

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

С. В. Єпіфанов, Є. В. Марценюк, І. Ф. Кравченко

ПРОЄКТУВАННЯ ОХОЛОДЖУВАНИХ ДЕТАЛЕЙ ГТД

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2022

УДК 621.438:536.24
Є67

Рецензенти: д-р техн. наук, доц. О. М. Литвяк,
д-р техн. наук, проф. О. Я. Качан

Єпіфанов, С. В.

Є67 Проектування охолоджуваних деталей ГТД [Текст] : навч. посіб. /
С. В. Єпіфанов, Є. В. Марценюк, І. Ф. Кравченко. – Харків : Нац.
аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2022. – 88 с.

ISBN 978-966-662-886-5

Розглянуто історію розвитку систем охолодження та їх вплив на термодинамічний цикл газотурбінного двигуна. Викладено методику моделювання процесів, пов'язаних з тепловим і напруженим станами елементів турбіни авіаційного двигуна у стаціонарному й перехідному процесах. Наведено детальний приклад виконання розрахунків граничних умов теплообміну робочої лопатки турбіни. Розглянуто причини виникнення температурних напружень і методи їх обчислення.

Для студентів, які навчаються за спеціальністю «Авіаційна та ракетно-космічна техніка».

Іл. 77. Табл. 2. Бібліогр.: 11 назв

УДК 621.438:536.24

© Єпіфанов С. В., Марценюк Є. В.,
Кравченко І. Ф., 2022

© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2022

ISBN 978-966-662-886-5

ВСТУП

Лопатка турбіни – одна з найбільш відповідальних деталей авіаційного газотурбінного двигуна, яка значною мірою визначає його економічність, надійність, ресурс та інші характеристики. Труднощі проектування лопаток обумовлені тим, що в процесі роботи вони піддаються істотним механічним і тепловим навантаженням при високих температурах, мають складну форму, і виготовляють їх з матеріалів, оброблення яких потребує спеціальних технологічних процесів.

У сучасних газотурбінних двигунах температура робочого тіла (газу) перевищує робочу температуру матеріалу лопаток на 500 К і більше, тому для забезпечення роботоздатності лопаток створюють систему повітряного охолодження. При конструюванні цієї системи необхідно враховувати витрати корисної потужності на прокачування повітря через систему, а також значні температурні напруження, що виникають в лопатках і збільшують сумарні напруження та часто зводять нанівець ефект збільшення несної здатності лопаток при зменшенні їх температури. Конструктор має знаходити компромісні рішення між суперечливими вимогами щодо газодинамічної досконалості, мінімальної маси, технологічності, контролепридатності й забезпечення заданого ресурсу. Це потребує від конструктора володіння методами газової динаміки, теплообміну, міцності, знання особливостей технології та експлуатації.

Мета пропонованого посібника – навчання методики проектування охолоджуваних лопаток і закріплення отриманих знань при виконанні розрахунково-графічної роботи або розділу дипломної роботи.

Викладання матеріалу базується на навчальних посібниках О. В. Олійника «Расчет ТС и ТНС охлаждаемых лопаток турбин» і «Температурные напряжения в деталях ГТД».

В основу методики проектування покладено монографії вчених і конструкторів – спеціалістів з проектування охолоджуваних лопаток: І. А. Біргера, І. Т. Швеця, Е. П. Диби, С. З. Копелева, В. І. Локая, Є. Н. Богомолова, А. Ф. Слітенка та ін.

1 ВПЛИВ ОХОЛОДЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТУРБІН НА ТЕРМОДИНАМІЧНУ ДОСКОНАЛІСТЬ І РЕСУРС

1.1 Загальні тенденції розвитку двигунів

Розвиток газотурбінних двигунів нерозривно пов'язаний зі збільшенням температури газу перед турбіною. Як відомо з термогазодинамічного аналізу, це приводить до підвищення питомої роботи циклу (отже, до зменшення маси й розмірів двигунів).

Для двигунів із середнім і збільшеним ступенем двоконтурності це приводить також і до зниження питомої витрати палива. Підвищення температури та його вплив на світове двигунобудування показано на рисунках 1.1–1.4.

Підвищення температури газу в проточній частині приводить до підвищення температури деталей і зменшення границі міцності матеріалів, з яких їх виготовлено. Аналіз розвитку жароміцних сплавів (рисунок 1.5) показує, що температурний рівень їх роботоздатності підвищується значно повільніше, ніж температура газу. Тому стає очевидним, що основним напрямком забезпечення роботоздатності конструктивних елементів гарячої частини і підвищення їх ресурсу є вдосконалення систем охолодження.

