функціональна залежність між напруженнями й параметром P_{MX} (параметром Менсона – Хаферда):

$$P_{MX} = \frac{T - T_{\alpha}}{\lg \tau_p - \lg \tau_{\alpha}}, \quad (2.12)$$

де T – температура, °C; τ_p – час до руйнування, год; T_{α} і τ_{α} – сталі для певного матеріалу.

Таким чином, застосування залежності Менсона – Хаферда потребує знаходження функціональної залежності параметра P_{MX} від напружень:

$$P_{MX} = P_{MX}(\sigma) \text{ або } \sigma = \sigma(P_{MX}), \quad (2.13)$$

яку зазвичай визначають шляхом наближення табличних даних.

Залежність Ларсона – Міллера є більш простою і зручною в практичному застосуванні для розрахунку тривалої міцності конструкційних матеріалів. Параметрична залежність, запропонована Ф. Ларсоном (F. R. Larson) і Дж. Міллером (J. Miller) являє собою однозначну функціональну залежність параметра $P_{\text{лм}}$ (параметра Ларсона – Міллера) від напружень тривалої міцності:

$$P_{\text{лм}} = f(\sigma) \text{ або } \sigma = f(P_{\text{лм}}). \quad (2.14)$$

Параметр Ларсона – Міллера визначається такою залежністю:

$$P_{\text{лм}} = T(\lg \tau_p + C), \quad (2.15)$$

де T – температура, К; τ_p – час до руйнування, год; C – стала для певного матеріалу. Шляхом випробувань було встановлено, що константа C для багатьох матеріалів становить 15...30. Для більшості конструкційних матеріалів беруть $C = 20$.

Так, функціональна залежність параметра Ларсона – Міллера від напружень (2.14) і формула для розрахунку параметра Ларсона – Міллера (2.15) описують кількісну залежність між трьома фізичними величинами: напруженнями σ , температурою T і часом до руйнування τ_p . Параметрична залежність Ларсона – Міллера часто будується у вигляді многочлена

$$\sigma = A_0 + A_1 P_{\text{лм}} + A_2 P_{\text{лм}}^2 + \dots + A_n P_{\text{лм}}^n.$$

Приклад. Визначити границю тривалої міцності деталі при температурі $T = 625^\circ\text{C}$ і напрацювання на відмову 500 годин. Матеріал деталі – жаростійкий сплав ХН77ТЮР.

Розв'язання за допомогою рівняння кривих тривалої міцності. Для заданої температури $T = 625^\circ\text{C}$ на основі табличних даних про тривалу міцність сплаву ХН77ТЮР (див. Додаток Д) визначають параметри рівняння кривої тривалої міцності n , A .

Як вихідні дані маємо таблицю залежності границі тривалої міцності від температури. За допомогою лінійної інтерполяції визначаємо 100- і 1000-годинну тривалу міцність при температурі 625°C : $\sigma_{100} = 635$ МПа, $\sigma_{1000} = 501$ МПа. Використовуючи формули (2.11), розраховуємо параметри рівняння кривої міцності:

$$n = \frac{\lg(1000/100)}{\lg(635/501)} \approx 9,735; \quad A = (635 \cdot 10^6)^{9,735} \cdot 100 = 4,981 \cdot 10^{87}.$$

Визначаємо напруження за заданий час:

$$\sigma_{mp} = \left(\frac{A}{\tau_p} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{4,981 \cdot 10^{87}}{500} \right)^{\frac{1}{9,735}} = 538,5 \text{ МПа}.$$

Розв'язання з використанням параметричної залежності Менсона – Хаферда. Використовуючи табличні дані про тривалу міцність сплаву ХН77ТЮР та значення матеріальних констант [11] $T_\alpha = 100$, $\lg \tau_\alpha = 17$, за формулою (2.12) розраховуємо значення параметра Менсона – Хаферда для різних напружень. За даними, наведеними в таблиці 2.1, розраховуємо дев'ять значень параметра Менсона – Хаферда й будуємо графік залежності напруження від параметра Менсона – Хаферда (рисунок 2.5).

Таблиця 2.1

$T, ^\circ\text{C}$	550	600	700	750	800	550	600	700	800
$\tau_p, \text{год}$	100	100	100	100	100	1000	1000	1000	1000
$\sigma_{mp}, \text{МПа}$	800	700	440	320	220	710	560	310	110
P_{mx}	-30,0	-33,3	-40,0	-43,3	-46,7	-32,1	-35,7	-42,8	-50,0

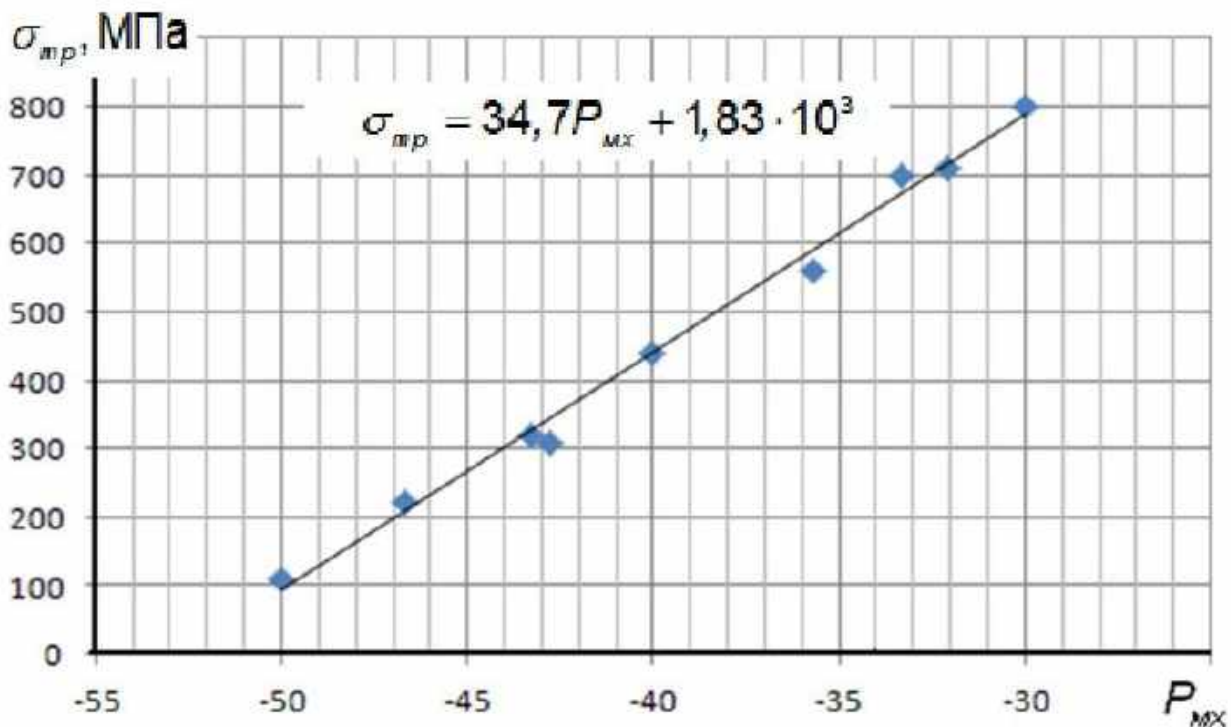


Рисунок 2.5 – Залежність напружень тривалої міцності від параметра Менсона – Хаферда для сплаву ХН77ТЮР

Після апроксимації експериментальних даних лінійною функцією маємо залежність напруження σ_{mp} від параметра Менсона – Хаферда, зручну для практичних розрахунків: $\sigma_{mp} = 34,7P_{mx} + 1,83 \cdot 10^3$.

Для заданих температури й часу визначаємо значення параметра Менсона – Хаферда:

$$P_{mx} = \frac{625 - 100}{\lg 500 - 17} = -36,71.$$

Після цього знаходимо

$$\sigma_{mp} = 34,7(-36,71) + 1,83 \cdot 10^3 = 552,49 \text{ МПа}.$$

Недоліком, що обмежує застосування параметричної залежності Менсона – Хаферда, є незадовільний опис експериментальних даних у великих температурно-часових інтервалах, коли виникають розриви в кривих тривалої міцності. Залежність Менсона – Хаферда можна застосувати для температурно-часових інтервалів, у яких криві тривалої міцності в подвійних логарифмічних координатах описуються одним перетином без перелому. Щоб застосувати параметричну залежність Менсона – Хаферда, необхідно мати параметри матеріалу T_α та τ_α , що потребує додаткових досліджень.

Розв'язання з використанням параметричної залежності Ларсона – Міллера. Використовуючи табличні дані про тривалу міцність сплаву ХН77ТЮР (див. Додаток Д), за формулою (2.15) розраховуємо значення параметра Ларсона – Міллера для різних напружень (таблиця 2.2). Беремо $C = 20$.

Згідно з таблицею 2.2 будуємо графік залежності напруження від параметра Ларсона – Міллера (рисунок 2.6). Після апроксимації експериментальних даних лінійною функцією маємо залежність напруження σ_{mp} від параметра Ларсона – Міллера, що є зручною для практичних розрахунків:

$$\sigma_{mp} = -0,1066P_{lm} + 2724,3.$$

Для попередньо визначених температури та часу обчислюємо значення параметра Ларсона – Міллера:

$$P_{lm} = 898,15(\lg 500 + 20) = 20387,08.$$

Таблиця 2.2

$T, ^\circ\text{C}$	550	600	700	750	800	550	600	700	800
$\tau_p, \text{год}$	100	100	100	100	100	1000	1000	1000	1000
$\sigma_{mp}, \text{МПа}$	800	700	440	320	220	710	560	310	110
P_{lm}	18106	19206	21406	22506	23606	18929	20079	22379	24679

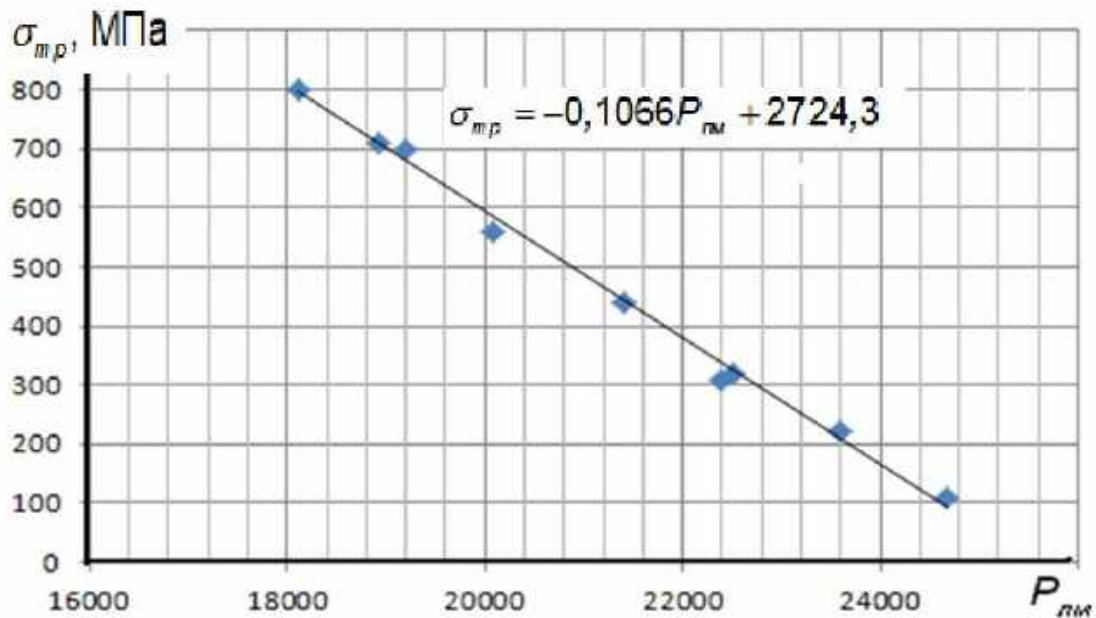


Рисунок 2.6 – Залежність напружень тривалої міцності від параметра Ларсона – Міллера для сплаву ХН77ТЮР

Після цього визначаємо σ_{mp} :

$$\sigma_{mp} = -0,1066 \cdot 20387,08 + 2724,3 = 547,7 \text{ МПа} .$$

Результати розрахунків, отримані за допомогою трьох різних методів, є різними. Однак слід пам'ятати, що експериментальні дані про тривалу міцність матеріалу мають значний розкид, тому отримані дані можна вважати задовільними.

4. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності $v_{\sigma_{mp}^t}$.
5. Густина матеріалу ρ , кг/м³.
6. Потужність ступеня N , Вт.
7. Кутова швидкість ω , рад/с.
8. Кількість лопаток z .
9. Висота лопатки L , м.
10. Радіус кореневого перерізу R_k , м.
11. Середній радіус $R_{сер}$, м.
12. Радіус периферійного перерізу R_n , м.
13. Витрата газу G_g , кг/с.
14. Осьові складові абсолютної швидкості газу на вході C_{1a} і виході C_{2a} ступеня, м/с (для середнього перерізу лопатки).
15. Статичний тиск на вході P_1 і виході P_2 ступеня, Па (для середнього перерізу лопатки).

16. b – хорда профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), м.

17. δ – максимальна товщина профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), м.

18. a – максимальне значення прогину середньої лінії профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), м.

19. γ – кут установлення профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), рад.

20. Проаналізувавши призначення, режими роботи, конструктивні особливості, технологію виготовлення й роботу проєктованого двигуна, визначаємо можливі (граничні) відхилення параметрів. Зазвичай відхилення параметрів двигуна становлять 3...5 %:

- потужності ступеня $\Delta N = (0,03...0,05)N$, Вт;
- кутової швидкості $\Delta \omega = (0,03...0,05)\omega$, рад/с;
- витрати газу $\Delta G_g = (0,03...0,05)G_g$, кг/с;
- густини матеріалу $\Delta \rho = (0,03...0,05)\rho$, кг/м³;
- змінення осьової складової швидкості $\Delta C_a = 2(0,03...0,05)C_a$, де $C_a = C_{1a} - C_{2a}$, м/с ;
- змінення тиску на робочому колесі $\Delta P = 2(0,03...0,05)P$, де $P = P_1 - P_2$, Па.

Числові значення допуску розмірів визначаються відповідно до ГОСТ 25346–82 (СТ СЕВ 145–75) [12], для авіації зазвичай вибирають 6-й квалітет (див. Додаток Д): ΔL_n , ΔR_k , ΔR_n , Δb , $\Delta \delta$, Δa , м.

2.2.2 Алгоритм розрахунку надійності лопаток компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов

1. Після розрахунку міцності знаходимо напруження в характерних точках в одинадцяти перерізах по висоті пера лопатки за методикою, описаною в [16].

2. Надійність розраховуємо для точки з мінімальним запасом міцності.

3. Визначаємо кут нахилу системи координат (η, ξ) до системи (x, y) : $\beta = 90^\circ - \gamma$, де γ – кут установлення лопатки (рисунки 2.7).

4. За формулами (Е.1) (див. Додаток Е) розраховуємо стандартні відхилення факторів, що спричиняють збурення.

5. Розраховуємо номінальні значення коефіцієнтів впливу газових сил на згинальні напруження за формулами (Е.2) і (Е.3).

6. Знаходимо номінальні значення коефіцієнтів впливу на складові згинальних моментів уздовж головних осей інерції за формулами (Е.4)–(Е.19).

7. Визначаємо номінальні значення коефіцієнтів впливу на основні

моменти інерції за формулами (Е.20)–(Е.22).

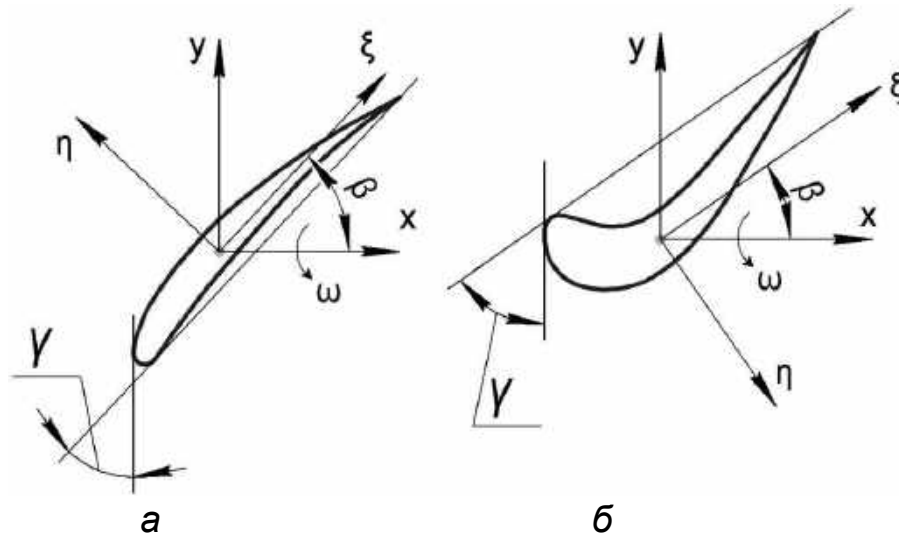


Рисунок 2.7 – До розрахунку надійності лопатки: а – компресора; б – турбіни

8. Розраховуємо номінальні значення коефіцієнтів впливу на розтягуювальні напруження за формулами (Е.23)–(Е.26).

9. Розраховуємо дисперсію складових згинальних моментів по головних осях інерції для газових сил за формулами (Е.27) і (Е.28).

10. Визначаємо дисперсію моментів інерції перерізу за формулами (Е.29) і (Е.30).

11. Розраховуємо дисперсність згинальних напружень від газових сил за формулою (Е.31).

12. Визначаємо дисперсію розтягуювальних напружень від відцентрових сил за формулою (Е.32).

13. Розраховуємо дисперсію повного напруження за формулою (Е.33).

14. Знаходимо коефіцієнт варіації напруження за формулою (Е.34).

15. Визначаємо ймовірність неруйнування $P_{лр}$ за формулою (2.5).

Для $x \leq 5,9$ імовірнісну функцію беремо з Додатка А. Якщо $x > 5,9$, то цю функцію визначаємо за формулою $P_{лр} = 1 - b \cdot 10^{-a}$, а і b беремо з Додатка Б, де

$$x = \frac{\eta + 1}{\sqrt{v_{\sigma_{mp}}^2 \eta^2 + v_{\sigma_p}^2}}.$$

2.2.3 Розрахунок надійності лопаток компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов на ПЕОМ

Порядок виконання розрахунків на ПЕОМ:

1. Умикаємо ПЕОМ.
2. Знаходимо каталог з виконуваними файлами кафедри № 203 і входимо в нього, знаходимо виконуваний файл NLOP.EXE.

3. Копіюємо виконуваний файл із незаписуваного диска на диск, відкритий для користувачів.

4. Запускаємо NLOP.EXE.

5. Уводимо вихідні дані, звертаючи особливу увагу на розмірність вихідних значень. виправлення під час введення можна виконати за допомогою курсора або клавіші $\langle \leftarrow \rangle$, видалити помилково набраний символ – клавішею $\langle DEL \rangle$.

6. Після введення всіх даних програма автоматично запускає розрахунок. Результати записуються у файл LOP.RES.

7. Знайшовши вказаний файл, необхідно проаналізувати результати розрахунку й переконатися в їх правильності.

Послідовність та ідентифікатори вихідних даних, які використовуються в програмі розрахунку надійності лопаток:

- GT – показник того, яка лопатка розраховується – компресора чи турбіни (для лопатки компресора $GT = -1$; для лопатки турбіни $GT = 1$);
- PO – густина матеріалу лопатки, кг/м^3 ;
- $PO9$ – відхилення густини матеріалу, кг/м^3 ;
- SPT – границя тривалої міцності матеріалу пера при робочій температурі перерізу (масив з 11 значень), МПа;
- $VSPT$ – коефіцієнт варіації границі тривалої міцності;
- $OMEGA$ – кутова швидкість, рад/с;
- $OMEGA9$ – відхилення кутової швидкості, рад/с;
- N – потужність ступеня, Вт;
- $N9$ – відхилення потужності ступеня, Вт;
- MG – витрата газу, кг/с ;
- $MG9$ – відхилення витрати газу, кг/с ;
- $C1A$ – осьова складова абсолютної швидкості газу на вході ступеня для середнього перерізу лопатки, м/с;
- $C2A$ – осьова складова абсолютної швидкості газу на виході ступеня для середнього перерізу лопатки, м/с;
- $CA9$ – відхилення осьової складової абсолютної швидкості, м/с;
- $P1$ – тиск на вході ступеня для середнього перерізу лопатки, Па;
- $P2$ – тиск на виході ступеня для середнього перерізу лопатки, Па;
- $P9$ – відхилення тиску на виході ступеня для середнього перерізу лопатки, Па;
- Z – кількість лопаток;
- L – довжина пера лопатки, м;
- $L9$ – відхилення довжини пера лопатки, м;
- $R1$ – радіус кореневого перерізу, м;
- $R2$ – радіус периферійного перерізу, м;

- RCP – середній радіус, м;
- $RCP9$ – відхилення середнього радіуса, м;
- VP – об'єм бандажної полиці, m^3 ;
- UPP – винесення центра ваги полиці в коловому напрямку, м;
- APP – винесення центра ваги полиці в осьовому напрямку, м;
- AA – відносне зміщення центра ваги периферійного перерізу в осьовому напрямку, м;
- AU – відносне зміщення центра ваги периферійного перерізу в осьовому напрямку, м;
- B – хорда профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), м;
- $B9$ – відхилення хорди профілю, м;
- D – максимальна товщина профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), м;
- $D9$ – відхилення максимальної товщини профілю, м;
- H – максимальне значення згину середньої лінії профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), м;
- $H9$ – відхилення максимального значення згину середньої лінії профілю, м;
- GA – кут установлення профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах (масив із трьох чисел), рад;
- PU – інтенсивність колових газових сил, Н/м;
- PAK – інтенсивність осьових газових сил у кореновому перерізі, Н/м;
- PAP – інтенсивність осьових газових сил у периферійному перерізі, Н/м.

Виведення результатів розрахунків

Результати обчислень записуються в LOP.REZ -файл. Лістинг результатів містить вихідну інформацію (див. рисунок 2.9) і результати розрахунку за 11 перерізами по висоті пера лопатки, що відображаються у вигляді трьох таблиць:

– у першому стовпці таблиці STRESS AND DISPERSIONS записуються номер розрахункового перерізу, потім розтягувальні напруження, МПа, та її дисперсії, $M\text{Pa}^2$, сумарні напруження й дисперсії в розрахункових точках перерізу лопатки;

– у першому стовпці таблиці COEFFICIENTS записуються номер розрахункового перерізу, потім коефіцієнт запасу міцності й коефіцієнти варіації робочого напруження в розрахункових точках перерізу лопатки;

– у третій таблиці Probability of no failure записуються номер розрахункового перерізу та ймовірність неруйнування в розрахункових точках перерізу лопатки.

2.2.4 Приклад розрахунку надійності лопатки турбіни з урахуванням раптових відмов на ПЕОМ

Вихідні дані для розрахунку надійності лопатки турбіни:

1. $GT = 1$.
2. Густина матеріалу лопатки $\rho = 8200 \text{ кг/м}^3$.
3. Відхилення густини матеріалу $\Delta\rho = 8200 \cdot 0,05 = 410 \text{ кг/м}^3$.
4. Границя тривалої міцності матеріалу пера при робочій температурі.

У Додатку Г беремо статистичні дані щодо матеріалу ЖС6К і визначаємо параметр Ларсона – Міллера за формулою (2.15) (таблиця 2.3). Ці дані вносимо в Excel, будуємо графік та апроксимуємо його за лінійною залежністю $\sigma = f(P_{\text{лм}})$ (рисунок 2.8).

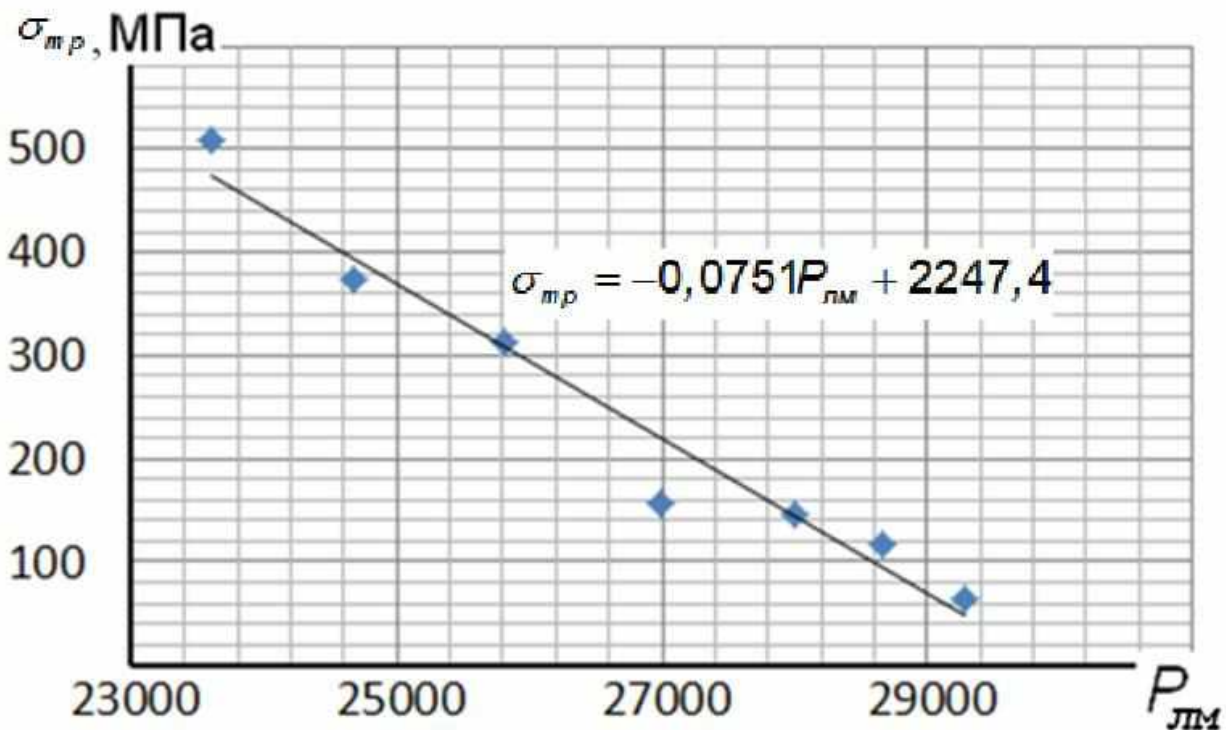


Рисунок 2.8 – Залежність $\sigma_{\text{тр}}$ від параметра Ларсона – Міллера для сплаву ЖС6К

Маємо залежність

$$\sigma = -0,0751P_{\text{лм}} + 2247,4. \quad (2.16)$$

Під час термогазодинамічного розрахунку турбіни визначено температуру лопатки в середньому радіусі: $t_{\text{лс}} = 1110 \text{ К}$.

Таблиця 2.3

T, K	1073,15	1173,15	1273,15	1303,15	1073,15	1173,15	1273,15
$\tau_p, \text{год}$	100	100	100	100	1000	1000	1000
$\sigma_{tr}, \text{МПа}$	510,1	313,9	147,2	117,7	372,8	156,96	63,77
P_{lm}	23609	25809	28009	28669	24682	26982	29282

За формулою (2.9) визначаємо температуру по висоті лопатки з урахуванням того, що температура лопатки в кореновому перерізі є такою: $t_{лк} = t_{лс} - 110 = 1110 - 110 = 1000 \text{ K}$. Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Параметри	Номер перерізу				
	1	2	3	4	5–11
T, K	1000	1072,3	1103	1109	1100
$\sigma_{tr}, \text{МПа}$	595,2	475,8	425	415,1	413,5

Щоб знайти 100-годинну границю міцності, у залежність (2.16) підставляємо значення параметра Ларсона – Міллера, розраховані за формулою (2.15), температуру беремо з таблиці 2.4, робочий час становить 100 годин, $C = 20$.

5. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності $\nu_{\sigma_{tr}}^t = 0,1$.

6. Кутова швидкість $\omega = 1057,13 \text{ рад/с}$.

7. Відхилення кутової швидкості $\Delta\omega = 1057,13 \cdot 0,03 = 31,71 \text{ рад/с}$.

8. Потужність ступеня $N = 21610670 \text{ Вт}$.

9. Відхилення потужності ступеня $\Delta N = 21610670 \cdot 0,03 = 648320 \text{ Вт}$.

10. Витрата газу $G_g = 73,43 \text{ кг/с}$.

11. Відхилення витрати газу $\Delta G_g = 73,43 \cdot 0,03 = 2,2 \text{ кг/с}$.

12. Осьова складова абсолютної швидкості газу на вході ступеня для середнього перерізу лопатки $C_{1a} = 179 \text{ м/с}$.

13. Осьова складова абсолютної швидкості газу на виході ступеня для середнього перерізу лопатки $C_{2a} = 186 \text{ м/с}$.

14. Відхилення осьової складової абсолютної швидкості $\Delta\Delta C_a = 2 \cdot 0,03 \Delta C_a = 2 \cdot 0,03 \cdot 7 = 0,42 \text{ м/с}$.

15. Тиск на вході для середнього перерізу лопатки $P_1 = 1060000 \text{ Па}$.

16. Тиск на виході для середнього перерізу лопатки $P_2 = 797000 \text{ Па}$.

17. Відхилення тиску $\Delta\Delta P = 2 \cdot 0,03 \Delta P_1 = 2 \cdot 0,03 \cdot 526000 = 15780 \text{ Па}$.

18. Кількість лопаток $Z = 75$.

19. Довжина пера лопатки $L_n = 0,055$ м.
20. Відхилення довжини пера лопатки $\Delta L_n = 19 \cdot 10^{-6}$ м (з Додатка Д).
21. Радіус кореневого перерізу $R_k = 0,4185$ м.
22. Радіус периферійного перерізу $R_n = 0,4735$ м.
23. Середній радіус $R_{сер} = 0,446$ м.
24. Відхилення середнього радіуса $\Delta R_{сер} = 40 \cdot 10^{-6}$ м (з Додатка Д).
25. Об'єм бандажної полиці $V_n = 0$ м³.
26. Винесення центра ваги полиці в коловому напрямку $u_{nn} = 0$ м.
27. Винесення центра ваги полиці в осьовому напрямку $a_{nn} = 0$ м.
28. Відносне зміщення центра ваги периферійного перерізу в осьовому напрямку $a_a = 0$ м.
29. Відносне зміщення центра ваги периферійного перерізу в коловому напрямку $a_u = 0$ м.
30. Хорда профілю в кореновому, середньому й периферійному перерізах $b_k = b_{сер} = b_n = 0,04411$ м.
31. Відхилення хорди профілю $\Delta b = 11 \cdot 10^{-6}$ м (з Додатка Д).
32. Максимальна товщина профілю в кореновому $\delta_k = 9,7 \cdot 10^{-3}$ м, середньому $\delta_{сер} = 7,9 \cdot 10^{-3}$ м і периферійному $\delta_n = 6,2 \cdot 10^{-3}$ м перерізах.
33. Відхилення максимальної товщини профілю $\Delta \delta = 8 \cdot 10^{-6}$ м (з Додатка Д).
34. Максимальна величина прогину середньої лінії профілю в кореновому $a_k = 0,008$ м, середньому $a_{сер} = 0,007$ м і периферійному $a_n = 0,007$ м перерізах.
35. Відхилення максимального значення прогину середньої лінії профілю $\Delta a = 6 \cdot 10^{-6}$ м (з Додатка Д).
36. Кут установлення профілю в кореновому $\gamma_k = 1,1$ рад, середньому $\gamma_{сер} = 1,04$ рад та периферійному $\gamma_n = 0,97$ рад перерізах.
37. Інтенсивність колових газових сил $P_u = 9839,8$ Н/м.
38. Інтенсивність осьових газових сил у кореновому перерізі $P_{ак} = 8123,24$ Н/м.
39. Інтенсивність осьових газових сил у периферійному перерізі $P_{ан} = 10631,8$ Н/м.

Після введення всіх даних програма автоматично запускає розрахунок. Результати записуються у файл LOP.RES. Лістинг результатів показано на рисунку 2.9.

INITIAL DATA FOR CALCULATION
 GT PO P09 VSPT OMEGA OMEGA9
 0.1000E+01 0.8200E+04 0.4100E+03 0.1000E+00 0.1057E+04 0.3171E+02
 N N9 MG MG9 C1A C2A
 0.2161E+08 0.6483E+06 0.7343E+02 0.2200E+01 0.1790E+03 0.1860E+03
 CA9 P1 P2 P9 L L9
 0.1074E+02 0.1060E+07 0.7970E+06 0.6360E+05 0.5500E-01 0.1900E-04
 R1 R2 RCP RCP9 VP Z
 0.4185E+00 0.4735E+00 0.4460E+00 0.4000E-04 0.0000E+00 75
 UPP APP AA AU PU PAK
 0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00 0.0000E+00 0.9840E+04 0.8123E+04
 PAP SPT
 0.1063E+05 595.20 475.80 425.00 413.50 413.50
 413.50 413.50 413.50 413.50 413.50 413.50
 B B9 D D9
 0.044 0.044 0.044 0.1110E-04 0.010 0.008 0.006 0.8000E-05
 H H9 GA
 0.008 0.007 0.006 0.6000E-05 1.100 1.040 0.970

CALCULATION PROBABILITY NON-FAULT OF BLADE

STRESS AND DISPERSIONS

sec.	Tensile		Total in p. A		Total in p. B		Total in p. C	
	Stress.	Disp.	Stress.	Disp.	Stress.	Disp.	Stress.	Disp.
1	182.56	34.24	230.74	36.59	221.67	36.90	135.64	36.43
2	168.44	34.24	211.55	37.05	204.01	37.39	126.83	36.83
3	153.32	34.24	190.32	37.51	184.24	37.87	117.79	37.23
4	137.43	34.24	168.14	38.02	163.40	38.42	108.05	37.67
5	120.74	34.24	145.23	38.63	141.69	39.07	97.41	38.20
6	103.21	34.24	121.72	39.37	119.23	39.84	85.67	38.82
7	84.78	34.24	97.72	40.27	96.10	40.78	72.58	39.57
8	65.36	34.24	73.35	41.40	72.43	41.97	57.88	40.49
9	44.85	34.24	48.77	42.85	48.35	43.47	41.20	41.65
10	23.11	34.24	24.20	44.74	24.10	45.43	22.11	43.11
11	0.00	34.24	0.00	47.29	0.00	48.06	0.00	45.03

COEFFICIENTS

SEC.	Point A			Point B			Point C		
	RESERVE	VARIAION	XA	RESERVE	VARIAION	XB	RESERVE	VARIAION	XC
1	2.58	.2622E-01	6.092	2.69	.2740E-01	6.243	4.39	.4450E-01	7.682
2	2.25	.2877E-01	5.509	2.33	.2997E-01	5.666	3.75	.4785E-01	7.276
3	2.23	.3218E-01	5.465	2.31	.3340E-01	5.606	3.61	.5180E-01	7.155
4	2.46	.3667E-01	5.869	2.53	.3793E-01	5.982	3.83	.5681E-01	7.307
5	2.85	.4280E-01	6.416	2.92	.4411E-01	6.500	4.24	.6345E-01	7.560
6	3.40	.5155E-01	6.976	3.47	.5294E-01	7.035	4.83	.7273E-01	7.840
7	4.23	.6494E-01	7.548	4.30	.6645E-01	7.586	5.70	.8667E-01	8.151
8	5.64	.8772E-01	8.128	5.71	.8944E-01	8.149	7.14	.1099E+00	8.500
9	8.48	.1342E+00	8.712	8.55	.1364E+00	8.720	10.04	.1566E+00	8.896
10	17.08	.2764E+00	9.294	17.16	.2797E+00	9.295	18.70	.2970E+00	9.348
11	*****	.1458E+07	9.865	*****	.2449E+07	9.862	*****	.2793E+07	9.871

Probability of no failure

Sec.	PA	PB	PC
1	1.0000000	1.0000000	1.0000000
2	1.0000000	1.0000000	1.0000000
3	1.0000000	1.0000000	1.0000000
4	1.0000000	1.0000000	1.0000000
5	1.0000000	1.0000000	1.0000000
6	1.0000000	1.0000000	1.0000000
7	1.0000000	1.0000000	1.0000000
8	1.0000000	1.0000000	1.0000000
9	1.0000000	1.0000000	1.0000000
10	1.0000000	1.0000000	1.0000000
11	1.0000000	1.0000000	1.0000000

Рисунок 2.9 – Лістинг результатів розрахунку надійності лопатки турбіни

2.3 Розрахунок надійності дисків компресора й турбіни

У дисках компресора виникають розтягувальні напруження від відцентрових сил лопаток і власних відцентрових сил, а також згинальні напруження від перепаду тиску й асиметрично прикладених сил лопаток та обода. Напруженнями зсуву від крутного моменту в дисках зазвичай нехтують. У тонких дисках компресора змінні напруження можуть виникати від збудження нерівномірним потоком повітря.

Статичні напруження в диску визначаються шляхом розв'язання системи диференціальних рівнянь, що описують рівноважний стан діючих сил і сумісність деформацій.

Диски турбіни зазнають впливу відцентрових сил, крутного моменту, гіроскопічного крутного моменту, перепаду тиску й нерівномірного нагрівання в процесі роботи. Впливом крутного моменту зазвичай нехтують. Перепад тиску спричиняє згинальні напруження, які можна компенсувати нахилом диска. Гіроскопічний момент також спричиняє згинальні напруження, які є невеликими і діють не уздовж усієї ділянки, а тільки в зовнішньому шарі. Основна частка напружень у диску виникає від відцентрових сил лопаток і самого диска і сил, спричинених нерівномірним нагріванням. Під впливом цих сил у диску виникає плосконапружений стан (осьовими напруженнями зазвичай нехтують) з основними нормальними напруженнями σ_r і σ_τ , що діють у радіальному й коловому напрямках.

Як показує досвід, надійність експлуатації визначається повторно-статичними і змінними навантаженнями, а також тривалістю експлуатації [14]. Для оцінювання надійності диска з урахуванням напружень від відцентрових сил маси самих дисків і маси приєднаних до них лопаток, а також температурних напружень, спричинених тепловим нагріванням дисків по радіусу й товщині, використовуємо метод скінченних різниць.

2.3.1 Вихідні дані для розрахунку надійності дисків компресора й турбіни

Для розрахунку надійності дисків компресора й турбіни необхідно знати такі дані:

1. Матеріал диска.
2. Температура диска в розрахункових перерізах, К.
3. Коефіцієнт лінійного розширення α , K^{-1} .
4. Границя тривалої міцності σ_{mp}^t , МПа.
5. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності $\mathcal{G}_{\sigma_{mp}}$.
6. Густина матеріалу диска ρ , $кг/м^3$.
7. Коефіцієнт Пуассона μ .
8. Кутова швидкість ω , рад/с.

9. Кількість лопаток Z .
10. Відцентрова сила профільної частини лопатки P_n , Н.
11. Зовнішній радіус нерозрізного обода диска R_∂ , м.
12. Радіус кореневого перерізу профільної частини лопатки R_k , м.
13. Радіальна висота замка δ , м.
14. Товщина диска b_{r_∂} на радіусі R_∂ , м.
15. Радіус периферійного перерізу профільної частини лопатки R_n , м.
16. Висота пера лопатки L_n , м.
17. Площа кореневого перерізу лопатки F_k , м².
18. Площа периферійного перерізу лопатки F_n , м².
19. Середня товщина замка диска $b_{сер}$, м.
20. Модуль пружності при заданій температурі поперечного перерізу E , МПа.

Проаналізувавши призначення, режими роботи, конструктивні особливості, технологію виготовлення й роботу проєктованого двигуна, визначаємо можливі (граничні) відхилення параметрів. Зазвичай відхилення параметрів двигуна становлять 3...5 %:

- густини матеріалу $\Delta\rho = (0,03...0,05)\rho$, кг/м³;
- модуля пружності матеріалу $\Delta E = (0,03...0,05)E$, МПа;
- коефіцієнта лінійного розширення $\Delta\alpha = (0,03...0,05)\alpha$, К⁻¹;
- співвідношення Пуассона $\Delta\mu = (0,03...0,05)\mu$;
- температури диска при заданому радіусі $\Delta T = (0,03...0,05)T$, К;
- кутової швидкості $\Delta\omega = (0,03...0,05)\omega$, рад/с;
- витрати газу $\Delta G_g = (0,03...0,05)G_g$, кг/с.

Питомі значення допуску на розміри визначаються відповідно до ГОСТ 25346–82 (СТ РЕВ 145–75) [12], для авіації зазвичай вибирають 6-й квалітет (див. Додаток Д): ΔL_n , ΔR_k , ΔR_∂ , ΔR_n , Δb , $\Delta\delta$, м.

2.3.2 Алгоритм розрахунку надійності дисків компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов

1. За даними, наведеними в Додатках Б і Д, і методиками розрахунку границі тривалої міцності, описаними в пункті 2.2.1, для матеріалу, з якого виготовлено диск, знаходимо границю тривалої міцності $\sigma_{тр}^t$.

2. Виконуємо розрахунок міцності, визначаємо радіальні σ_r , колові σ_τ та еквівалентні σ_e напруження в кожній розрахунковій ділянці або за методикою, описаною в [9], або за методикою, наведеною в Додатку Ж.

3. Для розрахунку надійності підбираємо переріз з мінімальним коефіцієнтом запасу міцності.

4. Розраховуємо стандартні відхилення параметрів. За формулами (И.1)–(И.48) (див. Додаток И) визначаємо коефіцієнти впливу.

5. Знаходимо дисперсії випадкових величин.

6. Визначаємо коефіцієнт варіації еквівалентного напруження.

7. Розраховуємо ймовірність неруйнування за формулою (2.5).

Для $x \leq 5,9$ імовірнісну функцію беремо з Додатка А. Якщо $x > 5,9$, то функцію визначаємо за формулою $P_{op} = 1 - b \cdot 10^{-a}$, а a і b беремо з Дода-

тка Б, де $x = \frac{\eta + 1}{\sqrt{v_{\sigma_{mp}}^2 \eta^2 + v_{\sigma_e}^2}}$.

2.3.3 Методика розрахунку надійності дисків компресора й турбіни з урахуванням раптових відмов на ПЕОМ

Порядок виконання розрахунків на ПЕОМ:

1. Умикаємо ПК.

2. Знаходимо директорію з виконуваними файлами кафедри № 203, потім файл NDISK.EXE.

3. Копіюємо цей файл із незаписуваного диска на диск, відкритий для користувачів.

4. Запускаємо NDISK.EXE.

5. Уводимо вихідні дані, звертаючи особливу увагу на їх розмірність (див. пункт 2.3.1). Виправлення при наборі можна зробити за допомогою курсора або клавіші $\langle \leftarrow \rangle$, видалення помилково набраного символу – клавіші $\langle DEL \rangle$.

6. Після введення всіх даних програма автоматично запускає розрахунок. Результати розрахунків записуються у файл.

7. Знайшовши вказаний файл, проаналізуємо результати розрахунку й переконаємося в їх правильності.

Послідовність та ідентифікатори вихідних даних, які використовуються в програмі розрахунку надійності лопаток:

- n – кількість секцій проектування;
- Z_c – кількість стрибків по профілю диска;
- DP – ознака сталості густини матеріалу по радіусу диска (0 або 1);
- DT – ознака сталості температур диска по радіусу (0 – компресор, 1 – турбіна);
- ω – кутова швидкість, рад/с;
- $\Delta \omega$ – відхилення кутової швидкості, рад/с;
- σ_{r_0} – радіальне напруження на зовнішньому контурі диска;
- r_0 – радіус центрального отвору, м;

- σ_{r0} – радіальне напруження на контурі центрального отвору внаслідок перешкод, МПа;
- A_0, B_0, Q_0, N_0 – коефіцієнти основних формул для нульового перерізу;
- μ – коефіцієнт Пуассона;
- $\Delta\mu$ – відхилення коефіцієнта Пуассона;
- r_n – радіус розрахункового перерізу (масив із n чисел), м;
- Δr_n – відхилення радіуса розрахункового перерізу (масиву із n чисел), м;
- b_n – товщина диска на перерізі n (масив із n чисел), м;
- NRS – номери радіусів, на яких профіль диска має стрибки (масив із Z_c чисел);
- Δb_n – відхилення товщини диска по перерізах (масив із n чисел), м;
- ρ – густина матеріалу диска, кг/м³;
- $\Delta\rho$ – відхилення густини матеріалу диска, кг/м³.

Якщо $DT = 1$, то необхідно мати розподіл температури по диску, а також вплив температури на механічні властивості матеріалу, з якого виготовлено диск:

- T – температура диска на перерізі n (масив з n чисел), К;
- ΔT – відхилення температури диска по перерізах (масив із n чисел), К;
- E_n – модуль пружності матеріалу відповідно до температури перерізу (масив із n чисел), МПа;
- ΔE_n – відхилення модуля пружності матеріалу відповідно до температури перерізу (масив із n чисел), МПа;
- λ_n – коефіцієнт лінійного розширення для кожного перерізу (масив із n чисел), К⁻¹;
- σ_{mp}^t – границя тривалої міцності матеріалу диска при робочій температурі перерізу (масиву n чисел), МПа.

Якщо $DT = 0$, то диск має однакову температуру по перерізах, тому необхідно ввести тільки один параметр: σ_e – міцність матеріалу диска на розрив, МПа.

Решта параметрів є загальними для компресора й турбіни:

- Z – кількість лопаток;
- R_κ – радіус кореневого перерізу профільної частини лопатки, м;
- ΔR_κ – відхилення радіуса кореневого перерізу профільної частини лопатки, м;
- δ – радіальна висота замка, м;

- $\Delta\delta$ – відхилення радіальної висоти замка, м;
- $b_{сер}$ – середня товщина замка, м;
- F_{κ} – площа кореневого перерізу лопатки, м²;
- ΔF_{κ} – відхилення площі кореневого перерізу лопатки, м²;
- L_{π} – довжина пера лопатки, м;
- ΔL_{π} – відхилення довжини пера лопатки, м;
- R_{π} – радіус периферійного перерізу профільної частини лопатки, м;
- F_{π} – площа периферійного перерізу лопатки, м²;
- q – показник ступеня (для лопаток газових турбін $q = 0,5...0,6$; для осевих лопаток компресора лінійний закон змінення площі $q = 1$).

Виведення результатів розрахунків

Результат обчислень записується у файл RESULT.DSK. Лістинг результатів містить вихідну інформацію й результати розрахунку, зведені в таблицю, рядки якої відповідають різним перерізам профілю, а стовпці – таким параметрам:

- радіус поперечного перерізу R , м;
- товщина профілю диска B , м;
- радіальні напруження SR , МПа;
- колові напруження ST , МПа;
- еквівалентні напруження SEK , МПа;
- запас міцності ZAP ;
- дисперсія радіального напруження DSR , МПа²;
- дисперсія колового напруження DST , МПа²;
- дисперсія еквівалентного напруження $DSEK$, МПа².

2.4 Розрахунок надійності замка

2.4.1 Методика розрахунку надійності замка типу «ялинка»

Замки типу «ялинка» застосовуються для кріплення великої кількості лопаток у колесі. У таких замках розтягувальні напруження діють по всіх перемичках хвостовика і міжпазового виступу, зрізувальні, зминальні і згинальні напруження – уздовж зубів замка. Під час розрахунку замка типу «ялинка» умовно беруть, що навантаження від відцентрової сили лопатки на одиницю довжини кожного зуба є однаковими.

Зазвичай нехтують згинальним і крутним моментами від газу та інерційними силами, визначають тільки ті напруження що виникають під дією відцентрових сил.

Надійність замків необхідно оцінювати за розтягувальними напруженнями в першій западині (з боку пера) хвостовика лопатки і в першій западині

(з боку полотна) міжпазового виступу диска, а також за зрізувальними, зми-
нальними і згинальними напруженнями. Розривні напруження в інших міс-
цях зазвичай є меншими, ніж у перших западинах. Це пов'язано з техноло-
гічними міркуваннями, виходячи з яких необхідно витримувати розмір уз-
довж останньої западини хвостовика леза більшим від певного мінімального
значення [14].

Вихідні дані для розрахунку надійності замка типу «ялинка»

Для розрахунку надійності замка типу «ялинка» необхідно знати такі дані:

1. Матеріал хвостовика лопатки.
2. Густина матеріалу хвостовика лопатки ρ' , кг/м³.
3. Температура хвостовика лопатки, К.
4. Границя тривалої міцності хвостовика лопатки $(\sigma_{mp}^t)'$, МПа.
5. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності $(g_{\sigma_{mp}}^t)'$.
6. Матеріал диска.
7. Густина матеріалу диска ρ'' , кг/м³.
8. Температура дискового елемента, К.
9. Границя тривалої міцності диска $(\sigma_{mp}^t)''$, МПа.
10. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності $(g_{\sigma_{mp}}^t)''$.
11. Коефіцієнт тертя між зубами леза і диском μ .
12. Кількість лопаток Z .
13. Кутова швидкість ω , рад/с.
14. Відцентрова сила пера лопатки P_j , Н.
15. Відцентрова сила хвостовика лопатки $\sum_{i=1}^n P_{jhi}$, Н.
16. Сумарна відцентрова сила пера лопатки і хвостовика $P_{jл}$, Н.
17. Відцентрова сила дискового елемента $\sum_{i=1}^n P_{j\partial i}$, Н.
18. Кількість зубів з одного боку хвостовика n .
19. Площа кореневого перерізу лопатки F_K , м².
20. Кореневий радіус R_K , м.
21. Периферійний радіус R_n , м.
22. Відстань від осі обертання до центра ваги об'єму між i -м і $(i+1)$ -м перерізами R_{ci} , м.
23. Геометричні розміри (рисунок 2.10):

- a_i – ширина хвостовика лопатки в i -му перерізі, м;
- l_i – товщина хвостовика лопатки в i -му перерізі, м;
- b_i – ширина перемички диска між двома сусідніми западинами i -ї пари зубів, м;
- h_i – ширина основи зуба лопатки, м;
- c_i – ширина основи зуба диска, м;
- e – ширина контактної майданчика в перерізі, перпендикулярному до паза, однакова для всіх зубів, м;
- f – ширина вершини зуба, м;
- α – половина кута клина хвостовика лопатки, град.;
- φ – кутовий крок лопаток, град.;
- e_1 – плече прикладення сили P_i , м;
- α_1 – кут нахилу площини контакту α_1 , град.

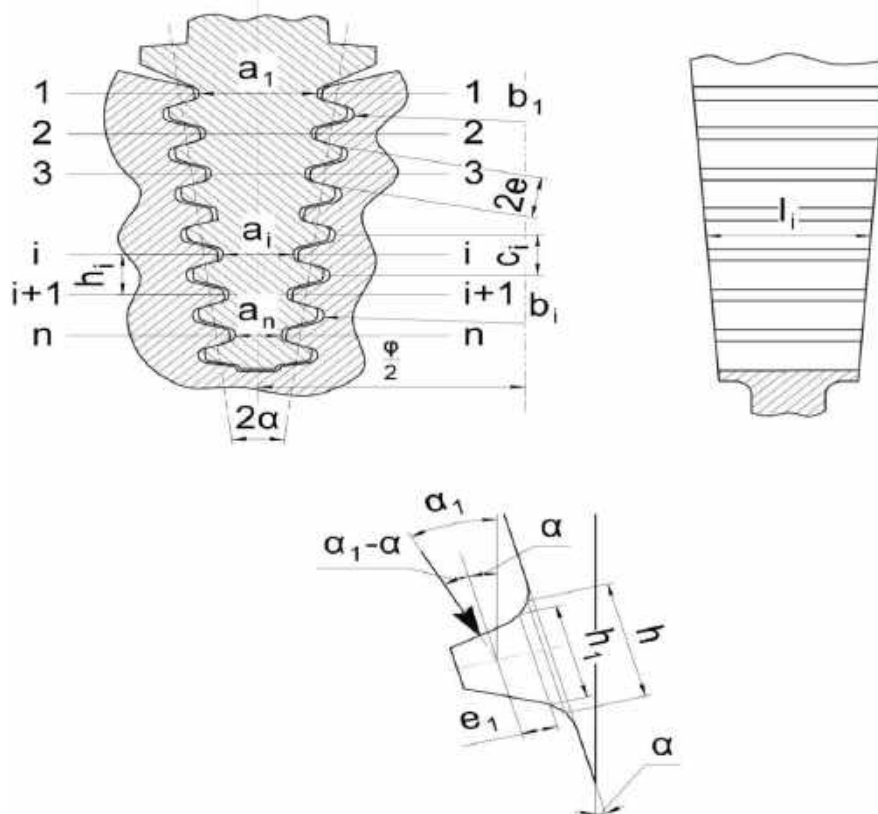


Рисунок 2.10 – До розрахунку замка типу «ялинка»

Для розрахунку замка на надійність спочатку потрібно визначити **напруження, що виникають**.

1. Визначаємо розтягуювальні напруження на в i -му перерізі ніжки лопатки:

$$\sigma_{\text{лі}} = \frac{\left[\left(1 - \frac{i-1}{n} \right) P_{jn} - \sum_{i=1}^n P_{jhi} \right]}{a_i l_i} \cdot 10^{-6}, \quad (2.17)$$

де i – номер розглядуваного перерізу; $\sum_1^i P_{jhi}$ – відцентрова сила частини ніжки, розташованої нижче i -го перерізу; P_{jhi} – відцентрова сила частини ніжки, розташованої між i -м і $(i+1)$ -м перерізами.

2. Розраховуємо розтягувальні напруження для обода диска в i -му перерізі:

$$\sigma_{\partial i} = \frac{\left[\sum_1^i P_{j\partial i} - \frac{i}{n} P_{jn} \cos \frac{\varphi}{2} \right]}{b_i l_i} \cdot 10^{-6}, \quad (2.18)$$

де $\sum_1^i P_{j\partial i}$ – відцентрова сила частини виступу диска, розташованої над i -м перерізом; $P_{j\partial i}$ – відцентрова сила частини виступу диска, розташованої між i -м і $(i+1)$ -м перерізами.

Відцентрові сили P_{jhi} і $P_{j\partial i}$ визначаються такими формулами:

$$P_{jhi} = \rho' V_i' R_{ci}' \omega^2; \quad (2.19)$$

$$P_{j\partial i} = \rho'' V_i'' R_{ci}'' \omega^2, \quad (2.20)$$

де V_i' та V_i'' – об'єми елементів ніжки лопатки та виступів диска, розташованих між i -м та $(i+1)$ -м перерізами; R_{ci}' і R_{ci}'' – відстані від осі обертання до центрів ваги заданих об'ємів.

Щоб знайти об'єми V_i' і V_i'' , скористаємося такими формулами:

$$V_i' = a_{icep} l_{icep} h_i + \left(\frac{h_i}{\cos \alpha} + \frac{5e - 4f}{2} \right) fl_{icep}; \quad (2.21)$$

$$V_i'' = b_{icep} l_{icep} c_i + \left(\frac{c_i}{\cos \alpha} + \frac{5e - 4f}{2} \right) fl_{icep}, \quad (2.22)$$

де a_{icep} і l_{icep} – середні значення відповідних розмірів для i -го і $(i+1)$ -го перерізів. При розрахунках можна взяти $h_i = c_i$ і $R_{ci}'' = R_{ci}' = R_{ci}$.

3. Визначаємо середні зминальні напруження між ніжною та ободом диска:

$$\sigma_{3M_i} = \frac{P_{jn}}{2e(\cos \alpha + \mu \sin \alpha) \sum_{i=1}^n l_i} \cdot 10^{-6}. \quad (2.23)$$

4. Розраховуємо згинальні напруження:

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{P_i e_1 \cos(\alpha_1 - \alpha)}{\frac{1}{6} l_i h^2} \cdot 10^{-6}, \quad (2.24)$$

де e_1 – де плече сили P_i .

5. Визначаємо максимальні зрізувальні напруження:

$$\tau_{3p} = \frac{P_i \cos(\alpha_1 - \alpha)}{l_i h_1} \cdot 10^{-6}, \quad (2.25)$$

де $P_i = \frac{P_{jn}}{2n}$ за умови, що навантаження на всі зуби є однаковим.

Отримані значення напружень є оцінками математичних сподівань:

$$\begin{aligned} M\{\sigma_{\pi i}\} &\cong \sigma_{\pi i}; \quad M\{\sigma_{\partial i}\} \cong \sigma_{\partial i}; \quad M\{\sigma_{3M}\} \cong \sigma_{3M}; \\ M\{\sigma_{3z}\} &\cong \sigma_{3z}; \quad M\{\tau_{3p}\} \cong \tau_{3p}. \end{aligned}$$

Розрахунок надійності хвостовика лопатки:

1. Визначаємо дисперсію розтягуювального напруження:

$$\sigma_{\sigma_{\pi i}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial P_{jn}} \right)_H^2 \sigma_{P_{jn}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial \sum_{i=1}^n P_{jni}} \right)_H^2 \sigma_{\sum_{i=1}^n P_{jni}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial a_i} \right)_H^2 \sigma_{a_i}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial l_i} \right)_H^2 \sigma_{l_i}^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.26)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial P_{jn}} \right)_H = \frac{1 - \frac{i-1}{n}}{a_i l_i}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial a_i} \right)_H = - \frac{\left(1 - \frac{i-1}{n} \right) \bar{P}_{jn} - \sum_{i=1}^n P_{jni}}{\bar{l}_i \bar{a}_i^2}; \quad (2.27)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial \sum_{i=1}^n P_{jni}} \right)_H = - \frac{1}{a_i l_i}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_{\pi i}}{\partial l_i} \right)_H = - \frac{\left(1 - \frac{i-1}{n} \right) \bar{P}_{jn} - \sum_{i=1}^n P_{jni}}{\bar{l}_i^2 \bar{a}_i}. \quad (2.28)$$

Сумарну відцентрову силу P_{jn} можна виразити через відцентрові сили пера P_j і ніжки $\sum_{i=1}^n P_{jni}$ лопатки, тоді дисперсію цієї сили знайдемо за допомогою формули

$$\sigma_{P_{j\pi}}^2 = \sigma_{P_j}^2 + \sigma_{\sum_{i=1}^n P_{jni}}^2, \quad (2.29)$$

де $\sigma_{P_j}^2$ – дисперсія відцентрової сили,

$$\sigma_{P_j}^2 = \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho'} \right)_H^2 \sigma_{\rho'}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H^2 \sigma_{R_n}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2. \quad (2.30)$$

Розраховуємо коефіцієнти впливу на відцентрову силу пера лопатки таких відхилень:

- густини матеріалу лопатки ρ' :

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho'} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\omega}^2 \bar{F}_K (\bar{R}_n^2 - \bar{R}_K^2); \quad (2.31)$$

- кутової швидкості ω :

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega} \bar{F}_K (\bar{R}_n^2 - \bar{R}_K^2); \quad (2.32)$$

- площі кореневого перерізу F_K :

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 (\bar{R}_n^2 - \bar{R}_K^2); \quad (2.33)$$

- радіуса R_K :

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H = -\bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{R}_K \bar{F}_K; \quad (2.34)$$

- радіуса R_n :

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{R}_n \bar{F}_K. \quad (2.35)$$

Дисперсія відцентрової сили ніжки лопатки залежить від відхилення кутової швидкості, властивостей матеріалу й геометричних розмірів елементів замка.

Оскільки

$$\sum_{i=1}^n P_{jni} = \sum_{i=1}^n \rho' V_i' R_{ci}' \omega^2 = \sum_{i=1}^n \rho' \left[a_{icep} l_{icep} h_i + \left(\frac{h_i}{\cos \alpha} + \frac{5e - 4f}{2} \right) f l_{icep} \right] R_{ci}' \omega^2, \quad (2.36)$$

маємо

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\sum_{i=1}^n P_{jHi}}^2 = & \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \rho'} \right)_H^2 \sigma_{\rho'}^2 + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \cos \alpha} \right)_H^2 \sigma_{\cos \alpha}^2 + \\
 & + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial e} \right)_H^2 \sigma_e^2 + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial f} \right)_H^2 \sigma_f^2 + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \sum_{i=1}^n a_{icep}} \right)_H^2 \sigma_{\sum_{i=1}^n a_{icep}}^2 + \\
 & + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \sum_{i=1}^n l_{icep}} \right)_H^2 \sigma_{\sum_{i=1}^n l_{icep}}^2 + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \sum_{i=1}^n h_i} \right)_H^2 \sigma_{\sum_{i=1}^n h_i}^2 + \left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \sum_{i=1}^n R'_{ci}} \right)_H^2 \sigma_{\sum_{i=1}^n R'_{ci}}^2. \quad (2.37)
 \end{aligned}$$

Визначаємо коефіцієнти впливу на відцентрову силу ніжки лопатки таких відхилень:

- густини матеріалу ρ' :

$$\left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \rho'} \right) = \bar{\omega}^2 \sum_{i=1}^n \left[\bar{a}_{icep} \bar{l}_{icep} \bar{h}_i + \left(\frac{\bar{h}_i}{\cos \alpha} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \bar{l}_{icep} \right] \bar{R}'_{ci}; \quad (2.38)$$

- кутової швидкості ω :

$$\left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \omega} \right) = 2\bar{\omega} \bar{\rho}' \sum_{i=1}^n \left[\bar{a}_{icep} \bar{l}_{icep} \bar{h}_i + \left(\frac{\bar{h}}{\cos \alpha} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \bar{l}_{icep} \right] \bar{R}'_{ci}; \quad (2.39)$$

- кута α :

$$\left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jHi}}{\partial \cos \alpha} \right) = \frac{\bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{f} \sin \bar{\alpha}}{(\cos \alpha)^2} \sum_{i=1}^n \bar{h}_i \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci}; \quad (2.40)$$

- величини e :

$$\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jhi}}{\partial e} = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \frac{5}{2} \bar{f} \sum_{i=1}^n \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci} ; \quad (2.41)$$

– величини $\bar{f}$:

$$\left(\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jhi}}{\partial f} \right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \left(\frac{1}{\cos \bar{\alpha}} \sum_{i=1}^n \bar{h}_i \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci} \right) + \frac{5}{2} \bar{e} \sum_{i=1}^n \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci} - 4 \bar{f} \sum_{i=1}^n \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci} ; \quad (2.42)$$

– величини $\sum_{i=1}^n a_{icep}$:

$$\left(\frac{\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jhi}}{\partial \sum_{i=1}^n a_{icep}}}{\partial \sum_{i=1}^n a_{icep}} \right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \sum_{i=1}^n \bar{h}_i \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci} ; \quad (2.43)$$

– величини $\sum_{i=1}^n l_{icep}$:

$$\left(\frac{\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jhi}}{\partial \sum_{i=1}^n l_{icep}}}{\partial \sum_{i=1}^n l_{icep}} \right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \sum_{i=1}^n \left[\bar{a}_{icep} \bar{h}_i + \left(\frac{\bar{h}_i}{\cos \bar{\alpha}} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \right] \bar{R}'_{ci} ; \quad (2.44)$$

– величини $\sum_{i=1}^n h_i$:

$$\left(\frac{\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jhi}}{\partial \sum_{i=1}^n h_i}}{\partial \sum_{i=1}^n h_i} \right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \sum_{i=1}^n \left(\bar{a}_{icep} \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci} + \sum_{i=1}^n \frac{\bar{f} \bar{l}_{icep} \bar{R}'_{ci}}{\cos \bar{\alpha}} \right) ; \quad (2.45)$$

– величини $\sum_{i=1}^n R'_{ci}$:

$$\left(\frac{\frac{\partial \sum_{i=1}^n P_{jhi}}{\partial \sum_{i=1}^n R'_{ci}}}{\partial \sum_{i=1}^n R'_{ci}} \right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \left\{ \sum_{i=1}^n \left[\bar{a}_{icep} \bar{l}_{icep} \bar{h}_i + \left(\frac{\bar{h}_i}{\cos \bar{\alpha}} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \bar{l}_{icep} \right] \right\} . \quad (2.46)$$

Можливі (граничні) відхилення параметрів визначаємо шляхом аналізу призначення, режиму роботи, особливостей конструкції, технології виготовлення й особливостей експлуатації проєктованого двигуна. Задамо такі відхилення:

- кутової швидкості $\Delta\omega$, рад/с;
- густини матеріалу лопатки $\Delta\rho'$, кг/м³;
- площі кореневого перерізу лопатки ΔF_κ , м²;
- радіуса кореневого перерізу ΔR_κ , м;
- радіуса периферійного перерізу ΔR_π , м;
- половини кута клина хвостовика лопатки $\Delta\alpha$, град.;
- ширини контактного майданчика Δe , м;
- ширини вершини зуба Δf , м;
- середньої ширини хвостовика лопатки Δl_{icep} , м;
- ширини основи зуба лопатки Δh_i , м;
- відстані від осі обертання до центра ваги об'єму між i -м та $(i+1)$ -м перерізами $\Delta R'_{ci}$, м;
- ширини основи зуба диска Δc_i , м;
- ширини перемички диска між двома сусідніми западинами Δb_i , м;
- товщини хвостовика лопатки в області i -го перерізу Δl_i , м;
- відстані від осі обертання до центра ваги об'єму диска між i -м та $(i+1)$ -м перерізами R''_{ci} , м.

Визначаємо дисперсії цих параметрів:

$$\begin{aligned}
 \sigma_\omega^2 &= \left(\frac{\Delta\omega}{3}\right)^2; \quad \sigma_{\rho'}^2 = \left(\frac{\Delta\rho'}{3}\right)^2; \quad \sigma_{F_\kappa}^2 = \left(\frac{\Delta F_\kappa}{3}\right)^2; \\
 \sigma_{R_\kappa}^2 &= \left(\frac{\Delta R_\kappa}{3}\right)^2; \quad \sigma_{R_\pi}^2 = \left(\frac{\Delta R_\pi}{3}\right)^2; \quad \sigma_{\cos\alpha}^2 = \left(\frac{\Delta\cos\alpha}{3}\right)^2; \\
 \sigma_e^2 &= \left(\frac{\Delta e}{3}\right)^2; \quad \sigma_f^2 = \left(\frac{\Delta f}{3}\right)^2; \quad \sigma_{a_{icep}}^2 = \left(\frac{\Delta a_{icep}}{3}\right)^2; \\
 \sigma_{l_{icep}}^2 &= \left(\frac{\Delta l_{icep}}{3}\right)^2; \quad \sigma_{\sum_{i=1}^n l_{icep}}^2 = \sum_{i=1}^n \sigma_{l_{icep}}^2; \quad \sigma_{h_i}^2 = \left(\frac{\Delta h_i}{3}\right)^2; \\
 \sigma_{\sum_{i=1}^n h_i}^2 &= \sum_{i=1}^n \sigma_{h_i}^2; \quad \sigma_{R'_{ci}}^2 = \left(\frac{\Delta R'_{ci}}{3}\right)^2; \quad \sigma_{\sum_{i=1}^n R'_{ci}}^2 = \sum_{i=1}^n \sigma_{R'_{ci}}^2.
 \end{aligned} \tag{2.47}$$

2. Розраховуємо коефіцієнт варіації розтягувальних напружень у западині хвостовика лопатки:

$$\vartheta_{\sigma_{\pi i}} = \frac{\sigma_{\pi i}}{M\{\sigma_{\pi i}\}}. \quad (2.48)$$

3. Знаходимо границю тривалої міцності для заданого часу напруження (див. формули або (2.10), або (2.13), або (2.14)).

4. Розраховуємо коефіцієнт запасу міцності η .

5. Визначаємо ймовірність неруйнування хвостовика лопатки $P_{\text{хв.л}}$ (див. формулу (2.5)). Для $X \leq 5,9$ функцію ймовірності беремо з роботи [5] (див. Додаток А). Якщо $x > 5,9$, то цю функцію визначаємо таким чином [6]: $P_{\text{хв.л}} = 1 - b \cdot 10^{-a}$, коефіцієнти a і b беремо з Додатка Б.

Розрахунок надійності елемента диска:

1. Визначаємо дисперсію розтягувальних напружень для обода диска:

$$\sigma_{\sigma_{di}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial \sum_1^i P_{jdi}} \right)_H^2 \sigma_{\sum_1^i P_{jdi}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial P_{jn}} \right)_H^2 \sigma_{P_{jn}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial b_i} \right)_H^2 \sigma_{b_i}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial l_i} \right)_H^2 \sigma_{l_i}^2 \right] \cdot 10^{-12}. \quad (2.49)$$

Розраховуємо коефіцієнти впливу:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial \sum_1^i P_{jdi}} \right)_H = \frac{1}{b_i l_i}; \quad (2.50)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial P_{jn}} \right)_H = \frac{i \cos \frac{\bar{\varphi}}{2}}{b_i l_i}; \quad (2.51)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial b_i} \right)_H = - \frac{\sum_1^i P_{jdi} + \frac{i}{n} \bar{P}_{jn} \cos \frac{\bar{\varphi}}{2}}{b_i^2 l_i}; \quad (2.52)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{di}}{\partial l_i} \right)_H = - \frac{\sum_1^i P_{jdi} + \frac{i}{n} \bar{P}_{jn} \cos \frac{\bar{\varphi}}{2}}{l_i^2 b_i}. \quad (2.53)$$

2. Дисперсію повної відцентрової сили лопатки $\sigma_{P_{jп}}^2$ розраховуємо за формулою (2.29). Дисперсія відцентрової сили елемента диска залежить від розкиду властивостей матеріалу, кутової швидкості й геометричних розмірів елементів замка. Оскільки

$$\sum_1^i P_{j\partial i} = \sum_1^i \rho'' \left[b_{icep} l_{icep} c_i + f l_{icep} \left(\frac{c_i}{\cos \alpha} + \frac{5e - 4f}{2} \right) \right] R_{c_i}'' \omega^2, \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\sum_1^i P_{j\partial i}}^2 &= \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \rho''} \right)_H^2 \sigma_{\rho''}^2 + \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \cos \alpha} \right)_H^2 \sigma_{\cos \alpha}^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial e} \right)_H^2 \sigma_e^2 + \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial f} \right)_H^2 \sigma_f^2 + \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i b_{icep}} \right)_H^2 \sigma_{\sum_1^i b_{icep}}^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i l_{icep}} \right)_H^2 \sigma_{\sum_1^i l_{icep}}^2 + \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i c_i} \right)_H^2 \sigma_{\sum_1^i c_i}^2 + \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i R_{c_i}''} \right)_H^2 \sigma_{\sum_1^i R_{c_i}''}^2. \end{aligned} \quad (2.55)$$

3. Знайдемо коефіцієнти впливу на відцентрову силу елемента диска факторів, що спричиняють відхилення:

- густини матеріалу ρ'' :

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \rho''} \right)_H = \bar{\omega}^2 \sum_1^i \bar{R}_{c_i}'' \left[\bar{b}_{icep} \bar{l}_{icep} \bar{c}_i + \left(\frac{\bar{c}_i}{\cos \bar{\alpha}} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \bar{l}_{icep} \right]; \quad (2.56)$$

- кутової швидкості ω :

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \omega} \right)_H = 2\bar{\rho}'' \bar{\omega} \sum_1^i \bar{R}_{c_i}'' \left[\bar{b}_{icep} \bar{l}_{icep} \bar{c}_i + \left(\frac{\bar{c}_i}{\cos \bar{\alpha}} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \bar{l}_{icep} \right]; \quad (2.57)$$

- кута α :

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \cos \alpha} \right)_H = \frac{\bar{\rho}'' \bar{\omega}^2 \bar{f} \sin \bar{\alpha}}{(\cos \bar{\alpha})^2} \sum_1^i \bar{c}_i \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}''; \quad (2.58)$$

– величини e :

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial e} \right)_H = \frac{5}{2} \bar{\rho}'' \bar{\omega}^2 \bar{f} \sum_1^i \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}''; \quad (2.59)$$

– величини f :

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial f} \right)_H = \bar{\rho}'' \bar{\omega}^2 \left(\frac{1}{\cos \bar{\alpha}} \sum_1^i \bar{c}_i \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}'' + \frac{5}{2} \bar{e} \sum_1^i \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}'' - 4 \bar{f} \sum_1^i \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}'' \right); \quad (2.60)$$

– величини $\sum_1^i b_{icep}$:

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i b_{icep}} \right)_H = \bar{\rho}'' \bar{\omega}^2 \sum_1^i \bar{c}_i \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}''; \quad (2.61)$$

– величини $\sum_1^i I_{icep}$:

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i I_{icep}} \right)_H = \bar{\rho}'' \bar{\omega}^2 \sum_1^i \left[\bar{b}_{icep} \bar{c}_i + \left(\frac{\bar{c}_i}{\cos \bar{\alpha}} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \right] \bar{R}_{c_i}''; \quad (2.62)$$

– величини $\sum_1^i c_i$:

$$\left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i c_i} \right)_H = \bar{\rho}'' \bar{\omega}^2 \sum_1^i \left(\bar{b}_{icep} \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}'' + \frac{\bar{f} \bar{I}_{icep} \bar{R}_{c_i}''}{\cos \bar{\alpha}} \right); \quad (2.63)$$

$$- \text{величини } \sum_1^i R_{ci}^{//} : \left(\frac{\partial \sum_1^i P_{j\partial i}}{\partial \sum_1^i R_{ci}^{//}} \right)_H = \bar{\rho}^{//} \bar{\omega}^2 \sum_1^i \left[\bar{b}_{icep} \bar{l}_{icep} \bar{c}_i + \left(\frac{\bar{c}_i}{\cos \bar{\alpha}} + \frac{5\bar{e} - 4\bar{f}}{2} \right) \bar{f} \bar{l}_{icep} \right]. \quad (2.64)$$

Можливі (граничні) відхилення параметрів визначаються шляхом аналізу призначення, режиму роботи, особливостей конструкції, технології виготовлення та особливостей експлуатації проєктованого двигуна. Виходячи з цього, необхідно задати такі відхилення:

- кутової швидкості $\Delta\omega$, рад/с;
- густини матеріалу $\Delta\rho^{//}$, кг/м³;
- половини кута клина хвостовика лопатки $\Delta\alpha$, град.;
- величини $e - \Delta e$, м;
- величини $f - \Delta f$, м;
- середньої ширини елемента диска Δb_{icep} , м;
- середньої товщини хвостовика лопатки Δl_{icep} , м;
- величини $c_i - \Delta c_i$, м;
- величини $b_i - \Delta b_i$, м;
- товщини хвостовика лопатки в області i -го перерізу Δl_i , м;
- відстань від осі обертання до центра ваги об'єму диска між i -м та $(i+1)$ -м перерізами $\Delta R_{ci}^{//}$, м.

4. Визначаємо дисперсії основних параметрів:

$$\begin{aligned} \sigma_{\omega}^2 &= \left(\frac{\Delta\omega}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\rho^{//}}^2 = \left(\frac{\Delta\rho^{//}}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\cos\alpha}^2 = \left(\frac{\Delta\cos\alpha}{3} \right)^2; \\ \sigma_e^2 &= \left(\frac{\Delta e}{3} \right)^2; \quad \sigma_f^2 = \left(\frac{\Delta f}{3} \right)^2; \quad \sigma_{b_{icep}}^2 = \left(\frac{\Delta b_{icep}}{3} \right)^2; \\ \sigma_{l_{icep}}^2 &= \left(\frac{\Delta l_{icep}}{3} \right)^2; \quad \sigma_{c_i}^2 = \left(\frac{\Delta c_i}{3} \right)^2; \quad \sigma_{b_i}^2 = \left(\frac{\Delta b_i}{3} \right)^2; \\ \sigma_{l_i}^2 &= \left(\frac{\Delta l_i}{3} \right)^2; \quad \sigma_{R_{ci}^{//}}^2 = \left(\frac{\Delta R_{ci}^{//}}{3} \right)^2. \end{aligned} \quad (2.65)$$

5. Розраховуємо коефіцієнт варіації напруження по западині елемента диска:

$$\vartheta_{\sigma_{\partial i}} = \frac{\sigma_{\sigma_{\partial i}}}{M\{\sigma_{\partial i}\}}. \quad (2.66)$$

6. Знаходимо границю тривалої міцності для заданого часу напруження (див. формули або (2.10), або (2.13), або (2.14)).

7. Розраховуємо коефіцієнт запасу міцності η .

8. Визначаємо ймовірність неруйнування обода диска $P_{o,\partial}$ (див. формулу (2.5)). Для $X \leq 5,9$ функцію ймовірності беремо з [5] (див. Додаток А). Якщо $x > 5,9$, то цю функцію визначаємо таким чином [6]: $P_{o,\partial} = 1 - b \cdot 10^{-a}$, коефіцієнти a і b беремо з Додатка Б.

Розрахунок надійності зуба:

1. Розраховуємо дисперсію зминачних напружень між лопаткою й ободом диска:

$$\sigma_{\sigma_{3M}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_{jn}} \right)_H^2 \sigma_{P_{jn}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial e} \right)_H^2 \sigma_e^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \cos \alpha} \right)_H^2 \sigma_{\cos \alpha}^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \sin \alpha} \right)_H^2 \sigma_{\sin \alpha}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \mu} \right)_H^2 \sigma_{\mu}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \sum_{i=1}^n L_i} \right)_H^2 \sigma_{\sum_{i=1}^n L_i}^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.67)$$

коефіцієнти впливу визначаємо за такими формулами:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_{jn}} \right)_H = \frac{1}{2\bar{e}(\cos \bar{\alpha} + \bar{\mu} \sin \bar{\alpha}) \sum_{i=1}^n \bar{I}_i}; \quad (2.68)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial e} \right)_H = -\frac{\bar{P}_{jn}}{2\bar{e}^2(\cos \bar{\alpha} + \bar{\mu} \sin \bar{\alpha}) \sum_{i=1}^n \bar{I}_i}; \quad (2.69)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \cos \alpha} \right)_H = -\frac{\bar{P}_{jn} \bar{e} \sum_{i=1}^n \bar{I}_i \sin \bar{\alpha}}{\left[2\bar{e}(\cos \bar{\alpha} + \bar{\mu} \sin \bar{\alpha}) \sum_{i=1}^n \bar{I}_i \right]^2}; \quad (2.70)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \sin \alpha} \right)_H = - \frac{2\bar{\mu}\bar{P}_{jn}\bar{e} \sum_{i=1}^n \bar{l}_i \cos \bar{\alpha}}{\left[2\bar{e} (\cos \bar{\alpha} + \bar{\mu} \sin \bar{\alpha}) \sum_{i=1}^n \bar{l}_i \right]^2}; \quad (2.71)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \mu} \right)_H = - \frac{\bar{P}_{jn}\bar{e} \sum_{i=1}^n \bar{l}_i \sin \bar{\alpha}}{\left[2\bar{e} (\cos \bar{\alpha} + \bar{\mu} \sin \bar{\alpha}) \sum_{i=1}^n \bar{l}_i \right]^2}; \quad (2.72)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \sum_{i=1}^n \bar{l}_i} \right)_H = - \frac{\bar{P}_{jn}}{2\bar{e}^2 (\cos \bar{\alpha} + \bar{\mu} \sin \bar{\alpha}) \left(\sum_{i=1}^n \bar{l}_i \right)^2}. \quad (2.73)$$

2. Дисперсії основних параметрів розраховуємо таким чином:

$\sigma_{P_{jn}}^2$ обчислюємо за формулою (2.29);

$$\begin{aligned} \sigma_e^2 &= \left(\frac{\Delta e}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\cos \alpha}^2 = \left(\frac{\Delta \cos \alpha}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\sin \alpha}^2 = \left(\frac{\Delta \sin \alpha}{3} \right)^2; \\ \sigma_\mu^2 &= \left(\frac{\Delta \mu}{3} \right)^2; \quad \sigma_{l_i}^2 = \left(\frac{\Delta l_i}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\sum_{i=1}^n l_i}^2 = \sum_{i=1}^n \sigma_{l_i}^2. \end{aligned} \quad (2.74)$$

Можливі граничні відхилення Δe , $\Delta \cos \alpha$, $\Delta \sin \alpha$, $\Delta \mu$, Δl_i визначаємо, проаналізувавши особливості конструкції та технології виготовлення проєктованого вузла.