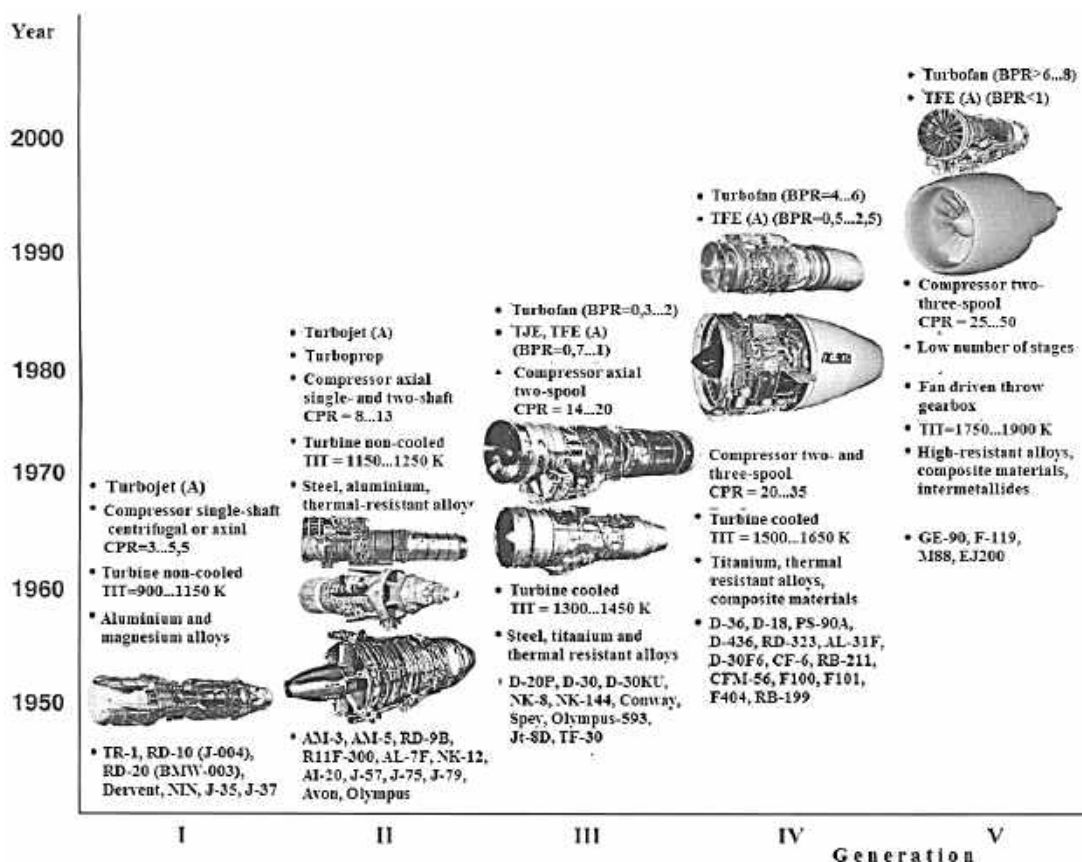


Рисунок 1.1 – Генерації авіаційних двигунів

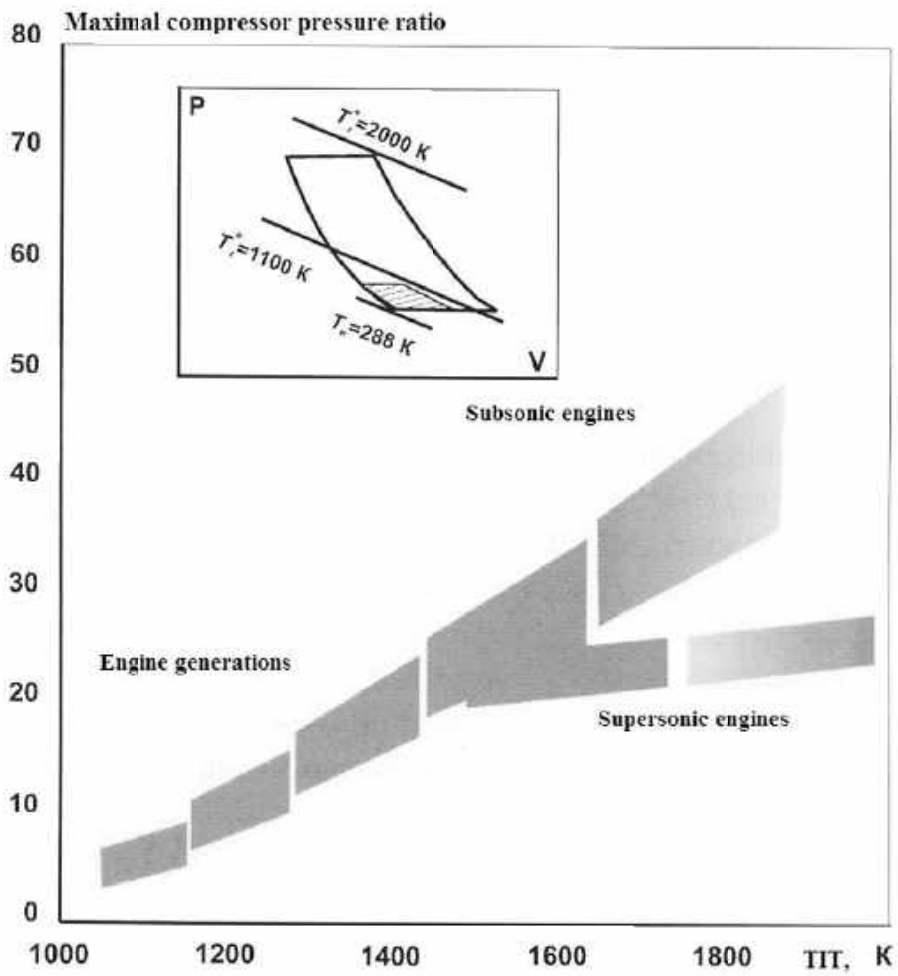


Рисунок 1.2 – Термодинамічні параметри авіаційних двигунів

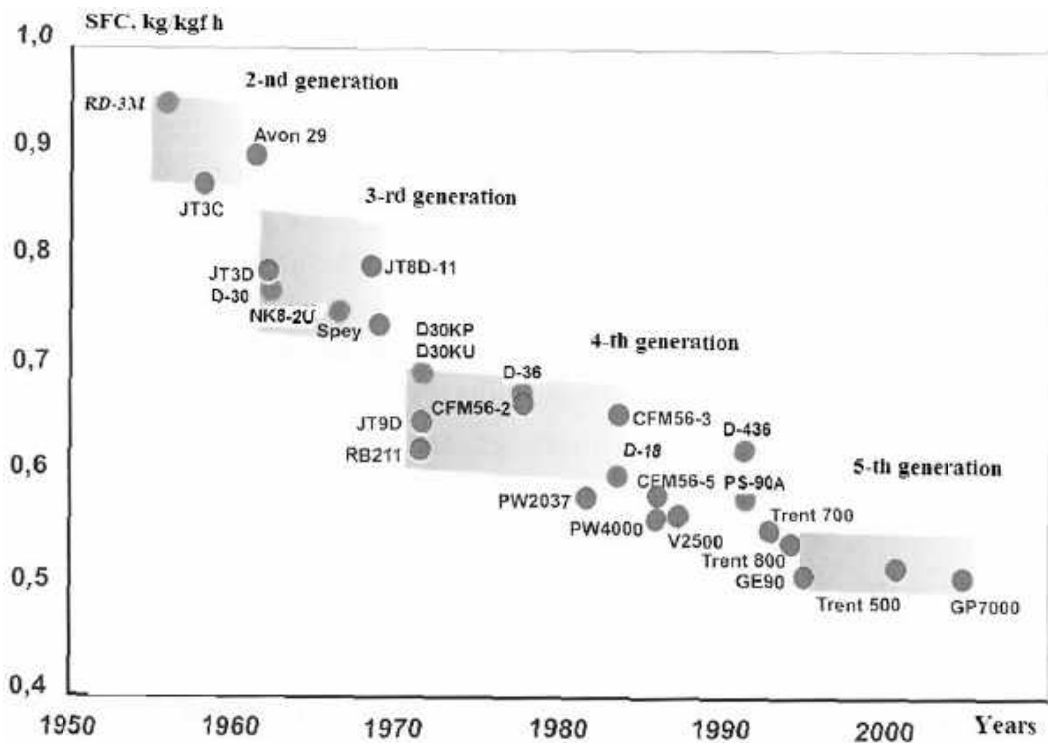


Рисунок 1.3 – Зміння питомої витрати палива

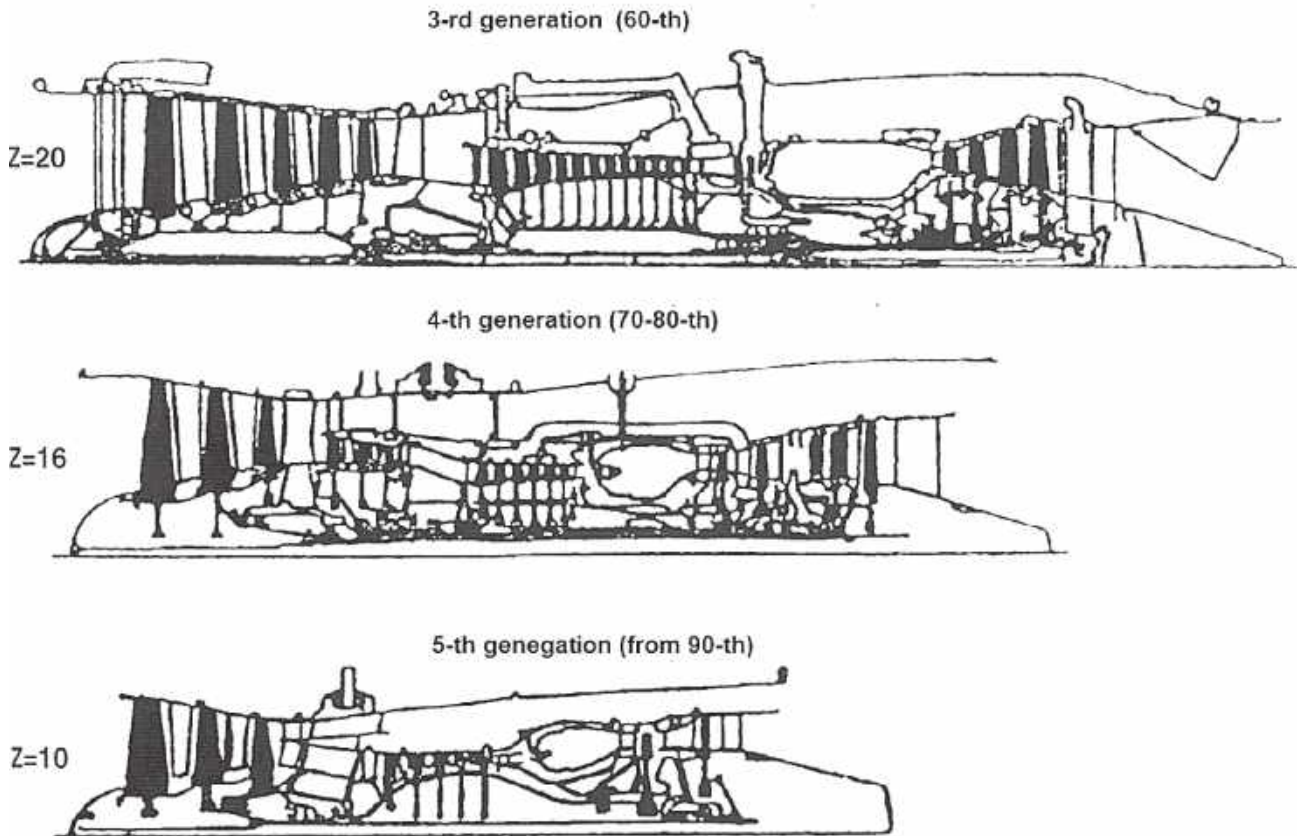


Рисунок 1.4 – Еволюція конструктивної схеми авіаційних двигунів

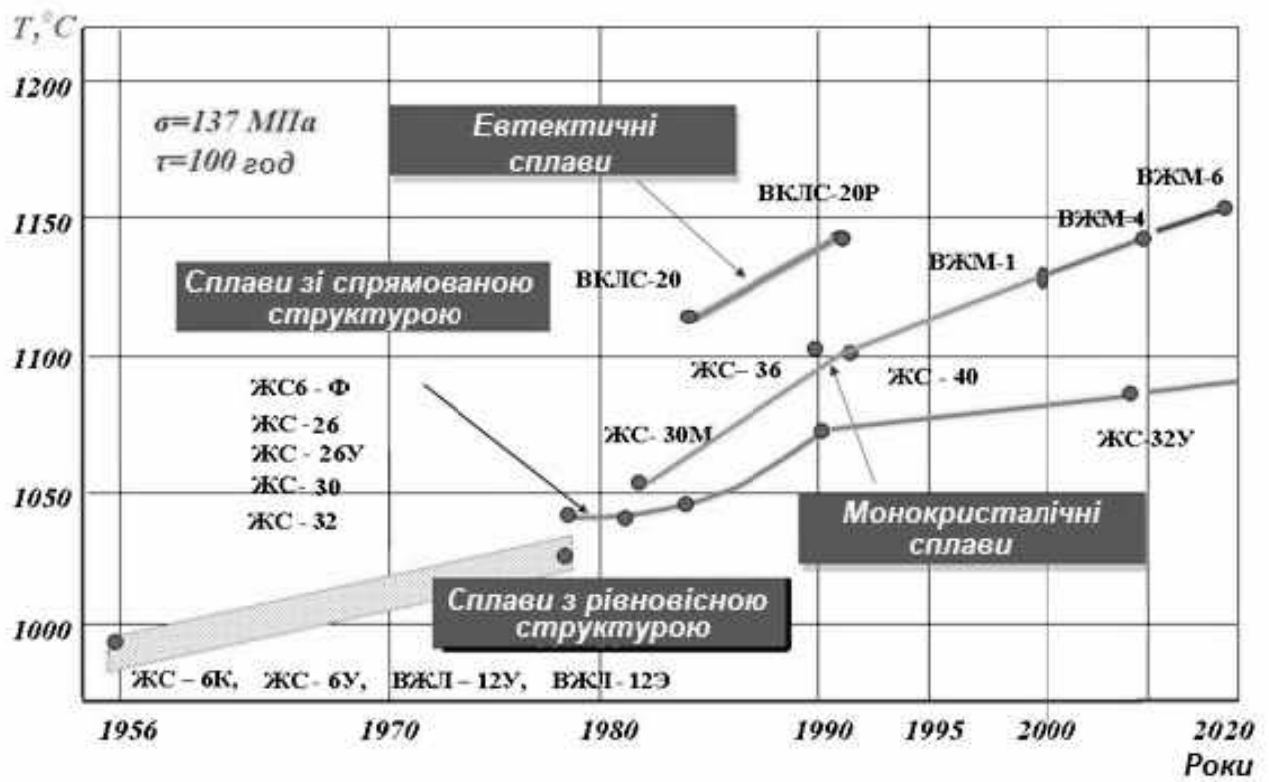


Рисунок 1.5 – Температурний рівень робоздатності ливарних жароміцних сплавів

1.2 Забезпечення ресурсу

Загострення конкуренції на ринку двигунів приводить до необхідності зниження вартості життєвого циклу або вартості експлуатації двигуна. Ефективним способом вирішення цієї проблеми є збільшення ресурсу. Для двигунів пасажирських і транспортних літаків призначений ресурс становить 20 тис. год і більше (рисунок 1.6).

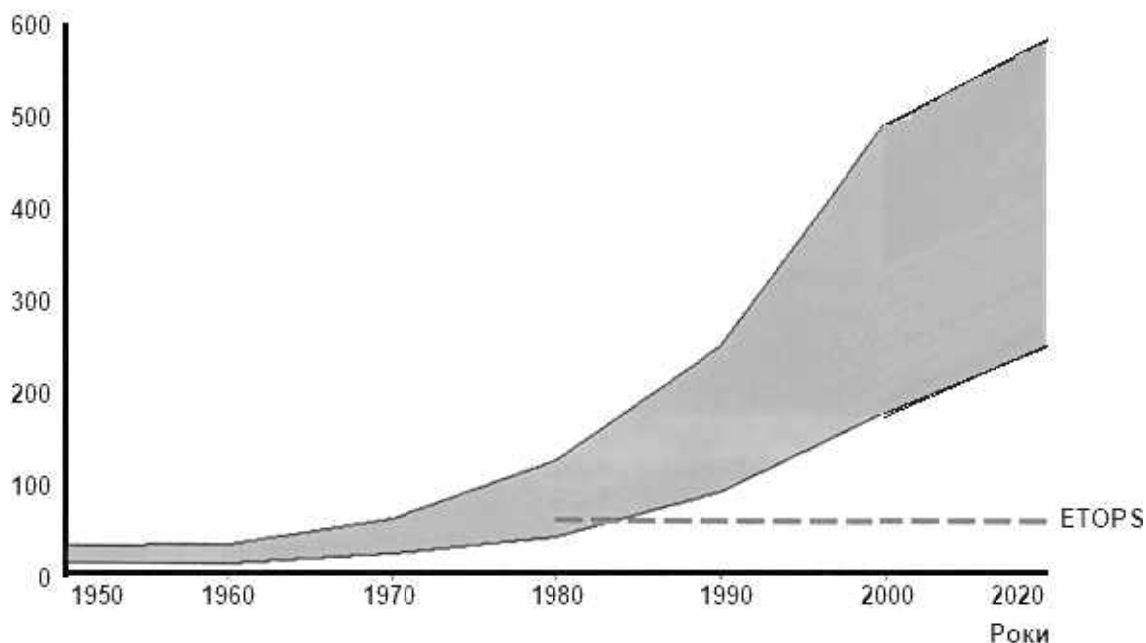


Рисунок 1.6 – Змінення за роками середнього напрацювання на вимикання двигуна в польоті, тис. год

Ресурс визначається станом кожної із деталей двигуна, серед яких виокремлюють критичні – основні деталі. Це такі деталі, руйнування яких не локалізується всередині двигуна й може спричинити катастрофу (диски, вали, вентиляторні лопатки, корпуси). Робочі лопатки турбін звичайно не належать до основних деталей. Проте їх стан суттєво впливає на надійність двигунів, наприклад, середній час наробку на відмову. Тому аналізу ресурсу лопаток турбіни приділяється велика увага.

Для забезпечення ресурсу необхідно мати засоби його визначення на етапі проєктування, під час випробувань і в експлуатації з урахуванням реальних експлуатаційних умов.

Повномасштабні випробування на ресурс є неможливими з двох причин:

- потребується дуже великий час (десятки тисяч годин на кожний двигун);
- необхідно випробувувати велику кількість двигунів до руйнування, тому що ресурс – поняття статистичне.

Вирішення цієї проблеми полягає в такому:

- прискорені випробування двигунів;

- повузлові випробування;
- визначення ресурсу розрахунковим шляхом.

Для розрахункового визначення ресурсу потрібно дуже точно знати температуру й напруження в деталях: похибка визначення температури на 3 °С або похибка визначення напружень на 1 % приводить до похибки у визначенні ресурсу на 10 %.

З виконаного аналізу розвитку газотурбінних двигунів випливає, що він значною мірою визначається підвищенням температури газу перед турбіною. Відповідно підвищується теплова напруженість деталей проточної частини, які працюють у високотемпературній зоні. У цій зоні знаходяться турбіна, камера згоряння та останні ступені компресора. Багато деталей цих вузлів не можуть надійно працювати без охолодження.

Таким чином, підвищення температури створює низку проблем, що знижують позитивний ефект:

- необхідність удосконалення системи охолодження;
- додаткові втрати, пов'язані з охолодженням;
- збільшення маси;
- підвищення складності деталей і вузлів;
- збільшення вартості.

1.3 Вимоги до систем охолодження

До системи охолодження ставляться такі основні вимоги:

1. **Забезпечення надійної роботи елементів двигуна**, що працюють в умовах підвищених навантажень і температур.

2. **Мінімальні витрати енергії на охолодження**, тому що ця енергія береться з термодинамічного циклу двигуна, і її відбирання призводить до зменшення роботи циклу, а отже, тяги і потужності. Щоб зменшити енергію, що витрачається на охолодження, необхідно:

- використовувати якомога менше охолодного повітря;
- використовувати повітря з якомога меншим тиском;
- зменшувати витоки повітря з каналів охолодження на шляху від місць відбирання до охолоджуваних деталей;
- знижувати гідравлічний опір каналів, якими рухається охолодне повітря.

3. **Забезпечення якомога більш рівномірного температурного поля охолоджуваних деталей**. Через температурну нерівномірність виникають температурні напруження. Ці напруження додаються до напружень від відцентрових, газових та інших сил, що в кінцевому підсумку може знизити міцність деталей, незважаючи на те, що вони охолоджуються. Таким чином, неправильно спроектована система охолодження може знизити надійність деталей.

4. **Мінімальний вплив відбирання і підведення повітря на характеристики вузлів проточної частини**.

1.4 Втрати, пов'язані з охолодженням ГТД

Під час охолодження двигунів виникають додаткові втрати, що знижують позитивний ефект від підвищення температури газу перед турбіною. Більшість перелічених вище вимог полягає в мінімізації цих втрат. Основними втратами є:

- термодинамічні втрати;
 - витрати енергії на стискання охолодного повітря;
 - витрати енергії на прокачування охолодного повітря;
 - втрати при змішуванні охолодного повітря з потоком газу в проточній частині;
 - втрати, пов'язані зі зміненням геометричних характеристик профілів охолоджуваних лопаток порівняно з неохолоджуваними;
 - втрати від зростання нестационарності потоку в решітках профілів.
- Проаналізуємо ці втрати.

1.4.1 Термодинамічні втрати

При використанні повітряного охолодження охолодне повітря відбирається в різних перерізах компресора й підводиться до різних перерізів турбіни. Це повітря не бере участі в підведенні тепла в камері згорання. Повітря, що відбирається з проміжних ступенів компресора, стискається не повністю. Охолодне повітря, що потрапляє в проточну частину турбіни, змішується з потоком газу і знижує його температуру. Усе це призводить до зниження роботи термодинамічного циклу двигуна, що буде проаналізовано в подальшому.

1.4.2 Витрати енергії на стискання охолодного повітря

На стискання охолодного повітря витрачається енергія, і це призводить до втрати корисної роботи термодинамічного циклу. Проте, якщо це повітря підводиться до турбіни, то воно змішується з газом і бере участь у виконанні роботи розширення в наступних ступенях. Тому втрати зменшуються. Чим раніше підводиться повітря, тим менше ці втрати. На 1 % втрат на стиснення припадає 0,5...0,8 % втрат роботи циклу.