3. Визначаємо коефіцієнт варіації згинальних напружень:

$$g_{\sigma_{3M}} = \frac{\sigma_{\sigma_{3M}}}{M\{\sigma_{3M}\}}. \quad (2.75)$$

4. Розраховуємо дисперсію згинальних напружень:

$$\sigma_{\sigma_{32}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial P_i} \right)_H^2 \sigma_{P_i}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial e_1} \right)_H^2 \sigma_{e_1}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial \cos(\alpha_1 - \alpha)} \right)_H^2 \sigma_{\cos(\alpha_1 - \alpha)}^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial l_i} \right)_H^2 \sigma_{l_i}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial h} \right)_H^2 \sigma_h^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.76)$$

коефіцієнти впливу розраховуємо за такими формулами:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial P_i} \right)_H = \frac{\bar{e}_1 \cos(\alpha_1 - \alpha)}{\frac{1}{6} \bar{l}_i \bar{h}^2}; \quad (2.77)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial e_1} \right) = \frac{\bar{P}_i \cos(\alpha_1 - \alpha)}{\frac{1}{6} \bar{l}_i \bar{h}^2}; \quad (2.78)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial \cos(\alpha_1 - \alpha)} \right) = -\frac{\bar{P}_i \bar{e}_1 \sin(\alpha_1 - \alpha)}{\frac{1}{6} \bar{l}_i \bar{h}^2}; \quad (2.79)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial l_i} \right) = \frac{\bar{P}_i \bar{e}_1 \cos(\alpha_1 - \alpha)}{\frac{1}{6} \bar{l}_i^2 \bar{h}^2}; \quad (2.80)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial h} \right) = \frac{2\bar{P}_i \bar{e}_1 \cos(\alpha_1 - \alpha)}{\frac{1}{6} \bar{l}_i \bar{h}^3}. \quad (2.81)$$

5. Знаходимо дисперсії:

$$\begin{aligned} \sigma_{P_i}^2 &= \sigma_{P_{jл}}^2; \quad \sigma_{e_1}^2 = \left(\frac{\Delta e_1}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\cos(\alpha_1 - \alpha)}^2 = \left(\frac{\Delta \cos(\alpha_1 - \alpha)}{3} \right)^2; \\ \sigma_{l_i}^2 &= \left(\frac{\Delta l_i}{3} \right)^2; \quad \sigma_h^2 = \left(\frac{\Delta h}{3} \right)^2. \end{aligned} \quad (2.82)$$

Можливі граничні відхилення Δe_1 , $\Delta \cos(\alpha_1 - \alpha)$, Δl_i , Δh визначаємо шляхом аналізу особливостей конструкції та технологій виготовлення проєктованого вузла.

6. Визначаємо коефіцієнт варіації згинальних напружень:

$$\vartheta_{\sigma_{32}} = \frac{\sigma_{\sigma_{32}}}{M\{\sigma_{32}\}}. \quad (2.83)$$

7. Розраховуємо дисперсію зрізувальних напружень:

$$\sigma_{\tau_{32}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \tau_{32}}{\partial P_i} \right)_H^2 \sigma_{P_i}^2 + \left(\frac{\partial \tau_{32}}{\partial \cos(\alpha_1 - \alpha)} \right)_H^2 \sigma_{\cos(\alpha_1 - \alpha)}^2 + \left(\frac{\partial \tau_{32}}{\partial l_i} \right)_H^2 \sigma_{l_i}^2 + \left(\frac{\partial \tau_{32}}{\partial h} \right)_H^2 \sigma_h^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.84)$$

де коефіцієнтами впливу є

$$\left(\frac{\partial \tau_{3p}}{\partial P_i} \right)_H = \frac{\cos(\alpha_1 - \alpha)}{\bar{l}_i \bar{h}_1}; \quad (2.85)$$

$$\left(\frac{\partial \tau_{3p}}{\partial \cos(\alpha_1 - \alpha)} \right)_H = - \frac{\bar{P}_i \sin(\alpha_1 - \alpha)}{\bar{l}_i \bar{h}_1}; \quad (2.86)$$

$$\left(\frac{\partial \tau_{3p}}{\partial \bar{l}_i} \right)_H = - \frac{\bar{P}_i \cos(\alpha_1 - \alpha)}{\bar{l}_i^2 \bar{h}_1}; \quad (2.87)$$

$$\left(\frac{\partial \tau_{3p}}{\partial P_i} \right)_H = - \frac{\bar{P}_i \cos(\alpha_1 - \alpha)}{\bar{l}_i \bar{h}_1^2}, \quad (2.88)$$

а дисперсіями основних параметрів –

$$\sigma_{P_i}^2 = \sigma_{P_{jл}}^2; \quad \sigma_{\cos(\alpha_1 - \alpha)}^2 = \left(\frac{\Delta \cos(\alpha_1 - \alpha)}{3} \right)^2;$$

$$\sigma_{\bar{l}_i}^2 = \left(\frac{\Delta \bar{l}_i}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\bar{h}_1}^2 = \left(\frac{\Delta \bar{h}_1}{3} \right)^2. \quad (2.89)$$

Можливі граничні відхилення $\Delta \cos(\alpha_1 - \alpha)$, $\Delta \bar{l}_i$, $\Delta \bar{h}_1$ визначаємо, проаналізувавши особливості конструкції та технології виготовлення проєктованого вузла.

8. Визначаємо коефіцієнт варіації зрізувальних напружень:

$$\vartheta_{\tau_{3p}} = \frac{\sigma_{\tau_{3p}}}{M\{\tau_{3p}\}}. \quad (2.90)$$

9. Знаходимо границю тривалої міцності для заданого часу напруження (див. формули або (2.10), або (2.13), або (2.14)).

10. Розраховуємо коефіцієнт запасу міцності η для кожного виду напружень.

11. Визначаємо ймовірність неруйнування зуба з урахуванням зминання $P_{3.3M}$, згину $P_{3.3z}$ та зрізу $P_{3.3p}$ (див. формулу (2.5)). Для $X \leq 5,9$ функцію ймовірності беремо з [5] (див. Додаток А). Якщо $x > 5,9$, то цю функцію визначаємо таким чином [6]: $P = 1 - b \cdot 10^{-a}$, коефіцієнти a і b беремо з Додатка Б.

12. Розраховуємо ймовірність неруйнування зуба: $P_3 = P_{3.3M} P_{3.3z} P_{3.3p}$.

13. Знаходимо ймовірність неруйнування вузла кріплення лопатки під час польоту: $P_{вуз.кр.р} = P_{хв.л} P_{о.д} P_3$.

2.4.2 Розрахунок надійності замка типу «ластівчин хвіст»

Для кріплення робочих лопаток компресора до диска зазвичай використовуються замки типу «ластівчин хвіст», шарнірні і типу «ялинка». Замки сприймають стратегічні навантаження від відцентрових і газових сил, що діють на лопатки, і змінні навантаження від лопаток. На замки також впливають власні відцентрові сили. Надійність і ресурс замків для кріплення робочих лопаток компресора визначаються їх несною здатністю при застосуванні статичного навантаження, повторним статичним навантаженням і витривалістю під впливом змінних навантажень.

Для замків типу «ластівчин хвіст» зазвичай оцінюють розтягувальні σ_p , згинальні σ_{ze} , зминальні σ_{zm} напруження вздовж контактних граней, а також зрізувальні τ_{zp} напруження у хвостовику і виступі диска.

Вихідні дані:

1. Матеріал хвостовика лопатки.
2. Густина матеріалу хвостовика лопатки ρ , кг/м³.
3. Температура хвостовика лопатки, К.
4. Границя тривалої міцності хвостовика $(\sigma_{mp}^t)_{хв}$, МПа.
5. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності хвостовика $(g_{\sigma_{mp}}^t)_{хв}$.
6. Матеріал диска.
7. Густина матеріалу диска ρ' , кг/м³.
8. Температура елемента диска, К.
9. Границя тривалої міцності диска $(\sigma_{mp}^t)_\delta$, МПа.
10. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності диска $(g_{\sigma_{mp}}^t)_\delta$.
11. Кількість лопаток Z .
12. Кутова швидкість ω , рад/с.
13. Відцентрова сила пера лопатки P_{jn} , Н.
14. Відцентрова сила замкової частини лопатки $P_{jз.ч}$, Н.
15. Відцентрова сила пера і замкової частини леза P_j , Н.
16. Відцентрова сила одного замкового виступу диска $P_{j.д}$, Н.
17. Площа кореневого перерізу лопатки F_k , м².
18. Радіус кореневого перерізу R_k , м.
19. Радіус периферійного перерізу R_n , м.
20. Кут між осями лопаток β , град.
21. Кут нахилу бічної грані паза до осі лопатки α , град.
22. Геометричні розміри b_1 , b_2 , $h_{хв}$, $h_{ел.д}$, b_n , a_1 , a_2 , R , BE , y , L_1 , м (рисунк 2.11).

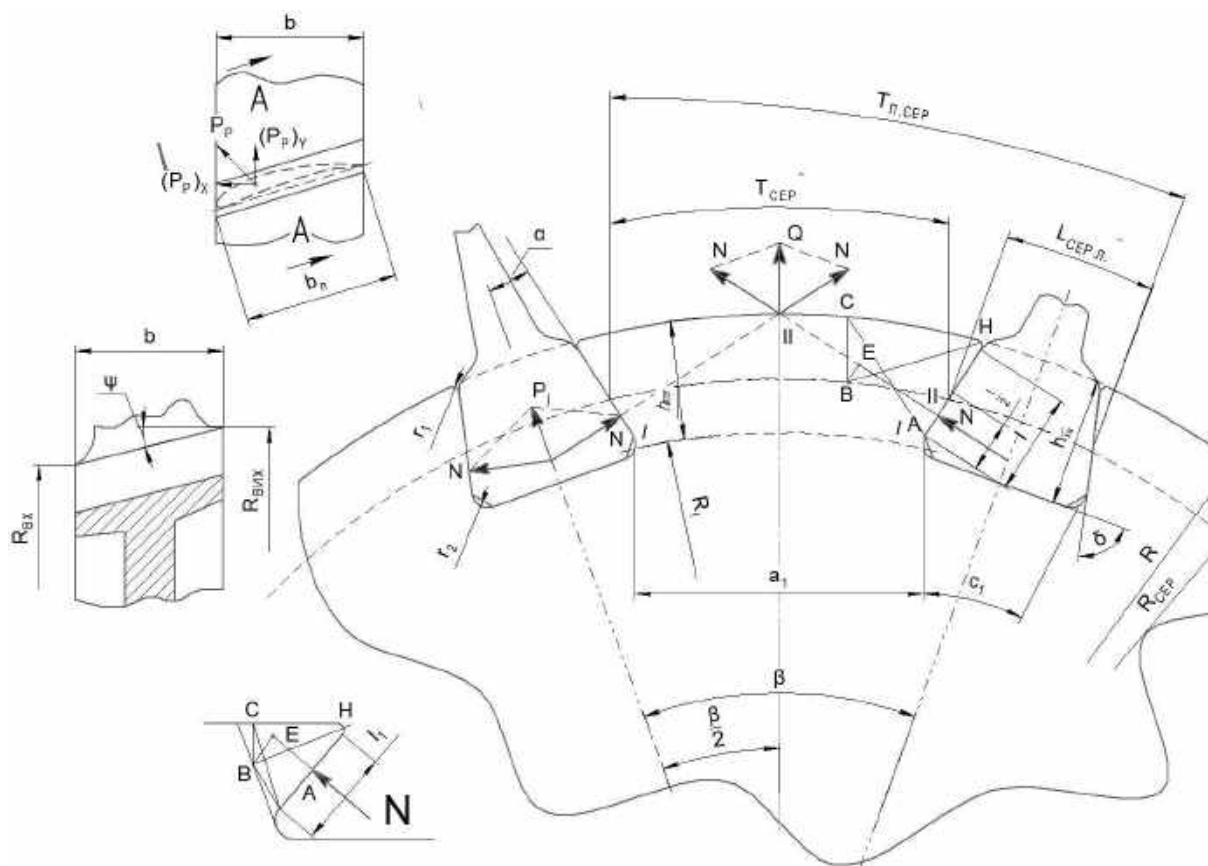


Рисунок 2.11 – До розрахунку замка типу «ластівчин хвіст»

Для розрахунку замка на надійність спочатку потрібно розрахувати **напруження, що виникають**.

1. Визначаємо розтягувальні напруження в перерізі I–I диска:

$$\sigma_{pI-I} = \left[\frac{P_j \sin\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right)}{b_n a_1 \sin \alpha} + \frac{P_{j\partial}}{b_n a_1} \right] \cdot 10^{-6}. \quad (2.91)$$

2. Розраховуємо максимальне напруження від згинального моменту в точках A і C:

$$\sigma_{3z} = \left[1,5 \frac{P_j B E \cos^2 \alpha}{2 b_n y^2 \sin \alpha} \right] \cdot 10^{-6}. \quad (2.92)$$

3. Розраховуємо зминальні напруження:

$$\sigma_{3M} = \left[\frac{P_j}{2 b_n L_1 \sin \alpha} \right] \cdot 10^{-6}, \quad (2.93)$$

а відцентрові сили P_{jn} , $P_{j3.4}$, $P_{j\partial}$ визначаємо за такими формулами:

$$P_{jn} = \rho \omega^2 F_K \left(\frac{R_n^2 - R_K^2}{2} \right); \quad (2.94)$$

$$P_{j3.4} = \rho \omega^2 h_{x\partial} b_n \frac{b_1 + b_2}{2} \left(R_K - \frac{h_{x\partial}}{3} \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \right); \quad (2.95)$$

$$P_{j\partial} = \rho' \omega^2 h_{ел.\partial} b_n \frac{a_1 + a_2}{2} \left(R_K - \frac{h_{ел.\partial}}{3} \frac{a_2 + 2a_1}{a_1 + a_2} \right). \quad (2.96)$$

Отримані значення напружень є оцінками математичних сподівань:

$$M\{\sigma_{Pl-I}\} \cong \sigma_{Pl-I}; \quad M\{\sigma_{3\partial}\} \cong \sigma_{3\partial}; \quad M\{\sigma_{3M}\} \cong \sigma_{3M}.$$

Розрахунок надійності замка

Розрахунок виконується в такій послідовності:

1. Визначаємо дисперсію розтягуювального напруження в перерізі $I-I$ диска:

$$\sigma_{\sigma_{Pl-I}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial P_{j\partial}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j\partial}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial \sin \alpha} \right)_H^2 \sigma_{\sin \alpha}^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial \sin \left(\alpha + \frac{\beta}{2} \right)} \right)_H^2 \sigma_{\sin \left(\alpha + \frac{\beta}{2} \right)}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial b_n} \right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial a_1} \right)_H^2 \sigma_{a_1}^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.97)$$

а коефіцієнти впливу розраховуємо за такими формулами:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial P_j} \right)_H = \frac{\sin \left(\bar{\alpha} + \frac{\bar{\beta}}{2} \right)}{\bar{b}_n \bar{a}_1 \sin \bar{\alpha}}; \quad (2.98)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial P_{j\partial}} \right)_H = \frac{1}{\bar{b}_n \bar{a}_1}; \quad (2.99)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pl-I}}{\partial \sin \left(\alpha + \frac{\beta}{2} \right)} \right)_H = \frac{\bar{P}_j \cos \left(\bar{\alpha} + \frac{\bar{\beta}}{2} \right)}{\bar{b}_n \bar{a}_1 \sin \bar{\alpha}}; \quad (2.100)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{P_{j-l}}}{\partial \sin \bar{\alpha}} \right)_H = - \frac{\bar{P}_j \cos \bar{\alpha} \sin \left(\bar{\alpha} + \frac{\bar{\beta}}{2} \right)}{\bar{b}_n \bar{a}_1 \sin^2 \bar{\alpha}}; \quad (2.101)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{P_{j-l}}}{\partial b_n} \right)_H = - \frac{\bar{P}_j \sin \left(\bar{\alpha} + \frac{\bar{\beta}}{2} \right)}{\bar{b}_n^2 \bar{a}_1 \sin \bar{\alpha}} - \frac{\bar{P}_{j\partial}}{\bar{b}_n^2 \bar{a}_1}; \quad (2.102)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{P_{j-l}}}{\partial \bar{a}_1} \right)_H = - \frac{\bar{P}_j \sin \left(\bar{\alpha} + \frac{\bar{\beta}}{2} \right)}{\bar{b}_n \bar{a}_1^2 \sin \bar{\alpha}} - \frac{\bar{P}_{j\partial}}{\bar{b}_n \bar{a}_1^2}. \quad (2.103)$$

2. Знаходимо дисперсію відцентрової сили пера та замкової частини лопатки:

$$\begin{aligned} \sigma_{P_j}^2 = & \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_\omega^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_1} \right)_H^2 \sigma_{b_1}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_2} \right)_H^2 \sigma_{b_2}^2 + \\ & + \left(\frac{\partial P_j}{\partial h_{x\delta}} \right)_H^2 \sigma_{h_{x\delta}}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_n} \right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H^2 \sigma_{R_n}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2, \end{aligned} \quad (2.104)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H = \bar{\omega}^2 \bar{F}_K \left(\frac{\bar{R}_n^2 - \bar{R}_K^2}{2} \right) + \bar{\omega}^2 \bar{h}_{x\delta} \bar{b}_n \frac{\bar{b}_1 + \bar{b}_2}{2} \left(\bar{R}_K - \frac{\bar{h}_{x\delta}}{3} \frac{\bar{b}_1 + 2\bar{b}_2}{\bar{b}_1 + \bar{b}_2} \right); \quad (2.105)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega} \bar{F}_K (\bar{R}_n^2 - \bar{R}_K^2) + \bar{\rho} \bar{\omega} \bar{h}_{x\delta} \bar{b}_n (\bar{b}_1 + \bar{b}_2) \left(\bar{R}_K - \frac{\bar{h}_{x\delta}}{3} \frac{\bar{b}_1 + 2\bar{b}_2}{\bar{b}_1 + \bar{b}_2} \right); \quad (2.106)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{F}_K \bar{R}_n; \quad (2.107)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H = -\bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{F}_K \bar{R}_K + \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{h}_{x\delta} \bar{b}_n \frac{\bar{b}_1 + \bar{b}_2}{2}; \quad (2.108)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial b_1} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{h}_{x\delta} \bar{b}_n \left(\bar{R}_K - \frac{\bar{h}_{x\delta}}{3} \right); \quad (2.109)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial b_2} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{h}_{x\delta} \bar{b}_n \left(\bar{R}_K - \frac{2\bar{h}_{x\delta}}{3} \right); \quad (2.110)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial h_{x\delta}} \right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{b}_n \left(\frac{\bar{b}_1 + \bar{b}_2}{2} \bar{R}_K - \frac{\bar{h}_{x\delta} (\bar{b}_1 + 2\bar{b}_2)}{3} \right); \quad (2.111)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial b_n}\right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{h}_{x8} \frac{\bar{b}_1 + \bar{b}_2}{2} \left(\bar{R}_\kappa - \frac{\bar{h}_{x8}}{3} \frac{\bar{b}_1 + 2\bar{b}_2}{\bar{b}_1 + \bar{b}_2} \right); \quad (2.112)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial F_\kappa}\right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{F}_\kappa \left(\frac{\bar{R}_\kappa^2 - \bar{R}_\kappa^2}{2} \right). \quad (2.113)$$

3. Розрахуємо дисперсію відцентрової сили замкового виступу диска:

$$\begin{aligned} \sigma_{P_{j\partial}}^2 = & \left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial \rho'}\right)_H^2 \sigma_{\rho'}^2 + \left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial \omega}\right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial a_1}\right)_H^2 \sigma_{a_1}^2 + \left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial a_2}\right)_H^2 \sigma_{a_2}^2 + \\ & + \left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial h_{ел.\partial}}\right)_H^2 \sigma_{h_{ел.\partial}}^2 + \left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial b_n}\right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial R_\kappa}\right)_H^2 \sigma_{R_\kappa}^2, \end{aligned} \quad (2.114)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial \rho'}\right)_H = \bar{\rho}' \bar{h}_{ел.\partial} \bar{b}_n \frac{\bar{a}_1 + \bar{a}_2}{2} \left(\bar{R}_\kappa - \frac{\bar{h}_{ел.\partial}}{3} \frac{\bar{a}_2 + 2\bar{a}_1}{\bar{a}_1 + \bar{a}_2} \right); \quad (2.115)$$

$$\left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial \omega}\right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega} \bar{h}_{ел.\partial} \bar{b}_n (\bar{a}_1 + \bar{a}_2) \left(\bar{R}_\kappa - \frac{\bar{h}_{ел.\partial}}{3} \frac{\bar{a}_2 + 2\bar{a}_1}{\bar{a}_1 + \bar{a}_2} \right); \quad (2.116)$$

$$\left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial a_1}\right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{h}_{ел.\partial} \bar{b}_n \left(\frac{\bar{R}_\kappa}{2} - \frac{\bar{h}_{ел.\partial}}{3} \right); \quad (2.117)$$

$$\left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial a_2}\right)_H = \frac{1}{2} \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{h}_{ел.\partial} \bar{b}_n \left(\bar{R}_\kappa - \frac{\bar{h}_{ел.\partial}}{3} \right); \quad (2.118)$$

$$\left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial h_{ел.\partial}}\right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{b}_n \left(\frac{\bar{R}_\kappa (\bar{a}_1 + \bar{a}_2)}{2} - \frac{\bar{h}_{ел.\partial} (\bar{a}_2 + 2\bar{a}_1)}{3} \right); \quad (2.119)$$

$$\left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial b_n}\right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{h}_{ел.\partial} \frac{\bar{a}_1 + \bar{a}_2}{2} \left(\bar{R}_\kappa - \frac{\bar{h}_{ел.\partial}}{3} \frac{\bar{a}_2 + 2\bar{a}_1}{\bar{a}_1 + \bar{a}_2} \right); \quad (2.120)$$

$$\left(\frac{\partial P_{j\partial}}{\partial R_\kappa}\right)_H = \bar{\rho}' \bar{\omega}^2 \bar{h}_{ел.\partial} \bar{b}_n \frac{\bar{a}_1 + \bar{a}_2}{2}, \quad (2.121)$$

а дисперсії – такими:

$$\begin{aligned} \sigma_{\rho'}^2 = & \left(\frac{\Delta \rho}{3}\right)^2; \quad \sigma_{\omega}^2 = \left(\frac{\Delta \omega}{3}\right)^2; \quad \sigma_{b_1}^2 = \left(\frac{\Delta b_1}{3}\right)^2; \\ \sigma_{b_2}^2 = & \left(\frac{\Delta b_2}{3}\right)^2; \quad \sigma_{h_{x8}}^2 = \left(\frac{\Delta h_{x8}}{3}\right)^2; \quad \sigma_{b_n}^2 = \left(\frac{\Delta b_n}{3}\right)^2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F_K}^2 &= \left(\frac{\Delta F_K}{3} \right)^2; & \sigma_{R_n}^2 &= \left(\frac{\Delta R_n}{3} \right)^2; & \sigma_{R_K}^2 &= \left(\frac{\Delta R_K}{3} \right)^2; \\ \sigma_{\rho'}^2 &= \left(\frac{\Delta \rho'}{3} \right)^2; & \sigma_{a_1}^2 &= \left(\frac{\Delta a_1}{3} \right)^2; & \sigma_{a_2}^2 &= \left(\frac{\Delta a_2}{3} \right)^2; \\ \sigma_{h_{ел.д}}^2 &= \left(\frac{\Delta h_{ел.д}}{3} \right)^2; & \sigma_{\sin\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right)}^2 &= \left(\frac{\Delta \sin\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right)}{3} \right)^2.\end{aligned}\quad (2.122)$$

Можливі граничні відхилення $\Delta \rho'$, $\Delta \rho$, $\Delta \sin\left(\alpha + \frac{\beta}{2}\right)$, $\Delta \omega$, Δb_1 , Δb_2 , $\Delta h_{хв}$, Δb_n , ΔF_K , ΔR_n , ΔR_K , Δa_1 , $\Delta h_{ел.д}$ визначаємо, проаналізувавши особливості конструкції, технологій виготовлення й експлуатації проектного вузла.

Знаходимо коефіцієнт варіації розтягувальних напружень у перерізі I—I диска:

$$g_{\sigma_{pI-I}} = \frac{\sigma_{\sigma_{pI-I}}}{M\{\sigma_{pI-I}\}}. \quad (2.123)$$

4. Розраховуємо дисперсію максимального напруження від згинального моменту:

$$\sigma_{\sigma_{32}}^2 = \left[\begin{aligned} &\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial BE} \right)_H^2 \sigma_{BE}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial \sin \alpha} \right)_H^2 \sigma_{\sin \alpha}^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial b_n} \right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial y} \right)_H^2 \sigma_y^2 \end{aligned} \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.124)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial BE} \right)_H = 0,75 \frac{\bar{P}_j \cos^2 \bar{\alpha}}{2 \bar{b}_n \bar{y}^2 \sin \bar{\alpha}}; \quad (2.125)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial BE} \right)_H = 0,75 \frac{\bar{P}_j \cos^2 \bar{\alpha}}{2 \bar{b}_n \bar{y}^2 \sin \bar{\alpha}}; \quad (2.126)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial P_j} \right)_H = 0,75 \frac{\bar{P}_j \bar{BE} (-2 \sin^2 \bar{\alpha} \cos \bar{\alpha} - \cos^3 \bar{\alpha})}{\bar{b}_n \bar{y}^2}; \quad (2.127)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial P_j} \right)_H = -0,75 \frac{\bar{P}_j \bar{BE} \cos^2 \bar{\alpha}}{\bar{b}_n^2 \bar{y}^2 \sin \bar{\alpha}}; \quad (2.128)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial P_j} \right)_H = -1,5 \frac{\bar{P}_j \bar{BE} \cos^2 \bar{\alpha}}{\bar{b}_n \bar{y}^3 \sin \bar{\alpha}}, \quad (2.129)$$

а дисперсії – такими:

$$\begin{aligned} \sigma_{P_j}^2 = & \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_{\rho}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_1} \right)_H^2 \sigma_{b_1}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_2} \right)_H^2 \sigma_{b_2}^2 + \\ & + \left(\frac{\partial P_j}{\partial h_{x8}} \right)_H^2 \sigma_{h_{x8}}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_n} \right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H^2 \sigma_{R_n}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2; \quad (2.130) \\ \sigma_{BE}^2 = & \left(\frac{\Delta BE}{3} \right)^2; \quad \sigma_y^2 = \left(\frac{\Delta y}{3} \right)^2; \quad \sigma_{\sin \alpha}^2 = \left(\frac{\Delta \sin \alpha}{3} \right)^2. \end{aligned}$$

Можливі граничні відхилення ΔBE , Δy , $\Delta \sin \alpha$ визначаємо шляхом аналізу особливостей конструкції та технологій виготовлення проектового вузла.

5. Знаходимо коефіцієнт варіації напруження від згинального моменту:

$$g_{\sigma_{32}} = \frac{\sigma_{\sigma_{32}}}{M\{\sigma_{32}\}}. \quad (2.131)$$

6. Розраховуємо дисперсію згинальних напружень:

$$\sigma_{\sigma_{3M}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial b_n} \right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial l_1} \right)_H^2 \sigma_{l_1}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \sin \alpha} \right)_H^2 \sigma_{\sin \alpha}^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.132)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_j} \right)_H = \frac{1}{2\bar{b}_n \bar{l}_1 \sin \bar{\alpha}}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial b_n} \right)_H = -\frac{\bar{P}_j}{2\bar{b}_n^2 \bar{l}_1 \sin \bar{\alpha}}; \quad (2.133)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial l_1} \right)_H = -\frac{\bar{P}_j}{2\bar{b}_n \bar{l}_1^2 \sin \bar{\alpha}}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial \sin \alpha} \right)_H = -\frac{\bar{P}_j \cos \alpha}{2\bar{b}_n \bar{l}_1 \sin^2 \bar{\alpha}}; \quad (2.134)$$

а дисперсії – такими:

$$\sigma_{b_n}^2 = \left(\frac{\Delta b_n}{3}\right)^2; \quad \sigma_{L_1}^2 = \left(\frac{\Delta L_1}{3}\right)^2; \quad \sigma_{\sin \alpha}^2 = \left(\frac{\Delta \sin \alpha}{3}\right)^2,$$

$$\sigma_{P_j}^2 = \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho}\right)_H^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega}\right)_H^2 \sigma_\omega^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_1}\right)_H^2 \sigma_{b_1}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_2}\right)_H^2 \sigma_{b_2}^2 +$$

$$+ \left(\frac{\partial P_j}{\partial h_{xв}}\right)_H^2 \sigma_{h_{xв}}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial b_n}\right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K}\right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n}\right)_H^2 \sigma_{R_n}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K}\right)_H^2 \sigma_{R_K}^2. \quad (2.135)$$

Можливі граничні відхилення $\Delta \sin \alpha$, Δb_n , ΔL_1 визначаємо, проаналізувавши особливості конструкції та технологій виготовлення проектного вузла.

7. Визначаємо коефіцієнт варіації зминачних напружень:

$$g_{\sigma_{3M}} = \frac{\sigma_{\sigma_{3M}}}{M\{\sigma_{3M}\}}. \quad (2.136)$$

8. Знаходимо границю міцності для кожного типу напружень.

9. Обчислюємо коефіцієнти запасу міцності η_{32} , η_p , η_{3M} .

10. Розраховуємо ймовірність неруйнування елемента диска з урахуванням розтягування $P_{xв.p}$, згину $P_{xв.32}$, зминання $P_{xв.3M}$ (див. формулу (2.5)). Для $X \leq 5,9$ функцію ймовірності беремо з [5] (див. Додаток А). Якщо $x > 5,9$, то цю функцію визначаємо таким чином [6]: $P_p = 1 - b \cdot 10^{-a}$, коефіцієнти a і b беремо з Додатка Б.

11. Знаходимо ймовірність неруйнування вузла кріплення лопатки під час польоту: $P_{xв} = P_{xв.p} P_{xв.32} P_{xв.3M}$.

2.4.3 Розрахунок надійності шарнірного замка

Шарнірний замок використовується для кріплення лопаток з метою усунення резонансів нижчих форм коливань. Усунення маятникової форми коливань забезпечується змінням зазорів у з'єднанні.

При розрахунку шарнірного замка на міцність визначаються напруження розтягування, зсуву і зминання.

Вихідні дані:

1. Матеріал лопатки.
2. Густина матеріалу лопатки ρ , кг/м³.
3. Температура хвостовика лопатки, К.
4. Границя тривалої міцності лопатки $(\sigma_{mp}^t)_n$, МПа.

5. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності лопатки $\left(g_{\sigma_{mp}}^t\right)_л$.
6. Матеріал диска.
7. Густина матеріалу диска ρ' , кг/м³
8. Температура елемента диска, К.
9. Границя тривалої міцності диска $\left(\sigma_{mp}^t\right)_\delta$, МПа.
10. Коефіцієнт варіації границі тривалої міцності диска $\left(g_{\sigma_{mp}}^t\right)_\delta$.
11. Кількість лопаток z .
12. Кутова швидкість ω , рад/с.
13. Відцентрова сила від маси пера лопатки P_j , Н.
14. Відцентрове зусилля P_{j1} від частини ніжки лопатки, розташованої над перерізом В–В, Н.
15. Відцентрова сила P_{j2} від частини ніжки лопатки, розташованої нижче перерізу В–В, Н.
16. Відцентрова сила P_{j3} від маси диска, розташованого над перерізом В–В, з урахуванням частини штифта в отворі диска, Н.
17. Відцентрова сила від маси штифта P_{j4} , Н.
18. Кількість штифтів по колу діаметра D .
19. Площа кореневого перерізу лопатки F_κ , м².
20. Радіус периферійного перерізу лопатки R_π , м.
21. Радіус кореневого перерізу лопатки R_κ , м.
22. Геометричні розміри $d, b_3, b_5, b_6, b_7, R_1, R_2, h$, м (рисунок 2.12).

Для розрахунку замка на надійність спочатку потрібно визначити **напруження, що виникають**:

1. Визначаємо максимальне напруження, що виникає в диску біля отвору під штифт:

$$\sigma_{P_{max}} = \left(q \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} \right) \cdot 10^{-6}, \quad (2.137)$$

де $q = \frac{P}{2rH}$, $k = \frac{R}{r}$, $r = \frac{d}{2}$, $R = \frac{h}{2}$, $H = b_1$, $b_1 = b_6 + b_7$, $P = P_j + P_{j1}$.

2. Розраховуємо зминальні напруження на сполучних поверхнях штифта і лопатки:

$$\sigma_{3M} = \left(\frac{P_j + P_{j1} + P_{j2}}{b_1 d} \right) \cdot 10^{-6}. \quad (2.138)$$

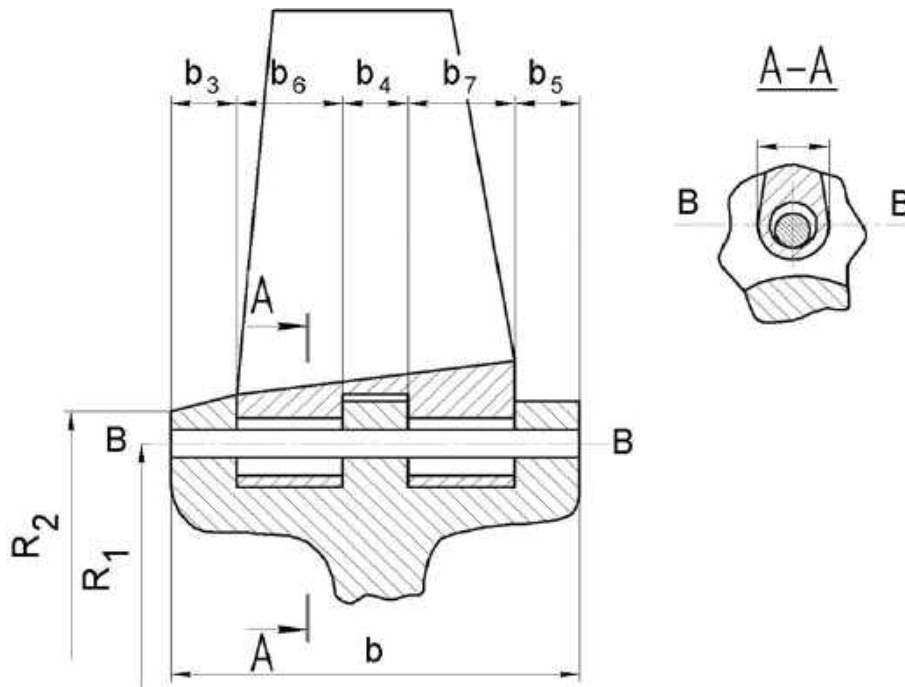


Рисунок 2.12 – До розрахунку шарнірного замка

3. Визначаємо зрізувальні напруження в штифті:

$$\tau = \left(\frac{P_j + P_{j1}}{n_1 \frac{\pi d^2}{4}} \right) \cdot 10^{-6}, \quad (2.139)$$

де n_1 – кількість площин зрізу в штифті.

4. Обчислюємо зминальні напруження між штифтом і диском:

$$\sigma'_{3M} = \left(\frac{P_j + P_{j1} + P_{j2} + P_{j4}}{2b_2 d} \right) \cdot 10^{-6}, \quad (2.140)$$

де $b_2 = b_3 + b_4 + b_5$ – ширина обода в місці розташування штифтів.

5. Визначаємо розтягувальні напруження на циліндричній поверхні радіусом R_1 :

$$\sigma_{p.d} = \left[\frac{(P_j + P_{j1})z + P_{j2} + \frac{2}{3}P_{j3}}{(\pi D - id)b_2} \right] \cdot 10^{-6}. \quad (2.141)$$

6. За допомогою коефіцієнта концентрації напружень визначаємо максимальне напруження в диску біля краю отвору під штифт:

$$\sigma_{p.\partial \max} = \alpha_K \sigma_{p.\partial} \quad (2.142)$$

Під коефіцієнтом концентрації α_K розуміють відношення максимального радіального напруження на контурі отвору до колового напруження в тій же точці, що відповідає нижньому краю отвору. Цей коефіцієнт визначається під час розрахунку міцності диска за умови, що диск є суцільним, без отвору:

$$\alpha_K = \frac{\sigma_{R\max}}{\sigma_T} \quad (2.143)$$

Максимальний коефіцієнт концентрації напруження залежно від відносного зближення d/n і коефіцієнта напруження σ_B/σ_T знаходимо за графіком, зображеним на рисунку 2.13. Отримані значення $\sigma_{P\max}$, σ_{3M} , τ , σ'_{3M} , $\sigma_{p.\partial \max}$ є оцінками математичних сподівань $M\{\sigma_{P\max}\}$, $M\{\sigma_{3M}\}$, $M\{\tau\}$, $M\{\sigma'_{3M}\}$, $M\{\sigma_{p.\partial \max}\}$.

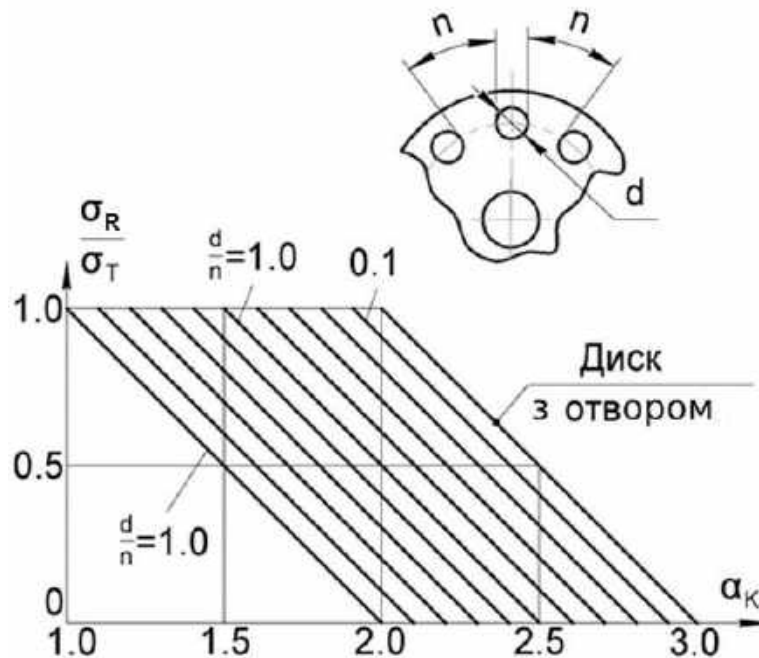


Рисунок 2.13 – Змінення максимального коефіцієнта концентрації напруження на контурі отвору залежно від співвідношення σ_R/σ_T

Розрахунок надійності замка

Розрахунок виконується в такій послідовності:

1. Визначаємо дисперсію максимального напруження, що виникає в диску біля отвору під штифт:

$$\sigma_{\sigma_{Pmax}}^2 = \left[\begin{aligned} &\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{Pj}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial P_{j1}} \right)_H^2 \sigma_{Pj1}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial h} \right)_H^2 \sigma_h^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial d} \right)_H^2 \sigma_d^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial b_6} \right)_H^2 \sigma_{b6}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial b_7} \right)_H^2 \sigma_{b7}^2 + \\ &+ \left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial \alpha_K} \right)_H^2 \sigma_{\alpha_K}^2 \end{aligned} \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.144)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial P_j} \right)_H = \frac{\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 + 1}{\bar{d}(\bar{b}_6 + \bar{b}_7)} \frac{1}{\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1}; \quad (2.145)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial P_{j1}} \right)_H = \frac{1}{\bar{d}(\bar{b}_6 + \bar{b}_7)} \frac{\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 + 1}{\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1}; \quad (2.146)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial h} \right)_H = -\frac{\bar{P}_j + \bar{P}_{j1}}{\bar{d}(\bar{b}_6 + \bar{b}_7)} \frac{4\bar{h}/\bar{d}^2}{\left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1 \right]^2}; \quad (2.147)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial d} \right)_H = -\frac{\bar{P}_j + \bar{P}_{j1}}{\bar{b}_6 + \bar{b}_7} \frac{\left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 + 1 \right] - 2 \left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 \left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1 \right]}{\bar{d}^2 \left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1 \right]^2}; \quad (2.148)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial b_6} \right)_H = -\frac{1}{(\bar{b}_6 + \bar{b}_7)^2} \frac{(\bar{P}_j + \bar{P}_{j1}) \left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 + 1 \right]}{\bar{d} \left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1 \right]}; \quad (2.149)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial b_7} \right)_H = -\frac{1}{(\bar{b}_6 + \bar{b}_7)^2} \frac{(\bar{P}_j + \bar{P}_{j1}) \left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 + 1 \right]}{\bar{d} \left[\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1 \right]}; \quad (2.150)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{Pmax}}{\partial \alpha_k} \right)_H = - \frac{\bar{P}_j + \bar{P}_{j1}}{\bar{d}(\bar{b}_6 + \bar{b}_7)} \frac{\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 + 1}{\left(\frac{\bar{h}}{\bar{d}} \right)^2 - 1}. \quad (2.151)$$

2. Визначаємо дисперсію відцентрової сили від маси пера лопатки:

$$\sigma_{Pj}^2 = \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_\omega^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_k} \right)_H^2 \sigma_{F_k}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_k} \right)_H^2 \sigma_{R_k}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H^2 \sigma_{R_n}^2, \quad (2.152)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\omega}^2 \bar{F}_k (\bar{R}_n^2 - \bar{R}_k^2); \quad (2.153)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega} \bar{F}_k (\bar{R}_n^2 - \bar{R}_k^2); \quad (2.154)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial F_k} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\omega}^2 (\bar{R}_n^2 - \bar{R}_k^2); \quad (2.155)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial R_k} \right)_H = -\bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{F}_k \bar{R}_k; \quad (2.156)$$

$$\left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H = -\bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{F}_k \bar{R}_n. \quad (2.157)$$

Виходячи з формули (2.143) маємо вираз для визначення дисперсії коефіцієнта концентрації

$$\sigma_{\alpha_k}^2 = \left(\frac{\partial \alpha_k}{\partial \sigma_{Rmax}} \right)_H^2 \sigma_{\sigma_{Rmax}}^2 + \left(\frac{\partial \alpha_k}{\partial \sigma_T} \right)_H^2 \sigma_{\sigma_T}^2, \quad (2.158)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \alpha_k}{\partial \sigma_{Rmax}} \right)_H = \frac{1}{\bar{\sigma}_T}; \quad (2.159)$$

$$\left(\frac{\partial \alpha_k}{\partial \sigma_T} \right)_H = -\frac{\bar{\sigma}_{Rmax}}{\bar{\sigma}_T^2}. \quad (2.160)$$

Максимальні радіальне σ_{Rmax} і колове σ_T напруження, а також дисперсії $\sigma_{\sigma_{Rmax}}^2$ і $\sigma_{\sigma_T}^2$ беремо з розрахунку надійності диска.

3. Визначаємо дисперсії:

$$\begin{aligned}\sigma_{\rho}^2 &= \left(\frac{\Delta\rho}{3}\right)^2; \quad \sigma_{\omega}^2 = \left(\frac{\Delta\omega}{3}\right)^2; \quad \sigma_{F_{\kappa}}^2 = \left(\frac{\Delta F_{\kappa}}{3}\right)^2; \\ \sigma_{R_{\kappa}}^2 &= \left(\frac{\Delta R_{\kappa}}{3}\right)^2; \quad \sigma_{R_{\pi}}^2 = \left(\frac{\Delta R_{\pi}}{3}\right)^2; \quad \sigma_h^2 = \left(\frac{\Delta h}{3}\right)^2; \\ \sigma_d^2 &= \left(\frac{\Delta d}{3}\right)^2; \quad \sigma_{b_6}^2 = \left(\frac{\Delta b_6}{3}\right)^2; \quad \sigma_{b_7}^2 = \left(\frac{\Delta b_7}{3}\right)^2.\end{aligned}\quad (2.161)$$

Можливі граничні відхилення $\Delta\rho$, $\Delta\omega$, ΔF_{κ} , ΔR_{κ} , ΔR_{π} , Δh , Δd , Δb_6 , Δb_7 визначаємо шляхом аналізу особливостей конструкції, технологій виготовлення та експлуатації вузла.

Для оцінювання впливу відхилень відцентрових сил P_{j1} , P_{j2} , P_{j3} , P_{j4} від розрахункових значень $\sigma_{P_{max}}$, τ , $\sigma_{зм}$, $\sigma_{\rho, \partial}$ перелічені відцентрові сили можна виразити через відцентрову силу від маси пера лопатки P_j .

Виходячи з досвіду проектування шарнірних замків (наприклад, ТРДД АИ-25), можна взяти

$$P_{j1} = k_1 P_j, \quad P_{j2} = k_2 P_j, \quad P_{j3} = k_3 P_j, \quad P_{j4} = k_4 P_j,$$

де $k_1 = 0,1$; $k_2 = 0,09797$; $k_3 = 1,404$; $k_4 = 0,1734$.

Отже, дисперсію випадкової величини можна обчислити за формулою

$$\sigma_{P_{j1}}^2 = \left(\frac{\partial P_{j1}}{\partial P_j}\right)_H^2 \sigma_{P_j}^2, \quad (2.162)$$

де $\left(\frac{\partial P_{j1}}{\partial P_j}\right)_H = k_1$; $\sigma_{P_j}^2$ визначаємо за формулою (2.152).

4. Обчислюємо дисперсію зрізувального напруження в штифті:

$$\sigma_{\tau}^2 = \left[\left(\frac{\partial \tau}{\partial P_j}\right)_H^2 \sigma_{P_j}^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial P_{j1}}\right)_H^2 \sigma_{P_{j1}}^2 + \left(\frac{\partial \tau}{\partial d}\right)_H^2 \sigma_d^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.163)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \tau}{\partial P_j}\right)_H = \frac{4}{n_1 \pi d^2}; \quad (2.164)$$

$$\left(\frac{\partial \tau}{\partial P_{j1}} \right)_H = \frac{4}{n_1 \pi \bar{d}^2}; \quad (2.165)$$

$$\left(\frac{\partial \tau}{\partial d} \right)_H = \frac{8(\bar{P}_j + \bar{P}_{j1})}{n_1 \pi \bar{d}^3}, \quad (2.166)$$

дисперсія відцентрової сили від маси пера лопатки:

$$\sigma_{P_j}^2 = \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_{\rho}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H^2 \sigma_{R_n}^2;$$

дисперсія відцентрового зусилля від частини ніжки лопатки, розташованої над перерізом В–В:

$$\sigma_{P_{j1}}^2 = \left(\frac{\partial P_{j1}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2;$$

дисперсія діаметра штифта:

$$\sigma_d^2 = \left(\frac{\Delta d}{3} \right)^2.$$

5. Визначаємо дисперсію змиального напруження на сполучних поверхнях штифта і лопатки:

$$\sigma_{\sigma_{3M}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_{j1}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j1}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_{j2}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j2}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial b_1} \right)_H^2 \sigma_{b_1}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial d} \right)_H^2 \sigma_d^2 \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.167)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_j} \right)_H = \frac{1}{b_1 \bar{d}}; \quad (2.168)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_{j1}} \right)_H = \frac{1}{b_1 \bar{d}}; \quad (2.169)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial P_{j2}} \right)_H = \frac{1}{b_1 \bar{d}}; \quad (2.170)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial b_1} \right)_H = - \frac{(\bar{P}_j + \bar{P}_{j1} + \bar{P}_{j2})}{\bar{b}_1^2 \bar{d}}; \quad (2.171)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{3M}}{\partial d} \right)_H = - \frac{(\bar{P}_j + \bar{P}_{j1} + \bar{P}_{j2})}{\bar{b}_1 \bar{d}^2}, \quad (2.172)$$

а дисперсії – такими:

$$\sigma_{P_j}^2 = \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_\omega^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_\Pi} \right)_H^2 \sigma_{R_\Pi}^2; \quad (2.173)$$

$$\sigma_{P_{j1}}^2 = \left(\frac{\partial P_{j1}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2, \quad \sigma_{P_{j2}}^2 = \left(\frac{\partial P_{j2}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2, \quad (2.174)$$

$$\text{де } \left(\frac{\partial P_{j2}}{\partial P_j} \right)_H = \kappa_2, \quad \sigma_{b_1}^2 = \left(\frac{\Delta b}{3} \right)^2, \quad \sigma_d^2 = \left(\frac{\Delta d}{3} \right)^2.$$

6. Обчислюємо дисперсію зминального напруження між штифтом і диском:

$$\sigma_{\sigma'_{3M}}^2 = \left[\begin{aligned} & \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2 + \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_{j1}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j1}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_{j2}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j2}}^2 + \\ & + \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_{j4}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j4}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial b_2} \right)_H^2 \sigma_{b_2}^2 + \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial d} \right)_H^2 \sigma_d^2 \end{aligned} \right] \cdot 10^{-12}, \quad (2.175)$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_j} \right)_H = \frac{1}{2\bar{b}_2 \bar{d}}; \quad \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_{j1}} \right)_H = \frac{1}{2\bar{b}_2 \bar{d}}; \quad (2.176)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_{j2}} \right)_H = \frac{1}{2\bar{b}_2 \bar{d}}; \quad \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial P_{j4}} \right)_H = \frac{1}{2\bar{b}_2 \bar{d}}; \quad (2.177)$$

$$\left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial b_2} \right)_H = - \frac{\bar{P}_j + \bar{P}_{j1} + \bar{P}_{j2} + \bar{P}_{j4}}{2\bar{b}_2^2 \bar{d}}; \quad \left(\frac{\partial \sigma'_{3M}}{\partial d} \right)_H = - \frac{\bar{P}_j + \bar{P}_{j1} + \bar{P}_{j2} + \bar{P}_{j4}}{2\bar{b}_1 \bar{d}^2}, \quad (2.178)$$

а дисперсії знаходимо так:

$$\sigma_{P_j}^2 = \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_\omega^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_\Pi} \right)_H^2 \sigma_{R_\Pi}^2,$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{P_{j1}}^2 &= \left(\frac{\partial P_{j1}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2, \quad \sigma_{P_{j2}}^2 = \left(\frac{\partial P_{j2}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2; \\
\sigma_{P_{j4}}^2 &= \left(\frac{\partial P_{j4}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2; \quad \left(\frac{\partial P_{j4}}{\partial P_j} \right)_H = k_4; \\
\sigma_{b_2}^2 &= \sigma_{b_3}^2 + \sigma_{b_4}^2 + \sigma_{b_5}^2; \\
\sigma_{b_3}^2 &= \left(\frac{\Delta b_3}{3} \right)^2; \quad \sigma_{b_4}^2 = \left(\frac{\Delta b_4}{3} \right)^2; \quad \sigma_{b_5}^2 = \left(\frac{\Delta b_5}{3} \right)^2; \quad \sigma_d^2 = \left(\frac{\Delta d}{3} \right)^2.
\end{aligned} \tag{2.179}$$

7. Визначаємо дисперсію розтягувального напруження на циліндричній поверхні радіусом R_1 :

$$\sigma_{\sigma_{p,\partial}}^2 = \left[\left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{P_j}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_{j1}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j1}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_{j2}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j2}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_{j3}} \right)_H^2 \sigma_{P_{j3}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial D} \right)_H^2 \sigma_D^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial b_2} \right)_H^2 \sigma_{b_2}^2 \right] \cdot 10^{-12}, \tag{2.180}$$

де коефіцієнти впливу є такими:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_j} \right)_H = \frac{z}{(\pi \bar{D} - i \bar{d}) \bar{b}_2}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_{j1}} \right)_H = \frac{z}{(\pi \bar{D} - i \bar{d}) \bar{b}_2}; \tag{2.181}$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_{j2}} \right)_H = \frac{z}{(\pi \bar{D} - i \bar{d}) \bar{b}_2}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial P_{j3}} \right)_H = \frac{2/3}{(\pi \bar{D} - i \bar{d}) \bar{b}_2}; \tag{2.182}$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial D} \right)_H = \frac{\pi \left[(\bar{P}_j + \bar{P}_{j1}) z + \bar{P}_{j2} + \frac{2}{3} \bar{P}_{j3} \right]}{\bar{b}_2 (\pi \bar{D} - i \bar{d})^2}; \tag{2.183}$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{p,\partial}}{\partial b_2} \right)_H = \frac{i \left[(\bar{P}_j + \bar{P}_{j1}) z + \bar{P}_{j2} + \frac{2}{3} \bar{P}_{j3} \right]}{\bar{b}_2 (\pi \bar{D} - i \bar{d})^2}. \tag{2.184}$$

Дисперсії знаходимо за такими формулами:

$$\sigma_{P_j}^2 = \left(\frac{\partial P_j}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_\omega^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2 + \left(\frac{\partial P_j}{\partial R_n} \right)_H^2 \sigma_{R_n}^2;$$

$$\begin{aligned}\sigma_{Pj1}^2 &= \left(\frac{\partial P_{j1}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{Pj}^2; \quad \sigma_{Pj2}^2 = \left(\frac{\partial P_{j2}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{Pj}^2; \\ \sigma_{b2}^2 &= \sigma_{b3}^2 + \sigma_{b4}^2 + \sigma_{b5}^2; \\ \sigma_{Pj3}^2 &= \left(\frac{\partial P_{j3}}{\partial P_j} \right)_H^2 \sigma_{Pj}^2; \quad \left(\frac{\partial P_{j3}}{\partial P_j} \right)_H = k_3; \quad \sigma_d^2 = \left(\frac{\Delta d}{3} \right)^2.\end{aligned}\quad (2.185)$$

8. Визначаємо коефіцієнти варіації максимальних напружень, що виникають в диску біля отвору під штифт $\mathcal{G}_{\sigma_{Pmax}}$, змінанальних на сполучних поверхнях штифта і лопатки $\mathcal{G}_{\sigma_{3M}}$, зрізувальних у штифті $\mathcal{G}_\tau$, змінанальних між штифтом і диском $\mathcal{G}_{\sigma'_{3M}}$, розтягувальних на циліндричній поверхні радіусом R_1 $\mathcal{G}_{\sigma_{p,\partial}}$:

$$\mathcal{G}_{\sigma_{Pmax}} = \frac{\sigma_{\sigma_{Pmax}}}{M\{\sigma_{Pmax}\}}; \quad \mathcal{G}_{\sigma_{3M}} = \frac{\sigma_{\sigma_{3M}}}{M\{\sigma_{3M}\}}; \quad (2.186)$$

$$\mathcal{G}_\tau = \frac{\sigma_\tau}{M\{\tau\}}; \quad \mathcal{G}_{\sigma'_{3M}} = \frac{\sigma_{\sigma'_{3M}}}{M\{\sigma'_{3M}\}}; \quad (2.187)$$

$$\mathcal{G}_{\sigma_{p,\partial}} = \frac{\sigma_{\sigma_{p,\partial}}}{M\{\sigma_{p,\partial}\}}. \quad (2.188)$$

9. Знаходимо границю міцності для кожного типу напружень.

10. Визначаємо коефіцієнти запасу міцності в диску біля отвору під штифт η_p , змінання на сполучних поверхнях штифта і лопатки η_{3M} , зрізу в штифті η_{3p} , змінання між штифтом і диском η'_{3M} , розтягування на циліндричній поверхні радіусом R_1 η'_p .

11. Розраховуємо ймовірності неруйнування диска біля отвору під штифт P_p , від змінання на сполучних поверхнях штифта і лопатки P_{3M} , від зрізу в штифті P_{3p} , від змінання між штифтом і диском P'_{3M} та розтягування на циліндричній поверхні радіусом R_1 P'_p (див. формулу (2.5)). Для $X \leq 5,9$ функцію ймовірності беремо з [5] (див. Додаток А). Якщо $x > 5,9$, то цю функцію визначаємо таким чином [6]: $P_p = 1 - b \cdot 10^{-a}$, коефіцієнти a і b беремо з Додатка Б.

12. Знаходимо ймовірність безвідмовної роботи вузла:

$$P_{\text{вуз.р}} = P_p P_{3M} P_{3p} P'_{3M} P'_p.$$

2.5 Визначення необхідного запасу міцності

За результатами розрахунку на надійність будуємо модель «Навантаження – міцність» (рисунок 2.14). Для цього скористаємося результатами розрахунку, показаними на рисунку 2.9. Математичне сподівання робочого напруження вибираємо для найбільш небезпечної точки, що визначається за найменшим запасом міцності. У цьому випадку мінімальний запас міцності знаходиться в точці А перерізу 3: $\eta = 2,23$. Для цього перерізу математичне сподівання робочого напруження $M\{\sigma_p\} = 190,32$ МПа, дисперсія робочого напруження $\sigma_{\sigma_p}^2 = 37,51$ МПа², математичне сподівання границі 100-годинної тривалої міцності $M\{\sigma_{mp}^{100}\} = 425$ МПа. Дисперсію границі тривалої міцності визна-

чаємо з формули $\nu_{\sigma_{mp}^t} = \frac{\sigma_{\sigma_{mp}^t}}{M\{\sigma_{mp}^t\}}$, тоді $\sigma_{\sigma_{mp}^t} = \nu_{\sigma_{mp}^t} M\{\sigma_{mp}^t\}$, де $\nu_{\sigma_{mp}^t}$ – коефіцієнт варіації границі тривалої міцності, у цьому випадку $\nu_{\sigma_{mp}^t} = 0,1$. Отже, $\sigma_{\sigma_{mp}^t} = 425 \cdot 0,1 = 42,5$ МПа.

Побудуємо функції розподілу густини робочого напруження і границі тривалої міцності (див. рисунок 2.14) за формулою $f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-M\{x\})^2}{2\sigma_x^2}}$, де $M\{x\}$ – математичне сподівання випадкової величини x (для робочого напруження $M\{x\} = M\{\sigma_p\}$, а для границі тривалої міцності $M\{x\} = M\{\sigma_{mp}^t\}$); σ_x – середньоквадратичне відхилення (для робочого напруження $\sigma_x = \sigma_{\sigma_p}$, а для границі тривалої міцності $\sigma_x = \sigma_{\sigma_{mp}^t}$).

Щоб визначити необхідний запас міцності, здійснюють нормування рівня надійності. Для цього потрібно знати призначення двигуна, кількість двигунів у складі силової установки літального апарата (якщо двигун для авіації), а також допустимий рівень імовірності аварійної ситуації.

Як приклад розглянемо двигун для газоперекачувальної станції. Задамо допустимий рівень аварійної ситуації: вихід з ладу одного двигуна з тисячі за 1 год роботи, отже, $Q_{a.c} = 10^{-3}$. Тоді ймовірність безвідмовної роботи $P_o(t) = 1 - Q_o(t) = 1 - 10^{-3} = 0,999$.

Розбиваємо двигун на дев'ять систем і вузлів (може бути інша кількість): вхідний пристрій, компресор, камера згоряння, турбіна, вихідний пристрій, трансмісія, паливна система, змащувальна система, система запуску.

За формулою (1.3) визначаємо ймовірність безвідмовної роботи турбіни $P_{турб}(t) = \sqrt[9]{0,999} = 0,9998888$. Турбіна складається з п'яти ступенів

(1 ступінь ТВТ + 1 ступінь ТНТ + 3 ступені ВТ):

$$P_{см.турб}(t) = \sqrt[5]{P_{турб}(t)} = \sqrt[5]{0,9998888} = 0,9999777;$$

$$P_{р.турб}(t) = \sqrt{P_{см.турб}(t)} = \sqrt{0,9999777} = 0,99998888;$$

$$P_{л.с}(t) = \sqrt[3]{P_{р.турб}(t)} = \sqrt[3]{0,99998888} = 0,9999963;$$

$$P_{л}(t) = \sqrt[7]{P_{л.с}(t)} = \sqrt[7]{0,9999963} = 0,9999999012.$$

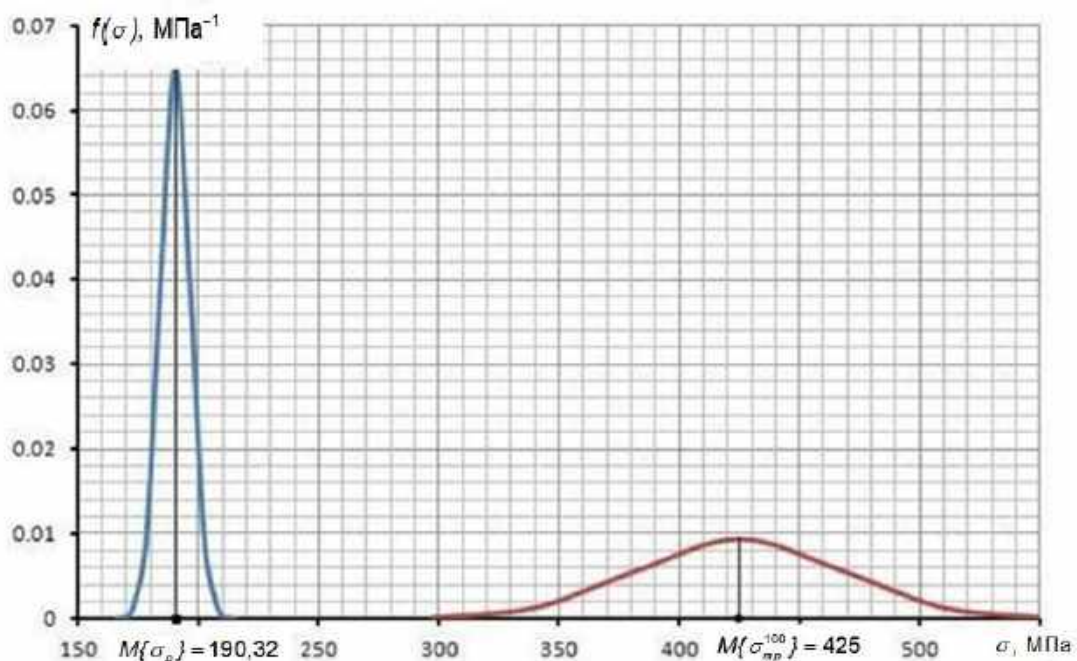


Рисунок 2.14 – Модель «Навантаження – міцність»

Далі будуюмо графік залежності $P_e = f(\eta)$ і відкладаємо на ньому необхідний рівень надійності лопатки $P_{л}(t) = 0,9999999012$ (рисунок 2.15). Для розрахунку ймовірності безвідмовної роботи скористаємося формулою (2.5),

де
$$v_{\sigma_p} = \frac{\sigma_{\sigma_p}}{M\{\sigma_p\}} = \frac{\sqrt{37,51}}{190,32} = 0,032.$$
 Змінюємо запас міцності в діапазоні від 1,3

до 2,5 з кроком 0,1 та обчислюємо вираз
$$X = \frac{\eta - 1}{\sqrt{v_{\sigma_{mp}}^2 \eta^2 + v_{\sigma_p}^2}}$$
 (див. фор-

мулу (2.5)). Для $X \leq 5,9$ функцію ймовірності беремо з Додатка А. Якщо $x > 5,9$, то цю функцію визначаємо таким чином: $P = 1 - b \cdot 10^{-a}$, коефіцієнти a і b беремо з Додатка Б. Результати наведено в таблиці 2.5.

Перетин графіка залежності $P_p = f(\eta)$ з лінією необхідної ймовірності безвідмовної роботи дає необхідний запас міцності. У цьому випадку $\eta_{необх} = 2,058$ (див. рисунок 2.15).

Таблиця 2.5

η	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2
X	3,41	3,83	4,19	4,52	4,81	5,07	5,30	5,51
P_p	0,93776	0,94359	0,948605	0,956908	0,962454	0,968011	0,97421	0,97821

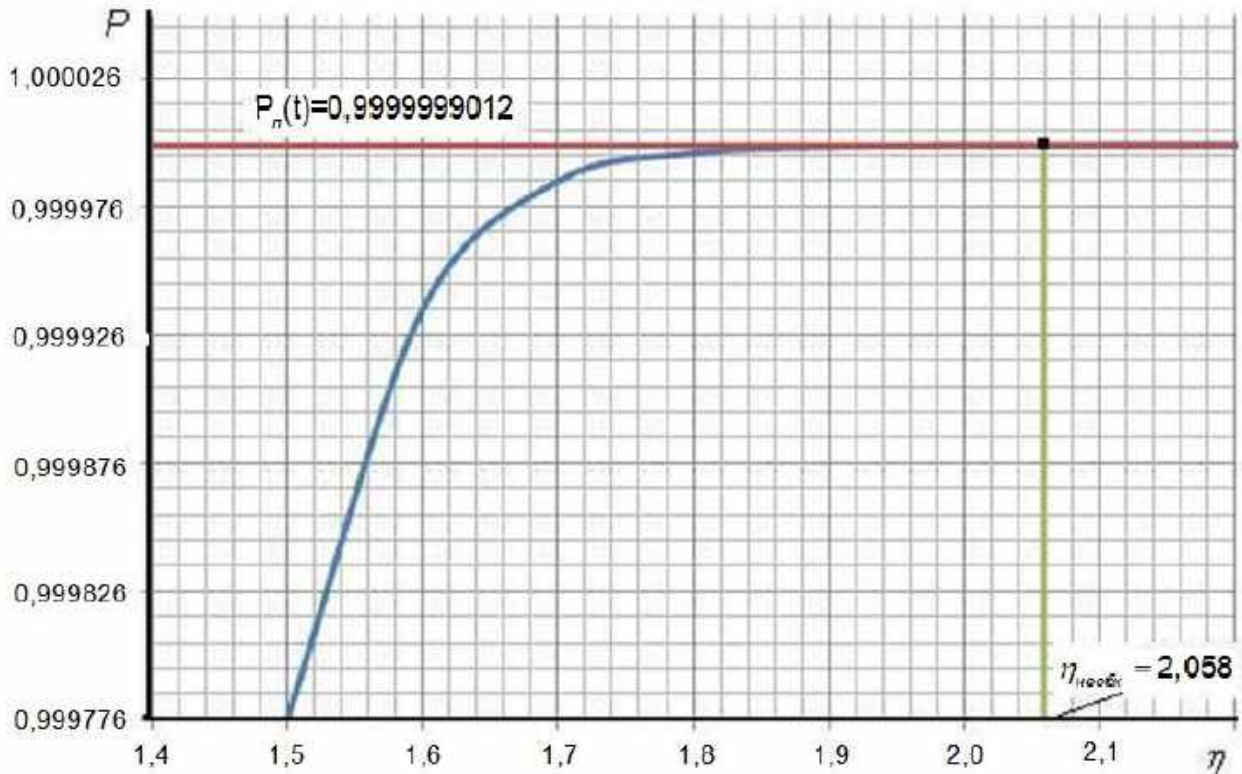


Рисунок 2.15 – Залежність ймовірності безвідмовної роботи від запасу міцності

Для зменшення необхідного запасу міцності при збереженні необхідної ймовірності безвідмовної роботи розкид випадкових величин σ_{mp}^t і σ_p має бути меншим.

Щоб зменшити розкид робочого напруження σ_{σ_p} , слід:

- більш точно підтримувати режими роботи двигуна, використовуючи замість гідромеханічної системи автоматичного керування, точність підтримки режимів якої становить майже 5 %, електронну, точність підтримки заданого режиму якої становить близько 1 %;

- застосовувати більш високі вимоги до виготовлення відповідальних деталей, тобто використовувати високі квалітети точності.

Для зменшення розкиду робочого напруження $\sigma_{\sigma_{mp}^t}$ необхідно підбирати матеріали, розкид механічних властивостей яких є незначним, тобто $\nu_{\sigma_{mp}^t} \approx 0,04$ і менше, і посилити вхідний контроль продукції.

3 РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНА З УРАХУВАННЯМ ПОСТУПОВИХ ВІДМОВ

Equation Section (Next)

Розрахунок надійності деталей двигуна з урахуванням поступових відмов проводиться за схемою накопичення пошкоджень [7].

Для кількісного опису вичерпання довговічності конструкції внаслідок необоротних процесів спрацювання і старіння вводять безрозмірний параметр – відносну величину накопичених пошкоджень (відносне пошкодження):

$$\Pi = \sum_{i=1}^n \frac{\theta_i}{\theta_{igr}}, \quad (3.1)$$

де θ_i – міра пошкоджень, накопичених деталлю на i -му режимі експлуатації; θ_{igr} – гранична міра пошкоджень на i -му режимі роботи.

За міру пошкодження θ_{igr} можна взяти деформацію на i -му режимі, кількість циклів навантаження до руйнування або час дії навантаження i -го типу.

Граничними значеннями θ_{igr} є, відповідно, допустима деформація, кількість циклів i -го типу (з i -ю амплітудою й частотою), що спричиняють руйнування, або час, необхідний для руйнування деталі під дією навантаження i -го типу.

Уважатимемо, що пошкодження, яке створюється одним циклом i -го типу, не залежить від стану деталі в певний момент часу і всієї передісторії навантаження, а підсумовується з пошкодженнями, які створюються іншими циклами. Руйнування відбувається в тому випадку, коли величина накопиченого сумарного відносного пошкодження набуде руйнівного значення, що береться зазвичай за одиницю. Отже, імовірність неруйнування деталі протягом заданого часу

$$P_n(t) = \int_0^1 f(\Pi) d\Pi. \quad (3.2)$$

На процес накопичення пошкоджень впливає значна кількість випадкових факторів, кожен з яких специфічно впливає на величину Π . У багатьох випадках конструкційні, технологічні та експлуатаційні фактори є незалежними, і кожен з них у середньому незначно впливає на сумарний вплив. Це зумовлює застосування для опису процесу накопичення пошкоджень нормального закону розподілу [3].

Розрахунок надійності ґрунтується на принципі лінійного підсумовування пошкоджень. У початковий момент накопичене сумарне відносне пошкодження $\Pi = 0$, а в момент руйнування $\Pi = 1$. Зі збільшенням кількості циклів у процесі навантаження величина Π збільшується.

Використавши на основі центральної граничної теореми теорії ймовірностей нормальний закон розподілу, отримаємо формулу для розрахунку надійності з урахуванням поступових відмов:

$$P_n(t) = \frac{C}{\sigma_n \sqrt{2\pi}} \int_0^1 e^{-\frac{(\Pi - M\{\Pi\})^2}{2\sigma_n^2}} d\Pi, \quad (3.3)$$

де $M\{\Pi\}$ – математичне сподівання накопиченого сумарного відносного пошкодження; σ_n – середньоквадратичне відхилення накопиченого сумарного відносного пошкодження; C – нормувальний множник.

Виконаємо заміну змінних:

$$Z = \frac{\Pi - M\{\Pi\}}{\sigma_n}. \quad (3.4)$$

Тоді $d\Pi = \sigma_n dZ$. Після підстановки

$$P_n(t) = \frac{C}{\sqrt{2\pi}} \int_{\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}}^{\frac{1-M\{\Pi\}}{\sigma_n}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \quad (3.5)$$

Використовуємо нормований нормальний закон розподілу, таблиці якого розраховано за такою формулою (див. Додатки А і Б):

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \quad (3.6)$$

У цьому випадку $F(-\infty) = 0$, $F(0) = \frac{1}{2}$, $F(+\infty) = 1$, $F(-x) = 1 - F(x)$.

За допомогою теореми розбиття інтеграла отримаємо вираз

$$P_n(t) = C \left[\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\frac{1-M\{\Pi\}}{\sigma_n}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}} e^{-\frac{z^2}{2}} dz \right] = C \left[F\left(\frac{1-M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right) + F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right) - 1 \right].$$

Нормувальний множник C отримаємо з умови $C \int_0^1 f(\Pi) d\Pi = 1$:

$$C = \frac{1}{\int_0^1 f(\Pi) d\Pi} = \frac{1}{F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right)}. \quad (3.7)$$

Вираз для розрахунку надійності з урахуванням поступового накопичення пошкоджень має вигляд

$$P_n(t) = \frac{F\left(\frac{1-M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right) + F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right) - 1}{F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right)}. \quad (3.8)$$

Для визначення $P_n(t)$ необхідно знайти математичне сподівання $M\{\Pi\}$ і середньоквадратичне відхилення величини накопичених пошкоджень σ_n .

3.1 Розрахунок надійності деталей при повторно-статичному навантаженні

Вузли двигуна працюють за певними циклами: запуск, робочі режими, зупинка. Відповідно до цього напружено-деформований стан деталей змінюється циклічно. За час експлуатації відбувається така кількість циклів: $N = 10^3 \dots 10^4$.

Незважаючи на те, що в кожному циклі навантаження має статичний характер, при повторних навантаженнях у матеріалі виникають явища, типові для втоми. Тому руйнування деталей при порівняно невеликій кількості циклів ($N = 10^2 \dots 10^5$) називають малоцикловою втомою, а здатність матеріалу чинити опір такому руйнуванню – малоцикловою міцністю.

При $N \geq 10^4$ помітно виявляються закономірності втомного руйнування (вплив концентрації напружень, якості поверхні тощо). При $N < 10^3$ виявляються більш типові особливості статичного руйнування.

Найбільш схильними до повторної статичної втоми є навантажені деталі, виготовлені з високоміцних сталей і титанових сплавів (лопатки, замки кріплення робочих лопаток, диски з отворами, вали), особливо за наявності факторів, що спричиняють концентрацію напруження, а також зварні й литі вузли (корпус камери згоряння, статор компресора, опори).

Якщо деталь працює в k різних режимах, причому кількість циклів на i -му режимі N_i , а кількість циклів до руйнування на тому ж режимі N_i^* , то накопичене сумарне відносне пошкодження визначається формулою

$$\Pi = \sum_{i=1}^k \frac{N_i}{N_i^*}. \quad (3.9)$$

Кількість циклів до відмови N^* при постійних напруженнях і температурі має значне розсіювання (у два–п'ять разів), пов'язане зі статичним характером втомної міцності.

3.1.1 Порядок виконання розрахунку

1. Для визначення математичного сподівання $M\{\Pi\}$ і середньоквадратичного відхилення σ_{Π} величини накопичених пошкоджень необхідно знати кількість циклів роботи двигуна, кількість виходів на робочий режим N_p і кількість циклів до руйнування для таких самих умов навантаження N_p^* :

$$M\{\Pi\} = \frac{M\{N_p\}}{M\{N_p^*\}}; \quad (3.10)$$

$$\sigma_{\Pi} = \sqrt{\left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p}\right)_H^2 \sigma_{N_p}^2 + \left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p^*}\right)_H^2 \sigma_{N_p^*}^2}, \quad (3.11)$$

$$\text{де } \left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p}\right)_H = \frac{1}{M\{N_p^*\}}; \quad \left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p^*}\right)_H = -\frac{M\{N_p\}}{[M\{N_p^*\}]^2}.$$

Тут N_p – кількість циклів в експлуатації на розрахунковому режимі;
 N_p^* – кількість циклів до руйнувань на тому ж режимі.

Проаналізувавши призначення, режим роботи двигуна, визначаємо математичне сподівання $M\{N_p\}$ і середньоквадратичне відхилення σ_{N_p} на розрахунковому режимі.

На основі заданих дальності та швидкості літака обчислюємо тривалість одного польоту (одного циклу застосування) τ_n . Кількість циклів за ресурс роботи двигуна τ_p визначаємо за формулою

$$n_n = \frac{\tau_p}{\tau_n}. \quad (3.12)$$

Кількість виходів на розрахунковий режим за ресурс τ_p є сумою кількості перевірок перед циклом використання $n_1 = n_n$, кількості проб перед циклом використання $n_2 = n_n$, кількості циклів використання $n_3 = n_n$, кількості виходів на друге коло для літаків (10 % від кількості польотів) $n_4 = 0,1n_n$, кількості перевірок після регламентних робіт (після 150 год напрацювання) $n_5 = \tau_p / 150$, кількості перерваних запусків двигуна (0,5...0,6 % від кількості циклів використання) $n_6 = (0,005...0,006)n_n$.

В експлуатації фактична кількість режимів може бути меншою (наприклад, може не проводитися проба перед зльотом). Це слід урахувати під час оцінювання надійності деталей спроектованого двигуна.

Отже, в експлуатації за ресурс роботи максимальна кількість виходів на розрахунковий режим

$$(N_p)_{max} = n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + n_6, \quad (3.13)$$

мінімальна –

$$(N_p)_{min} = n_1 + n_3 + n_5. \quad (3.14)$$

Якщо на основі центральної граничної теореми теорії ймовірностей уважати, що N_p описується нормальним законом, то

$$M\{N_p\} = \frac{(N_p)_{max} + (N_p)_{min}}{2}; \quad (3.15)$$

$$\sigma_{N_p} = \frac{(N_p)_{max} - M\{N_p\}}{3}. \quad (3.16)$$

2. Визначаємо середнє σ_m та амплітудне σ_a напруження пульсуючого циклу:

$$\sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{max}, \quad (3.17)$$

де σ_{max} – математичне сподівання робочого напруження для найбільш небезпечної точки, що визначається за найменшим запасом міцності.