Повітря, яке охолоджує диск і корпус останнього ступеня турбіни, у роботі турбіни не бере участі, проте виводиться на вхід до сопла й бере участь у створенні тяги.

Частина охолодного повітря виходить в атмосферу. Це повітря, яке охолоджує задній підшипник, надходить до задньої розвантажувальної порожнини турбіни.

1.4.3 Витрати енергії на прокачування охолодного повітря

До цих втрат належать:

- втрати тиску на подолання гідравлічного опору на шляху повітря від місця відбирання до охолоджуваної деталі;
- підвищення температури повітря на цьому шляху внаслідок його підігрівання;
- витрати енергії на розгін повітря до колової швидкості, яка відповідає швидкості його виходу з елементів ротора.

1.4.4 Втрати при змішуванні охолодного повітря з потоком газу в проточній частині

Після проходження через канали охолоджувального тракту повітря надходить до проточної частини турбіни і змішується з основним потоком газу. Якщо повітря випускається на поверхні профілів лопаток, то змішування відбувається в міжлопатковому каналі. Якщо ж повітря випускається з вихідних кромek лопаток, то воно змішується з газом в осьовому зазорі між сусідніми лопатковими вінцями. Крім того, повітря може потрапити до проточної частини турбіни з системи охолодження ротора й корпусу.

Процес змішування призводить до втрати кінетичної енергії основного потоку, яка витрачається на вирівнювання полів швидкості, тиску і густини потоку. Ці втрати збільшуються зі збільшенням різниці відповідних параметрів потоків повітря і газу, а також кутів відхилення охолодного повітря від потоку газу.

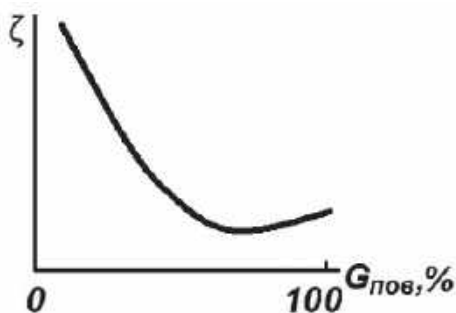


Рисунок 1.7 – Повні профільні втрати в решітці профілів залежно від витрати повітря

При видуванні повітря з вихідних кромek лопаток на величину втрат також впливає розташування перемичок у вихідній щілині: чим частіше і чим ближче до виходу вони розташовані, тим більше втрати.

Однак видування повітря зі щілини у вихідній кромці зменшує донний опір профілю і пов'язані з ним кромкові втрати. Тому втрати від змішування частково компенсуються (рисунок 1.7).

У випадку випускання повітря з отворів або щілин, розташованих у зоні вхідної кромки, на спинці або напірному боці лопатки, виникають додаткові профільні втрати, обумовлені його змішуванням з основним потоком газу, а також більш раннім переходом ламінарного примежового шару в турбулентний. Величина цих втрат залежить:

- від місця розташування випускних отворів уздовж профілю;
- кута виходу потоку повітря;
- швидкості виходу повітря;
- стану й параметрів примежового шару на ділянці видування;
- протяжності ділянки видування;
- рівня збурень, які спричиняються в примежовому шарі повітрям, що видувається.

Повітря, що видувається, значно більше впливає, якщо примежовий шар – ламінарний; вплив на турбулентний шар є значно меншим.

1.4.5 Втрати, пов'язані зі зміною геометричних характеристик профілів охолоджуваних лопаток порівняно з неохолоджуваними

Для зменшення аеродинамічного опору профілі лопаток необхідно робити тонкими. Однак це унеможлиблює розміщення всередині лопаток каналів для охолодного повітря. Тому профілі лопаток роблять товстими, що приводить до підвищення аеродинамічного опору.

Крім того, для покращання охолодження передньої й задньої кромки лопатки її профіль спеціально скорочують, щоб наблизити кромки до каналів охолодження. Це викривлює форму профілю та збільшує його аеродинамічний опір. Охолодження вихідної кромки можна покращити, якщо розташувати в ній щілину для проходження охолодного повітря. Однак це потребує збільшення товщини вихідної кромки, що також збільшує аеродинамічний опір.

Викривлення аеродинамічних профілів призводить до збільшення втрат не тільки в певній решітці профілів, але й в наступних решітках. Так, наприклад, потовщення вихідної кромки соплових лопаток спричиняє підвищення інтенсивності вихорів і нерівномірності полів швидкості й тиску на вході до робочих лопаток.

Зі збільшенням радіуса вхідної кромки зменшується довжина ділянки з ламінарним примежовим шаром, що також збільшує профільні втрати.

1.4.6 Втрати від підвищення нестационарності потоку в решітках профілів

Кромкові сліди, які утворюються лопатками, обумовлюють періодичну нестационарність полів швидкості й тиску на вході в наступний лопатковий вінець, що призводить до додаткових втрат.

Випускання охолодного повітря через щілини у вихідних кромках суттєво змінює характер нерівномірності поля швидкості й тиску потоку в сліду за решіткою. Швидкість потоку в ядрі струменя і ширина ядра збільшуються зі збільшенням витрати повітря, що видувається.

Збільшення ширини задньої кромки для забезпечення випускання охолодного повітря призводить до збільшення нерівномірності потоку на вході в наступну решітку та до додаткових втрат унаслідок нестационарності. Нерівномірність підвищується і втрати збільшуються, якщо видування відбувається не тільки через вхідну кромку, але й через отвори в боковій поверхні лопатки. У цьому випадку відбувається додаткова турбулізація прилежого шару, потовщується закромковий слід, підвищується нерівномірність потоку і відповідно збільшуються втрати.

1.5 Термодинамічний аналіз

Відомо, що підвищення температури газу позитивно впливає на питомі показники циклу газотурбінного двигуна (рисунок 1.8).

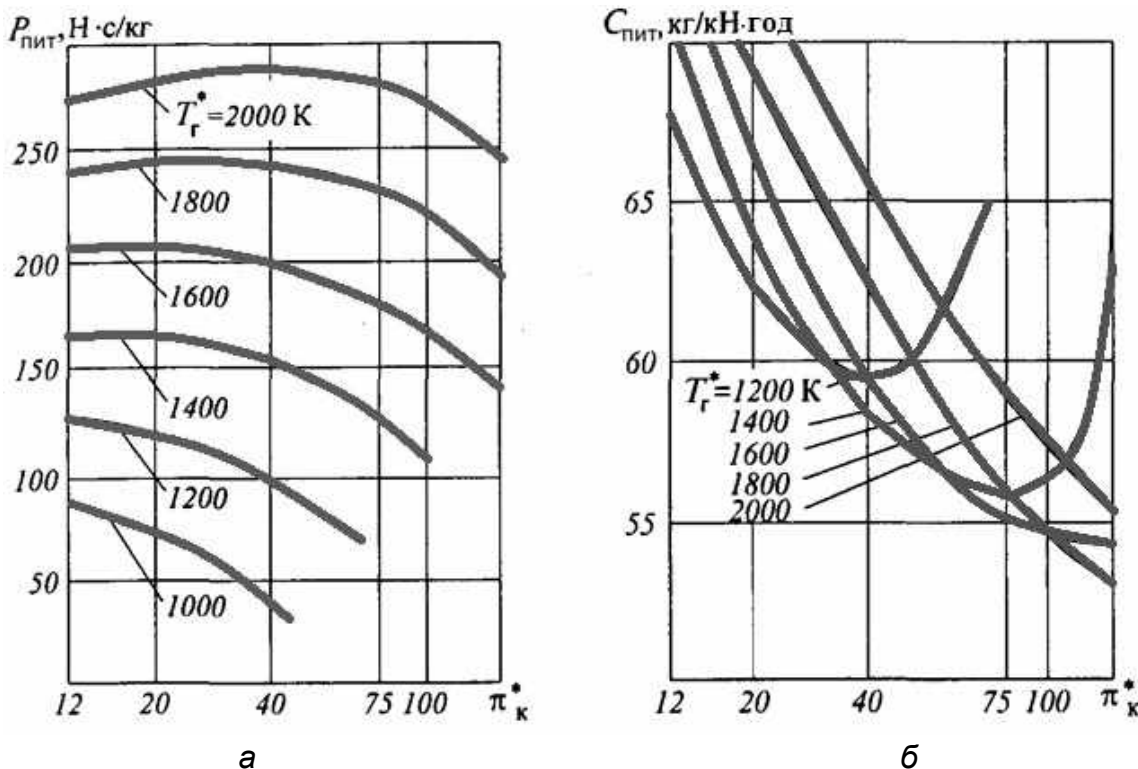


Рисунок 1.8 – Залежності питомої тяги ТРДД (а) і питомої витрати палива (б) від параметрів циклу ($T_H = 216 \text{ К}$, $v_n = 230 \text{ м/с}$, $m = 6$)

Проаналізуємо вплив температури газу на питому роботу циклу двигуна (рисунки 1.9, 1.10).

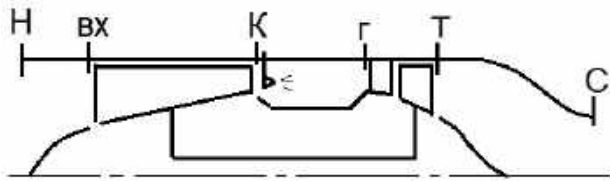


Рисунок 1.9 – Схема проточної частини ТРД

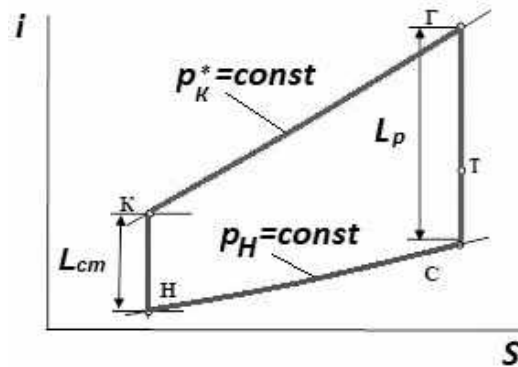


Рисунок 1.10 – Ідеальна діаграма робочого процесу ТРД

Будемо вважати процеси стиснення та розширення ізоентропними, а питомі теплоємності повітря і газу – однаковими. Тоді

$$\begin{aligned}
 L &= L_{\text{розш}} - L_{\text{ст}} = C_p T_e^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}} \right) - C_p T_H \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \\
 &= C_p \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left(\frac{T_e^*}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}} - T_H \right) = a T_e^* + b, \quad (1.1)
 \end{aligned}$$

звідки випливає, що з підвищенням T_e^* питома робота збільшується лінійно (рисунок 1.11).

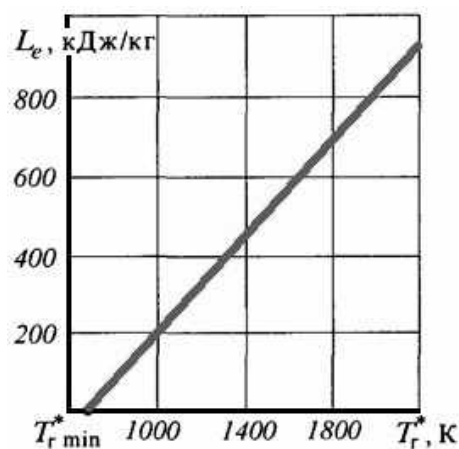


Рисунок 1.11 – Залежність роботи циклу L_e від T_r^* при $\pi_{\Sigma} = 25$, $T_H = 216$ К, $\eta_{cm} = 0,85$, $\eta_p = 0,93$

Використання охолоджуваних деталей потребує відбирання охолодного повітря від компресора, унаслідок чого потужність турбіни знижується. Термодинамічна діаграма, зображена на рисунку 1.7 у питомих параметрах, не змінюється, а у виразі для питомої роботи слід урахувати значення відносного відбору повітря на охолодження:

$$L = (1 - \bar{G}_{\text{охол}}) L_{\text{розш}} - L_{\text{ст}} = C_p \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left[\frac{T_2^* (1 - \bar{G}_{\text{охол}})}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}} - T_H \right] = a_1 T_2^* + c. \quad (1.2)$$

Характер залежності L від T_2^* , як і в попередньому випадку, – лінійний.

Як видно з (1.1) і (1.2), $a_1 < a$, тому швидкість зростання питомої роботи циклу зі збільшенням T_2^* у двигунах з охолоджуваною турбіною є меншою, ніж у двигунах без охолодження.

Очевидно, при збереженні схеми системи охолодження для підтримки заданої температури деталей з підвищенням T_2^* потрібно збільшувати кількість охолодного повітря. Припустимо, що витрата охолодного повітря пропорційна температурі:

$$\bar{G}_{\text{охол}} = k T_2^*. \quad (1.3)$$

Підставивши (1.3) у (1.2), отримаємо

$$L = C_p \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left[\frac{T_2^* (1 - k T_2^*)}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}} - T_H \right] = a_1 T_2^* - b T_2^{*2} + c. \quad (1.4)$$

Таким чином, збільшення відносної витрати охолодного повітря з підвищенням температури газу ще сильніше уповільнює збільшення питомої роботи циклу.