3. Для руйнування від втоми недостатньо лише змінної дії напруження. Необхідно також, щоб рівень напруження був вище певного порогового значення. Максимальне напруження, при якому конструкційний матеріал здатний чинити опір утомі, не руйнуючись при будь-якій довільно великій кількості повторних навантажень, називають границею витривалості. Для деяких конструкційних матеріалів границя витривалості явно не виражена. У цьому випадку кажуть про умовну границю витривалості σ_{-1N} , що відповідає певній базовій кількості циклів навантаження N_σ . Величина границі витривалості залежить як від типу діючих повторно-змінних напружень (розтягнення-стиснення, змінного згину, змінного кручення), так і від коефіцієнта асиметрії циклу r . Найбільш поширеними характеристиками втомної міцності матеріалів є границі витривалості при симетричному циклі навантаження σ_{-1} і τ_{-1} [16]. Для сталей можна приблизно вважати [17], що

$$\sigma_{-1} \approx 0,55\sigma_\sigma. \quad (3.18)$$

Вихідною інформацією для розрахунків утомної міцності та довговічності є криві витривалості, отримані на основі експериментальних даних. Крива витривалості є залежністю амплітуди змінних напружень σ_a при

одновісному напруженому стані від кількості циклів до руйнування N_p при постійній температурі та інших умовах (коефіцієнти асиметрії, характері змінення циклічного навантаження та ін.). У логарифмічних координатах крива витривалості має вигляд відрізків прямих ліній (рисунок 3.1).

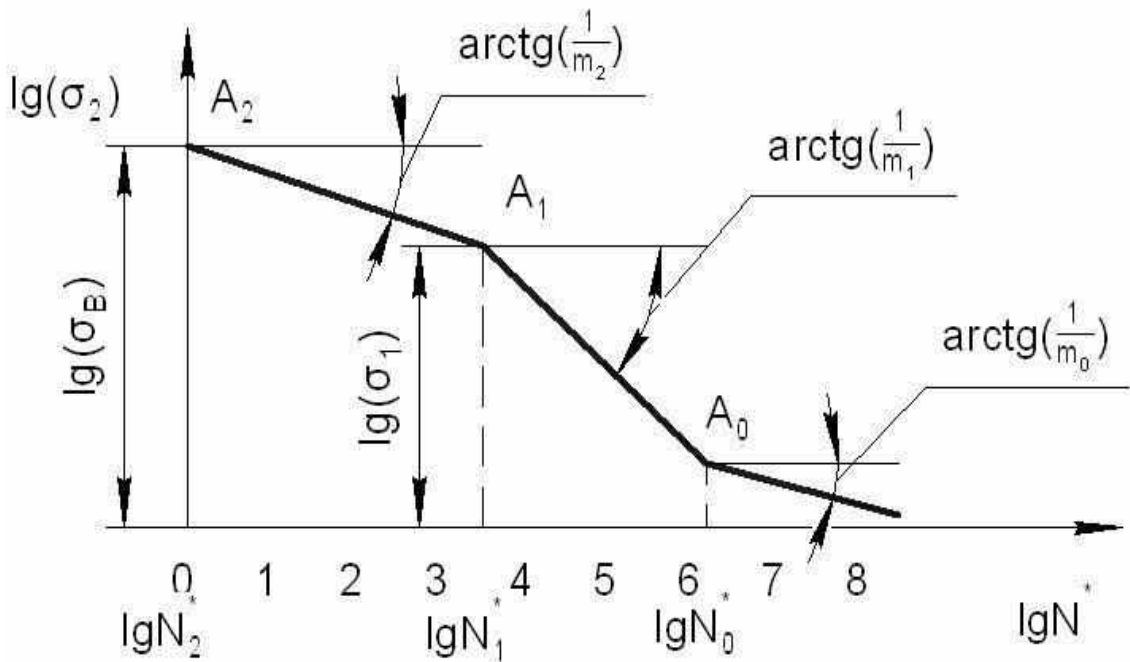


Рисунок 3.1 – Крива витривалості

Загалом крива витривалості має три ділянки. Однак якщо конструкційний матеріал має явно виражену границю витривалості, то остання ділянка відсутня і напруження σ_0 дорівнює границі витривалості σ_{-1} .

Кожна з ділянок кривої витривалості описується степеневою функцією:

$$\text{– перша ділянка} \quad (N < N_1) - \sigma^{m_1} N_p = C_1; \quad (3.19)$$

$$\text{– друга ділянка} \quad (N_1 < N < N_0) - \sigma^m N_p = C; \quad (3.20)$$

$$\text{– третя ділянка} \quad (N_0 < N) - \sigma^{m_0} N_p = C_0. \quad (3.21)$$

Параметри кривих витривалості – показники степеня m_1 , m_0 , m та константи C_1 , C_0 , C – є характеристиками матеріалу, що залежать від температури та інших факторів. Зазвичай значення показника степеня для перших двох ділянок кривої витривалості (див. рисунок 3.1) знаходяться у проміжку від 4 до 9, для третьої ділянки величина показника степеня в 5-10 разів більша.

Довідкові дані про криві витривалості описують узагальнені результати втомних випробувань стандартних зразків діаметром 7...10 мм і зазвичай являють собою таблиці координат точок перелому кривих для різних температур або значень параметрів кривої витривалості [16] (для деяких матеріалів див. Додаток Л).

Як доповнення до даних про криві витривалості, що описують поведінку лабораторних зразків, при розрахунках на втому реальних конструкцій мають бути враховані такі фактори: реальні геометричні розміри деталі (масштабний фактор), наявність асиметрії циклу, наявність концентраторів напружень, стан поверхневого шару, зниження тривалої міцності матеріалу при високих температурах та ін. За наявності перелічених вище факторів у розрахунках на втому використовують криві витривалості лабораторних зразків, скориговані з урахуванням дії додаткових факторів, а замість амплітуди змінних напружень σ_a розглядають комплексний параметр – граничну амплітуду змінних напружень σ_a^* .

Напруження в деталі $(\sigma_{-1})_D$ при симетричному циклі навантаження (рисунк 3.2) можна виразити через границю витривалості зразка:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1} K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma}, \quad (3.22)$$

де K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напруження; ε_σ – коефіцієнт, що враховує абсолютні розміри деталі (масштабний коефіцієнт); β_σ – коефіцієнт, що враховує вплив стану поверхні та зміцнення.

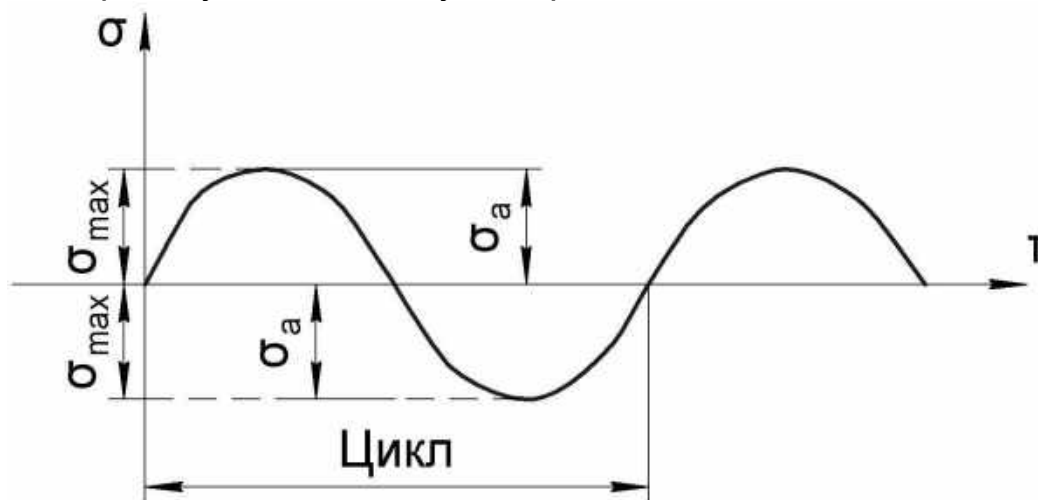


Рисунок 3.2 – Цикл симетричного напруження змінного навантаження:

$$\sigma_m = 0; \sigma_{max} = \sigma_a = -\sigma_{min}; \text{коефіцієнт асиметрії } r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$$

У процесі експлуатації спостерігається пульсуючий цикл, коли напруження змінюються від нуля до максимальної величини (рисунк 3.3).

Постійні розтягувальні напруження зменшують утомну міцність, тому при збільшенні середнього напруження циклу σ_m гранична амплітуда σ_a стає меншою.

Границя витривалості σ_{-1} , амплітудне σ_a і середнє σ_m напруження циклу зв'язані залежністю [17]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \sigma_m, \quad (3.23)$$

де ψ_σ – коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу.

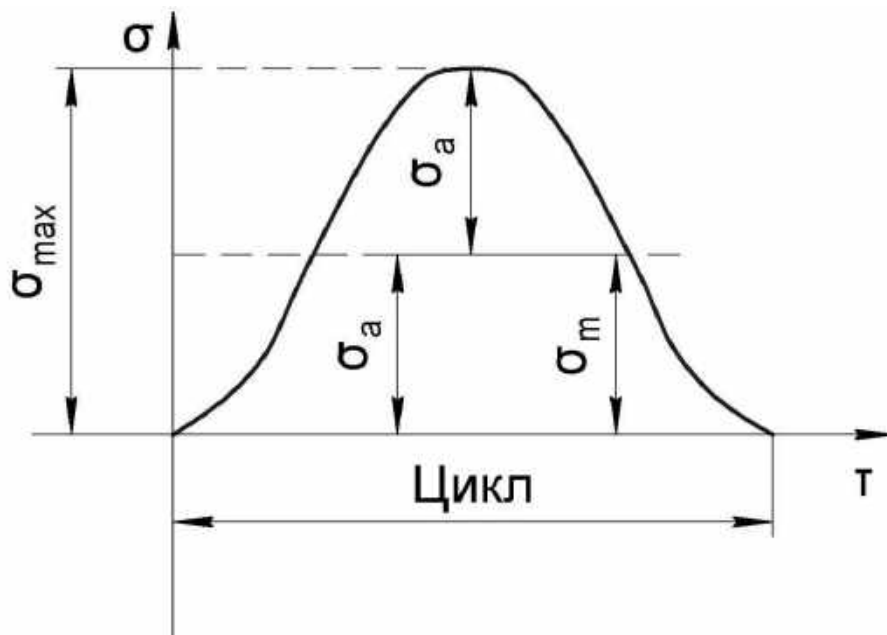


Рисунок 3.3 – Пульсуючий цикл змінного напруження:

$$\sigma_{min} = 0; \sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{max}; \text{коефіцієнт асиметрії } r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0$$

Граничну амплітуду змінного напруження σ_a^* розраховують за формулою

$$\sigma_a^* = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m. \quad (3.24)$$

Ефективний коефіцієнт концентрації напруження K_σ визначають за допомогою випробувань на втому зразків з надрізом, а за відсутності експериментальних даних обчислюють за формулою

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1), \quad (3.25)$$

де q_σ – коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень [17] (таблиця 3.1); α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, що дорівнює відношенню напруження за наявності концентратора до напруження в тій же точці без концентратора [17]; $\bar{\varepsilon}_\sigma$ – коефіцієнт, що враховує абсолютні розміри деталі (масштабний коефіцієнт).

Експериментально встановлено, що зі збільшенням абсолютних розмірів деталей їх утомна міцність знижується (масштабний ефект). Це пояснюється статистичною теорією руйнування, відповідно до якої зі збільшенням абсолютних розмірів підвищується ймовірність потрапляння дефектних зерен матеріалу в зону підвищених напружень.

Таблиця 3.1

Конструкційні матеріали	q_{σ}
Литі матеріали й матеріали з внутрішніми джерелами концентрації і дефектів (сірий чавун)	0,1...0,2
Литі жароміцні сплави, сталеве та алюмінієве литво, модифіковані чавуни	0,1...0,4
Низьковуглецеві сталі, жароміцні деформівні сплави, аустенітні корозійностійкі сталі, алюмінієві деформівні сплави	0,3...0,5
Середньовуглецеві й низьколеговані сталі	0,4...0,6
Конструкційні леговані сталі	0,6...0,7
Високолеговані сталі (типу корозійностійких сталей мартенситного класу), титанові сплави	0,7...0,9

Масштабний ефект залежить здебільшого від поперечних розмірів (діаметра) деталі та меншою мірою від її довжини. У литих матеріалах і матеріалах, що мають розсіяні мікро- і макродефекти (неметалеві включення, пори тощо), крупнозернисту будову, масштабний ефект виявляється сильніше. Леговані сталі більш чутливі до неметалевих включень та інших дефектів, і вплив абсолютних розмірів деталей з легованих сталей виявляється більшою мірою, ніж з вуглецевих сталей.

Для оцінювання масштабного коефіцієнта скористаємося залежністю [17]

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\infty} + (1 - \varepsilon_{\infty})e^{-\lambda d}, \quad (3.26)$$

де $\varepsilon_{\infty} = 0,5$ – для деформованих матеріалів (сталей, титанових та алюмінієвих сплавів тощо); $\varepsilon_{\infty} = 0,4$ – для литих матеріалів; λ – величина, яку в першому наближенні беремо такою: $0,01...0,03 \text{ мм}^{-1}$.

Коефіцієнт β_{σ} враховує вплив стану поверхні і зміцнення. Коефіцієнти стану поверхні за наявності і за відсутності концентрації напружень різняться. Це пояснюється тим, що взаємний вплив різних джерел концентрації напружень підпорядковується статистичним закономірностям.

Коефіцієнт β_{σ} залежить від трьох основних факторів: шорсткості поверхні та механічних властивостей поверхневого шару; наявності корозійних пошкоджень (фретинг-корозії, впливу морської води тощо); виду обробки для зміцнення поверхні (обдування дробом, обкатка тощо). У зв'язку з цим величину коефіцієнта стану поверхні β_{σ} подамо у вигляді добутку коефіцієнтів впливу шорсткості $\beta_{ш}$, корозії $\beta_{кор}$ і зміцнення $\beta_{зм}$:

$$\beta_{\sigma}^{(k)} = \beta_{ш}^{(k)} \beta_{кор}^{(k)} \beta_{зм}^{(k)}; \quad (3.27)$$

$$\beta_{\sigma}^{(0)} = \beta_{ш}^{(0)} \beta_{кор}^{(0)} \beta_{зм}^{(0)}, \quad (3.28)$$

де індекси k і 0 вказують на наявність і відсутність концентрації напружень у деталях.

Коефіцієнти $\beta_w^{(\kappa)}$ і $\beta_w^{(0)}$ визначаються як відношення границі витривалості деталі, виготовленої за діючою технологією, до границі витривалості аналогічного зразка (деталі), виконаного за стандартною технологією. Величина коефіцієнта β_w залежить від чистоти оброблення поверхні й міцності матеріалу. Ці залежності зображено на рисунках 3.4, 3.5.

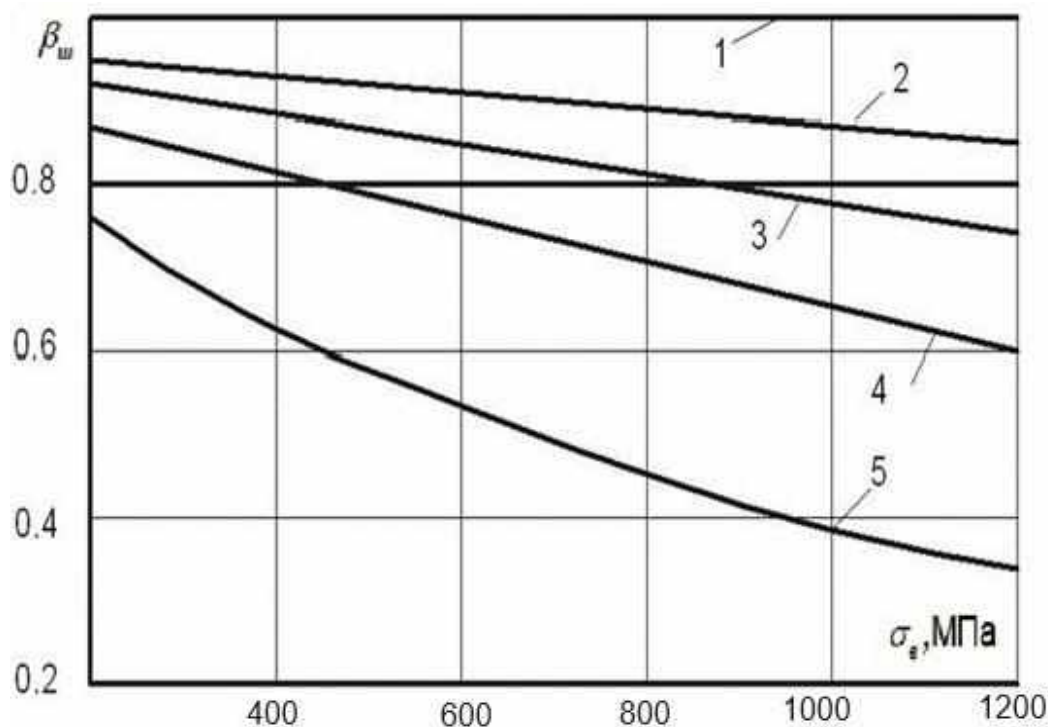


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнта β_w від границі міцності матеріалу (вуглецевої та легованої сталі):

1 – полірування; 2 – шліфування; 3 – тонке точіння; 4 – грубе точіння; 5 – наявність окалини

Практично виявлено існування впливу корозії на міцність від утомленості. Зі збільшенням часу напрацювання в корозійному середовищі й кількості циклів опір утомі безупинно знижується. Це пояснюється виникненням й розвитком корозійних мікротріщин, які стають додатковими джерелами концентрації напружень.

Зменшення границь витривалості внаслідок корозійного пошкодження поверхневого шару характеризується такими коефіцієнтами: $\beta_{кор}^{(\kappa)}$ – для деталей з концентрацією напружень; $\beta_{кор}^{(0)}$ – для гладких деталей. Цей коефіцієнт, що враховує вплив хімічної та фретинг-корозії, знаходять за даними випробувань деталей з характерними корозійними пошкодженнями. За відсутності експериментальних даних допускається використання графіків залежності (рисунок 3.6) або формул

$$\beta_{\text{кор}} = \begin{cases} 0,9 \dots 1,0 & \text{при } 0,01 < h \leq 0,04; \\ (0,055 \dots 0,6) \lg h & \text{при } h > 0,04, \end{cases} \quad h = 2,5h_{\text{сер}} = 1,4h_{\text{max}}, \quad (3.29)$$

де $h_{\text{сер}}, h_{\text{max}}$ – відповідно середня й максимальна глибина корозійного пошкодження в перерізах зразків або деталей, мм.

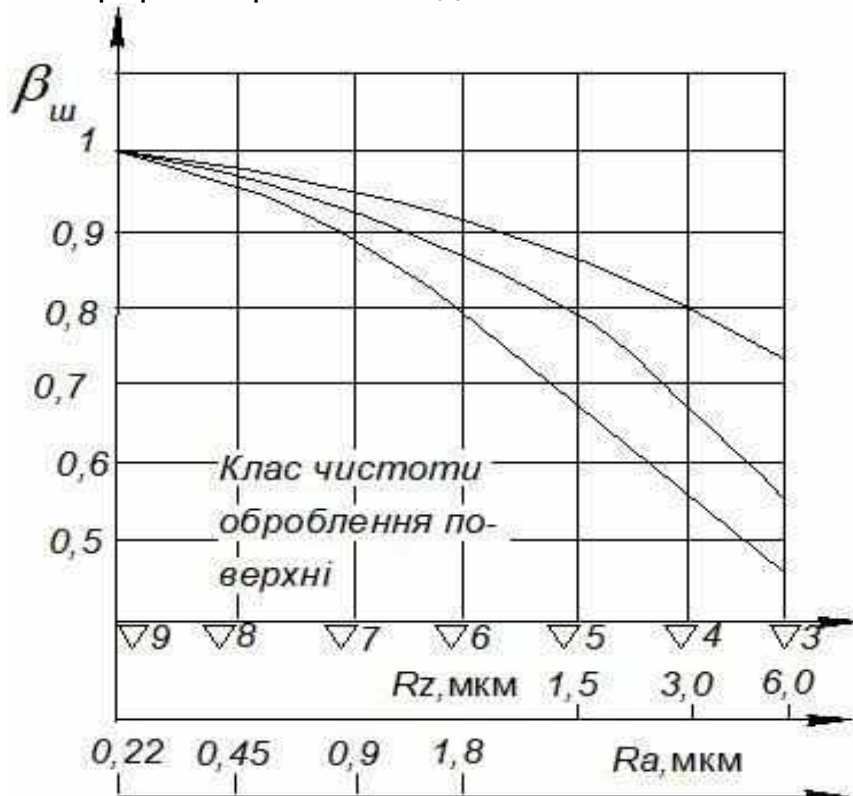


Рисунок 3.5 – Залежність коефіцієнта $\beta_{\text{ш}}$ від чистоти оброблення поверхні:

1 – нікелеві жароміцні сплави; 2 – високоміцні жаростійкі сталі; 3 – високоміцні жаростійкі сталі та титанові сплави

Особливо сильно корозія впливає на сталі з високою границею міцності. Одним з ефектних методів збільшення границі витривалості у випадку корозії є створення стискальних напружень у поверхневих шарах (обдування дробом, обкатка тощо).

Застосування титану замість сталі часто різко підвищує міцність від утомленості завдяки його антикорозійним властивостям. Для ослаблення корозійного впливу застосовують також різні покриття (хромування, полімерні покриття).

У з'єднаннях, виконаних за допомогою щільних посадок (пресових, замкових тощо), під впливом змінних напружень виникають мікрозміщення ($\approx 0,0025$ мм), що призводять до руйнування поверхневого шару. У зоні контакту відбуваються не тільки механічні процеси – наприклад, знос, а й фізико-хімічні – окиснення тощо. За наявності фретинг-корозії $\beta_{\text{кор}} = 0,4 \dots 0,6$ (для пресових з'єднань деталей із середньовуглецевих легированих сталей).

Для зменшення впливу фретинг-корозії підвищують твердість контактних поверхонь з допомогою поверхневого наклепу, а також застосовують м'які покриття (обміднення, сріблення, полімерні плівки). Коефіцієнти $\beta_{зм}$ дорівнюють відношенню границь витривалості деталей, виготовлених за зміцнювальною технологією, до границь витривалості деталей, виготовлених без її застосування.

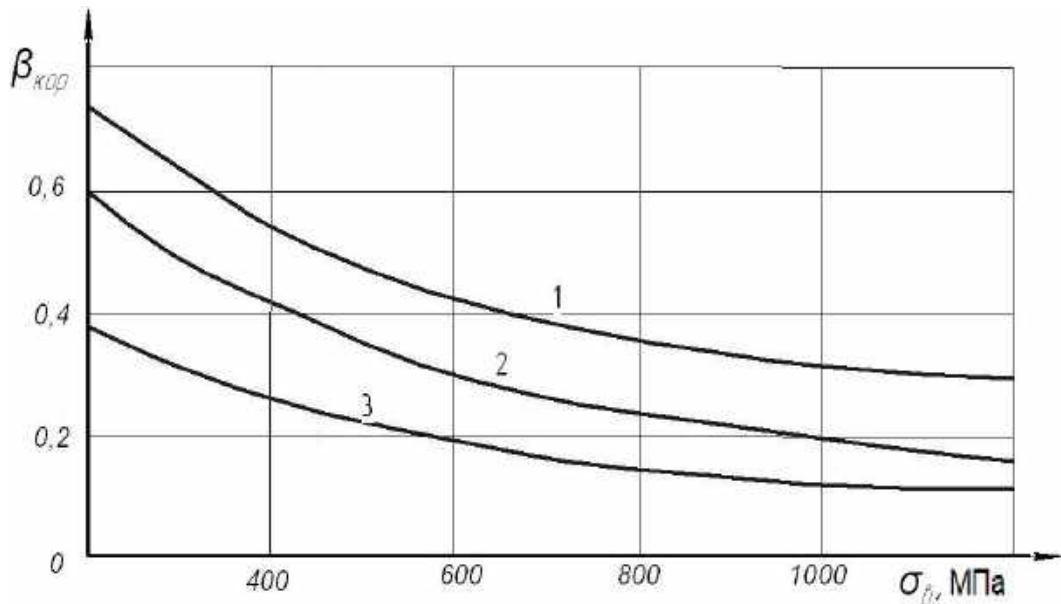


Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта $\beta_{кор}$ від границі міцності матеріалу деталі:

1 – прісна вода (зразок без концентрації напружень); 2 – прісна вода (зразок з концентрацією напружень, а також без концентрації напружень в морській воді); 3 – морська вода (зразок із концентрацією напружень)

Ефект пластикового деформування виявляється більшою мірою в деталях з матеріалів підвищеної міцності (твердості) і за наявності концентрації напружень. Хіміко-термічне оброблення забезпечує високу міцність поверхневого шару, що підвищує його зносостійкість. Унаслідок фізико-хімічних процесів у поверхневих шарах утворюються також залишкові напруження стиснення.

Загартування струмами високої частоти підвищує міцність поверхневих шарів завдяки залишковим напруженням, що виникають у деталі після її охолодження.

Коефіцієнти $\beta_{зм}$ для основних технологічних методів зміцнення наведено в таблиці 3.2.

Коефіцієнти ψ_σ і ψ_τ , що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу, для сталей можна брати за даними таблиці 3.3. Для титанових і легких сплавів $\psi_\sigma \approx 0,2 \dots 0,3$ [17].

Крім перелічених конструктивних і технологічних факторів на кількість циклів до руйнування $M\{N_p^*\}$ також впливають паузи в навантаженні,

короткочасні перевантаження вище границі витривалості, піки змінних навантажень, мікроструктура матеріалу та ін. Вплив цих факторів є незначним, і зазвичай в конструкторських розрахунках його не враховують.

Таблиця 3.2

Основні технологічні методи зміцнення	β_{3M}
Залишкові напруження в поверхневому шарі після механічного оброблення	1,1...1,4
Залишкові напруження в поверхневому шарі після термічного оброблення	1,2...1,5
Залишкові напруження в поверхневому шарі після хіміко-термічного оброблення	1,1...1,3
Зміцнювальне термічне оброблення (нагрівання до помірних температур і швидке охолодження поверхні для створення стискальних залишкових напружень)	1,6...2,5
Зміцнення шляхом хіміко-термічного оброблення (цементация, азотування, ціанування тощо)	1,3...1,5

Таблиця 3.3

Тип деформації	σ_e , МПа				
	350...550	520...750	700...1000	1000...1200	1200...1400
Згин і розтягнення ψ_σ	0	0,05	0,1	0,2	0,25
Кручення ψ_τ	0	0	0,05	0,1	0,15

4. Для матеріалу деталі при відомих напруженнях σ_i з Додатка К беремо кількість циклів до руйнування $\lg N_i^*$ (i – кількість точок у таблицях для заданої температури).

5. За даними таблиць статистичних характеристик міцності конструкційних матеріалів [2, 5] (див. Додаток В) знаходимо математичне сподівання границі міцності $M\{\sigma_e\}$, границю текучості $M\{\sigma_m\}$.

6. Порівнюємо величину σ_a^* зі статистичними характеристиками міцності конструкційних матеріалів.

В області малоциклової втоми (див. рисунок 3.1), коли $\sigma_a^* > M\{\sigma_m\}$, кількість циклів знаходимо з рівняння (3.19). З урахуванням того, що пряма проходить через точку A_2 , отримуємо

$$C_1 = \sigma_e^{m_1},$$

де σ_e – границя міцності. Наближено для точки А можна брати $\sigma_1 \approx \sigma_m$, де σ_m – границя текучості.

Кількість циклів N_1^* , що відповідає переходу в малоциклову область, визначається так:

$$N_1^* \approx \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_T} \right)^{m_1}. \quad (3.30)$$

Виконавши нескладні перетворення, отримуємо параметри рівняння кривої витривалості:

$$m_1 \approx \frac{\lg \left(\frac{C}{\sigma_m^m} \right)}{\lg \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_m} \right)}; \quad (3.31)$$

$$C_1 \approx \sigma_T^{m_1-m} C; \quad (3.32)$$

$$M \{ N_p^* \} = \frac{C_1}{\sigma_a^{* m_1}}. \quad (3.33)$$

Якщо $\sigma_a^* < M \{ \sigma_m \}$, то параметри кривої витривалості є такими:

$$m = \frac{\lg N_2^* - \lg N_1^*}{\lg \sigma_1 - \lg \sigma_2}; \quad (3.34)$$

$$C = \sigma_1^m N_1^*; \quad (3.35)$$

$$M \{ N_p^* \} = \frac{C}{\sigma_a^{* m}}. \quad (3.36)$$

7. Знаходимо середньоквадратичне відхилення кількості циклів до руйнування:

$$\sigma_{N_p^*} = 10^{\lg [M(N_p^*)]} - 10^{\lg [M(N_p^*)] - \sigma_{\lg [N_p^*]}}. \quad (3.37)$$

Значення $\sigma_{\lg [N_p^*]}$ можна брати з таблиць, наведених у роботі [5] (див. Додаток К).

Обчислюємо можливість неруйнування деталі за ресурс роботи двигуна (див. формулу (3.8)). Для $X \leq 5,9$ функцію ймовірностей $F(X)$ беремо з роботи [5]. Якщо $X > 5,9$, то $F(X) = 1 - b \cdot 10^{-a}$ [6].

3.1.2 Приклад виконання розрахунку

За умовами застосування задаємо тривалість одного циклу роботи двигуна. Оскільки двигун призначено для роботи на газоперекачувальних

станціях, $\tau_n = 25$ год, а ресурс $\tau_p = 50000$ год. Кількість циклів за термін експлуатації двигуна визначається формулою (3.12):

$$n_n = \frac{\tau_p}{\tau_n} = \frac{50000}{25} = 2000.$$

Кількість режимів запуску за ресурс – це сума:

- кількості проб перед циклом використання – $n_2 = n_n = 2000$;
- кількості циклів використання – $n_3 = n_n = 2000$;
- кількості перевірок після регламентних робіт – $n_4 = \frac{\tau_p}{500} = 100$;
- кількості перерваних запусків двигуна – $n_5 = 0,005 \cdot 2000 = 10$.

Отже, в експлуатації за ресурс максимальна кількість режимів запуску

$$(N_p)_{max} = n_2 + n_3 + n_4 + n_5 = 2000 + 2000 + 100 + 10 = 4110,$$

мінімальна

$$(N_p)_{min} = n_3 + n_4 = 2000 + 100 = 2100.$$

Визначаємо $M\{N_p\}$ і σ_{N_p} :

$$M\{N_p\} = \frac{(N_p)_{max} + (N_p)_{min}}{2} = \frac{4110 + 2100}{2} = 3105;$$

$$\sigma_{N_{зл}} = \frac{(N_p)_{max} - M\{N_p\}}{3} = \frac{4110 - 3105}{3} = 335.$$

Розраховуємо середнє σ_m та амплітудне σ_a напруження пульсуючого циклу: $\sigma_m = \sigma_a = 0,5\sigma_{max} = 0,5 \cdot 190,32 = 95,16$ МПа (див. рисунок 2.9).

Обчисливши коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень $q_\sigma = 0,6$ (ЖС6К – конструкційна легована сталь) і теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $\alpha_\sigma = 1,2$, знаходимо ефективний коефіцієнт концентрації напружень

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,7(1,2 - 1) = 1,14.$$

Визначаємо коефіцієнт, який ураховує вплив поверхневого стану і зміцнення, причому $\varepsilon_\infty = 0,4$ для литих матеріалів, $\lambda = 0,02$:

$$\varepsilon_\delta = \varepsilon_\infty + (1 - \varepsilon_\infty)e^{-\lambda d} = 0,4 + (1 - 0,4)e^{-0,02 \cdot 55} = 0,6.$$

Коефіцієнт β_σ залежить від трьох факторів:

1. *Шорсткість*. Значення температури 1103 К беремо з таблиці 2.4 для небезпечного перерізу (у цьому випадку це третій переріз за даними, показаними на рисунку 2.9). У Додатку В для матеріалу ЖС6К і температури 1103 К знаходимо $\sigma_\epsilon = 860$ МПа (слід зазначити, що температури в Додатку В наведено в градусах Цельсія, а в таблиці 2.3 – у кельвінах). Для шліфованої деталі з $\sigma_\epsilon = 860$ МПа згідно з рисунком 3.4 визначаємо, що $\beta_w = 0,9$.

2. *Корозійні пошкодження*. Для деталі, виконаної з концентраторами напруження і яка буде використовуватися далеко від моря (тобто агресивним середовищем будуть пари прісної води), визначаємо $\beta_{кор} = 0,22$ (див. рисунок 3.6, крива 2).

3. *Зміцнення*. Метод зміцнення вибираємо з таблиці 3.2: зміцнювальне термічне оброблення, нагрівання до помірних температур і швидке охолодження поверхні для створення стискальних залишкових напружень. Отже, беремо $\beta_{зм} = 2$.

Тоді

$$\beta_\sigma^{(\kappa)} = \beta_w^{(\kappa)} \beta_{кор}^{(\kappa)} \beta_{зм}^{(\kappa)} = 0,9 \cdot 0,22 \cdot 2 = 0,396.$$

Визначаємо коефіцієнт ψ_σ з таблиці 3.3: для робочих лопаток ГТД основними видами деформації є згин і розтяг (для матеріалу ЖС6К і температури 1103 К знаходимо $\sigma_\epsilon = 860$ МПа). Отже, $\psi_\sigma = 0,1$.

Після визначення всіх коефіцієнтів, що входять у рівняння (3.23), можна знайти граничну амплітуду змінних напружень:

$$\sigma_a^* = \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m = \frac{1,14}{0,6 \cdot 0,396} 95,16 + 0,1 \cdot 95,16 = 466,1 \text{ МПа}.$$

Випишуємо статистичні дані щодо витривалості із Додатка К:

Матеріал	t, °C	σ , МПа	lg N*	$\sigma_{lg N}$
ЖС6К	800	441,5	7	-
		392,4	8	-

З Додатка Г випишуємо механічні дані:

Матеріал	Температура випробувань, °C	Границя міцності σ_ϵ , МПа	Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа
ЖС6К	830	860	730

Для $\sigma_\epsilon - \lg N^* = 0$, а для $\sigma_{0,2} - \lg N^* = 3$.

За цими даними на рисунку 3.7 будуємо криву витривалості, а також лінію граничних амплітуд змінних напружень σ_a^* . Точка перетину цих графіків є шуканим значенням, тобто кількістю циклів до руйнування.

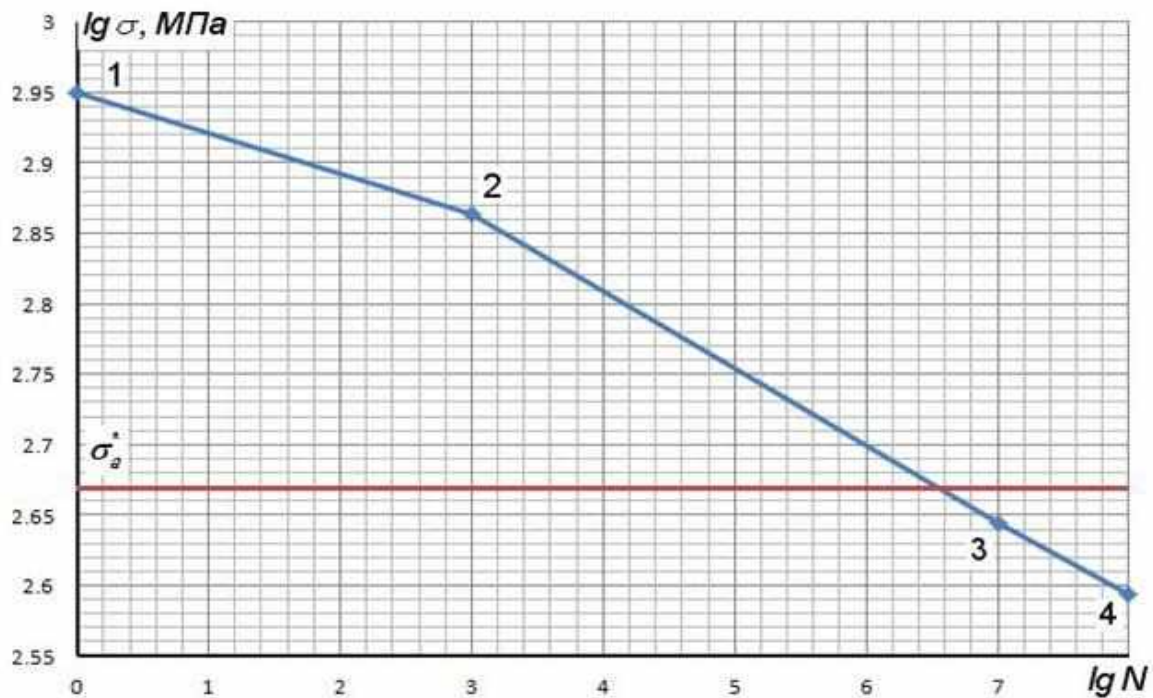


Рисунок 3.7 – Крива витривалості матеріалу ЖС6К для температури 800 °С

Для точного визначення кількості циклів до руйнування використовуємо рівняння кривої витривалості $c = \sigma^m N^*$, параметри якої знаходимо за формулами (3.34) і (3.35). Оскільки лінія граничних амплітуд змінних напружень σ_a^* перетинає криву витривалості між точками 2 і 3, то маємо таке:

$$\lg N_2^* = 7, \lg N_1^* = 3, \lg \sigma_1 = \lg(730) = 2,8633, \lg \sigma_2 = \lg(441,5) = 2,6449;$$

$$m = \frac{7 - 3}{2,8633 - 2,6449} = 18,31; c = \sigma_1^m N_1^* = 730^{18,31} \cdot 10^3 = 2,6757 \cdot 10^{55}.$$

На основі цих даних за формулою (3.36) визначаємо математичне сподівання кількості циклів навантаження до руйнування:

$$M\{N_p^*\} = \frac{2,6757 \cdot 10^{55}}{466,1^{18,31}} = 3,6947 \cdot 10^6.$$

Оскільки табличного значення $\sigma_{\lg N^*}$ немає, візьмемо таке: $\sigma_{\lg N^*} = 0,1$.

Тоді

$$\sigma_{N_p^*} = 10^{\lg[M(N_p^*)]} - 10^{\lg[M(N_p^*)] - \sigma_{\lg[N_p^*]}} = 10^{6,5676} - 10^{6,5676-0,1} = 779932.$$

Тепер визначаємо математичне сподівання величини накопичених пошкоджень за формулою (3.10):

$$M\{\Pi\} = \frac{M\{N_p\}}{M\{N_p^*\}} = \frac{3105}{3,6947 \cdot 10^6} = 0,00138.$$

За формулою (3.11) обчислюємо середньоквадратичне відхилення величини накопичених пошкоджень:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p} \right)_H &= \frac{1}{M\{N_p^*\}} = \frac{1}{3,6947 \cdot 10^6} = 2,7066 \cdot 10^{-7}; \\ \left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p^*} \right)_H &= -\frac{M\{N_p\}}{[M\{N_p^*\}]^2} = -\frac{3105}{(3,6947 \cdot 10^6)^2} = -3,7397 \cdot 10^{-10}; \\ \sigma_\Pi &= \sqrt{\left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p} \right)_H^2 \sigma_{N_p}^2 + \left(\frac{\delta \Pi}{\delta N_p^*} \right)_H^2 \sigma_{N_p^*}^2} = \\ &= \sqrt{(2,7066 \cdot 10^{-7})^2 \cdot 335^2 + (3,7397 \cdot 10^{-10})^2 \cdot 779932^2} = \\ &= \sqrt{9,33 \cdot 10^{-8}} = 9,163 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

Визначаємо можливість безвідмовної роботи наприкінці виробленого ресурсу $\tau_p = 50000$ год:

$$\begin{aligned} P_n(t) &= \frac{F\left(\frac{1-M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right) + F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right) - 1}{F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_n}\right)} = \frac{F\left(\frac{1-0,00138}{9,163 \cdot 10^{-4}}\right) + F\left(\frac{0,00138}{9,163 \cdot 10^{-4}}\right) - 1}{F\left(\frac{0,00138}{9,163 \cdot 10^{-4}}\right)}; \\ P_n(t) &= \frac{F(1089) + F(151) - 1}{F(151)} = \frac{1 + 0,94630 - 1}{0,94630} = 1. \end{aligned}$$

3.2 Розрахунок надійності деталі з урахуванням тривалої міцності

Для більшості конструкційних матеріалів при нормальній температурі статична міцність практично не залежить від часу дії навантаження. З підвищенням температури механічні властивості матеріалів змінюються: гра-

ниці міцності, пропорційності й текучості, а також модуль пружності зменшуються, пластичність зазвичай підвищується, але при деяких температурах може і знижуватися. Тому при високих температурах визначають не тільки звичайні механічні характеристики під час короточасних випробувань, але й характеристики під час тривалої роботи. Міцність матеріалу тоді називають тривалою міцністю.

Тривала міцність σ_{mp}^t є основною характеристикою матеріалу, що визначає можливість застосування його для навантажених гарячих деталей ГТД (робочих лопаток і дисків турбіни, корпусів та оболонок, опор, валів).

Границя тривалої міцності – це постійне напруження, прикладене до зразка або деталі при постійній температурі, що спричиняє їх руйнування протягом заданого проміжку часу.

Час до руйнування t_p зв'язаний з діючим напруженням σ рівнянням [14]

$$t_p = \frac{A}{\sigma^n}, \quad (3.38)$$

де A і n – коефіцієнти, постійні для конкретних матеріалів і температури.

В умовах експлуатації деталей ГТД працює поетапно на різних режимах навантаження. Для оцінювання впливу різних режимів навантаження на довговічність деталей використовуються різні гіпотези щодо підсумовування пошкоджень. У гіпотезі про лінійне підсумовування пошкоджень вплив різних режимів навантаження на вичерпання тривалої міцності можна оцінити таким чином.

При роботі на різних режимах кожен режим тією чи іншою мірою вичерпує довговічність. Якщо час до руйнування деталі при роботі тільки на одному режимі позначити t_{p1} при напруженні σ_1 і температурі t_1 (тобто довговічність деталі при цих умовах навантаження), t_{p2} – час до руйнування деталі при навантаженні σ_2 і температурі t_2 , t_{pm} – час до руйнування при σ_m і t_m , то при роботі протягом години на кожному з таких режимів довговічність буде вичерпана на таке значення:

$$\frac{1}{t_{p1}}, \frac{1}{t_{p2}}, \dots, \frac{1}{t_{pm}}.$$

Якщо позначити частку напрацювання на окремих режимах при сумарному напрацюванні за одну годину $C_1, C_2, \dots, C_m$, причому $C_1 + C_2 + C_3 + \dots + C_m = 1$, то кожен режим протягом години роботи буде вичерпувати відповідні частки ресурсу:

$$\frac{C_1}{t_{p1}}, \frac{C_2}{t_{p2}}, \dots, \frac{C_m}{t_{pm}},$$

і всього за одну годину довговічність вичерпається, тобто

$$\frac{C_1}{t_{p1}} + \frac{C_2}{t_{p2}} + \dots + \frac{C_m}{t_{pm}} = \sum_{i=1}^m \frac{C_i}{t_{pi}}. \quad (3.39)$$

Оцінюючи накопичені пошкодження, необхідно враховувати вплив повторності навантаження на тривалу міцність. Відомо, що тривала міцність, отримана при повторних випробуваннях, є меншою за границю міцності при безперервних випробуваннях [14]. Якщо провести серію дослідів з повторним навантаженням, то можна визначити коефіцієнт чутливості до повторних випробувань K_z як відношення границі тривалої міцності, отриманої при повторних навантаженнях, до звичайного значення границі тривалої міцності (при тій же довговічності):

$$K_z = \frac{(\sigma_{mp}^t)_z}{\sigma_{mp}^t}. \quad (3.40)$$

Зазвичай $K_z < 1$. Це означає, що з урахуванням чутливості до повторних навантажень окремі довговічності t_{pi} у формулі для визначення накопичених пошкоджень мають бути меншими, ніж при безперервній роботі, що умовно відповідає більшим фіктивним напруженням:

$$\sigma_\phi = \frac{1}{K_z} \sigma_p. \quad (3.41)$$

3.2.1 Порядок виконання розрахунку

1. Для узагальненого польотного циклу визначаємо тривалість роботи на кожному режимі у відсотках.

2. Оскільки напруження від відцентрових сил є пропорційними квадрату кутової швидкості, напруження деталі на усіх режимах роботи двигуна виражаємо через напруження на максимальному режимі, тобто приблизно оцінюємо за формулою

$$(\sigma_p)_i = (\sigma_p)_{\max} \frac{\omega_i^2}{\omega_{\max}^2}, \quad (3.42)$$

де $(\sigma_p)_i$ і ω_i – напруження в деталі і кутова швидкість на певному режимі експлуатації; $(\sigma_p)_{\max}$ і $\omega_{\max}$ – напруження і кутова швидкість на максимальному

режимі (для якого проводився розрахунок міцності).

3. Для матеріалу деталі (таблиця 3.4) визначаємо коефіцієнт чутливості до повторних навантажень K_z .

Таблиця 3.4

Матеріал деталі	Температура випробування, К	K_z при кількості циклів	
		100	1000
37X12H818МФБ	873	0,94	0,91
	973	0,78	0,67
40X15H717Ф2МС	1073	0,90	0,85
ХН77ТЮР	823	0,93	0,92
	1023	0,75	0,67
	1079	0,92	0,89
ЖС6К	1273	0,75	0,67

4. Обчислюємо фіктивне напруження на кожному режимі експлуатації:

$$(\sigma_\phi)_i = \frac{1}{K_z} (\sigma_p)_i. \quad (3.43)$$

5. Визначаємо температуру деталі на кожному режимі за формулою

$$T_i = \bar{T} T_{\max}, \quad (3.44)$$

де $T_{\max}$ – температура на максимальному режимі (для якого проводився розрахунок міцності); $\bar{T}$ – коефіцієнт відношення температури. Цей коефіцієнт залежить від режиму роботи $\bar{n}$ (рисунки 3.8):

$$\bar{n} = \frac{\omega_i}{\omega_{\max}} = \frac{n_i}{n_{\max}},$$

де n_i і ω_i – частота обертання і кутова швидкість на певному режимі експлуатації; $n_{\max}$ і $\omega_{\max}$ – частота обертання і кутова швидкість на максимальному режимі (для якого проводився розрахунок міцності).

6. З таблиць, наведених у роботі [17], виписуємо статистичні характеристики матеріалу. За формулою (2.15) для кожного значення напруження тривалої міцності визначаємо параметр Ларсона – Міллера, після чого апроксимуємо його функцією $P_{\text{лм}} = P_{\text{лм}}(\sigma)$.

7. Визначаємо час до руйнування t_{pi} на кожному режимі експлуатації. Підставляємо в рівняння (2.14) напруження, розраховані за формулою (3.42). Далі з (2.15) знаходимо час до руйнування:

$$t_{pi} = 10^{\frac{P_{\text{лм}i} - C}{T_i}}. \quad (3.45)$$

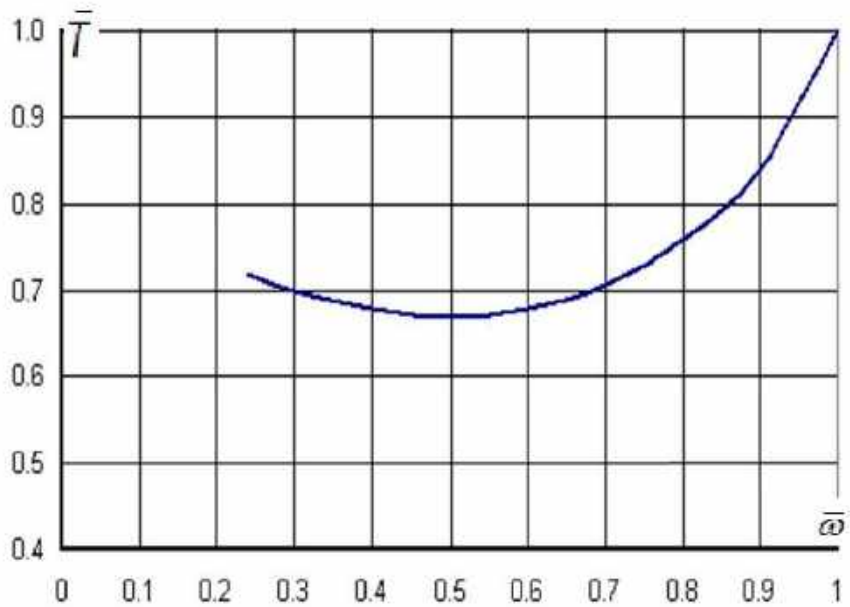


Рисунок 3.8 – Графік залежності коефіцієнта відношення температури від режиму роботи

8. На кожному режимі роботи визначаємо A_i і n_i .

9. Обчислюємо відносні накопичені пошкодження за час експлуатації:

$$M\{\Pi\} = \sum_{i=1}^n M\{\Pi_i\} = \sum_{i=1}^n M\left\{\frac{\tau_i}{t_{pi}}\right\} = \sum_{i=1}^n M\left\{\frac{C_i \tau_e}{t_{pi}}\right\}, \quad (3.46)$$

де τ_e – сумарне напрацювання двигуна; Π_i – відносні накопичені пошкодження на i -му режимі; τ_i – напрацювання на i -му режимі; t_{pi} – час роботи до руйнування на i -му режимі.

10. Розраховуємо дисперсію випадкової величини Π за допомогою теорему про математичне сподівання та дисперсію лінійної функції [13]:

$$\sigma_{\Pi}^2 = \sum_{i=1}^n \sigma_{\Pi_i}^2; \quad (3.47)$$

$$\sigma_{\Pi_i}^2 = \left(\frac{\partial \Pi_i}{\partial \tau_i}\right)_H^2 \sigma_{\tau_i}^2 + \left(\frac{\partial \Pi_i}{\partial (t_{pi})}\right)_H^2 \sigma_{(t_{pi})}^2, \quad (3.48)$$

де коефіцієнтами впливу є

$$\left(\frac{\partial \Pi_i}{\partial \tau_i}\right)_H = \frac{1}{(t_{pi})}; \quad \left(\frac{\partial \Pi_i}{\partial (t_{pi})}\right)_H = -\frac{\tau_i}{(t_{pi})^2}, \quad (3.49)$$

$$\tau_i = C_i \tau_e.$$

Дисперсія на розрахунковому режимі має вигляд

$$\sigma_{\tau_p}^2 = \left(\frac{\Delta \tau_p}{6} \right)^2; \quad \Delta \tau_p = (\tau_p)_{\max} - (\tau_p)_{\min}. \quad (3.50)$$

Наприклад, максимальний час напрацювання на злітному режимі $(\tau_p)_{\max}$ для двигуна, який використовується на літаку, складається з величин часу: перевірки перед польотом $0,5n_n$, хв; зльоту n_n , хв; виходу на друге коло (10 % від кількості польотів) $0,1n_n$, хв; перерваних зльотів (0,5...0,6 % від кількості польотів) $(0,005...0,006)n_n$, хв; перевірки після регламентних робіт (наприклад, через 150 год напрацювання) $(n_n - \text{кількість польотів (див. формулу (3.12))})$.

Отже, за час експлуатації максимальний час напрацювання на злітному режимі

$$(\tau_{\text{зл}})_{\max} = \frac{0,5\tau_e}{60\tau_n} + \frac{\tau_e}{60\tau_n} + \frac{0,1\tau_e}{60\tau_n} + \frac{(0,005...0,006)\tau_e}{60\tau_n} + \frac{1_e}{60 \cdot 150}, \quad (3.51)$$

де τ_n – час польоту.

Мінімальний час напрацювання на злітному режимі $(\tau_{\text{зл}})_{\min}$ складається з часу перевірки перед польотом $0,5n_n$, хв, часу зльоту n_n , хв, і часу перевірки після регламентних робіт (наприклад, через 150 год напрацювання) [14].

На всіх інших режимах роботи $\sigma_{\tau_i}^2 = \left(\frac{C_i \tau_e}{3} \right)^2$.

Дисперсію випадкової величини $(t_{pi} - \text{час спрацювання до руйнування на } i\text{-му режимі})$ розраховуємо таким чином:

$$\sigma_{(t_{pi})}^2 = \left(\frac{\partial(t_{pi})}{\partial(\sigma_{pi})} \right)_H^2 \sigma_{(\sigma_{pi})}^2; \quad (3.52)$$

$$\left(\frac{\partial(t_{pi})}{\partial(\sigma_{pi})} \right)_H = \left[-\frac{n_i A_i}{(\bar{\sigma}_{\phi})_i^{n_i+1}} \right]_H; \quad (3.53)$$

$$\sigma_{(\sigma_{pi})}^2 = \left(\frac{\omega_i}{\omega_{\max}} \right)^4 \sigma_{(\sigma_p)\max}^2, \quad (3.54)$$

де $\sigma_{(\sigma_p)\max}^2$ – величина, яку беремо з розрахунку надійності з урахуванням раптових відмов.

Обчислюємо ймовірність неруйнування деталі під час експлуатації двигуна:

$$P_n(t_e) = \frac{F\left(\frac{1-M\{\Pi\}}{\sigma_\Pi}\right) + F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_\Pi}\right) - 1}{F\left(\frac{M\{\Pi\}}{\sigma_\Pi}\right)}. \quad (3.55)$$

3.2.2 Приклад виконання розрахунку

Як уже зазначалося раніше, двигун призначено для роботи на газоперекачувальних станціях. На рисунку 3.9 зображено приблизно цикл роботи двигуна під час його експлуатації.

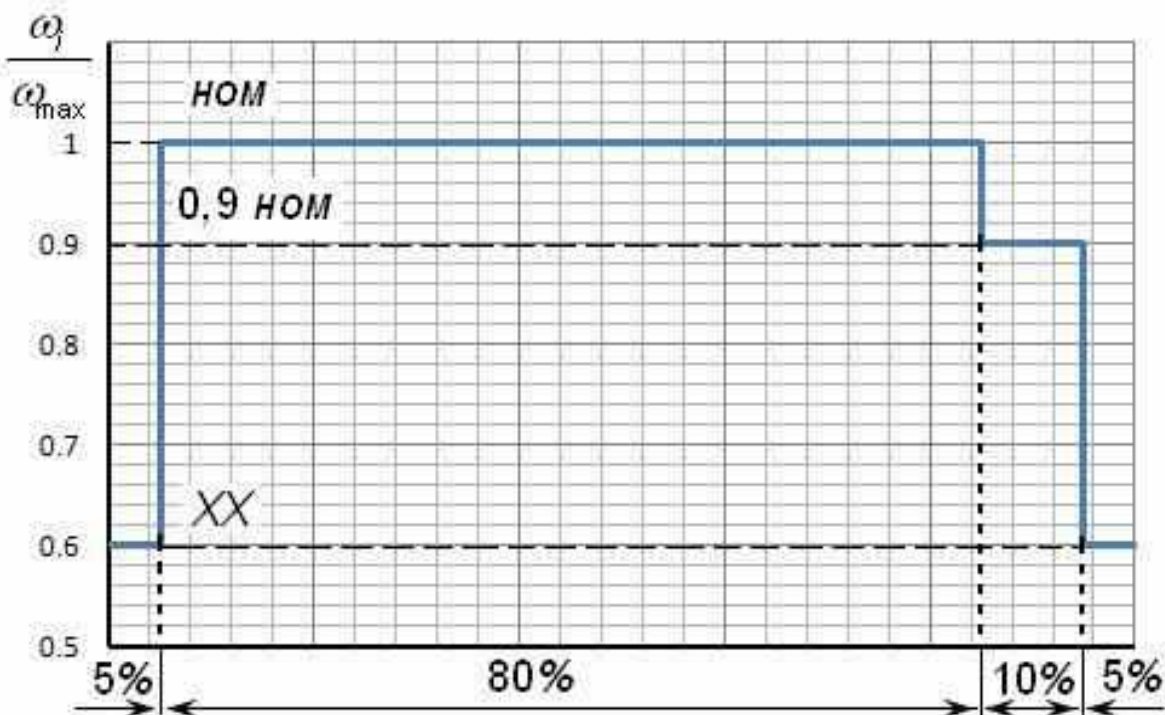


Рисунок 3.9 – Цикл роботи двигуна

Температуру визначаємо за рисунком 3.8, а напруження – за формулою (3.42) на кожному режимі експлуатації:

– режим холостого ходу (XX): $\frac{\omega_{xx}}{\omega_{\max}} = 0,6$; $\frac{T_{xx}}{T_{\max}} = 0,68$, $T_{xx} = 0,68T_{\max} = 0,68 \cdot 1103 = 750 \text{ К}$ ($T_{\max}$ беремо для небезпечної точки з таблиці 2.4, переріз 3), $(\sigma_p)_{xx} = (\sigma_p)_{\max} \frac{\omega_{xx}^2}{\omega_{\max}^2} = 190,32 \cdot 0,6^2 = 68,52 \text{ МПа}$ ($(\sigma_p)_{\max}$ також беремо для небезпечної точки (див. рисунок 2.9));

– номінальний режим (ном): $\frac{\omega_{ном}}{\omega_{max}} = 1$; $\frac{T_{ном}}{T_{max}} = 1$, тоді $T_{ном} = 1103 \text{ К}$,

$$(\sigma_p)_{ном} = 190,32 \text{ МПа};$$

– 0,9 номінального режиму (0,9 ном): $\frac{\omega_{0,9 ном}}{\omega_{max}} = 0,9$; $\frac{T_{0,9 ном}}{T_{max}} = 0,84$, тоді

$$T_{0,9 ном} = 0,84 \cdot 1103 = 926,5 \text{ К}, (\sigma_p)_{0,9 ном} = 190,32 \cdot 0,9^2 = 154,2 \text{ МПа}.$$

Для матеріалу ЖС6К з таблиці 3.4 визначаємо коефіцієнт чутливості до повторного навантаження: $K_z = 0,89$. Розраховуємо фіктивне напруження на кожному режимі за формулою (3.43):

$$(\sigma_\phi)_{xx} = \frac{1}{K_z} (\sigma_p)_{xx} = \frac{68,52}{0,89} = 76,99 \text{ МПа};$$

$$(\sigma_\phi)_{ном} = \frac{190,32}{0,89} = 213,8 \text{ МПа};$$

$$(\sigma_\phi)_{0,9 ном} = \frac{154,2}{0,89} = 173,3 \text{ МПа}.$$

Визначаємо час роботи на кожному режимі за формулою (3.45), а параметр Ларсона – Міллера за залежністю (2.16):

$$(P_{лм})_i = \frac{2247,4 - (\sigma_\phi)_i}{0,0751};$$

$$(P_{лм})_{xx} = \frac{2247,4 - 76,99}{0,0751} = 28900, \quad t_{рxx} = 10^{\frac{P_{лмxx} - C}{T_{xx}}} = 10^{\frac{28900 - 20}{750}} = 10^{38} \text{ год};$$

$$(P_{лм})_{ном} = \frac{2247,4 - 213,8}{0,0751} = 27078, \quad t_{рном} = 10^{\frac{27078 - 20}{1103}} = 10^{4,55} \text{ год};$$

$$(P_{лм})_{0,9 ном} = \frac{2247,4 - 173,3}{0,0751} = 27618, \quad t_{р0,9 ном} = 10^{\frac{27618 - 20}{926,5}} = 10^{9,81} \text{ год}.$$

Розраховуємо час роботи на кожному режимі. Кількість циклів для заданого ресурсу $n_n = 2000$, тривалість одного циклу $\tau_n = 25$ год (див. пункт 3.1.2), тоді, скориставшись рисунком 3.9, отримуємо:

$$\tau_{xx} = C_{xx} \tau_n n_n = (0,05 + 0,05) \cdot 25 \cdot 2000 = 5000 \text{ год};$$

$$\tau_{ном} = C_{ном} \tau_n n_n = 0,8 \cdot 25 \cdot 2000 = 40000 \text{ год};$$

$$\tau_{0,9 ном} = C_{0,9 ном} \tau_n n_n = 0,1 \cdot 25 \cdot 2000 = 5000 \text{ год}.$$

За формулою (3.46) обчислюємо відносні накопичені пошкодження за час експлуатації на всіх режимах:

$$M\{\Pi\} = \frac{\tau_{xx}}{t_{xx}} + \frac{\tau_{ном}}{t_{ном}} + \frac{\tau_{0,9\text{ ном}}}{t_{0,9\text{ ном}}} = \frac{5000}{10^{38}} + \frac{40000}{10^{4,55}} + \frac{5000}{10^{9,81}} = 5 \cdot 10^{-35} + 1,13 + 7,7 \cdot 10^{-7} \approx 1,13.$$

Оскільки основний внесок у величину накопичених пошкоджень дає номінальний режим, то й дисперсію накопичених пошкоджень будемо знаходити тільки для цього режиму:

$$\sigma_{\tau_{ном}}^2 = \left(\frac{\tau_{ном}}{3} \right)^2 = \left(\frac{40000}{3} \right)^2 = 1,77 \cdot 10^8.$$

Визначаємо параметри кривої тривалої міцності для номінального режиму. Для цього необхідно мати щонайменше дві точки. Параметри для першої точки було розраховано раніше: $t_{p_{ном1}} = 10^{4,55}$ год, $(\sigma_{\phi})_{ном1} = 213,8$ МПа. Другу точку знайдемо для часу 40000 год. За формулою (2.15) визначаємо параметр Ларсона – Міллера:

$$P_{лм} = T(\lg \tau_p + C) = 1103(\lg 40000 + 20) = 27136.$$

Далі обчислюємо границю тривалої міцності:

$$(\sigma_{\phi})_{ном2} = -0,0751P_{лм} + 2247,4 = -0,0751 \cdot 27136 + 2247,4 = 209,5 \text{ МПа}.$$

За формулами (2.11) визначаємо $n_{ном}$, $A_{ном}$:

$$n_{ном} = \frac{\lg \frac{40000}{10^{4,55}}}{\lg \frac{213,8}{209,5}} = \frac{0,0521}{0,0088} = 5,9; \quad A_{ном} = 213,8^{5,9} \cdot 10^{4,55} = 1,9817 \cdot 10^{18}; \quad (3.56)$$

$$\left(\frac{\partial(t_{рном})}{\partial(\sigma_{рном})} \right)_H = - \frac{5,9 \cdot 1,9817 \cdot 10^{18}}{213,8^{5,9+1}} = -979,12;$$

$$\sigma_{(t_{рном})}^2 = \left(\frac{\partial(t_{рном})}{\partial(\sigma_{рном})} \right)_H^2 \sigma_{(\sigma_{рном})}^2 = (-979,12)^2 \cdot 37,51 = 35960078,75;$$

$$\left(\frac{\partial \Pi_{ном}}{\partial \tau_{ном}} \right)_H = \frac{1}{(t_{рном})} = \frac{1}{10^{4,55}} = 10^{-4,55};$$

$$\left(\frac{\partial \Pi_{ном}}{\partial(t_{рном})} \right)_H = - \frac{\tau_{ном}}{(t_{рном})^2} = - \frac{40000}{(10^{4,55})^2} = 3,034 \cdot 10^{-5}.$$

І, нарешті, розраховуємо дисперсію випадкової величини Π :

$$\sigma_{\Pi_{\text{НОМ}}}^2 = (10^{-4,55})^2 \cdot 1,77 \cdot 10^8 + (3,034 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 35960078,75 = 0,174;$$

$$\sigma_{\Pi}^2 = \sigma_{\Pi_{\text{НОМ}}}^2, \quad \sigma_{\Pi} = \sqrt{0,174} = 0,42.$$

Обчислюємо ймовірність неруйнування деталі за час експлуатації двигуна:

$$P_n(t_e) = \frac{F\left(\frac{1-1,13}{0,42}\right) + F\left(\frac{1,13}{0,42}\right) - 1}{F\left(\frac{1,13}{0,42}\right)} = \frac{F(0,31) + F(2,69) - 1}{F(2,69)} =$$

$$= \frac{1 - 0,6217 + 0,996427 - 1}{0,996427} = 0,376.$$

Висновок. Під час розрахунку надійності деталі з урахуванням тривалої міцності було визначено, що деталь не має достатнього рівня надійності при напрацюванні 50000 год. Отже, або ресурс деталі має бути меншим, або необхідно застосувати інший матеріал для виготовлення.

3.3 Розрахунок ймовірності неруйнування деталі двигуна в будь-який заданий проміжок часу

Постійні відмови не підпорядковуються умовам найпростішого потоку. Дійсно, оскільки параметри міцності деталі з часом змінюються, насамперед потік відмов невідновлюваних деталей є нестационарним. Неважко зрозуміти, що в такому потоці має вплив післядія, оскільки величина накопичених пошкоджень у певний момент часу залежить від того, яким було пошкодження при попередньому навантаженні. Іншими словами, ймовірність виникнення поступової відмови за певний проміжок часу залежить не тільки від зареєстрованого на початку цього проміжку часу накопиченого пошкодження, але й від того, наскільки сильно воно змінилося протягом попереднього проміжку часу.

Ймовірність неруйнування під час польоту

$$P_{n.ym}(t) = \frac{P_n(\tau_e + t_n)}{P_n(\tau_e)}, \quad (3.57)$$

де $P_n(\tau_e + t_n)$ – ймовірність неруйнування деталі в часовому проміжку від 0 до $(\tau_e + t_n)$; τ_e – час експлуатації двигуна; $P_n(\tau_e)$ – ймовірність неруйнування деталі в часовому проміжку від 0 до τ_e . Для визначення надійності протягом польоту необхідно розрахувати ймовірність неруйнування деталі при повторно-статичному навантаженні або з урахуванням тривалої міцності протягом часу

τ_e та $\tau_e + t_n$. Імовірність неруйнування деталі визначають за формулою (3.8), де величини $M\{P\}$ і σ_n знаходять для відповідного часу.

При різних режимах навантаження в умовах дії одного фактора або дії на конструкцію декількох факторів пошкодження сумарна величина відносних накопичених пошкоджень обчислюється на основі деякого правила (гіпотези), підтвердженого експериментальними дослідженнями. Існує безліч правил підсумовування пошкоджень, які підтверджуються експериментами в тих чи інших окремих випадках. В інженерній практиці найбільшого поширення набуло **правило лінійного підсумовування накопичених пошкоджень** (гіпотеза Пальмгрена – Майнера): якщо в процесі роботи конструкції фактори пошкодження та режими навантаження діють незалежно один від одного, то застосовують принцип лінійного підсумовування пошкоджень від дії кожного фактора пошкодження та режиму окремо [11]:

$$P_{\Sigma} = \sum_i \sum_j P_{ij}, \quad (3.58)$$

де індекс j відображає підсумовування за всіма факторами пошкодження, а індекс i – підсумовування за всіма режимами навантаження в межах кожного фактора навантаження.

Основними факторами пошкодження, якими визначається ресурс деталей двигунів, є тривала міцність, малоциклова і багатоциклова (вібраційна) втома. Унаслідок цього сумарне відносне пошкодження P_{Σ} у деталях двигунів визначається такою узагальненою формулою:

$$P_{\Sigma} = P_{TRM}^{\alpha} + P_{MCB}^{\beta} + P_{BCB}^{\gamma}, \quad (3.59)$$

де P_{TRM} , P_{MCB} , P_{BCB} – сумарне відносне пошкодження в конструкції від дії тривалої міцності, малоциклової та багатоциклової втоми відповідно; α , β , γ – додатні показники степеня, що залежать від умов навантаження та властивостей матеріалу. При $\alpha < 1$, $\beta < 1$, $\gamma < 1$ взаємний вплив різних механізмів пошкодження є дуже суттєвим. При $\alpha > 2$, $\beta > 2$, $\gamma > 2$ взаємним впливом різних пошкоджень можна знехтувати. Випадок $\alpha = \beta = \gamma = 1$ відповідає принципу лінійного підсумовування пошкоджень.

4 РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ ДВИГУНА НАПРИКІНЦІ ВИРОБЛЕННЯ РЕСУРСУ Equation Section (Next)

4.1 Визначення ймовірності неруйнування компресора або турбіни за час польоту наприкінці вироблення ресурсу

З огляду на те, що руйнування лопатки й диска робочого колеса компресора і турбіни може відбутися як унаслідок випадкового викиду навантаження, так і внаслідок випадкового накопичення пошкоджень, ймовірність неруйнування лопатки й диска робочого колеса під час польоту визначається такими формулами:

$$P_n(t_n) \cong P_{n.p}(t_n) \frac{P_{n.n}(\tau_p)}{P_{n.n}(\tau_p - t_n)}; \quad (4.1)$$

$$P_d(t_n) \cong P_{d.p}(t_n) \frac{P_{d.n}(\tau_p)}{P_{d.n}(\tau_p - t_n)}, \quad (4.2)$$

де $P_{n.p}(t_n)$, $P_{d.p}(t_n)$ – ймовірність неруйнування з урахуванням раптових відмов лопатки й диска робочого колеса під час польоту; $P_{n.n}(\tau_p)$, $P_{d.n}(\tau_p)$ – ймовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов лопатки й диска робочого колеса після вироблення ресурсу; $P_{n.n}(\tau_p - t_n)$, $P_{d.n}(\tau_p - t_n)$ – ймовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов лопатки й диска робочого колеса на початку польоту наприкінці вироблення ресурсу.

Ймовірність неруйнування лопаткового вінця під час польоту після вироблення ресурсу розраховуємо за формулою

$$P_{лоп.p}(t_n) = 1 - [Q_z(1) - Q_z(2)], \quad (4.3)$$

де $Q_z(1)$ – ймовірність руйнування під час польоту після вироблення ресурсу однієї із Z лопаток; $Q_z(2)$ – ймовірність руйнування під час польоту після вироблення ресурсу двох із Z лопаток.

Для розрахунку ймовірності руйнування однієї або двох із Z лопаток скористаємося біноміальним розподілом:

$$Q_z(1) = C_z^1 \{1 - P_n(t_n)\}^1 [P_n(t_n)]^{z-1}; \quad (4.4)$$

$$Q_z(2) = C_z^2 \{1 - P_n(t_n)\}^2 [P_n(t_n)]^{z-2}, \quad (4.5)$$

де $C_n^m = \frac{n!}{(n-m)!m!}$ – формула кількості поєднань для визначення способів вибору m об'єктів з n . У цьому випадку C_z^1, C_z^2 – кількість співвідношень відмови однієї і двох лопаток із Z лопаток одночасно.

З огляду на те, що руйнування вузла кріплення лопатки може відбуватися як унаслідок випадкового викиду навантаження, так і внаслідок випадкового накопичення пошкоджень, імовірність неруйнування вузла кріплення визначаємо за формулою

$$P_{\text{вуз.кр}}(t_n) \cong P_{\text{вуз.кр.р}}(t_n) \frac{P_{\text{вуз.кр.п}}(\tau_p)}{P_{\text{вуз.кр.п}}(\tau_p - t_n)}, \quad (4.6)$$

де $P_{\text{вуз.кр.р}}(t_n)$ – імовірність неруйнування з урахуванням раптових відмов вузла кріплення лопатки під час польоту при виробленні ресурсу; $P_{\text{вуз.кр.п}}(\tau_p)$ – імовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов вузла кріплення лопатки при виробленні ресурсу; $P_{\text{вуз.кр.п}}(\tau_p - t_n)$ – імовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов вузла кріплення лопатки на початку польоту наприкінці вироблення ресурсу.

Імовірність неруйнування вузлів кріплення лопаток робочого колеса компресора і турбіни протягом польоту наприкінці вироблення ресурсу обчислюємо за формулою

$$P_{\text{вуз.кр}}(t_n) = 1 - [Q'_z(1) + Q'_z(2)], \quad (4.7)$$

де $Q'_z(1)$ – імовірність руйнування під час польоту наприкінці вироблення ресурсу однієї із Z вузлів кріплення лопаток; $Q'_z(2)$ – імовірність руйнування під час одного циклу використання наприкінці вироблення ресурсу двох із Z вузлів кріплення лопаток.

Для розрахунку ймовірності руйнування одного або двох із Z вузлів кріплення лопаток використовуємо біноміальний розподіл:

$$Q'_z(1) = C_z^1 \{1 - P_{\text{вуз.кр}}(t_n)\}^1 [P_{\text{вуз.кр}}(t_n)]^{Z-1}; \quad (4.8)$$

$$Q'_z(2) = C_z^2 \{1 - P_{\text{вуз.кр}}(t_n)\}^2 [P_{\text{вуз.кр}}(t_n)]^{Z-2}. \quad (4.9)$$

Імовірність неруйнування робочого колеса компресора та турбіни протягом польоту наприкінці ресурсу

$$P_{\text{р.к}}(t_n) = P_{\text{лоп}}(t_n) P_{\text{д}}(t_n) P_{\text{вуз.кр}}(t_n). \quad (4.10)$$

Імовірність неруйнування компресора та турбіни протягом польоту наприкінці вироблення ресурсу оцінюємо за такими формулами:

$$P_K(t_n) \approx [P_{p.K}(t_n)]^K; \quad (4.11)$$

$$P_T(t_n) \approx [P_{p.K}(t_n)]^K, \quad (4.12)$$

де K – кількість ступенів компресора або турбіни.

4.2 Оцінювання надійності спроектованого двигуна

Оцінюючи надійність авіаційних ГТД, через особливе значення відмов, що виникають у польоті, серед усіх відмов зазвичай виокремлюють відмови в польоті й оцінюють надійність двигуна.

Аналіз причин відмов основних вузлів і систем двигуна показує, що на частину компресора ТРДД і ТРДФ припадає близько 20 % загальної кількості відмов під час польоту, а на турбіну – 7 %. Отже, можна вважати, що ймовірність відмови під час польоту наприкінці вироблення ресурсу є такою:

$$Q_{\partial\partial}(t_n) \cong 5[1 - P_K(t_n)]; \quad (4.13)$$

$$Q_{\partial\partial}(t_n) \cong 14[1 - P_m(t_n)], \quad (4.14)$$

а ймовірність безвідмовної роботи визначається формулою

$$P_{\partial\partial}(t_n) \cong 1 - Q_{\partial\partial}(t_n). \quad (4.15)$$

При $P_{\partial\partial}(t_n) \geq P_{\text{необх.}\partial\partial}(t_n)$ необхідна безпека польотів забезпечується. При $P_{\partial\partial}(t_n) < P_{\text{необх.}\partial\partial}(t_n)$ необхідно підвищити надійність двигуна шляхом підвищення надійності компресора або турбіни, що можна здійснити, збільшивши коефіцієнт запасу міцності лопатки або диска робочого колеса.

4.3 Приклад розрахунку

За правилом лінійного підсумовування відносних накопичених пошкоджень отримуємо

$$M[\Pi_{\Sigma}] = M[\Pi_{\text{мц}}] + M[\Pi_{\text{мр}}] = 0,00138 + 1,13 = 1,13138.$$

Визначаємо сумарну дисперсію випадкової величини Π за допомогою теореми про математичне сподівання та дисперсію лінійної функції:

$$\sigma^2_{\Pi\Sigma} = \sigma^2_{\Pi\text{мц}} + \sigma^2_{\Pi\text{мр}} = 9,33 \cdot 10^{-8} + 0,174 \approx 0,174, \\ \sigma_{\Pi\Sigma} = \sqrt{0,174} = 0,417.$$

Обчислюємо ймовірність безвідмовної роботи двигуна за час експлуатації за формулою $P(t_n) = P_n(t_n)P_p(t_n)$, де $P_n(t_n)$, $P_p(t_n)$ – ймовірність неруйнування з урахуванням поступово накопичених пошкоджень і з урахуванням раптових відмов деталі за час одного циклу експлуатації t_n :

$$P_n(t_n) = \frac{P_n(\tau_p)}{P_n(\tau_p - t_n)},$$

де $P_n(\tau_p)$ – ймовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов деталі наприкінці вироблення ресурсу; $P_n(\tau_p - t_n)$ – ймовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов вузла кріплення лопатки на початку польоту наприкінці вироблення ресурсу.

Визначаємо ймовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов деталі для часу $\tau_p = 50000$ год:

$$\begin{aligned} P_n(\tau_p) &= \frac{F\left(\frac{1-1,13138}{0,417}\right) + F\left(\frac{1,13138}{0,417}\right) - 1}{F\left(\frac{1,13138}{0,417}\right)} = \frac{F(-0,31) + F(2,69) - 1}{F(2,69)} = \\ &= \frac{1 - 0,6217 + 0,996427 - 1}{0,996427} = 0,376. \end{aligned}$$

Визначаємо ймовірність неруйнування з урахуванням поступових відмов деталі для часу $\tau_p - t_n = 50000 - 25 = 49975$ год: виходячи з того, що величина Π_Σ змінюється лінійно, і знаючи значення $\Pi_\Sigma = 1,13138$ для часу $\tau_p = 50000$ год, а для часу $\tau_p = 0$ – $\Pi_\Sigma = 0$, можна знайти Π_Σ для часу $\tau_p - t_n = 49975$:

$$\begin{aligned} \Pi_\Sigma &= \frac{49975 \cdot 1,13138}{50000} = 1,1308; \\ \sigma_{\Pi_\Sigma} &= \left(\frac{49975(1,13138 + 3 \cdot 0,417)}{50000} - 1,1308 \right) \frac{1}{3} = 0,416; \\ P_n(\tau_p - t_n) &= \frac{F\left(\frac{1-1,1308}{0,416}\right) + F\left(\frac{1,1308}{0,416}\right) - 1}{F\left(\frac{1,1308}{0,416}\right)} = \frac{F(-0,31) + F(2,72) - 1}{F(2,72)} = \\ &= \frac{1 - 0,6217 + 0,996732 - 1}{0,996732} = 0,3763. \end{aligned}$$

Обчислюємо ймовірність неруйнування за один цикл експлуатації наприкінці вироблення ресурсу: $P_n(25) = \frac{0,376}{0,3763} = 0,99903$.