Як буде показано далі, залежність витрати охолодного повітря, потрібного для підтримки заданої температури деталей, від температури газу є нелінійною і має вигляд

$$\bar{G}_{\text{охол}} = k (T_2^*)^q, \quad q > 1. \quad (1.5)$$

Підставимо (1.5) у (1.2):

$$L = C_p \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \left\{ \frac{T_2^* \left(1 - k (T_r^*)^q \right)}{\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}}} - T_H \right\} = a_1 T_2^* - b (T_2^*)^{q+1} + c. \quad (1.6)$$

На рисунку 1.12 показано залежності (1.3) і (1.5), а на рисунку 1.13 – залежності питомої роботи термодинамічного циклу від температури газу, що відповідають формулам (1.1), (1.2), (1.4) і (1.6).

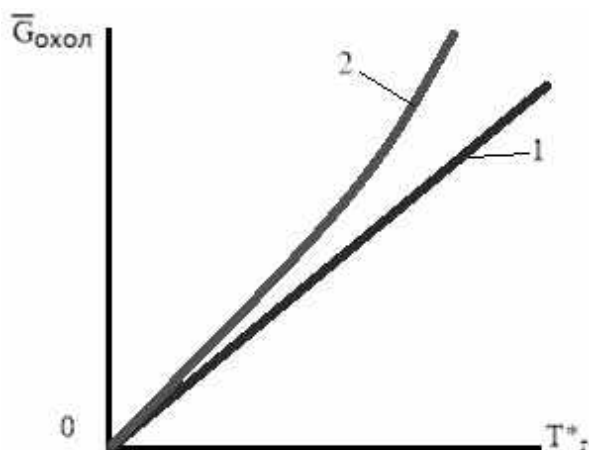


Рисунок 1.12 – Залежність витрати охолодного повітря від температури газу: 1 – формула (1.3); 2 – формула (1.5)

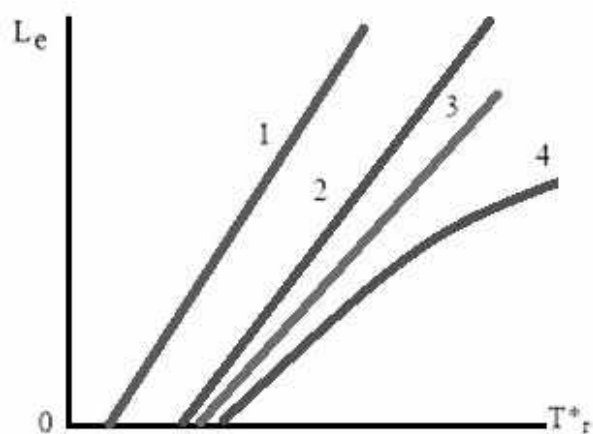


Рисунок 1.13 – Залежність питомої роботи циклу від температури газу: 1 – ідеальна; 2 – при постійному відносному відборі повітря; 3 – при лінійній залежності відбору від T_2^* ; 4 – при нелінійній залежності відбору від T_2^*

Таким чином, унаслідок збільшення потрібних відборів повітря на охолодження збільшення питомої роботи уповільнюється, і подальше підвищення температури газу стає недоцільним (рисунок 1.14).

Подальший прогрес стає можливим тільки за умов використання нових способів охолодження.

У межах розглянутих залежностей ці нові способи мають зменшувати значення коефіцієнтів k і q у формулі (1.5).

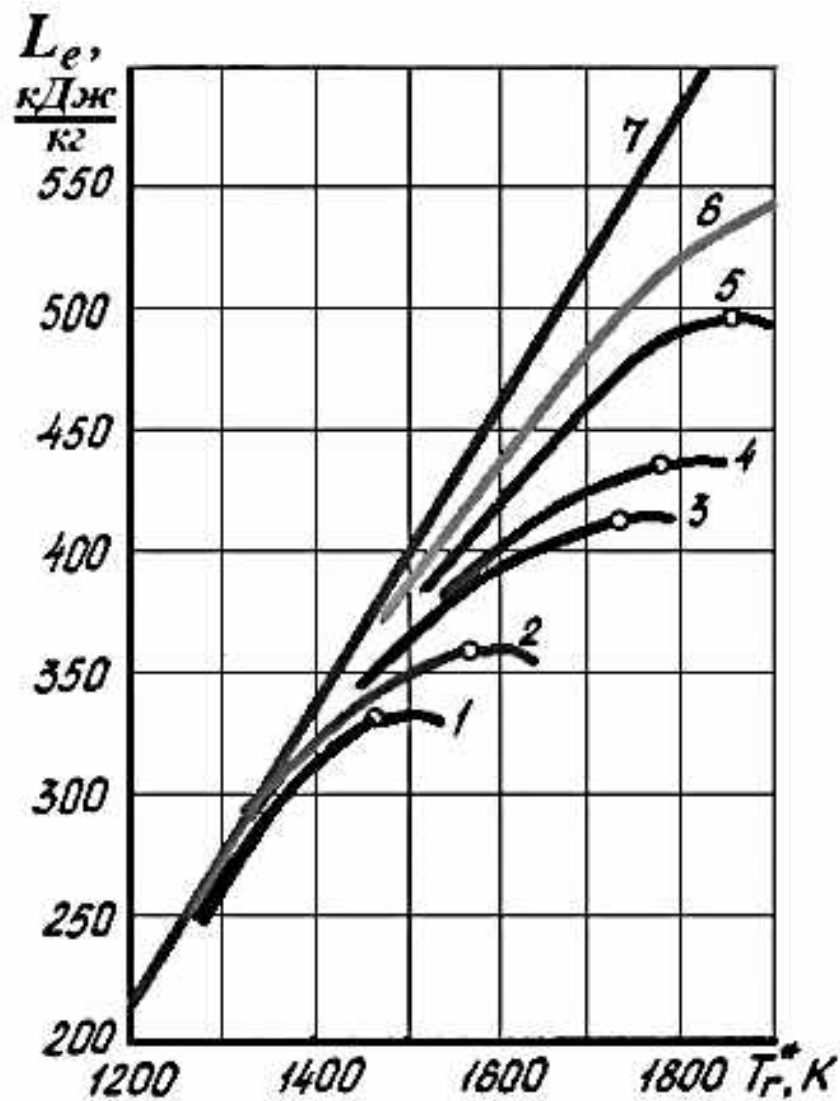


Рисунок 1.14 – Графіки граничних можливостей різних способів повітряного охолодження лопаткових вінців турбін ($H = 0$, $M_n = 0$):

- 1 – внутрішнє конвективне охолодження; 2 – внутрішнє конвективне охолодження з інтенсифікацією теплообміну; 3 – комбіноване конвективно-плівкове охолодження; 4 – комбіноване конвективно-плівкове охолодження з попереднім охолодженням повітря на 50...70 К; 5 – оболонка з рівномірно проникних матеріалів; 6 – оболонка з програмованою проникністю за обводом профілю (1...4 – за даними натурних ГТД; 5...6 – за дослідними даними); 7 – ідеальний варіант, без витрат енергії на охолодження

2.1.2 Тепловий стан лопаток

Тепловий стан лопаток визначається зміною температури по висоті і по перерізу. Цей розподіл температури залежить від інтенсивності надходження тепла до лопатки від газового потоку та інтенсивності відведення тепла до охолодного повітря.

Неоднорідність поля температур у лопатці спричиняє дві особливості охолоджуваних лопаток:

- неоднорідність границі міцності;
- виникнення термічних напружень.

Ці особливості іноді виявляються в отриманні неочікуваних (на перший погляд) результатів.

Так, наприклад, не завжди в точці з меншим напруженням запас міцності є вищим. Охолодження не завжди приводить до покращання роботоздатності (підвищення запасів міцності), тому що збільшення термічних напружень може перевищити збільшення границі міцності, обумовлене зниженням температури.

2.1.3 Навантаження, що діють на лопатки

1. Для робочих лопаток турбін (особливо охолоджуваних) найбільшими є *розтягувальні відцентрові навантаження*. Це визначається такими причинами:

- лопатки турбін мають велику відносну товщину профілю (відношення максимальної товщини до хорди), що підвищує жорсткість перерізів і знижує напруження згинання і кручення;
- для газогенератора середній радіус турбіни звичайно є більшим за середній радіус відповідного каскаду компресора;
- лопатки турбін зазвичай оснащуються бандажними полицями, розташованими на зовнішньому радіусі; ці полиці створюють додаткове навантаження.

2. *Згинальний момент від газових сил*. Як відомо, унаслідок неоднорідності локальних швидкостей на асиметричному профілі, що знаходиться в потоці, виникає неоднорідне поле статистичного тиску, взаємодія якого з профілем приводить до виникнення в кожному поперечному перерізі сумарної аеродинамічної сили. Це розподілене по висоті лопатки навантаження приводить до її згинання.

3. *Крутильний момент від відцентрових сил*.

4. *Крутильний момент від газових сил*.

5. *Змінні навантаження внаслідок нестационарних впливів:*

- з боку потоку внаслідок його неоднорідності;
- з боку дисків, що передають через замкову частину коливання ротору;

– з боку сусідніх лопаток через бандажну полицю.

6. *Термічні напруження.* Довговічність охолоджуваних лопаток турбін визначається сумісною дією пошкоджень, спричинених тривалим статичним навантаженням і малоцикловою втомою. Пошкодження від дії тривалого статичного навантаження накопичуються під час роботи двигуна на стаціонарних режимах. Малоциклова втома лопаток визначається розмахом напружень за цикл навантаження. Зазвичай його значення визначається роботою лопаток на перехідних режимах. На цих режимах температурні градієнти в поперечних перерізах лопаток суттєво підвищуються, що обумовлює збільшення термічних і сумарних напружень. Унаслідок короткочасної дії вони не спричиняють помітного пошкодження лопатки. Однак, коли розмах напружень за цикл роботи двигуна є достатньо великим, у лопатці в кожному циклі накопичуються втомні пошкодження.

2.2 Диски газових турбін

2.2.1 Призначення й особливості конструкції

Диски призначено для забезпечення кріплення робочих лопаток і передавання крутільного моменту від них до вала (рисунок 2.2).

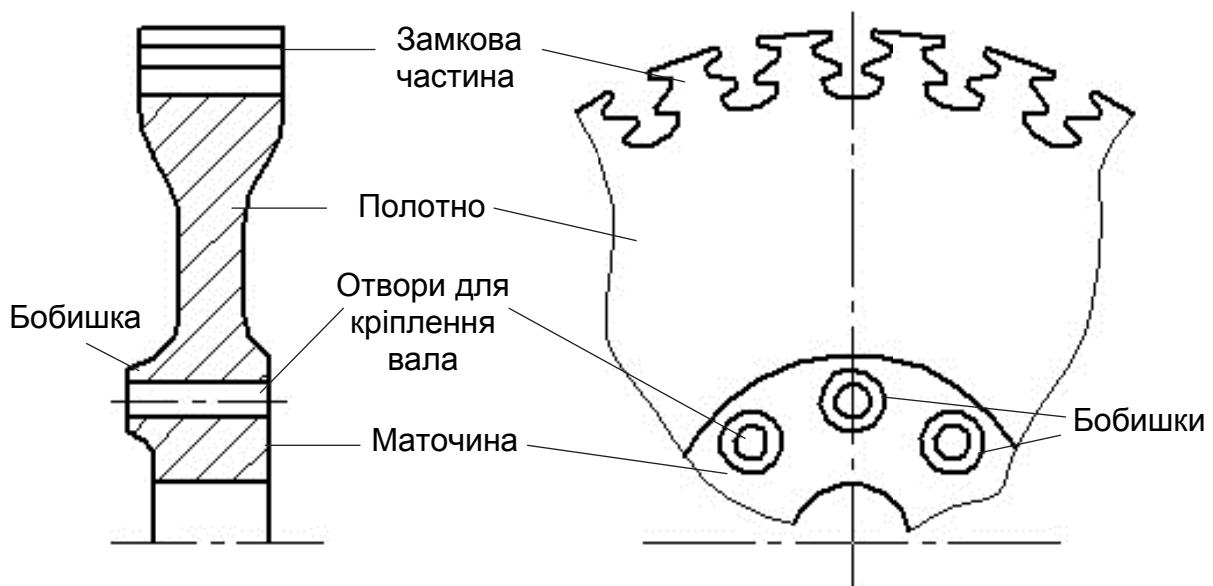


Рисунок 2.2 – Конструктивні елементи диска

Диск можна поділити на характерні зони:

– **замкова зона** призначена для кріплення лопаток; звичайно використовуються замки «ялинкового» типу, що мають декілька зубців; ширина замкової частини визначається параметрами кореневого перерізу лопатки (хордою й кутом установлення); радіальні розміри визначаються розмірами зубців замка й наявністю подовжувальної ніжки лопатки для забезпечення обдування замкової частини та підвищення теплового опору;

– **полотно** – середня частина диска, яка забезпечує його радіальну жорсткість; для мінімізації маси товщина полотна збільшується зі зменшенням радіуса;

– **маточина** – внутрішня частина диска; зазвичай має постійну товщину, тому що подальше збільшення товщини є неможливим через наявність сусідніх деталей; звичайно маточина має центральний отвір, усередині якого розміщуються вали інших каскадів турбіни або проходить повітря систем охолодження або суфлювання.

На маточині або полотні розташовуються отвори для сполучення диска з сусідніми дисками й валом. Сюди ж можуть під'єднуватися спеціальні покривні диски для покращання охолодження, а також елементи лабіринтових ущільнень.

2.2.2 Тепловий стан дисків

Тепловий стан дисків визначається зміною температури по радіусу в осьовому й коловому напрямках, а також локальними градієнтами температури (рисунок 2.3).