Тепер визначаємо ймовірність неруйнування з урахуванням раптових відмов двигуна. Для цього розраховуємо границю тривалої міцності для напруження 49975 год, визначивши параметр Ларсона – Міллера:

$$P_{лм} = T(\lg \tau_p + C) = 1103(\lg 49975 + 20) = 27242;$$

$$\sigma_{mp} = -0,0751 \cdot 27242 + 2247,4 = 201,5 \text{ МПа.}$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцності:

$$\eta = \frac{K_z \sigma_{mp}}{(\sigma_p)_{ном}} = \frac{0,89 \cdot 201,5}{190,32} = 0,9425.$$

Коефіцієнт варіації робочого напруження розраховуємо так:

$$v_{\sigma p} = \frac{\sigma_{\sigma p}}{M\{\sigma_p\}} = \frac{\sqrt{37,51}}{190,32} = 0,032.$$

Обчислюємо ймовірність безвідмовної роботи:

$$P_p = F\left(\frac{0,9425 - 1}{\sqrt{0,9425^2 \cdot 0,1^2 + 0,032^2}}\right) = F(-0,58).$$

Для $x \leq 5,9$ функцію ймовірності визначаємо, використавши Додаток А:

$$P_p = 1 - 0,7190 = 0,281;$$

$$P(t_n) = P_n(t_n)P_p(t_n) = 0,99903 \cdot 0,281 = 0,2807.$$

4.4 Оцінювання довговічності з урахуванням раптових і поступових відмов

Довговічність з урахуванням раптових і поступових відмов визначається формулою

$$T_{\Sigma} = \frac{1}{\lambda_p} \left(1 - e^{-\left(\lambda_p T_n + \frac{\lambda_p^2 \sigma_t^2}{2} \right)} \right), \quad (4.16)$$

де $\lambda_p = 1/T_p$ – інтенсивність раптових відмов; T_p – середній час напруження

на відмову з урахуванням раптових відмов; T_n – середній час напрацювання на відмову з урахуванням поступових відмов; σ_t – стандартне відхилення часу напрацювання на відмову з урахуванням поступових відмов.

Усі ці параметри визначатимемо графічно.

Для визначення T_p побудуємо криву тривалої міцності за рівнянням (2.10) (рисунок 4.1). Беремо параметри з рівнянь (3.56): $A = 1,9817 \cdot 10^{18}$, $n = 5,9$. Позначаємо лінії $\sigma_{mp} + 3\sigma_{\sigma mp}$ та $\sigma_{mp} - 3\sigma_{\sigma mp}$, $\sigma_{\sigma mp} = v_{\sigma mp} \sigma_{mp} = 0,1\sigma_{mp}$. Знаходимо точку перетину лінії $\sigma_p \eta_{необх} = 190,32 \cdot 2,058 = 397,68$ МПа з кривою тривалої міцності. Ця точка – час напрацювання на відмову з урахуванням раптових відмов $T_p = 911,6$ год, $\lambda_p = 1/T_p = 1/911,6 = 0,00109$ год⁻¹.

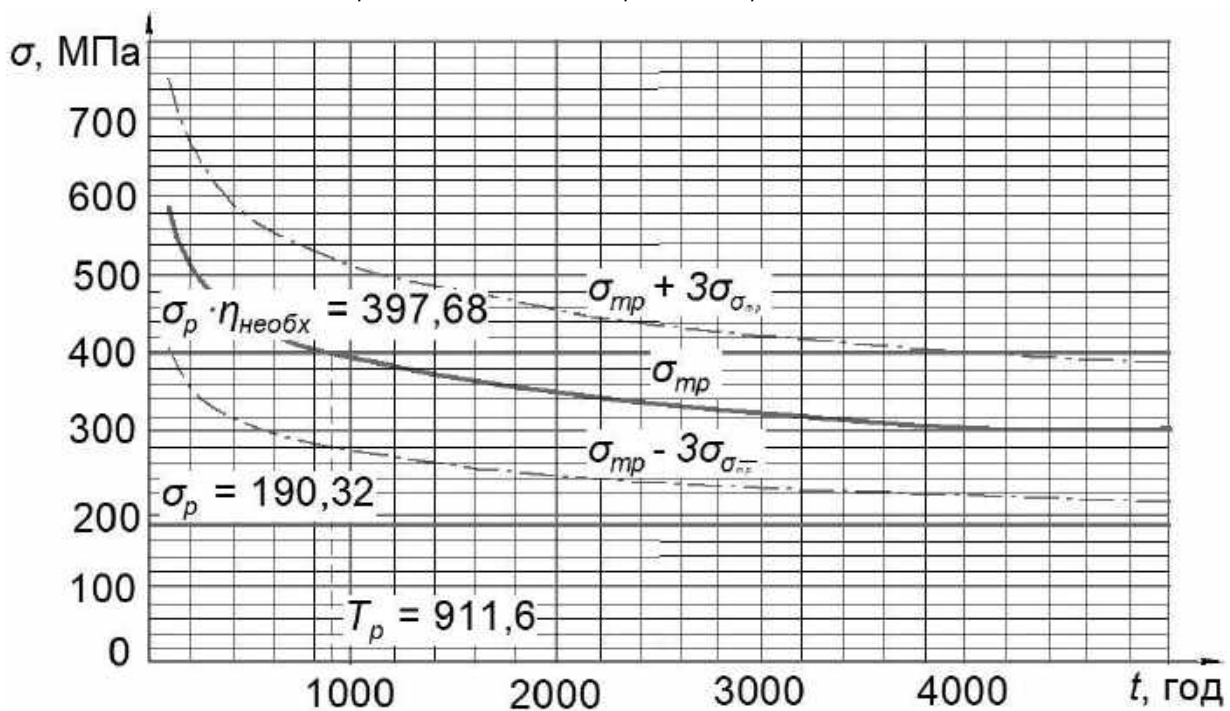


Рисунок 4.1 – Графік для визначення часу напрацювання на відмову з урахуванням раптових відмов T_p

Будуємо графік залежності накопичених пошкоджень від часу (рисунок 4.2). Відомо, що при нульовому напрацюванні, тобто при $\tau = 0$, сумарні накопичені пошкодження $\Pi_\Sigma = 0$, а для напрацювання 50000 год – $\Pi_\Sigma = 1,13138$. Залежність Π_Σ від часу – лінійна. Перетин цієї лінії з рівнем $\Pi_\Sigma = 1$ дає шуканий час напрацювання на відмову з урахуванням поступових відмов $M\{T_n\} = 44247,8$.

На цьому графіку відкладаємо лінії Π_Σ і $\Pi_\Sigma + 3\sigma_{\Pi\Sigma}$. Ці лінії проходять через нуль, а для часу напрацювання 50000 год рівень $\Pi_\Sigma + 3\sigma_{\Pi\Sigma} = 1,13138 + 3 \cdot 0,417 = 2,38238$. Знаходимо також перетин цього

променя з рівнем $\Pi_{\Sigma} = 1$, це дає мінімальний час напрацювання на відмову з урахуванням поступових відмов $T_{nmin} = 20999,6$.

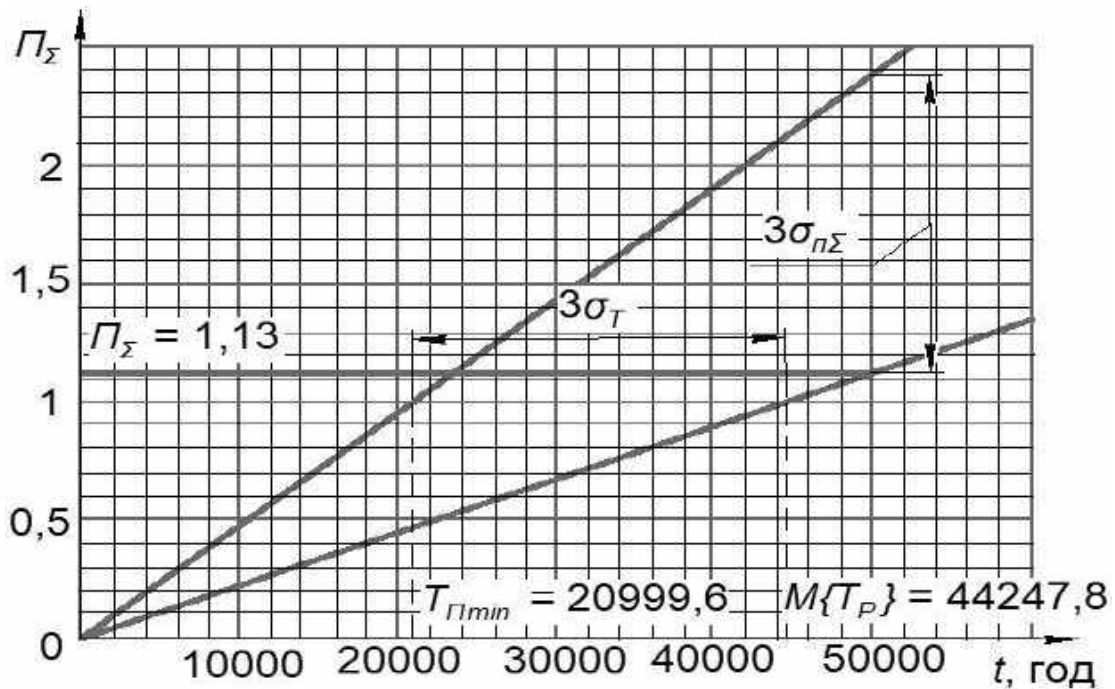


Рисунок 4.2 – Графік змінення величин накопичених пошкоджень

Знаючи $M\{T_n\}$ і T_{nmin} , за правилом трьох сигм можна знайти стандартне відхилення часу напрацювання на відмову з урахуванням поступових відмов:

$$\sigma_t = \frac{M\{T_n\} - T_{nmin}}{3} = \frac{44247,8 - 20999,6}{3} = 7749,4.$$

Знаходимо довговічність з урахуванням раптових і поступових відмов за формулою (4.16):

$$T_{\Sigma} = \frac{1}{0,00109} \left(1 - e^{-\left(0,00109 \cdot 44247,8 + \frac{0,00109^2 \cdot 7749,4^2}{2} \right)} \right) \approx 911,6 \text{ год.}$$

Як видно з розрахунків, лопатка турбіни не має достатньої надійності та довговічності. Для збільшення ресурсу цієї деталі можна її виготовити з іншого матеріалу, який матиме більшу границю тривалої міцності, і тим самим знизити сумарне відносне пошкодження Π . Для збільшення середнього часу напрацювання на відмову з урахуванням раптових відмов T_p можна знизити вимоги щодо надійності, оскільки двигун проєктується для наземних установок. Проектуючи двигун, необхідно творчо підходити до цього питання, оскільки неможливо дійти якогось загального формалізованого рішення.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Москаленко, А. С. Розробка питань достовірності в дипломному проєкті : метод. вказівки / А. С. Москаленко. – Харків : ХАІ, 1980. – 16 с.
2. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов и размеров сортамента : справочник / А. А. Кузнецов [и др.]; ред. С. О. Охупкин. – М. : Машиностроение, 1970. – 567 с.
3. Огірко, О. І. Теорія ймовірностей та математична статистика : навч. посіб. / О. І. Огірко, Н. В. Галайко. – Львів : ЛьвДУВС, 2017. – 292 с.
4. Акимов, В. М. Основы надежности газотурбинных двигателей / В. М. Акимов. – М. : Машиностроение, 1981. – 207 с.
5. Воликов, Л. И. Надежность летательных аппаратов : учеб. пособие / Л. И. Воликов, А. М. Шишкевич. – М. : Высш. шк., 1975. – 296 с.
6. Кузнецов, А. А. Надежность конструкции баллистических ракет : учеб. пособие / А. А. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1978. – 256 с.
7. Бабаков, М. Ф. Модели надежности летательных аппаратов и их систем : учеб. пособие / М. Ф. Бабаков, К. Г. Гусев, В. П. Лысенко. – Харьков : ХАИ, 1984. – 107с.
8. Свешников, А. А. Прикладные методы случайных функций / А. А. Свешников. – М. : Наука, 1968. – 464 с.
9. Черкез, А. Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений / А. Я. Черкез. – М. : Машиностроение, 1975. – 380 с.
10. Чигрин, В. С. Конструкция и прочность авиационных двигателей [Электронный ресурс] : консп. лекций / В. С. Чигрин. – Харьков : ХАИ, 2017. – 420 с. – Режим доступа : <http://library.khai.edu/library/fulltexts/metod/>.
11. Коллинз, Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение / Дж. Коллинз. – М. : Мир, 1984. – 624 с.
12. ДСТУ ISO 286-2:2002. Допуски і посадки за системою ISO. Ч. 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилів отворів і валів. – Чинний з 01.01.2003. – Київ : УкрНДНЦ, 2004. – 43 с.
13. Шошин, Ю. С. Расчет на прочность рабочих лопаток компрессоров и турбин : учеб. пособие / Ю. С. Шошин, С. В. Епифанов, Р. Л. Зеленский. – Харьков : ХАИ, 2006. – 28 с.
14. Кузнецов, Н. Д. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей / Н. Д. Кузнецов, В. И. Цейтлин. – М. : Машиностроение, 1976. – 216 с.
15. Шошин, Ю. С. Расчет на прочность дисков компрессоров и турбин : учеб. пособие / Ю. С. Шошин, С. В. Епифанов, Р. Л. Зеленский. – Харьков : ХАИ, 2007. – 28 с.
16. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости материалов и сплавов : справочник. В 2 ч. Ч.1 / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – Киев : Наук. думка, 1987. – 347 с.
17. Биргер, И. А. Расчет прочности деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шор, Г. Б. Иоселевич. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.

ДОДАТОК А

Значення нормалізованої функції нормального розподілу

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz$$

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0	5000	5040	5080	5120	5160	5199	5239	5279	5319	5359
0,1	0	5398	5438	5478	5517	5557	5596	5636	5675	5714	5753
0,2	0	5793	5832	5871	5910	5948	5987	6026	6064	6103	6141
0,3	0	6179	6217	6255	6293	6331	6368	6406	6443	6480	6517
0,4	0	6554	6591	6628	6664	6700	6736	6772	6808	6844	6879
0,5	0	6915	6950	6985	7019	7054	7088	7123	7157	7190	7224
0,6	0	7257	7291	7324	7357	7389	7422	7454	7486	7517	7549
0,7	0	7580	7611	7642	7673	7704	7734	7764	7794	7823	7852
0,8	0	7881	7910	7939	7967	7995	8023	8051	8078	8106	8133
0,9	0	8159	8186	8212	8238	8264	8289	8315	8340	8365	8389
1,0	0	8413	8438	8461	8485	8508	8531	8554	8577	8599	8621
1,1	0	8643	8665	8686	8708	8729	8729	8770	8790	8810	8830
1,2	0	8849	0490	8888	8907	8925	8944	8962	8980	8997	9015
1,3	0,9	0320	2073	0658	0824	0988	1149	1308	1466	1621	1774
1,4	0,9	1924	3448	2220	2364	2507	2647	2783	2922	3056	3189
1,5	0,9	3319	4630	3574	3699	3822	3943	4062	4179	4295	4408
1,6	0,9	5420	5637	4738	4845	4950	5053	5154	5254	5352	5449
1,7	0,9	5543	6485	5728	5918	5907	5994	6080	6164	6246	6327
1,8	0,9	6407	7193	6562	6637	6712	6784	6856	6926	6995	7062
1,9	0,9	7128	7778	7257	7326	7381	7441	7500	7558	7615	7670
2,0	0,9	7725	8257	7831	7882	7932	7982	8030	8077	8124	8169
2,1	0,9	8214	8645	8300	8341	8382	8422	8461	8500	8537	8574
2,2	0,9	8610	8956	8679	8713	8745	8778	8809	8840	8870	8899
2,3	0,9	8928	2024	8983	9010	9036	9061	9086	9111	9134	9158
2,4	0,9 ₂	1802	3963	2240	2451	2656	2857	3053	3244	3431	3613
2,5	0,9 ₂	3790	5473	4132	4297	4457	4614	4766	4915	5060	5201
2,6	0,9 ₂	5939	6636	5603	5731	5855	5975	6093	6207	6319	6427
2,7	0,9 ₂	6533	7523	6736	6833	6928	7020	7110	7197	7282	7365
2,8	0,9 ₂	7445	8193	7599	7673	7744	7814	7882	7948	8012	8074
2,9	0,9 ₂	8134	8694	8250	8335	8359	8411	8462	8511	8559	8605
3,0	0,9 ₂	8650	0646	8736	8777	8817	8856	8893	8930	8965	8999
3,1	0,9 ₃	0324	3363	0957	1260	1553	1836	2112	2378	2636	2886
3,2	0,9 ₃	3129	5335	3590	3810	4024	4230	4429	4623	4810	4991
3,3	0,9 ₃	5166	6752	5499	5658	5811	5959	6103	6242	6376	6505
3,4	0,9 ₃	6631	7760	6869	6982	7091	7197	7299	7398	7493	7585
3,5	0,9 ₃	7674	8469	7842	7922	7999	8074	8146	8215	8282	8347
3,6	0,9 ₃	8409	8964	8527	8183	8637	8689	8739	8787	8834	8879

x		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3,7	0,9 ₃	8922	3052	9004	9043	9080	9116	9150	9184	9216	9247
3,8	0,9 ₄	2765	5385	3327	3593	3848	4094	4331	4558	4777	4988
3,9	0,9 ₄	5190	6217	5573	5753	5926	6092	6252	6406	6554	6696
4,0	0,9 ₄	6833	6964	7090	7211	7327	7439	7546	7649	7748	7843
4,1	0,9 ₄	7934	8022	8106	8186	8264	8338	8409	8477	8542	8605
4,2	0,9 ₄	8665	8723	8778	8832	8882	8931	8978	9023	9066	9107
4,3	0,9 ₅	1460	1837	2198	2544	2876	3193	3497	3788	4066	4332
4,4	0,9 ₅	4588	4832	5065	5288	5502	5706	5902	6081	6268	6439
4,5	0,9 ₅	6602	6759	6908	7051	7187	7318	7442	7561	7675	7784
4,6	0,9 ₅	7688	7987	8081	8172	8258	8340	8419	8494	8566	8634
4,7	0,9 ₅	8699	8761	8821	8877	8931	8983	9023	9079	9124	9106
4,8	0,9 ₆	2067	2454	2822	3173	3508	3827	4131	4420	4696	4958
4,9	0,9 ₆	5208	5446	5673	5888	6094	6289	6475	6652	6821	6981
5,0	0,9 ₆	7134	7278	7416	7548	7672	7791	7904	8011	8113	8210
5,1	0,9 ₆	8302	8369	8472	8551	8626	8698	8765	8830	8891	8949
5,2	0,9 ₇	004	056	105	152	197	240	280	318	354	388
5,3	0,9 ₇	421	452	481	509	539	560	584	606	628	648
5,4	0,9 ₇	667	685	702	718	734	748	762	775	787	799
5,5	0,9 ₇	810	821	831	840	849	857	865	873	880	886
5,6	0,9 ₇	893	899	905	910	915	920	924	929	933	936
5,7	0,9 ₈	40	44	47	50	53	55	58	60	63	65
5,8	0,9 ₈	67	69	71	72	74	75	77	78	79	81
5,9	0,9 ₈	82	83	84	85	86	87	87	88	89	90

Примітки:

1. Для від'ємних значень аргументів

$$F(-x) = 1 - F(x).$$

2. Індекс числа 9 означає його повторення, наприклад, при $x = 3,95$ маємо $F(x) = 0,9_46092 = 0,99996092$.

ДОДАТОК Б
Коефіцієнти для визначення нормалізованої функції
нормального розподілу

х	а	б	х	а	б
3,0	3	1,3499	8,0	16	6,2210
3,1	4	9,6760	8,2	16	1,2019
3,2	4	6,8714	8,4	17	2,2324
3,3	4	4,8342	8,6	18	3,9858
3,4	4	4,3698	8,8	19	6,8408
3,5	4	2,3263	9,0	19	1,1286
3,6	4	1,5911	9,2	20	1,7897
3,7	4	1,0780	9,4	21	2,7282
3,8	5	7,0348	9,6	22	3,9972
3,9	5	4,8096	9,8	23	5,6293
4,0	5	3,1671	10	24	7,6199
4,1	5	2,0658	11	28	1,9106
4,2	5	1,3346	12	33	1,7765
4,3	6	8,5399	13	39	6,1172
4,4	6	5,4125	14	45	7,7935
4,5	6	3,3977	15	51	3,6710
4,6	6	2,1125	16	58	6,3888
4,7	6	1,3008	17	65	4,1060
4,8	7	7,9333	18	73	9,7409
4,9	7	4,7918	19	81	8,2573
5,0	7	2,8665	20	89	2,7536
5,1	7	1,6093	25	138	3,0567
5,2	8	9,9644	30	198	4,9067
5,3	8	5,7901	40	350	3,6559
5,4	8	3,3320	50	545	1,0806
5,5	8	1,8990	60	784	1,2376
5,6	8	1,0718	70	1067	5,4230
5,7	9	5,9904	80	1393	9,0242
5,8	9	3,3157	90	1762	5,6750
5,9	9	1,8715	100	2174	1,3443
6,0	10	9,8659	125	3396	3,7873
6,2	10	2,8232	150	4889	4,0915
6,4	11	7,7683	175	6653	1,6734
6,6	11	2,0558	200	8689	2,5718
6,8	12	5,2310	250	13575	3,1632
7,0	12	1,2798	300	19547	7,4490
7,2	13	3,0106	350	26604	3,3100
7,4	14	6,8092	400	34747	2,7561
7,6	14	1,4807	450	43976	4,2796
7,8	15	3,0954	500	54290	1,2351

ДОДАТОК В

Статистичні характеристики міцності конструкційних матеріалів, що застосовуються в двигунобудуванні

Матеріал	Темпера- тура випро- бування, °С	Границя міцності		Границя текучості	
		$M\{\sigma_{\epsilon}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{\epsilon}}$, %	$M\{\sigma_{0,2}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{0,2}}$, %
Алюмінієві і магнієві сплави					
Д1АМ	20	183	7,32	-	-
Д1АТ	20	397	2,58	252,1	5,39
Д1АМТ	20	393,5	2,73	239,5	5,76
АК2	20	360	-	-	-
АК4-1	20	441,2	-	372,5	-
	150	392,2	-	352,9	-
	200	333,3	-	284,3	-
	250	274,5	-	196,1	-
	300	166,7	-	137,3	-
АЛ4	20	262,8	8,55	-	-
	100	220	-	-	-
	150	190	-	-	-
	200	160	-	-	-
	250	110	-	-	-
АЛ5	20	260	-	-	-
	100	260	-	-	-
	150	250	-	-	-
	200	220	-	-	-
	250	180	-	-	-
	300	130	-	-	-
ВД-17	20	490,2	-	323,5	-
	200	372,5	-	-	-
	250	235,3	-	-	-
	300	176,5	-	-	-
Титанові сплави					
ВТ1-1	20	513,1	5,35	-	-
ВТ5-1	20	819,1	3,23	-	-
ВТ6С	20	830,9	2,95	-	-
ВТ14 (відпалений)	20	887,8	4,41	-	-
ВТ14 (загартований)	20	1157,6	7,20	-	-
ВТ3	20	1050	-	-	-
	100	950	-	760	-
	200	830	-	620	-
	300	740	-	530	-

Матеріал	Температура випробування, °С	Границя міцності		Границя текучості	
		$M\{\sigma_{\sigma}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{\sigma}}$, %	$M\{\sigma_{0,2}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{0,2}}$, %
ВТЗ	400	680	-	500	-
	500	600	-	410	-
ВТЗ-1	20	980,4	-	931,4	-
	400	745,1	-	617,6	-
	500	686,3	-	549	-
	600	519,6	-	245,1	-
ВТ8	100	960	-	840	-
	200	860	-	710	-
	300	830	-	690	-
	400	750	-	610	-
	500	720	-	570	-
ВТ9	20	1127,4	-	1009,8	-
	400	833,5	-	705,9	-
	500	784,3	-	640,6	-
	550	764,7	-	602	-
	600	705,9	-	539,2	-
ВТ10	20	1060	-	-	-
ОТ4-І	20	650	4,75	-	-
Леговані сталі					
ОХНЗМ	20	950	-	-	-
30ХГСА	20	625,4	6,90	450	13,20
18ХНВА	20	113	-	-	-
40ХНМА	20	1000	-	-	-
13Х14ВФРА	20	1200	-	-	-
13Х12НВМФА (ЭИ 961)	20	1200	-	-	-
	450	1000	-	840	-
	500	900	-	730	-
	550	800	-	700	-
	600	600	-	490	-
13Х14НВФРА (ЭИ 736)	500	910	-	620	-
	550	650	-	470	-
Х17Н2 (ЭИ 268)	20	1141,6	16,2	-	-
	450	920	-	730	-
	500	950	-	870	-
	550	570	-	440	-
	600	380	-	-	-
513 Л (ЭИ 736Л)	450	850	-	720	-
	500	820	-	730	-
	550	740	-	680	-
ЭИ 437Б	20	1020	-	-	-
	600	940	-	-	-

Матеріал	Температура випробування, °С	Границя міцності		Границя текучості	
		$M\{\sigma_{\epsilon}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{\epsilon}}$, %	$M\{\sigma_{0,2}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{0,2}}$, %
ЭИ 437Б	700	850	-	-	-
	800	560	-	-	-
	850	400	-	-	-
17Х2НВФА (ЖС6К)	20	1089,8	6,00	889,8	8,80
	500	920	1,45	-	-
	600	920	1,45	-	-
	700	920	1,45	-	-
	800	902	1,45	823,5	-
	900	764,7	2,15	509,8	-
	1000	529,4	4,36	313,7	-
	1030	421,6	-	254,9	-
	1050	400	5,36	-	-
	1100	230	8,69	-	-
ЖС6КП	20	1325	3,77	-	-
	600	1175	4,26	-	-
	700	1175	4,26	-	-
	800	1175	4,26	-	-
	900	775	2,15	-	-
	950	625	7,8	-	-
	1000	475	10,53	-	-
	1100	270	-	-	-
	1150	62	-	-	-
ЭИ 388	20	1000	-	-	-
	300	810	-	-	-
	400	780	-	-	-
	500	700	-	-	-
	600	640	-	-	-
	700	520	-	-	-
	800	380	-	-	-
	900	250	-	-	-
	1000	160	-	-	-
ЭИ 929	20	1100	2,30	-	-
	700	950	3,51	-	-
	800	850	3,92	-	-
	850	750	4,44	-	-
	900	625	8,0	-	-
	950	400	8,33	-	-
	1000	285	8,19	-	-
ЭИ 867	20	1175	4,26	-	-
	600	1050	3,17	-	-
	750	975	1,71	-	-
	800	925	1,80	-	-
	850	800	4,17	-	-
	900	650	5,13	-	-
	950	450	7,41	-	-
	1000	300	11,11	-	-

Матеріал	Температура випробування, °С	Границя міцності		Границя текучості	
		$M\{\sigma_{\sigma}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{\sigma}}$, %	$M\{\sigma_{0,2}\}$, МПа	$\nu_{\sigma_{0,2}}$, %
ЭИ 598	700	920	-	-	-
	800	740	-	-	-
	850	500	-	-	-
ЭИ 598	700	920	-	-	-
	800	740	-	-	-
	850	500	-	-	-
ЖСЗ	20	750	-	-	-
	600	620	-	-	-
	700	570	-	-	-
	800	560	-	-	-
	850	520	-	-	-
	900	400	-	-	-
АНВ-300	20	950	-	-	-
	750	800	-	-	-
	850	700	-	-	-
	950	500	-	-	-
ЛК 4	20	700	-	-	-
	600	520	-	-	-
	700	470	-	-	-
	800	400	-	-	-
	900	270	-	-	-
ЭИ 437А	20	1000	-	-	-
	500	930	-	-	-
	600	880	-	-	-
	700	680	-	-	-
	800	550	-	-	-
Х23Н18 (ЭИ 417)	20	690	-	-	-
	500	510	-	-	-
	600	450	-	-	-
	700	310	-	-	-
	800	210	-	-	-
ЭИ 481	900	100	-	-	-
	20	940	-	-	-
	200	770	-	-	-
	300	740	-	-	-
	350	730	-	-	-
	400	730	-	-	-
	450	720	-	-	-
	500	680	-	-	-
	550	660	-	-	-

ДОДАТОК Г

Механічні властивості деяких матеріалів при підвищеній температурі

Марка сталі або сплаву	Температура, °C	Границя міцності σ_s , МПа	Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	Границя тривалої міцності σ_{mp} , МПа			Границя повзучості, МПа	
				100 год	10 ³ год	10 ⁵ год	$\sigma_{0,2/100}$	$\sigma_{1/10^5}$
2X13	20	706,32	510,12	-	-	-	-	-
	300	549,36	421,83	-	-	-	-	-
	400	519,93	392,4	-	-	-	-	-
	450	480,69	372,78	392,4	-	-	-	-
	500	431,64	353,16	-	-	166,77	-	47,09
	550	343,35	274,68	-	-	-	-	29,43
12X18H9T	20	637,65	304,11	-	-	-	-	-
	400	431,64	215,82	-	-	-	-	-
	500	421,83	206,01	-	-	-	-	-
	600	353,16	176,58	245,25	-	147,15	-	78,48
	700	274,68	156,96	127,53	-	-	-	-
	800	176,58	98,1	49,05	-	-	-	-
40X10C2M	20	941,76	667,08	-	-	-	-	-
	400	765,18	480,69	-	-	-	-	-
	500	667,08	451,26	343,35	-	158,92	196,2	125,57
	550	539,55	412,02	235,44	-	93,2	88,29	39,24
	600	431,64	362,97	-	-	-	49,05	21,58
XH35BT	20	824,04	431,64	-	-	-	-	-
	500	676,89	421,83	-	-	-	-	-
	600	647,46	412,02	-	313,92	225,63	-	-
	650	559,17	402,21	294,3	215,82	147,15	-	127,53
	700	470,88	392,4	-	137,34	63,77	-	78,48

Марка сталі або сплаву	Температура, °C	Границя міцності σ_s , МПа	Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	Границя тривалої міцності σ_{mp} , МПа			Границя повзучості, МПа	
				100 год	10 ³ год	10 ⁵ год	$\sigma_{0,2/100}$	$\sigma_{1/10^5}$
37X12H818MФБ	20	922,14	588,6	-	-	-	-	-
	450	706,32	490,5	-	-	-	-	-
	600	588,6	441,45	441,45	372,78	-	343,35	-
	650	549,36	421,83	343,35	274,68	-	294,3	-
	700	490,5	372,78	-	-	-	235,44	-
	750	412,02	323,73	-	-	-	-	-
XH70MBTЮБ	20	1030,05	686,7	-	-	-	-	-
	600	961,38	618,03	-	-	-	-	-
	700	912,33	588,6	470,88	-	-	176,58	-
	800	706,32	539,55	245,25	-	-	-	-
	900	372,78	274,63	-	-	-	-	-
XH77ТЮР	20	1079,1	686,7	-	-	-	-	-
	500	941,76	627,84	-	-	-	-	-
	600	853,47	559,17	686,7	549,36	-	549,36	-
	700	814,23	549,36	431,64	323,73	-	392,4	-
	800	539,55	431,64	215,82	107,91	-	166,77	-
XH70BMЮТ	20	1118,34	735,75	-	-	-	-	-
	600	971,19	667,08	-	-	-	-	-
	700	882,9	637,65	490,5	353,16	-	392,4	-
	800	735,75	568,98	274,68	176,58	-	225,63	-
	900	480,69	372,78	117,7	98,1	-	98,1	-
ЖС6К	20	931,95	833,85	-	-	-	-	-
	800	902,52	824,04	510,12	372,78	-	372,78	-
	900	765,18	510,12	313,92	156,96	-	196,2	-
	1000	529,74	313,92	147,15	63,77	-	58,86	-
	1030	421,83	255,06	117,72	-	-	-	-

Марка сталі або сплаву	Температура, °C	Границя міцності σ ₆ , МПа	Границя текучості σ _{0,2} , МПа	Границя тривалої міцності σ _{mp} , МПа			Границя повзучості, МПа	
				100 год	10 ³ год	10 ⁵ год	σ _{0,2/100}	σ _{1/10⁵}
АЛ13	20	362,97	219,82	-	-	-	-	-
	175	264,87	196,2	181,49	-	-	127,53	-
	200	255,06	215,02	147,15	-	-	-	-
	250	166,77	98,1	112,82	-	-	-	-
	300	117,72	73,58	63,77	-	-	-	-
АК4-1	20	441,45	372,78	-	-	-	-	-
	150	392,4	353,16	284,49	-	-	274,68	-
	200	333,54	284,49	166,77	-	-	156,96	-
	250	274,68	196,2	98,1	-	-	78,48	-
	300	166,77	137,34	39,24	-	-	29,43	-
ВТ3-1	20	981	931,95	-	-	-	-	-
	300	-	-	-	-	-	-	-
	400	745,03	618,03	637,65	539,55	-	-	-
	500	686,7	549,36	353,87	264,87	-	274,68	-
	600	519,93	245,25	-	-	-	-	-
ВТ9	20	1125,15	1010,43	-	-	-	-	-
	400	833,85	706,32	-	-	-	-	-
	500	784,8	647,46	637,65	-	-	274,68	-
	550	765,18	608,22	441,45	-	-	117,72	-
	600	706,32	539,55	225,6	-	-	-	-
2Х13	20	706,32	510,12	-	-	-	-	-
	300	549,36	421,83	-	-	-	-	-
	400	519,93	392,4	-	-	-	-	-
	450	480,69	372,78	392,4	-	-	-	-
	500	431,64	353,16	-	-	166,77	-	47,09
	550	343,35	274,68	-	-	-	-	29,43

ДОДАТОК Д

Допуски на розміри

Інтервал номінальних розмірів, мм		Квалітет									
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Від	До	МКМ									
0	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97
500	630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70	110
630	800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125
800	1000	5,5	8	11	15	21	29	40	56	90	140
1000	1250	6,5	9	13	18	24	34	46	66	105	165
1250	1600	8	11	15	21	29	40	54	78	125	195
1600	2000	9	13	18	25	35	48	65	92	150	230
2000	2500	11	15	22	30	41	57	77	110	175	280
2500	3150	13	18	26	36	50	69	93	135	210	330

Інтервал номінальних розмірів, мм		Квалітет									
		9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Від	До	МКМ			ММ						
0	3	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
500	630	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00
630	800	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,50
800	1000	230	360	560	0,90	1,40	2,30	3,60	5,60	9,00	14,00
1000	1250	260	420	660	1,05	1,65	2,60	4,20	6,60	10,50	16,50
1250	1600	310	500	780	1,25	1,95	3,10	5,00	7,80	12,50	19,50
1600	2000	370	600	920	1,50	2,30	3,70	6,00	9,20	15,00	23,00
2000	2500	440	700	1100	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00	17,50	28,00
2500	3150	540	860	1350	2,10	3,30	5,40	8,60	13,50	21,00	33,00

ДОДАТОК Е

Розрахунок середньоквадратичного відхилення сумарних напружень лопаток компресорів і турбін

1. Обчислюємо середньоквадратичні відхилення факторів:

$$\begin{aligned}\sigma_N &= \frac{\Delta N}{3}; \quad \sigma_{I_n} = \frac{\Delta I_n}{3}; \quad \sigma_\omega = \frac{\Delta \omega}{3}; \\ \sigma_{R_{сер}} &= \frac{\Delta R_{сер}}{3}; \quad \sigma_{G_e} = \frac{\Delta G_e}{3}; \quad \sigma_{\Delta C_a} = \frac{\Delta \Delta C_a}{3}; \\ \sigma_{\Delta P} &= \frac{\Delta \Delta P}{3}; \quad \sigma_b = \frac{\Delta b}{3}; \quad \sigma_\delta = \frac{\Delta \delta}{3}; \\ \sigma_a &= \frac{\Delta a}{3}; \quad \sigma_\rho = \frac{\Delta \rho}{3}.\end{aligned}\tag{E.1}$$

2. Визначаємо номінальні значення коефіцієнтів впливу на згинальні напруження від газових сил:

- складові згинальних моментів за основними осями інерції:

$$\left(\frac{\partial \sigma_{зг}}{\partial M_\xi} \right)_H = \frac{|\bar{\eta}|}{\bar{J}_\xi}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_{зг}}{\partial M_\eta} \right)_H = \frac{|\bar{\xi}|}{\bar{J}_\eta},\tag{E.2}$$

де $\bar{\eta}$, $\bar{\xi}$ – координати точок відносно головних центральних осей інерції;
 $\bar{J}_\xi$, $\bar{J}_\eta$ – головні центральні моменти інерції перерізу,

$$\bar{J}_\xi = 0,041b\delta^3 \left(1 + \left(\frac{a}{\delta} \right)^2 \right); \quad \bar{J}_\eta = 0,038b^3\delta:$$

для точки А $\bar{\eta} = 0,762\bar{a}$, $\bar{\xi} = 0,4318\bar{b}$;

для точки Б $\bar{\eta} = 0,762\bar{a}$, $\bar{\xi} = 0,5758\bar{b}$;

для точки С $\bar{\eta} = 0,218\bar{a} + 0,486\bar{\delta}$, $\bar{\xi} = 0$;

- головні моменти інерції:

$$\left(\frac{\partial \sigma_\rho}{\partial J_\xi} \right)_H = -\frac{|\overline{M_\xi \eta}|}{\bar{J}_\xi^2}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_\rho}{\partial J_\eta} \right)_H = -\frac{|\overline{M_\eta \xi}|}{\bar{J}_\eta^2},\tag{E.3}$$

де $\overline{M_\xi}$, $\overline{M_\eta}$ – згинальні моменти відносно головних центральних осей інерції розрахункового перерізу. Алгоритм отримання викладено в [16]. Рискою позначено розрахункові значення випадкових величин.

3. Обчислюємо номінальні значення коефіцієнтів впливу на складові згинальних моментів за основними осями інерції:

- потужність ступеня:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial N} \right) = - \frac{\bar{I}_n \cos \beta}{2\bar{\omega}z\bar{R}_{\text{сеп}}}; \quad (\text{E.4})$$

- висота лопатки:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial l_n} \right) = - \frac{\bar{N} \cos \beta}{2\bar{\omega}z\bar{R}_{\text{сеп}}} - \frac{\pi \bar{I}_n \bar{R}_{\text{ym}} \Delta \bar{P} \sin \beta}{z} - \frac{\bar{G}_e \Delta \bar{C}_a \sin \beta}{2z}, \quad (\text{E.5})$$

де $\bar{R}_{\text{ym}} = \bar{R}_k + \bar{R}_n$;

- кутова швидкість:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial \omega} \right) = \frac{\bar{N} \bar{I}_n \cos \beta}{2\bar{\omega}^2 z \bar{R}_{\text{сеп}}}; \quad (\text{E.6})$$

- середній радіус:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial R_{\text{сеп}}} \right) = \frac{\bar{N} \bar{I}_n \cos \beta}{2\bar{\omega} z \bar{R}_{\text{сеп}}^2}; \quad (\text{E.7})$$

- умовний радіус:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial R_{\text{ym}}} \right) = - \frac{\pi \bar{I}_n^2 \Delta \bar{P} \sin \beta}{2z}; \quad (\text{E.8})$$

- витрата газу:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial G_e} \right) = - \frac{\Delta \bar{C}_a \bar{I}_n \sin \beta}{2z}; \quad (\text{E.9})$$

- змінення осьової складової швидкості на робочому колесі:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial \Delta C_a} \right) = - \frac{\bar{G}_e \bar{I}_n \sin \beta}{2z}; \quad (\text{E.10})$$

- змінення тиску на робочому колесі:

$$\left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial \Delta \bar{P}} \right) = - \frac{\pi \bar{I}_n^2 \bar{R}_{\text{ym}} \sin \beta}{2z}. \quad (\text{E.11})$$

Визначення складових згинальних моментів за основними осями інерції [12]:

- для компресора:

$$M_{\xi} = -(M_x \cos \beta + M_y \sin \beta); \quad M_{\eta} = M_x \sin \beta - M_y \cos \beta;$$

- для турбіни:

$$M_{\xi} = M_x \cos \beta + M_y \sin \beta; \quad M_{\eta} = M_x \sin \beta - M_y \cos \beta.$$

Отже, для визначення номінальних значень коефіцієнтів впливу на складову згинального моменту M_{ξ} для лопатки турбіни необхідно у формулах для лопатки компресора змінити знак на протилежний.