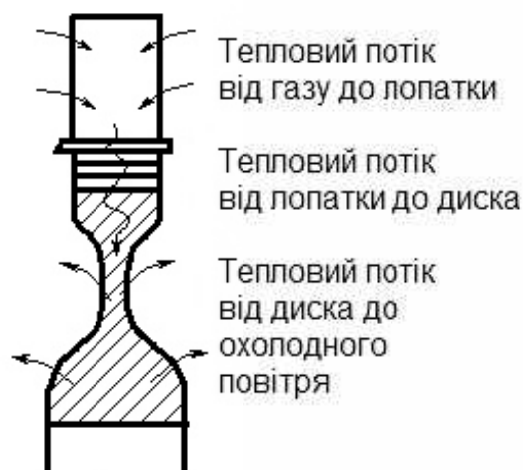


Рисунок 2.3 – Розподіл теплових потоків в елементі ротора

Змінення температури по радіусу визначається тим, що тепловий потік, що надходить до робочих лопаток з боку газового потоку, частково відводиться в повітря, яке охолоджує лопатки, а остання частина через замкову зону надходить до диска. Для відведення цього тепла і забезпечення необхідної міцності диска, його треба охолодити. Тому тепловий потік спрямовується від лопаток униз по радіусу до диска.

Осьова нерівномірність обумовлена різницею інтенсивностей охолодження передньої і задньої поверхонь диска.

Колова нерівномірність може бути обумовлена впливом отворів для болтів кріплення диска й теплообміном зі сполученими деталями (валом, іншими дисками тощо).

2.2.3 Навантаження, що діють на диски

Основним призначенням дисків є утримання лопаток, тому диски сприймають навантаження від лопаток. Оскільки диски обертаються, у них виникають відцентрові навантаження від власної маси.

Залежно від конструкції повітряні порожнини з боку передньої й задньої порожнин диска можуть бути розділені диском або з'єднані між собою; цей зв'язок може мати гідравлічний опір. Якщо гідравлічного опору немає, то значення тиску в цих порожнинах є однаковими, і на диск не діє осьова сила від перепаду тисків. В усіх інших випадках тиски є різними, і на диск діють різні за величиною й напрямком осьові сили тиску газу в порожнинах ротора.

Таким чином, на диск діють такі навантаження:

1. Радіальні відцентрові сили лопаток (рисунок 2.4).

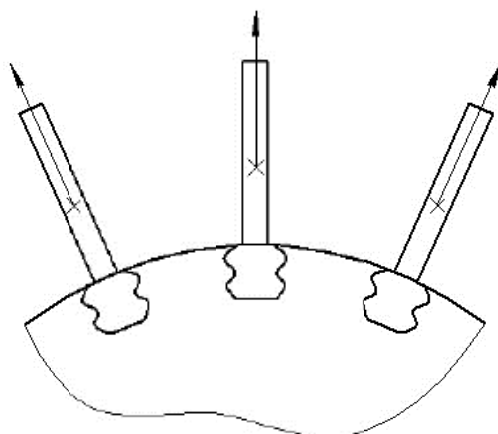


Рисунок 2.4 – Відцентрові сили лопаток, що діють на диск

2. Осьові складові P_a аеродинамічних сил, що діють на лопатки (рисунок 2.5).

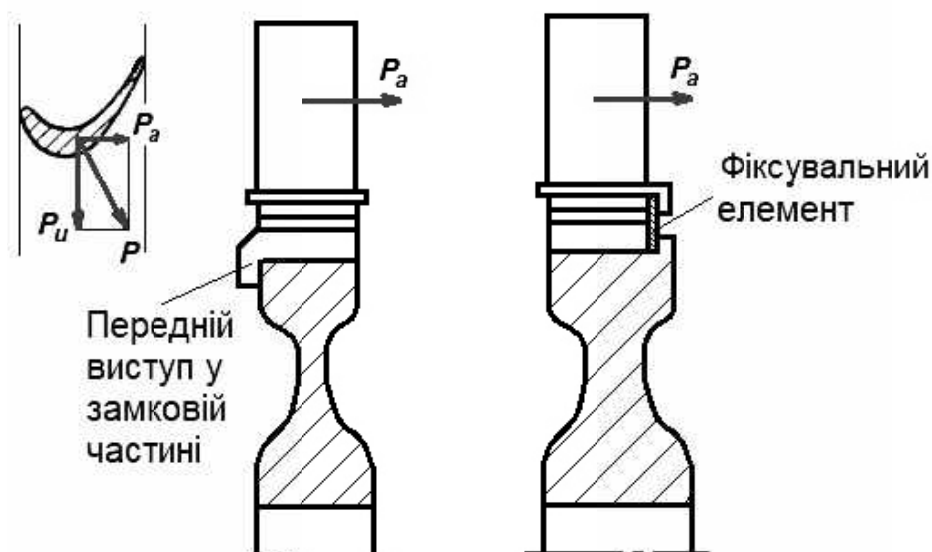


Рисунок 2.5 – Осьові складові аеродинамічних сил лопаток, що діють на диск

3. Крутильний момент $M_{кр}$ від колових складових аеродинамічних сил (рисунок 2.6). Передавання крутильного моменту відбувається так: лопатки – замки – полотно диска – болтове з'єднання – вал.

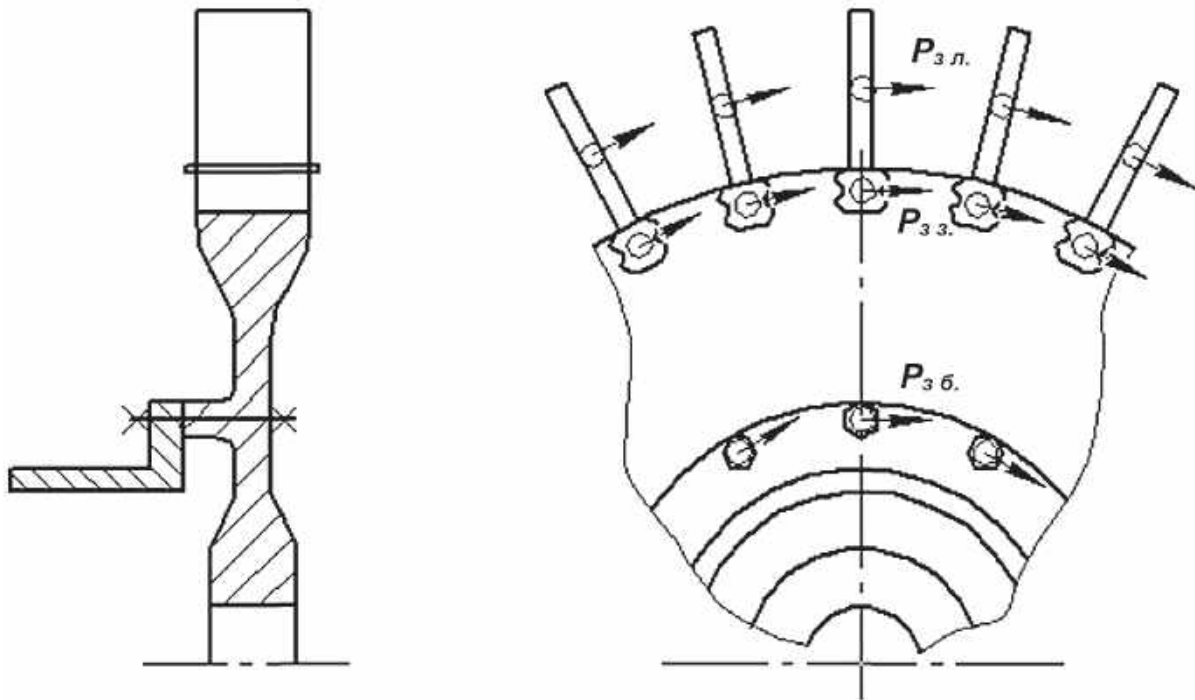


Рисунок 2.6 – Передавання крутильного моменту

4. Відцентрові сили від власної маси диска (рисунок 2.7): кожний елемент диска масою dm , розташований на радіусі r , сприймає відцентрову силу

$$dP_{вц} = dm\omega^2 r.$$

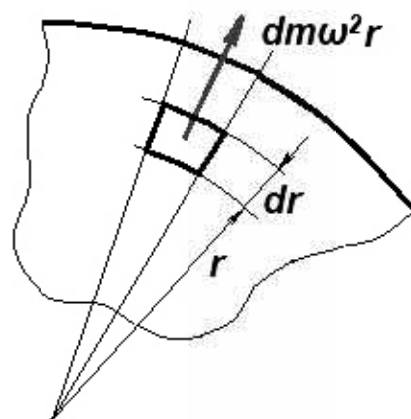


Рисунок 2.7 – Відцентрова сила елемента диска

5. Осьове розподілене навантаження від тиску повітря в порожнинах ротора. Розрізняють конструкції з однаковим і різним тиском у порожнинах (рисунок 2.8, 2.9).

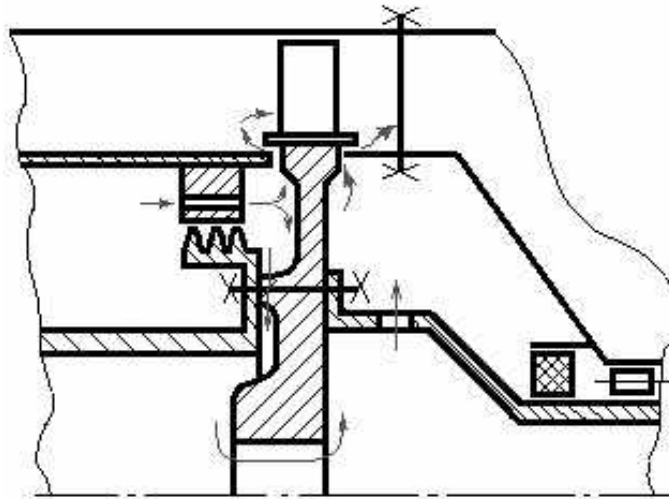


Рисунок 2.8 – Приклад конструкції з однаковим тиском у порожнинах, суміжних з диском

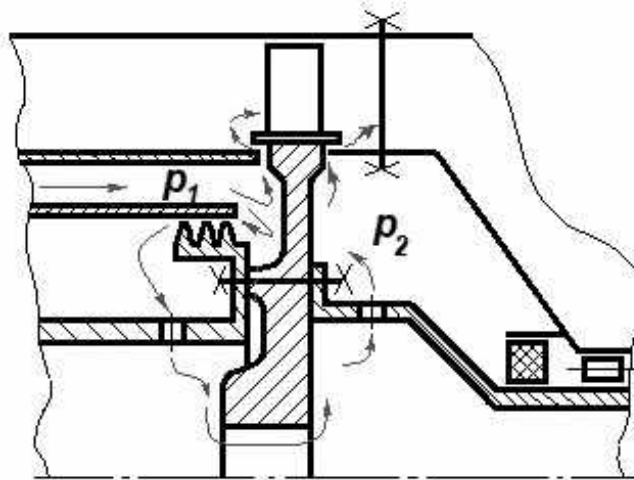


Рисунок 2.9 – Приклад конструкції з різним тиском у порожнинах, суміжних з диском

6. *Термічні напруження* виникають унаслідок того, що різні шари диска мають різну температуру й відповідно мають тенденцію до різної зміни розмірів, однак термічні розширення є обмеженими.

7. *Змінні навантаження внаслідок нестаціонарних впливів:*

- з боку лопатки, навантаженої змінною аеродинамічною силою;
- з боку ротора;
- з боку газових порожнин через бокові поверхні диска.

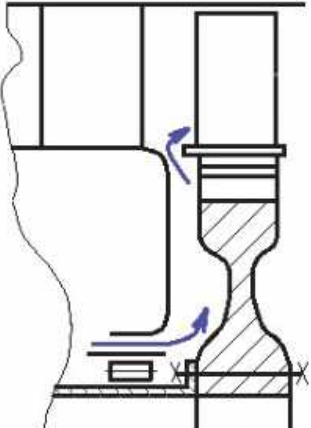
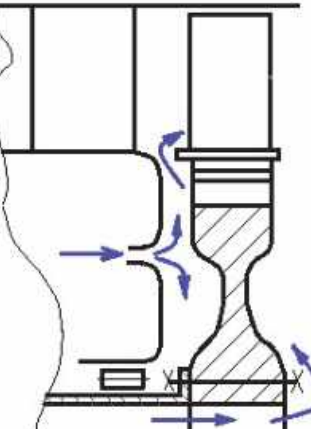
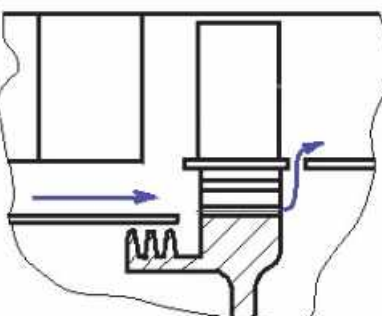
На перехідних режимах термічні напруження в диску суттєво збільшуються, тому що диски турбін мають велику масу і відповідно велику теплову інерційність. Тому вплив малоциклової втоми на накопичування пошкоджень у дисках є суттєво більшим, ніж у лопатках. У локальних зонах дисків можуть бути напруження, що перевищують границю текучості. Тривала робота в умовах підвищених температур і навантажень спричиняє дію повзучості.

Таким чином, диски турбін можна вважати одними з найнавантажених деталей двигуна. Диски зазнають дії різних стаціонарних і змінних сил і моментів в осьовому, коловому й радіальному напрямках, тому вони перебувають у складному напруженому стані. Навантаження є багатокомпонентним, тому що одночасно діють тривале статичне навантаження, повзучість, малоциклова втома, пластичність і багатоциклова втома.

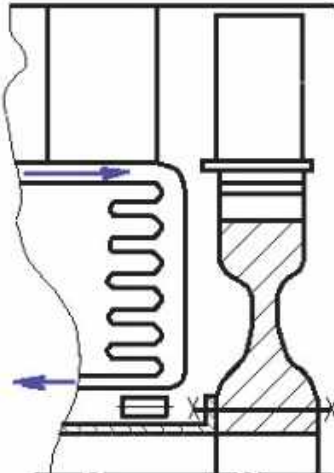
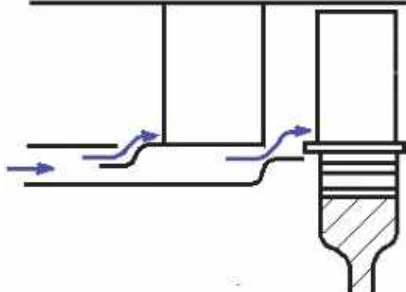
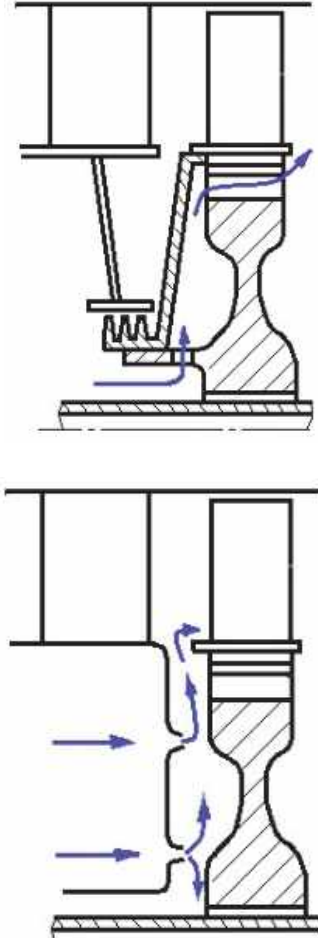
2.2.4 Конструктивні схеми охолодження дисків

Способи охолодження дисків наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Способи охолодження дисків

№ п/п	Спосіб охолодження	Схема
1	Радіальне обдування – обдування однієї або обох бокових поверхонь дисків потоком повітря, яке рухається від центра до периферії	
2	Обдування потоком повітря, що рухається перпендикулярно до бокової поверхні	
3	Продування через зазори в замковій зоні	

Продовження таблиці 2.1

№ п/п	Спосіб охолодження	Схема
4	<p>«Екранне» охолодження – відведення тепла конвекцією і радіацією до холодної поверхні статора.</p> <p>Інтенсивність теплообміну є нижчою, ніж при прямому продуванні, тому в авіації цей спосіб не використовується</p>	
5	<p>Загороджувальне повітряне охолодження – охолодження внаслідок утворення плівки холодного повітря в кореновому перерізі соплових і робочих лопаток</p>	
6	<p>Комбінації зазначених способів:</p> <ul style="list-style-type: none"> – радіальне обдування з продуванням замкової зони – радіальне обдування сумісно зі струменево-радіальним обдуванням – комбінація різних способів із загороджувальним охолодженням 	

2.3 Корпуси газових турбін

2.3.1 Призначення й особливості конструкції

Корпуси виконують такі функції:

- формування торцевих поверхонь проточної частини;
- кріплення соплових лопаток;
- забезпечення розрахункових значень радіальних та осьових зазорів у лопатковому апараті;
- формування опорних вузлів, що містять підшипники і забезпечують фіксацію ротора;
- передавання радіальних сил від ротора на зовнішній корпус;
- передавання осьових сил і крутильних моментів до сусідніх корпусів і, у кінцевому підсумку, до вузлів підвіски двигуна;
- забезпечення функціонування ущільнень.

Отже, корпуси виконують багато різних функцій. Виконання цих функцій приводить до суперечностей. Наприклад, для зменшення втрат у проточній частині корпус має бути гладким циліндричним. Однак при температурі газу, яка відповідає сучасному рівню і перевищує температурний рівень роботоздатності сплаву, з якого виготовляються корпуси, необхідним є охолодження. Тому корпуси турбіни (рисунок. 2.10) зазвичай мають подвійну стінку: внутрішня стінка формує проточну частину, а зовнішня є силовою. Вона сприймає навантаження, тому що сполучається з опорами й одночасно є кожухом над внутрішнім корпусом, усередині якого проходить охолодне повітря.



Рисунок 2.10 – Схема корпусу турбіни

Для забезпечення мінімальних радіальних зазорів в корпуси встановлюють елементи, які припрацьовуються під час торкання статора робочими лопатками (рисунок 2.11). У двигунах ранніх генерацій це суцільні вставки зі спечених порошків на основі нікелю, у сучасних двигунах – стільникові ущільнення.

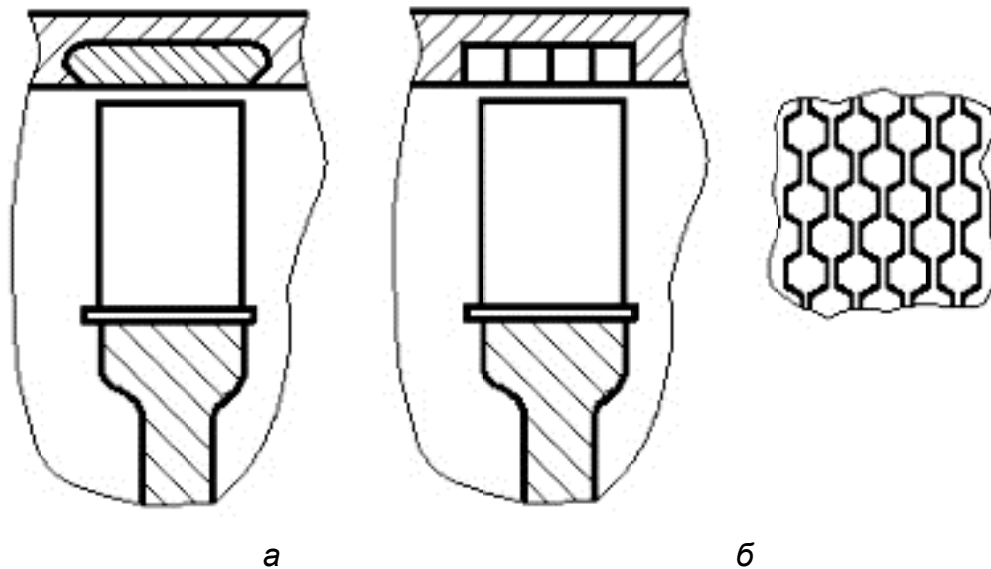


Рисунок 2.11 – Елементи, що забезпечують зменшення радіальних зазорів між ротором і корпусом турбіни: *а* – вставки, що припрацьовуються; *б* – стільникові вставки

Корпуси сучасних турбін мають поперечні розніми і сполучаються за допомогою фланців. У конструкції фланцевого з'єднання необхідно передбачити центрування деталей. При цьому слід урахувувати вплив температурних деформацій, які можуть спричинити дуже великі напруження або ж розкрити стики й порушити центрування (рисунок 2.12).

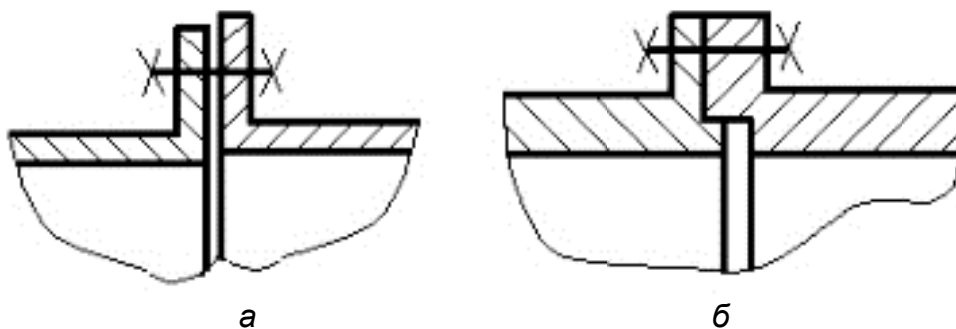


Рисунок 2.12 – Фланцеве з'єднання:
а – нецентроване; *б* – правильно центроване

Для зменшення радіальних зазорів на режимах тривалої роботи використовують пасивне й активне керування радіальними зазорами. До складу конструкції корпусів включають відповідні елементи.

2.3.2 Тепловий стан корпусів

Тепловий стан корпусів визначається зміненням їх температури в осьовому, коловому й радіальному напрямках.

Змінення температури в осьовому напрямку є характерним для циліндричних (оболонкових) частин корпусів і зумовлюється зміненням температури газу й охолодного повітря (рисунок 2.13).

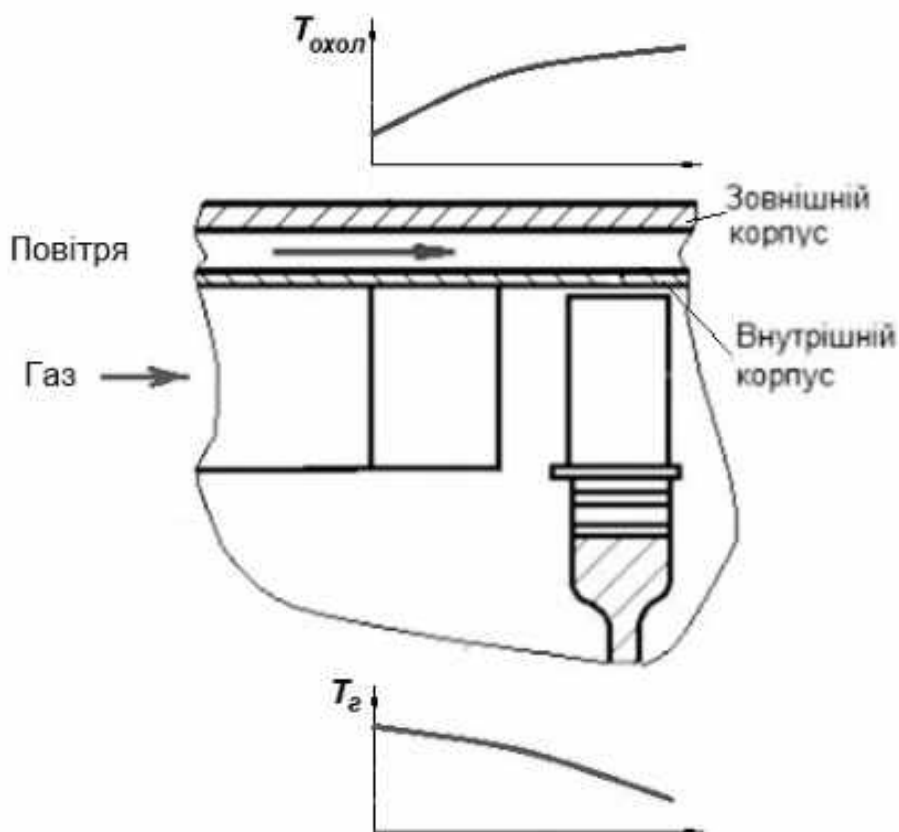


Рисунок 2.13 – Осьове змінення температури

Змінення температури в коловому напрямку є характерним для корпусів соплових апаратів і пов'язане з нагріванням у міжлопатковому каналі та охолодженням соплових лопаток (рисунок 2.14).

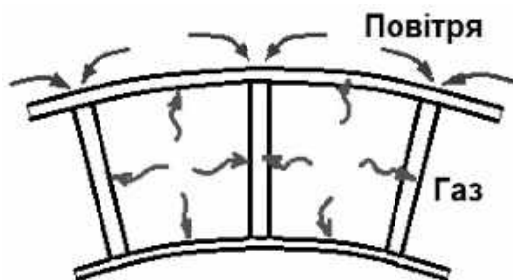


Рисунок 2.14 – Колове змінення температури

Змінення температури в радіальному напрямку є характерним для фланців, корпусів підшипників і силових елементів, які сполучають підшипники із зовнішнім корпусом.

2.3.3 Навантаження, які діють на корпуси

Корпуси турбін зазнають дії таких навантажень:

- 1) навантаження від тиску газів;
- 2) осьові сили й моменти, що передаються від сусідніх корпусів на вузли кріплення двигуна;
- 3) осьові складові аеродинамічних сил, що діють на елементи проточної частини;
- 4) крутильний момент від колової складової аеродинамічних сил;
- 5) радіальні навантаження, що передаються через підшипники від ротора;
- 6) термічні напруження, пов'язані з температурними градієнтами в осьовому, коловому і радіальному напрямках.

3 СХЕМИ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБІН ТА ЇХ ЕФЕКТИВНІСТЬ

3.1 Класифікація систем охолодження

Системи охолодження лопаток турбін класифікуються таким чином (рисунки 3.1–3.3):

- а) за видом охолоджувача – повітряні, парові, рідинні (вода, паливо) і комбіновані;
- б) за схемою виведення охолоджувача – відкриті з виведенням в атмосферу та замкнені з поверненням у проточну частину;
- в) за способом охолодження – конвективні, загороджувальні (плівкові) та пористі.

У замкнених системах (див. рисунок 3.3) рідкий або газоподібний теплоносій циркулює в замкненому контурі, який складається з внутрішніх порожнин лопаток, насоса і теплообмінника. Теплоносій відбирає тепло від гарячих лопаток, а потім охолоджується в теплообміннику потоком холодного повітря або паливом.

Замкнені системи забезпечують більшу ефективність охолодження, тобто менші витрати енергії на охолодження й більше зниження

температури охолоджуваних деталей. Однак вони є складними за конструкцією і мають велику масу.