Визначення коефіцієнтів впливу на складову згинального моменту M_{η} :

- потужність ступеня:

$$\left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial N} \right) = - \frac{\bar{I}_n \sin \beta}{2 \bar{\omega} z \bar{R}_{\text{сеп}}}; \quad (\text{E.12})$$

- висота лопатки:

$$\left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial l_n} \right) = \frac{\bar{N} \sin \beta}{2 \bar{\omega} z \bar{R}_{\text{сеп}}} - \frac{\pi \bar{I}_n \bar{R}_{\text{ум}} \Delta \bar{P} \cos \beta}{z} - \frac{\bar{G}_a \Delta \bar{C}_a \cos \beta}{2z}; \quad (\text{E.13})$$

- кутова швидкість:

$$\left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial \omega} \right) = - \frac{\bar{N} \bar{I}_n \sin \beta}{2 \bar{\omega}^2 z \bar{R}_{\text{сеп}}}; \quad (\text{E.14})$$

- середній радіус:

$$\left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial R_{\text{сеп}}} \right) = - \frac{\bar{N} \bar{I}_n \sin \beta}{2 \bar{\omega} z \bar{R}_{\text{сеп}}^2}; \quad (\text{E.15})$$

- умовний радіус:

$$\left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial \bar{R}_{\text{ум}}} \right) = - \frac{\pi \bar{I}_n^2 \Delta \bar{P} \cos \beta}{2z}; \quad (\text{E.16})$$

- витрата газу:

$$\left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial G_a} \right) = - \frac{\Delta \bar{C}_a \bar{I}_n \cos \beta}{2z}; \quad (\text{E.17})$$

- змінення осьової складової швидкості на робочому колесі:

$$\left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial \Delta C_a} \right) = - \frac{\bar{G}_a \bar{I}_n \cos \beta}{2z}; \quad (\text{E.18})$$

- змінення тиску на робочому колесі:

$$\left(\frac{\partial M_\eta}{\partial \Delta \bar{P}} \right) = - \frac{\pi \bar{I}_n^2 \bar{R}_{ym} \cos \beta}{2z}. \quad (\text{E.19})$$

4. Обчислюємо номінальні значення коефіцієнтів впливу на головні моменти інерції:

– хорда профілю:

$$\left(\frac{\partial J_\xi}{\partial b} \right)_H = 0,041 \bar{\delta} (\bar{\delta}^2 + \bar{a}^2); \quad \left(\frac{\partial J_\eta}{\partial b} \right)_H = 0,114 \bar{b}^2 \bar{\delta}; \quad (\text{E.20})$$

– максимальна товщина профілю:

$$\left(\frac{\partial J_\xi}{\partial \delta} \right)_H = 0,041 \bar{b} (3\bar{\delta}^2 + \bar{a}^2); \quad \left(\frac{\partial J_\eta}{\partial \delta} \right)_H = 0,038 \bar{b}^3; \quad (\text{E.21})$$

– максимальна величина прогину середньої лінії профілю:

$$\left(\frac{\partial J_\xi}{\partial a} \right)_H = 0,082 \bar{b} \bar{\delta} \bar{a}. \quad (\text{E.22})$$

5. Визначаємо номінальні значення коефіцієнтів впливу на розтягуювальні напруження:

– густина матеріалу лопатки:

$$\left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial \rho} \right)_H = \bar{\omega}^2 \bar{I}_n \bar{R}_{сер}; \quad (\text{E.23})$$

– кутова швидкість:

$$\left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial \omega} \right)_H = 2 \bar{\omega} \bar{\rho} \bar{I}_n \bar{R}_{сер}; \quad (\text{E.24})$$

– висота пера лопатки:

$$\left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial \bar{I}_n} \right)_H = \bar{\omega}^2 \bar{\rho} \bar{R}_{сер}; \quad (\text{E.25})$$

– середній радіус:

$$\left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial \bar{R}_{сер}} \right)_H = \bar{\omega}^2 \bar{\rho} \bar{I}_n. \quad (\text{E.26})$$

6. Розраховуємо дисперсію складових згинальних моментів за основними осями інерції для газових сил:

$$\sigma_{M_{\xi}}^2 = \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial N} \right)_H^2 \sigma_N^2 + \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial I_n} \right)_H^2 \sigma_{I_n}^2 + \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial R_{\text{сер}}} \right)_H^2 \sigma_{R_{\text{сер}}}^2 +$$

$$+ \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial R_{\text{ym}}} \right)_H^2 \sigma_{R_{\text{ym}}}^2 + \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial G_e} \right)_H^2 \sigma_{G_e}^2 + \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial \Delta C_a} \right)_H^2 \sigma_{\Delta C_a}^2 + \left(\frac{\partial M_{\xi}}{\partial \Delta P} \right)_H^2 \sigma_{\Delta P}^2; \quad (\text{E.27})$$

$$\sigma_{M_{\eta}}^2 = \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial N} \right)_H^2 \sigma_N^2 + \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial I_n} \right)_H^2 \sigma_{I_n}^2 + \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial R_{\text{сер}}} \right)_H^2 \sigma_{R_{\text{сер}}}^2 +$$

$$+ \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial R_{\text{ym}}} \right)_H^2 \sigma_{R_{\text{ym}}}^2 + \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial G_e} \right)_H^2 \sigma_{G_e}^2 + \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial \Delta C_a} \right)_H^2 \sigma_{\Delta C_a}^2 + \left(\frac{\partial M_{\eta}}{\partial \Delta P} \right)_H^2 \sigma_{\Delta P}^2, \quad (\text{E.28})$$

де $\sigma_{R_{\text{ym}}}^2 = 2\sigma_{R_{\text{сер}}}^2$.

7. Знаходимо дисперсію моментів інерції перерізу:

$$\sigma_{J_{\xi}}^2 = \left(\frac{\partial J_{\xi}}{\partial b} \right)_H^2 \sigma_b^2 + \left(\frac{\partial J_{\xi}}{\partial \delta} \right)_H^2 \sigma_{\delta}^2 + \left(\frac{\partial J_{\xi}}{\partial a} \right)_H^2 \sigma_a^2; \quad (\text{E.29})$$

$$\sigma_{J_{\eta}}^2 = \left(\frac{\partial J_{\eta}}{\partial b} \right)_H^2 \sigma_b^2 + \left(\frac{\partial J_{\eta}}{\partial \delta} \right)_H^2 \sigma_{\delta}^2. \quad (\text{E.30})$$

8. Розраховуємо дисперсію згинальних напружень:

$$\sigma_{\sigma_{32}}^2 = \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial M_{\xi}} \right)_H^2 \sigma_{M_{\xi}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial M_{\eta}} \right)_H^2 \sigma_{M_{\eta}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial J_{\xi}} \right)_H^2 \sigma_{J_{\xi}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{32}}{\partial J_{\eta}} \right)_H^2 \sigma_{J_{\eta}}^2. \quad (\text{E.31})$$

9. Визначаємо дисперсії розтягувальних напружень від відцентрових сил:

$$\sigma_{\sigma_p}^2 = \left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_{\rho}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial I_n} \right)_H^2 \sigma_{I_n}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_p}{\partial R_{\text{сер}}} \right)_H^2 \sigma_{R_{\text{сер}}}^2. \quad (\text{E.32})$$

10. Розраховуємо дисперсію повного напруження (розтягувальних напружень від відцентрової сили та згинальних напружень від газових сил):

$$\sigma_{\sigma_{\Sigma}}^2 = \sigma_{\sigma_{32}}^2 + \sigma_{\sigma_p}^2. \quad (\text{E.33})$$

11. Визначаємо коефіцієнт варіації напружень:

$$g_{\sigma_{\Sigma}} = \frac{\sigma_{\sigma_{\Sigma}}}{M\{\sigma_{\Sigma}\}}, \quad (\text{E.34})$$

де $M\{\sigma_{\Sigma}\}$ – математичне сподівання сумарного напруження в розрахунковій точці (з розрахунку на міцність).

ДОДАТОК Ж

Розрахунок дисків компресорів і турбін

Таблиця Ж.1

Переріз	r_n , м	$\frac{r_n}{r_{n-1}}$	r_n^2 , м ²	b_{r_n} , м	$\frac{b_{r_n}}{b_{r_{n-1}}}$	T, К	α , К ⁻¹	E, МПа	αt	$\frac{E_n}{E_{n-1}}$
0-0										
n-n										
a-a										

Продовження таблиці Ж.1

Переріз	ξ_n	ϑ_n	C_n , Н/м ²	φ_n	ψ_n , МПа	A_n	N_n	λ_n	B_n , МПа
0-0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
n-n									
a-a									

Продовження таблиці Ж.1

Переріз	Q_n , МПа	σ_r , МПа	σ_τ , МПа	σ_e , МПа	σ_{mp}^t , МПа	η
0-0	-	-	-	-	-	-
n-n						
a-a						

Формули для розрахунку дисків:

$$(\sigma_r)_n = A_n \sigma_0 + B_n; \quad (\sigma_\tau)_n = N_n \sigma_0 + Q_n; \quad (\text{Ж.1})$$

$$A_n = A_{n-1} \xi_n + N_{n-1} \vartheta_n; \quad B_n = B_{n-1} \xi_n + (Q_{n-1} - C_n \cdot 10^{-6}) \vartheta_n; \quad (\text{Ж.2})$$

$$N_n = N_{n-1} \varphi_n + A_{n-1} \lambda_n; \quad (\text{Ж.3})$$

$$Q_n = Q_{n-1} \varphi_n + B_{n-1} \lambda_n - \mu C_n \cdot 10^{-6} \vartheta_n - \psi_n; \quad (\text{Ж.4})$$

$$\xi_n = 3 - \frac{r_n}{r_{n-1}} - \frac{b_n}{b_{n-1}}; \quad \vartheta_n = \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1; \quad C_n = \rho \omega^2 r_{n-1}^2 \frac{1}{2} \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} + 1 \right); \quad (\text{Ж.5})$$

$$\varphi_n = 1 - \frac{r_n}{r_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}}; \quad \lambda_n = \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1 - \mu \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}} - 2 \right); \quad (\text{Ж.6})$$

$$\psi_n = \frac{E_n + E_{n-1}}{2} \left((\alpha t)_n - (\alpha t)_{n-1} \right); \quad (\text{Ж.7})$$

$$\sigma_{ra} = \frac{zP_{\text{л}}}{2\pi r_a b_{ra}} + \rho \omega^2 R_{\kappa} \delta \frac{b_{\text{сеп}}}{b_{ra}}; \quad (\text{Ж.8})$$

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{ra} - B_{ra}}{A_{ra}}. \quad (\text{Ж.9})$$

У випадку з суцільним диском:

$$\sigma_{r0} = A_0 \sigma_0 + B_0; \quad \sigma_{\tau 0} = N_0 \sigma_0 + Q_0; \quad (\text{Ж.10})$$

$$A_0 = Q_0 = 1; \quad B_0 = N_0 = 0. \quad (\text{Ж.11})$$

У разі диска з вільним центральним отвором:

$$\sigma_{r0} = A_0 \sigma_0 + B_0; \quad \sigma_{\tau 0} = N_0 \sigma_0 + Q_0; \quad (\text{Ж.12})$$

$$A_0 = B_0 = Q_0 = 1; \quad N_0 = 0. \quad (\text{Ж.13})$$

У разі диска з центральним отвором, на контурі якого задано радіальне напруження (натяг) σ_{r0} :

$$\sigma_{r0} = A_0 \sigma_0 + B_0; \quad \sigma_{\tau 0} = N_0 \sigma_0 + Q_0; \quad (\text{Ж.14})$$

$$A_0 = Q_0 = 0; \quad N_0 = 1; \quad B_0 = \sigma_{r0}. \quad (\text{Ж.15})$$

Результати заносимо до таблиці Ж.1.

ДОДАТОК И

Розрахунок середньоквадратичного відхилення еквівалентних напружень дисків компресорів і турбін

1. Обчислюємо середньоквадратичні відхилення факторів:

$$\begin{aligned}\sigma_{r_n} &= \frac{\Delta r_n}{3}; \quad \sigma_\rho = \frac{\Delta \rho}{3}; \quad \sigma_\omega = \frac{\Delta \omega}{3}; \quad \sigma_{F_k} = \frac{\Delta F_k}{3}; \\ \sigma_{l_n} &= \frac{\Delta l_n}{3}; \quad \sigma_{R_k} = \frac{\Delta R_k}{3}; \quad \sigma_\delta = \frac{\Delta \delta}{3}; \quad \sigma_{r_a} = \frac{\Delta r_a}{3}; \\ \sigma_\mu &= \frac{\Delta \mu}{3}; \quad \sigma_{b_{ra}} = \sigma_{b_{rn}} = \frac{\Delta b_{rn}}{3}; \quad \sigma_E = \frac{\Delta E}{3}; \quad \sigma_\alpha = \frac{\Delta \alpha}{3}; \quad \sigma_T = \frac{\Delta T}{3}.\end{aligned}\tag{И.1}$$

2. Визначаємо середньоквадратичні відхилення радіальних напружень:

$$\sigma_{\sigma_r}^2 = \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial A_n} \right)_H^2 \sigma_{A_n}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial \sigma_0} \right)_H^2 \sigma_{\sigma_0}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial B_n} \right)_H^2 \sigma_{B_n}^2, \tag{И.2}$$

де

$$\left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial A_n} \right)_H = \bar{\sigma}_0; \quad \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial \sigma_0} \right)_H = \bar{A}_n; \quad \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial B_n} \right)_H = 1. \tag{И.3}$$

Розраховуємо $\sigma_{A_n}^2$:

$$\sigma_{A_n}^2 = \left(\frac{\partial A_n}{\partial \xi_n} \right)_H^2 \sigma_{\xi_n}^2 + \left(\frac{\partial A_n}{\partial g_n} \right)_H^2 \sigma_{g_n}^2; \tag{И.4}$$

$$\left(\frac{\partial A_n}{\partial \xi_n} \right)_H = \bar{A}_{n-1}; \quad \left(\frac{\partial A_n}{\partial g_n} \right)_H = \bar{N}_{n-1}; \tag{И.5}$$

$$\sigma_{\xi_n}^2 = \left(\frac{\partial \xi_n}{\partial \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)} \right)_H^2 \sigma_{\left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)}^2 + \left(\frac{\partial \xi_n}{\partial \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)} \right)_H^2 \sigma_{\left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)}^2; \tag{И.6}$$

$$\sigma_{g_n}^2 = \left(\frac{\partial g_n}{\partial r_n} \right)_H^2 \sigma_{r_n}^2 + \left(\frac{\partial g_n}{\partial r_{n-1}} \right)_H^2 \sigma_{r_{n-1}}^2; \tag{И.7}$$

$$\left(\frac{\partial \xi_n}{\partial \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)} \right)_H = \left(\frac{\partial \xi_n}{\partial \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)} \right)_H = -1; \quad (\text{И.8})$$

$$\left(\frac{\partial \mathcal{G}_n}{\partial r_n} \right)_H = \frac{1}{\bar{r}_{n-1}}; \quad \left(\frac{\partial \mathcal{G}_n}{\partial r_{n-1}} \right)_H = -\frac{\bar{r}_n}{\bar{r}_{n-1}^2}; \quad (\text{И.9})$$

$$\sigma_{\left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)}^2 = \left(\frac{\partial \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)}{\partial r_n} \right)_H^2 \sigma_{r_n}^2 + \left(\frac{\partial \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)}{\partial r_{n-1}} \right)_H^2 \sigma_{r_{n-1}}^2; \quad (\text{И.10})$$

$$\left(\frac{\partial \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)}{\partial r_n} \right)_H = \frac{1}{\bar{r}_{n-1}}; \quad \left(\frac{\partial \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)}{\partial r_{n-1}} \right)_H = -\frac{\bar{r}_n}{\bar{r}_{n-1}^2}; \quad (\text{И.11})$$

$$\sigma_{\left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)}^2 = \left(\frac{\partial \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)}{\partial b_n} \right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \left(\frac{\partial \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)}{\partial b_{n-1}} \right)_H^2 \sigma_{b_{n-1}}^2; \quad (\text{И.12})$$

$$\left(\frac{\partial \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)}{\partial b_n} \right)_H = \frac{1}{\bar{b}_{n-1}}; \quad \left(\frac{\partial \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} \right)}{\partial b_{n-1}} \right)_H = -\frac{\bar{b}_n}{\bar{b}_{n-1}^2}. \quad (\text{И.13})$$

Обчисляемо $\sigma_{\sigma_0}^2$:

$$\sigma_{\sigma_0}^2 = \left(\frac{\partial \sigma_0}{\partial \sigma_{r_a}} \right)_H^2 \sigma_{\sigma_{r_a}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_0}{\partial B_{r_a}} \right)_H^2 \sigma_{B_{r_a}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_0}{\partial A_{r_a}} \right)_H^2 \sigma_{A_{r_a}}^2; \quad (\text{И.14})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_0}{\partial \sigma_{r_a}} \right)_H = \frac{1}{\bar{A}_{r_a}}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_0}{\partial B_{r_a}} \right)_H = -\frac{1}{\bar{A}_{r_a}}; \quad \left(\frac{\partial \sigma_0}{\partial A_{r_a}} \right)_H = -\frac{\bar{\sigma}_{r_a} - \bar{B}_{r_a}}{\bar{A}_{r_a}^2}. \quad (\text{И.15})$$

Визначаємо дисперсію випадкової величини σ_{r_a} :

$$\sigma_{\sigma_{r_a}}^2 = \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_\rho^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_\omega^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial F_K} \right)_H^2 \sigma_{F_K}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial l_n} \right)_H^2 \sigma_{l_n}^2 +$$

$$+ \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial R_K} \right)_H^2 \sigma_{R_K}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial \delta} \right)_H^2 \sigma_\delta^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial b_{ra}} \right)_H^2 \sigma_{b_{ra}}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial r_a} \right)_H^2 \sigma_{r_a}^2 ; \quad (\text{И.16})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial \rho} \right)_H = \omega^2 \left\{ \frac{z \left[\bar{F}_K \bar{l}_n \bar{R}_{cep} - \bar{a} \bar{l}_n^{q+1} \left(\frac{\bar{R}_K}{q+1} + \frac{\bar{l}_n}{q+2} \right) \right]}{2\pi \bar{r}_a \bar{b}_{ra}} + \bar{R}_K \bar{\delta} \frac{\bar{b}_{cep}}{\bar{b}_{ra}} \right\}, \quad (\text{И.17})$$

де $a = \frac{F_K - F_n}{l_n^q}$ – коефіцієнт пропорційності; q – деякий показник степеня (для лопаток газових турбін $q = 0, 5 \dots 0,6$, для лопаток осьових компресорів з лінійним законом змінення площі $q = 1$);

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial \omega} \right)_H = 2\bar{\omega} \bar{\rho} \left\{ \frac{z \left[\bar{F}_K \bar{l}_n \bar{R}_{cep} - \bar{a} \bar{l}_n^{q+1} \left(\frac{\bar{R}_K}{q+1} + \frac{\bar{l}_n}{q+2} \right) \right]}{2\pi \bar{r}_a \bar{b}_{ra}} + \bar{R}_K \bar{\delta} \frac{\bar{b}_{cep}}{\bar{b}_{ra}} \right\}; \quad (\text{И.18})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial F_K} \right)_H = \frac{\bar{\rho} \bar{\omega}^2 z \bar{l}_n \bar{R}_{cep}}{2\pi \bar{r}_a \bar{b}_{ra}}; \quad (\text{И.19})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial l_n} \right)_H = \frac{z \bar{\rho} \bar{\omega}^2}{2\pi \bar{r}_a \bar{b}_{ra}} (\bar{F}_K \bar{R}_{cep} - \bar{a} \bar{l}_n^q \bar{R}_K - \bar{a} \bar{l}_n^{q+1}); \quad (\text{И.20})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial R_K} \right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \left\{ \bar{\delta} \frac{\bar{b}_{cep}}{\bar{b}_{ra}} - \frac{z \bar{a} \bar{l}_n^{q+1}}{2\pi \bar{r}_a \bar{b}_{ra} (q+1)} \right\}; \quad (\text{И.21})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial \delta} \right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{R}_K \frac{\bar{b}_{cep}}{\bar{b}_{ra}}; \quad (\text{И.22})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial b_{ra}} \right)_H = \frac{\bar{\rho} \bar{\omega}^2}{\bar{b}_{ra}^2} \left\{ - \frac{z \left[\bar{F}_K \bar{l}_n \bar{R}_{cep} - \bar{a} \bar{l}_n^{q+1} \left(\frac{\bar{R}_K}{q+1} + \frac{\bar{l}_n}{q+2} \right) \right]}{2\pi \bar{r}_a} - \bar{R}_1 \bar{\delta} \bar{b}_{cep} \right\}; \quad (\text{И.23})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_{r_a}}{\partial r_a} \right)_H = \frac{z \bar{\rho} \bar{\omega}^2}{2\pi \bar{b}_{r_a} \bar{r}_a^2} \left\{ \bar{F}_k \bar{I}_n \bar{R}_{cep} - \bar{a} \bar{I}_n^{q+1} \left(\frac{\bar{R}_k}{q+1} + \frac{\bar{I}_n}{q+2} \right) \right\}. \quad (\text{И.24})$$

Визначаємо дисперсію випадкової величини $\sigma_{B_{r_a}}$ за умови, що переріз n відповідає радіусу r_a :

$$\sigma_{B_n}^2 = \left(\frac{\partial B_n}{\partial \xi_n} \right)_H^2 \sigma_{\xi_n}^2 + \left(\frac{\partial B_n}{\partial C_n} \right)_H^2 \sigma_{C_n}^2 + \left(\frac{\partial B_n}{\partial g_n} \right)_H^2 \sigma_{g_n}^2; \quad (\text{И.25})$$

$$\left(\frac{\partial B_n}{\partial \xi_n} \right)_H = \bar{B}_{n-1}; \quad \left(\frac{\partial B_n}{\partial C_n} \right)_H = -\bar{g}_n; \quad \left(\frac{\partial B_n}{\partial g_n} \right)_H = \bar{Q}_{n-1} - \bar{C}_n \cdot 10^{-6}. \quad (\text{И.26})$$

Величину $\sigma_{\xi_n}^2$ обчислюємо за формулою (И.6).

Знаходимо $\sigma_{C_n}^2$:

$$\sigma_{C_n}^2 = \left(\frac{\partial C_n}{\partial \rho} \right)_H^2 \sigma_{\rho}^2 + \left(\frac{\partial C_n}{\partial \omega} \right)_H^2 \sigma_{\omega}^2 + \left(\frac{\partial C_n}{\partial r_n} \right)_H^2 \sigma_{r_n}^2 + \left(\frac{\partial C_n}{\partial r_{n-1}} \right)_H^2 \sigma_{r_{n-1}}^2; \quad (\text{И.27})$$

$$\left(\frac{\partial C_n}{\partial \rho} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\omega}^2 \bar{r}_{n-1}^2 \left(\frac{\bar{r}_n}{\bar{r}_{n-1}} + 1 \right); \quad (\text{И.28})$$

$$\left(\frac{\partial C_n}{\partial \omega} \right)_H = \bar{\rho} \bar{\omega} \bar{r}_{n-1}^2 \left(\frac{\bar{r}_n}{\bar{r}_{n-1}} + 1 \right); \quad (\text{И.29})$$

$$\left(\frac{\partial C_n}{\partial \bar{r}_n} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \bar{r}_{n-1}; \quad (\text{И.30})$$

$$\left(\frac{\partial C_n}{\partial \bar{r}_{n-1}} \right)_H = \frac{1}{2} \bar{\rho} \bar{\omega}^2 (\bar{r}_n + 2\bar{r}_{n-1}). \quad (\text{И.31})$$

Величину $\sigma_{g_n}^2$ розраховуємо за формулами (И.7)–(И.9).

Знаходимо $\sigma_{\sigma_\tau}^2$:

$$\sigma_{\sigma_\tau}^2 = \left(\frac{\partial \sigma_\tau}{\partial N_n} \right)_H^2 \sigma_{N_n}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_\tau}{\partial \sigma_0} \right)_H^2 \sigma_{\sigma_0}^2 + \left(\frac{\partial \sigma_\tau}{\partial Q_n} \right)_H^2 \sigma_{Q_n}^2; \quad (\text{И.32})$$

$$\left(\frac{\partial \sigma_\tau}{\partial N_n}\right)_H = \bar{\sigma}_0; \quad \left(\frac{\partial \sigma_\tau}{\partial \sigma_0}\right)_H = \bar{N}_n; \quad \left(\frac{\partial \sigma_r}{\partial Q_n}\right)_H = 1. \quad (\text{И.33})$$

Алгоритм розрахунку $\sigma_{\sigma_0}^2$ описано вище.

Обчислюємо $\sigma_{Q_n}^2$:

$$\begin{aligned} \sigma_{Q_n}^2 = & \left(\frac{\partial Q_n}{\partial \varphi_n}\right)_H^2 \sigma_{\varphi_n}^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial \lambda_n}\right)_H^2 \sigma_{\lambda_n}^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial \mu}\right)_H^2 \sigma_{\mu}^2 + \\ & + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial C_n}\right)_H^2 \sigma_{C_n}^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial g_n}\right)_H^2 \sigma_{g_n}^2 + \left(\frac{\partial Q_n}{\partial \psi_n}\right)_H^2 \sigma_{\psi_n}^2; \end{aligned} \quad (\text{И.34})$$

$$\left(\frac{\partial Q_n}{\partial \varphi_n}\right)_H = \bar{Q}_{n-1}; \quad \left(\frac{\partial Q_n}{\partial \lambda_n}\right)_H = \bar{B}_{n-1}; \quad \left(\frac{\partial Q_n}{\partial \mu}\right)_H = -\bar{C}_n \cdot \bar{g}_n \cdot 10^{-6}; \quad (\text{И.35})$$

$$\left(\frac{\partial Q_n}{\partial C_n}\right)_H = -\bar{\mu} \bar{g}_n; \quad \left(\frac{\partial Q_n}{\partial g_n}\right)_H = -\bar{\mu} \bar{C}_n \cdot 10^{-6}; \quad \left(\frac{\partial Q_n}{\partial \psi_n}\right)_H = -1. \quad (\text{И.36})$$

Визначаємо $\sigma_{\varphi_n}^2$:

$$\sigma_{\varphi_n}^2 = \left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial r_n}\right)_H^2 \sigma_{r_n}^2 + \left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial r_{n-1}}\right)_H^2 \sigma_{r_{n-1}}^2 + \left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial E_n}\right)_H^2 \sigma_{E_n}^2 + \left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial E_{n-1}}\right)_H^2 \sigma_{E_{n-1}}^2; \quad (\text{И.37})$$

$$\left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial r_n}\right)_H = -\frac{1}{\bar{r}_{n-1}}; \quad \left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial r_{n-1}}\right)_H = \frac{\bar{r}_n}{\bar{r}_{n-1}^2}; \quad (\text{И.38})$$

$$\left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial E_n}\right)_H = -\frac{1}{\bar{E}_{n-1}}; \quad \left(\frac{\partial \varphi_n}{\partial E_{n-1}}\right)_H = \frac{\bar{E}_n}{\bar{E}_{n-1}^2}. \quad (\text{И.39})$$

Знаходимо $\sigma_{\lambda_n}^2$:

$$\begin{aligned} \sigma_{\lambda_n}^2 = & \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial g_n}\right)_H^2 \sigma_{g_n}^2 + \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial \mu}\right)_H^2 \sigma_{\mu}^2 + \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial b_n}\right)_H^2 \sigma_{b_n}^2 + \\ & + \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial b_{n-1}}\right)_H^2 \sigma_{b_{n-1}}^2 + \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial E_n}\right)_H^2 \sigma_{E_n}^2 + \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial E_{n-1}}\right)_H^2 \sigma_{E_{n-1}}^2; \end{aligned} \quad (\text{И.40})$$

$$\left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial g_n}\right)_H = 1; \quad \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial \mu}\right)_H = -\left(\frac{\bar{b}_n}{\bar{b}_{n-1}} + \frac{\bar{E}_n}{\bar{E}_{n-1}} - 2\right); \quad (\text{И.41})$$

$$\left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial b_n}\right)_H = -\frac{\bar{\mu}}{\bar{b}_{n-1}}; \quad \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial b_{n-1}}\right)_H = \frac{\bar{\mu}\bar{b}_n}{\bar{b}_{n-1}^2}; \quad (\text{И.42})$$

$$\left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial E_n}\right)_H = -\frac{\bar{\mu}}{\bar{E}_{n-1}}; \quad \left(\frac{\partial \lambda_n}{\partial E_{n-1}}\right)_H = \frac{\bar{\mu}\bar{E}_n}{\bar{E}_{n-1}^2}. \quad (\text{И.43})$$

Обчислюємо $\sigma_{\psi_n}^2$:

$$\sigma_{\psi_n}^2 = \left(\frac{\partial \psi_n}{\partial E_n}\right)_H^2 \sigma_{E_n}^2 + \left(\frac{\partial \psi_n}{\partial E_{n-1}}\right)_H^2 \sigma_{E_{n-1}}^2 + \left(\frac{\partial \psi_n}{\partial (\alpha t)_n}\right)_H^2 \sigma_{(\alpha t)_n}^2 + \left(\frac{\partial \psi_n}{\partial (\alpha t)_{n-1}}\right)_H^2 \sigma_{(\alpha t)_{n-1}}^2; \quad (\text{И.44})$$

$$\left(\frac{\partial \psi_n}{\partial E_n}\right)_H = \left(\frac{\partial \psi_n}{\partial E_{n-1}}\right)_H = \frac{1}{2} \left((\overline{\alpha t})_n - (\overline{\alpha t})_{n-1} \right); \quad (\text{И.45})$$

$$\left(\frac{\partial \psi_n}{\partial (\alpha t)_n}\right)_H = \frac{\bar{E}_n + \bar{E}_{n-1}}{2}; \quad \left(\frac{\partial \psi_n}{\partial (\alpha t)_{n-1}}\right)_H = -\frac{\bar{E}_n + \bar{E}_{n-1}}{2}. \quad (\text{И.46})$$

Визначаємо $\sigma_{N_n}^2$:

$$\sigma_{N_n}^2 = \left(\frac{\partial N_n}{\partial \varphi_n}\right)_H^2 \sigma_{\varphi_n}^2 + \left(\frac{\partial N_n}{\partial \lambda_n}\right)_H^2 \sigma_{\lambda_n}^2. \quad (\text{И.47})$$

Розраховуємо дисперсію еквівалентного напруження:

$$\sigma_{\sigma_e}^2 = \sigma_{\sigma_r}^2 + \sigma_{\sigma_\tau}^2. \quad (\text{И.48})$$

Знаходимо коефіцієнт варіації еквівалентного напруження:

$$g_{\sigma_e} = \frac{\sigma_{\sigma_e}}{M\{\sigma_e\}}, \quad (\text{И.49})$$

де $M\{\sigma_e\}$ – математичне сподівання еквівалентного напруження (з розрахунку на міцність).

ДОДАТОК К

Статичні характеристики витривалості конструкційних матеріалів

Матеріал	$t, ^\circ\text{C}$	σ , МПа	$lg N^*$	$\sigma_{lg N}$
Леговані сталі				
1Х18Н9Т	20	392,4	3,3900	0,0400
		335,5	3,7900	0,0600
		294,3	4,1200	0,0700
		264,9	4,9600	0,3700
30ХГСА	20	725,9	4,1100	0,1500
		647,5	4,6500	0,1000
		549,4	5,4200	0,3400
		490,5	5,8700	0,5900
2Х13	20	568,98	4,8000	0,2500
		529,7	4,9000	0,2600
		490,6	5,2100	0,3300
ЭИ617	800	323,7	5,7000	0,5000
		245,3	7,8600	0,5000
		225,6	8,8000	0,8000
	900	274,7	5,6100	0,3000
		225,6	6,6800	0,3000
		196,2	7,3000	0,1600
ЭИ 867	850	441,5	5,5000	0,3000
		392,4	6,0000	0,3000
		343,4	7,2500	0,3800
		294,3	8,3200	0,3800
ЭИ 661	850	490,5	6,0000	0,2500
		421,8	6,6300	0,3000
		343,4	7,6000	0,4000
		294,3	8,0000	0,2500
ЭИ 929	850	412,0	5,6800	0,3500
		392,4	6,0000	-
		343,4	6,2000	0,5500
		328,6	7,0000	-
ЭИ 437Б	600	392,4	5,0000	-
		343,4	8,0000	-
	700	392,4	6,2600	0,6500
		371,4	7,0000	-
		343,4	7,2000	0,6500
ЭИ 437Б	800	343,4	4,8500	0,5000
		313,9	5,9000	0,6000
		276,5	7,0000	-
		264,9	7,4600	0,6000
		245,3	7,8451	-
	900	269,8	5,0000	-
		180,9	7,0000	-
		98,1	7,8566	-
		74,3	8,0000	-

Матеріал	$t, ^\circ\text{C}$	$\sigma, \text{МПа}$	$\lg N^*$	$\sigma_{\lg N}$
ЭИ 437Б	800	343,4	4,8500	0,5000
		313,9	5,9000	0,6000
		276,5	7,0000	-
		264,9	7,4600	0,6000
		245,3	7,8451	-
	900	269,8	5,0000	-
		180,9	7,0000	-
		98,1	7,8566	-
		74,3	8,0000	-
ЭИ 437	80	515,02	5,0000	-
		364,4	7,0000	-
	700	572,3	5,0000	-
		434,4	6,0000	-
		337,9	8,0000	-
	800	321,6	6,0000	-
		259,97	7,0000	-
		207,5	8,0000	-
		147,2	8,6410	-
	900	176,0	5,0000	-
		140,8	6,0000	-
ЖС6КП	800	441,5	7,0000	-
		392,4	8,0000	-
	900	333,5	5,5000	0,3500
		274,7	6,4700	0,3500
		235,4	7,3900	0,3500
40ХНМА	20	637,7	5,1500	0,2000
		588,6	5,3300	0,2000
		559,2	5,4000	0,2000
		529,7	5,6200	0,2000
		510,1	5,9200	0,2000
	300	461,1	6,2500	0,4000
		392,4	7,3500	0,4000
	500	490,5	5,5600	0,2700
		441,5	6,0000	0,2700
		392,4	6,4000	0,2700
		343,4	6,9000	0,3000
		294,3	7,5500	0,2700
18ХНВА	20	706,3	5,2600	0,2300
		686,7	5,3400	0,2300
		637,7	5,6200	0,2300
		588,6	5,9300	0,2300
		569,0	5,8600	0,2300
	500	578,8	5,2000	0,3000
		343,4	7,3000	0,3000
18ХНМА	20	766,4	5,0000	-
		588,6	6,0000	-
		539,6	7,0000	-
		526,2	8,0000	-

Матеріал	$t, ^\circ\text{C}$	$\sigma, \text{МПа}$	$\lg N^*$	$\sigma_{\lg N}$
18ХНМА	500	637,7	5,0000	0,3000
		490,5	6,0000	0,3000
ЭИ 961	20	686,7	5,5000	0,3000
	500	490,5	5,3000	0,4500
ЭИ 598	800	441,5	5,8500	-
		392,4	5,5900	-
		294,3	6,9800	-
	900	272,8	5,0000	-
		266,7	6,0000	-
		229,8	7,0000	-
ЭИ 827	800	196,2	7,8900	-
		133,1	8,0000	-
		343,3	6,5274	-
	900	294,3	7,6208	-
		343,4	5,9777	-
		284,3	6,9789	-
ЭИ 767	700	196,2	8,3840	-
		147,2	8,6903	-
		392,4	5,6160	0,3500
	800	294,3	7,0000	0,8000
		269,8	8,0000	-
		285,1	6,0000	-
ЭИ 766	700	254,4	7,0000	-
		245,3	6,7404	-
		227,2	7,0000	-
	800	359,7	6,0000	-
		301,8	7,0000	1,0000
		276,8	8,0000	-
ЭИ 826	800	316,9	6,0000	-
		276,8	7,0000	-
		255,1	8,0000	-
	900	306,6	6,0000	-
		258,3	7,0000	-
		382,4	6,0000	0,3000
BT3-1	20	328,3	7,0000	-
		313,2	6,0000	-
		271,4	7,0000	-
	450	234,9	8,0000	-
		147,2	8,9349	-
		600	5,0000	-
BT3-1	20	550	5,5441	-
		500	5,6990	-
		495	6,0000	-
	450	400	4,8451	-
		395	5,0000	-
		380	6,0000	-
BT3-1	450	370	7,0000	-
		370	7,0000	-

Матеріал	$t, ^\circ\text{C}$	$\sigma, \text{МПа}$	$\lg N^*$	$\sigma_{\lg N}$
Титанові сплави				
BT3-1	500	400	4,4771	-
		380	5,0000	-
		355	6,0000	-
		337,5	7,0000	-
BT 10	20	650	4,9148	-
		600	5,9908	-
		575	6,0128	-
		575	7,0000	-
	450	500	5,1139	-
		450	5,9948	-
		400	6,9984	-
		350	7,0010	-
		300	8,0000	-
	550	450	5,1335	-
		400	5,9921	-
		350	6,0154	-
		300	7,0000	-
		250	7,9999	-
Алюмінієві та магнітні сплави				
АМг-6	20	255,1	4,2100	0,0900
		215,8	4,6500	0,1200
		176,6	5,2500	0,1400
		137,3	6,6200	0,2100
Д16-Т	20	215,8	5,5127	0,2080
	150	215,8	5,0780	0,1690
	20	176,6	6,2710	0,2070
	150	176,6	5,7060	0,1630
	20	137,3	7,1590	0,3450
	150	137,3	6,5500	0,2260
	20	117,7	7,8200	0,5300
	150	117,7	7,2180	0,3000
	20	98,1	8,3800	0,3100
	150	98,1	7,9640	0,3140
АК4-1	20	176,6	5,4443	0,2650
	150	176,6	5,1813	0,2270
	20	137,3	6,3033	0,2420
	150	137,3	5,9489	0,2000
	20	117,7	6,9436	0,2290
	150	117,7	6,6753	0,2790
	20	98,1	7,8090	0,3200
	150	98,1	7,6620	0,4800
АВ-Т1	20	274,7	4,4615	0,1162
		225,6	4,9870	0,1356
		176,6	4,8670	0,2170
		137,3	6,7821	0,2795
		117,7	7,3345	0,1751

Навчальне видання

Зеленський Роман Леонідович

РОЗРАХУНОК НАДІЙНОСТІ ДЕТАЛЕЙ АВІАЦІЙНИХ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Редактор Т. О. Іващенко

Зв. план, 2024

Підписано до друку 13.09.2024

Формат 60x84 1/16. Папір офс. Офс. друк

Ум. друк. арк. 7,6. Обл.-вид. арк. 8,5. Наклад 50 пр.

Замовлення 113-24. Ціна вільна

Видавець і виготовлювач

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр «ХАІ»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001