Як перспективну систему замкненого типу можна розглядати двофазну систему, у якій теплоносій подається до охолоджуваних деталей у рідкому стані насосом, на охолоджуваних поверхнях випарюється і у вигляді двофазної суміші надходить до теплообмінника-конденсатора, де пара конденсується. Схема такої системи – така сама, як на рисунку 3.3, але замість звичайного теплообмінника в ній використовується теплообмінник-конденсатор.

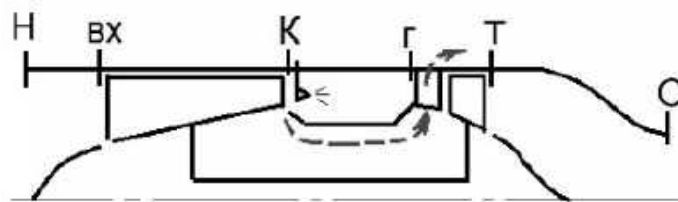


Рисунок 3.1 – Повітряна система охолодження відкритого типу з виведенням охолоджувача в атмосферу

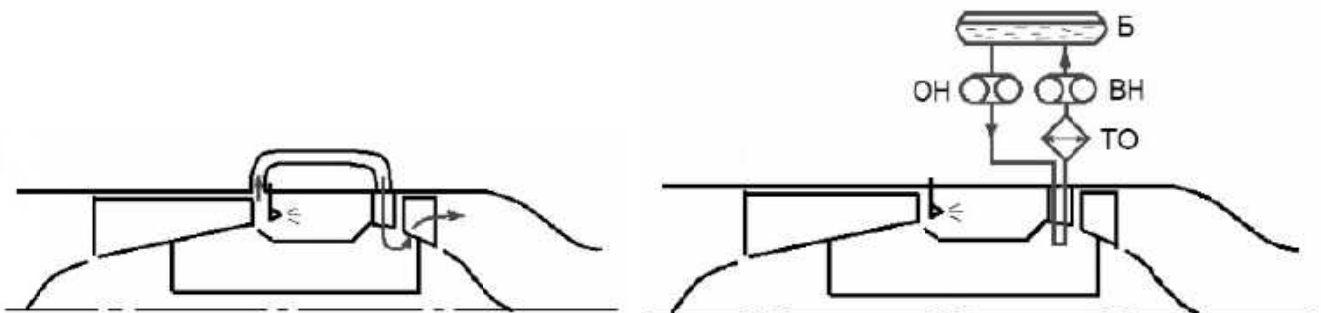


Рисунок 3.2 – Повітряна система охолодження з поверненням охолоджувача в проточну частину

Рисунок 3.3 – Рідинна замкнена система охолодження:
Б – бак із запасом охолодної рідини;
ОН – основний насос; ВН – відкачувальний насос; ТО – теплообмінник

Серед відомих нині способів охолодження лопаток газових турбін суттєві переваги (насамперед – простоту й експлуатаційну надійність) має відкрита схема повітряного охолодження. Однак, як було показано раніше, з підвищенням температури газу збільшується потрібна витрата охолодного повітря і знижується позитивний ефект від підвищення температури газу. Тому одним з основних завдань є підвищення інтенсивності охолодження лопаток для зменшення витрати охолодного повітря.

Під час проєктування високотемпературних газотурбінних двигунів доводиться вирішувати питання про доцільність тієї чи іншої конструкції охолоджуваних лопаток. При цьому враховуються вимоги щодо економічності, обмеження габаритних розмірів, питомої маси двигуна, а також забезпечення його надійності.

Дуже важливими є також технологічні обмеження, особливо в умовах багатосерійного виробництва.

Тим не менш, практика створення високотемпературних ГТД показує, що пов'язане з уведенням охолодження ускладнення конструкції та технології з надлишком компенсується підвищенням економічності та збільшенням питомої тяги. Чим більш ефективною є система охолодження, тим більшою є ця компенсація.

Розвиток способів охолодження дає змогу проаналізувати історію розвитку охолоджуваних лопаток.

3.2 Ефективність охолодження

Як параметр, що характеризує ефективність різних схем охолодження, використовують величину, яку називають ефективністю охолодження:

$$\theta = \frac{T_2^* - T_l}{T_2^* - T_{n.0}^*}, \quad (3.1)$$

де T_2^* – температура газу перед турбіною;

T_l – середня температура лопатки;

$T_{n.0}^*$ – температура охолодного повітря в перерізі відбирання від компресора.

У різних роботах замість T_2^* може використовуватись T_{w1}^* – температура гальмування потоку газу на вході до робочого колеса (див. рисунок 2.1) у відносному русі, а замість $T_{n.0}^*$ – температура охолодного повітря на вході до лопатки.

Розглядають локальні й середні значення θ , тому для їх визначення використовується локальна або середня температура лопатки.

3.3 Розвиток систем охолодження робочих лопаток

Першим двигуном з охолоджуваними робочими лопатками турбіни, який вироблявся серійно, був ГТД Jumo-004, розроблений протягом 1940–1942 рр. Конструктивні схеми турбіни цього двигуна й робочої лопатки показано на рисунку 3.4.

Зварні охолоджувані лопатки виготовлялися з хромоманганової листової сталі. Усередину лопатки 7 вставлено профільований дефлектор 4, також виготовлений з тонкого сталюго листа. До верхнього торця лопатки приварено денце з отворами для виходу охолодного повітря. Розмір отворів визначає значення витрати охолодного повітря.

При $\theta \sim 0,3$ витрата охолодного повітря становила 3,8 %.

Упровадження нікель-хромових сплавів дало змогу тимчасово забезпечити прогрес двигунобудування без охолодження лопаток. Однак подальше зростання температури газу зумовило впровадження систем охолодження, характеристики яких показано на рисунку 3.5.

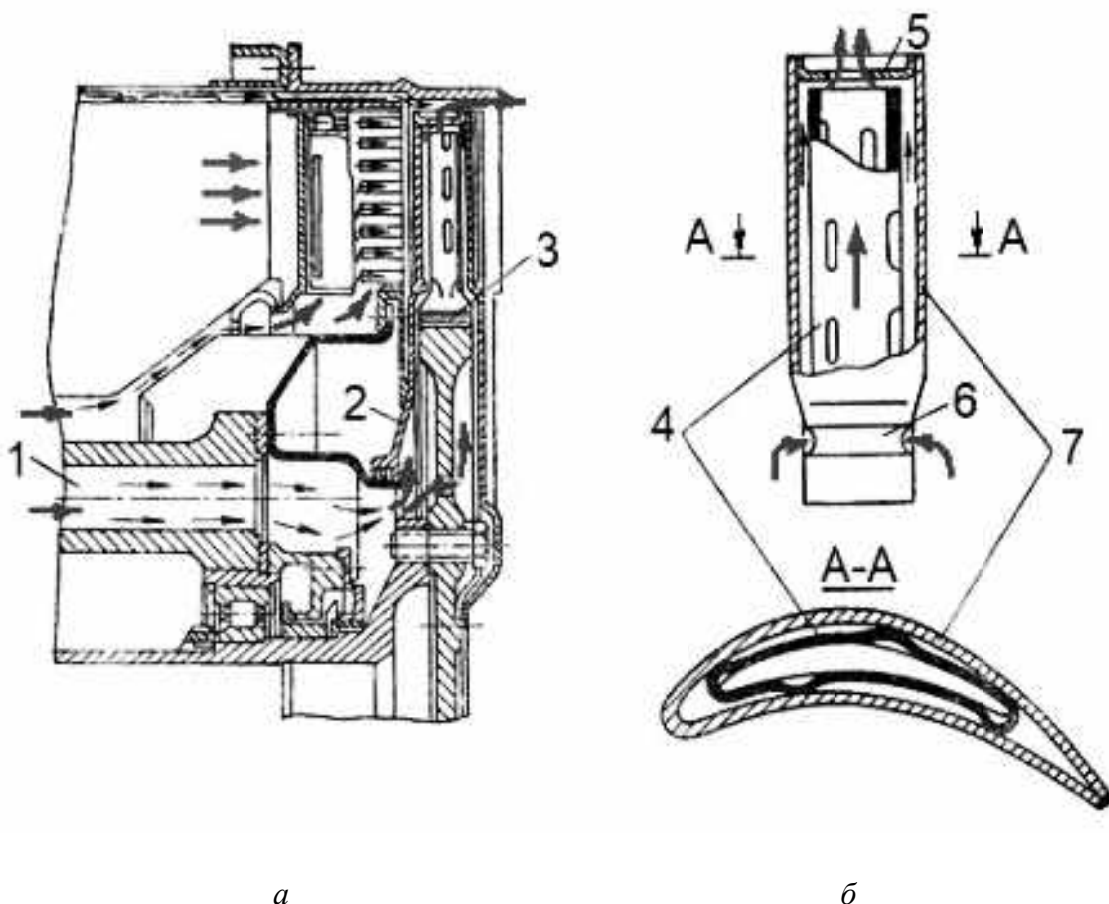


Рисунок 3.4 – Схеми охолодження турбіни ГТД РД-20 (а) та її дефлекторної зварної робочої лопатки (б)

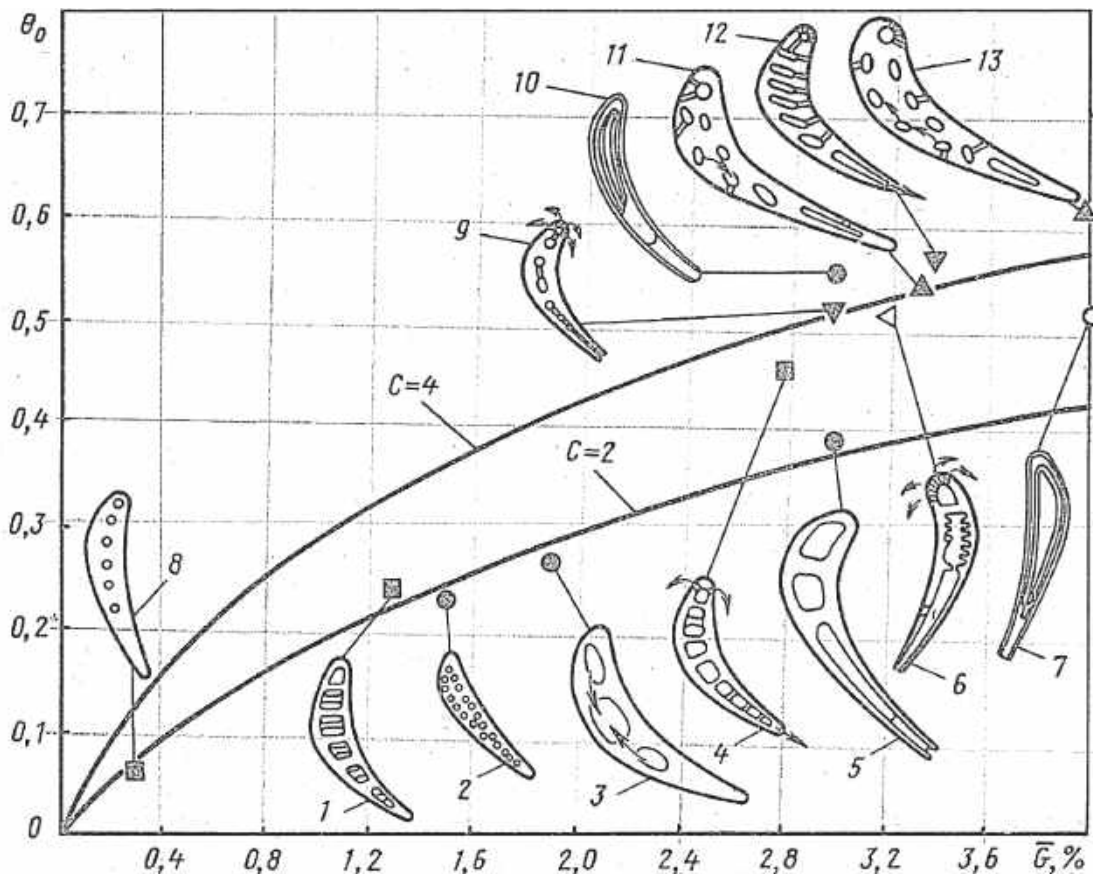


Рисунок 3.5 – Залежність середньої ефективності охолодження, яка реалізується в лопатках різних схем, від відносної витрати охолодного повітря

3.3.1 Лопатки з внутрішнім конвективним охолодженням

При внутрішньому конвективному охолодженні охолодне повітря, яке проходить по спеціально виготовлених каналах усередині лопатки, відводить тепло від неї і потрапляє в проточну частину турбіни.

Лопатки внутрішнього конвективного охолодження можна розбити на групи, які відрізняються одна від одної напрямком руху повітря:

- з поздовжнім рухом;
- з поздовжньо-поперечним (змішаним) рухом;
- з поперечним рухом.

Система охолодження з однобічним поздовжнім рухом через один ряд дрібних отворів (див. рисунок 3.5, поз. 8) є найпростішою, але найменш ефективною; приклад – двигун АІ-25ТЛ.

Системи з поздовжнім рухом повітря виконувалися чотирма шляхами:

- використання турбулізаторів потоку у внутрішніх каналах (див. рисунок 3.5, поз. 1; рисунок 3.6);
- застосування петльового руху повітря (див. рисунок 3.5, поз. 3; рисунок 3.7); приклад – другий ступінь TF-39 (General Electric);

- двоядне розташування каналів (див. рисунок 3.5, поз. 2; рисунок 3.8); приклади – Olympus, Spey;
- поздовжнє ребрення каналів з метою збільшення внутрішньої поверхні теплообміну (рисунок 3.9); приклад – Д-36.

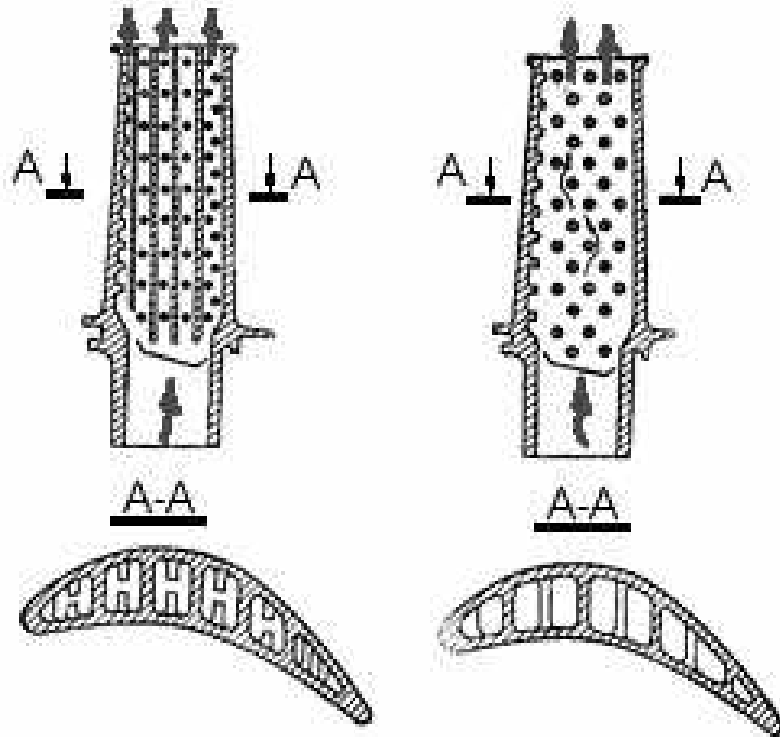


Рисунок 3.6 – Схема охолодження робочих лопаток з ребрами-турбулізаторами та поздовжнім рухом повітря (ГТД фірми Allynson)

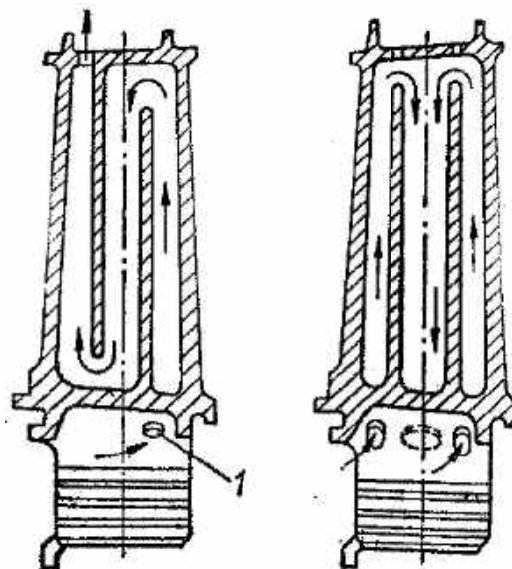


Рисунок 3.7 – Схема охолодження робочих лопаток з петльовим рухом повітря

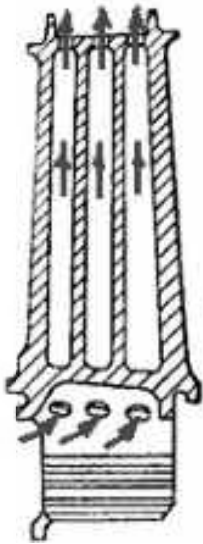


Рисунок 3.8 – Схема охолодження робочих лопаток з дворядним розташуванням каналів

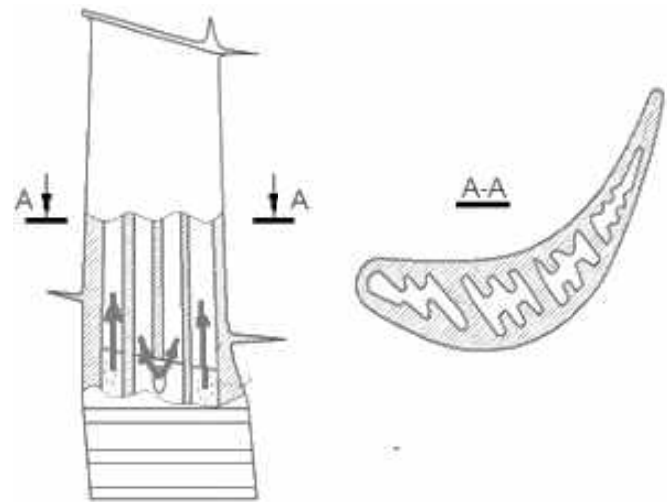


Рисунок 3.9 – Поперечний переріз робочої лопатки двигуна Д-36

Недоліками першої групи лопаток з конвективним охолодженням – лопаток з поздовжнім рухом повітря – є:

- велика витрата охолодного повітря;
- обмежена глибина охолодження;
- значна температурна нерівномірність уздовж лопатки і в її поперечних перерізах.

Різниця температур за профілем лопатки створює умови для накопичення пошкоджень від малоциклової втоми, тому таку схему охолодження сьогодні практично не застосовують.

До другої групи конвективно охолоджуваних лопаток належать лопатки зі змішаним поздовжньо-поперечним рухом повітря. Основне завдання цієї схеми – покращання охолодження вихідних кромek і, отже, зменшення температурної нерівномірності. Схеми таких лопаток показано на рисунку 3.5, поз. 5, а також на рисунку 3.10. Приклади: RB211 (Rolls-Royce), перший ступінь TF-39 (General Electric).

Одним зі способів інтенсифікації теплообміну є застосування матриці з каналами, що перехрещуються (рисунок 3.11), так званої вихрової матриці.

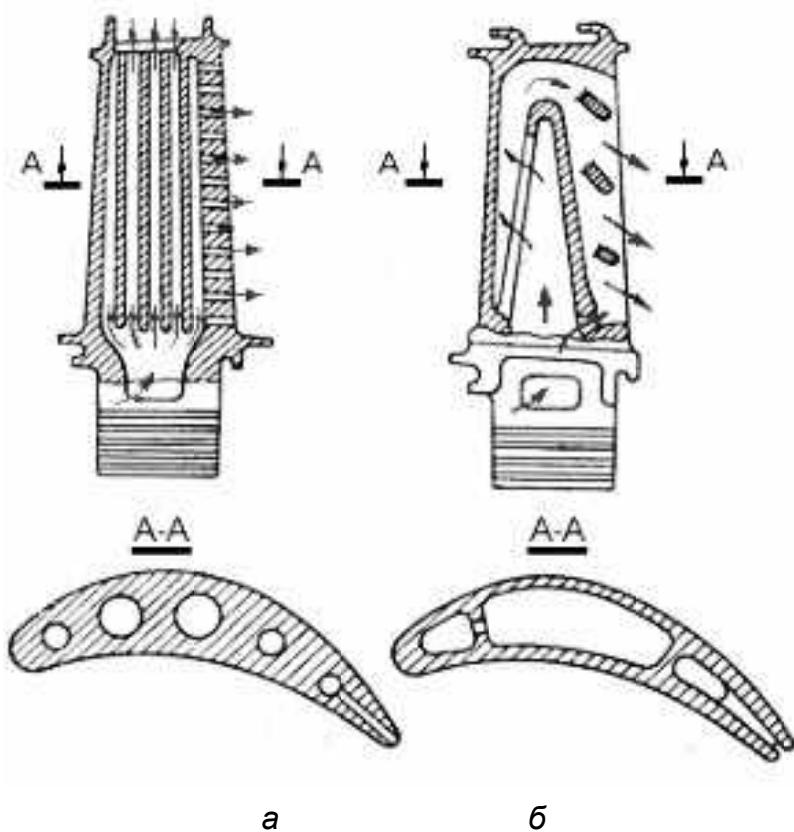


Рисунок 3.10 – Схема охолодження робочих лопаток з поздовжньо-поперечним рухом повітря:
 а – ГТД фірми General Electric;
 б – ГТД фірми Rolls-Royce

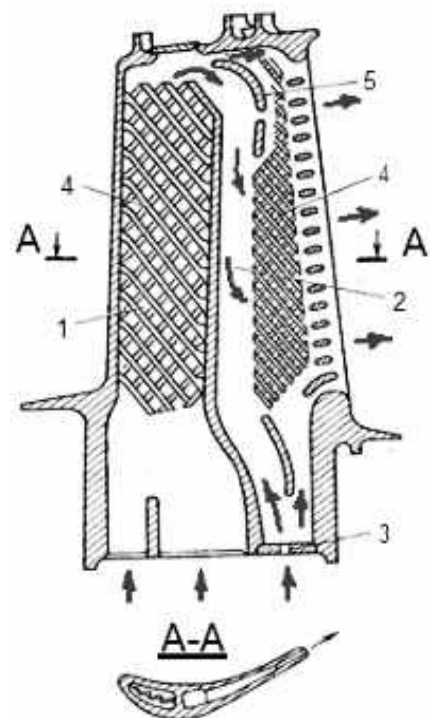


Рисунок 3.11 – Робоча лопатка з внутрішніми каналами, що перехрещуються:
 1 – передня порожнина;
 2 – задня порожнина;
 3 – жиклер для підживлення задньої порожнини;
 4 – ребра, які формують вихрові матриці;
 5 – поворотне ребро

До третьої групи конвективно охолоджуваних лопаток належать лопатки з поперечним відносно пера рухом повітря. Типовою конструкцією є порожні лопатки, усередині яких розташовано дефлектор (див. рисунок 3.5, поз. 7, 10; рисунки 3.12–3.14).

Такі лопатки мають кілька переваг порівняно з лопатками з поздовжнім і змішаним рухом. Одна з них полягає в тому, що дефлекторні лопатки дають змогу керувати розподілом інтенсивності теплообміну у внутрішніх каналах шляхом змінення профілю дефлектора і забезпечувати таким чином необхідні запаси міцності.

Відома технологія, за якою лопатка виготовляється з двох половин, з'єднаних паянням. Дефлектор також припаюється і стає частиною конструкції лопатки, яка погашає коливання.

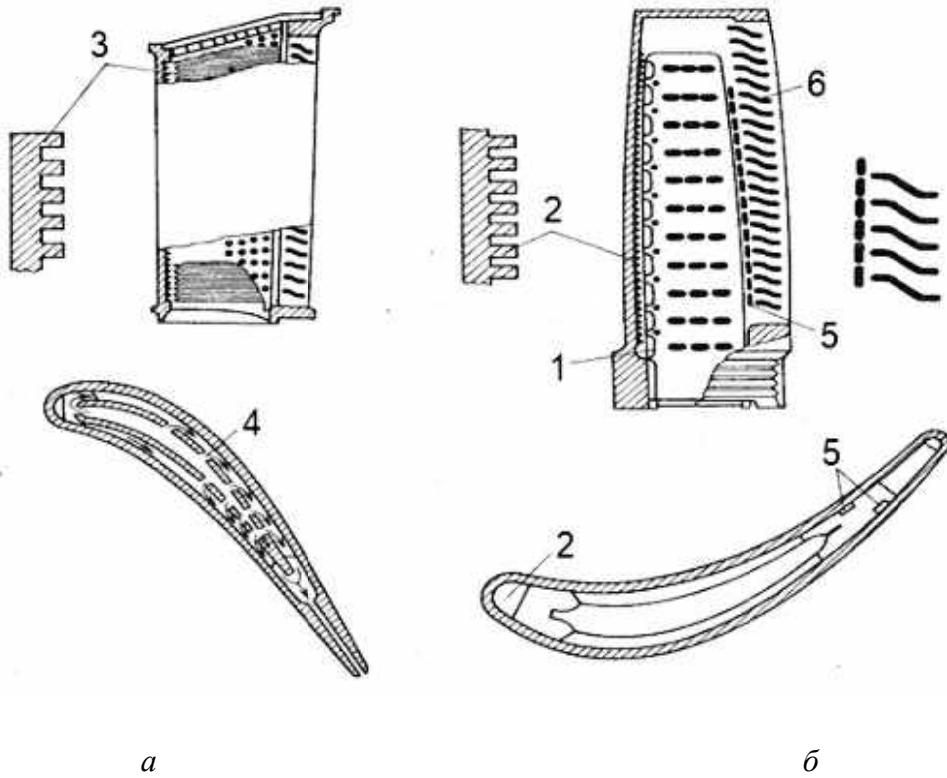


Рисунок 3.12 – Схеми дефлекторних лопаток:

а – соплової; *б* – робочої; 1 – щілини в дефлекторі для підведення повітря; 2 і 3 – оребрення вхідної кромки і серединної ділянки профілю; 4 – отвори в дефлекторі (перфорація); 5 – поздовжні переривчасті ребра (турбулізатори); 6 – перемички

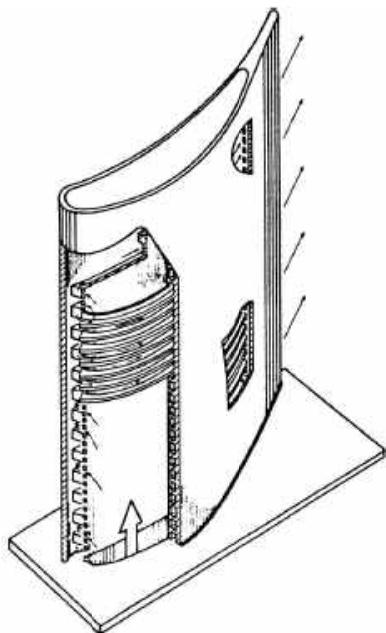


Рисунок 3.13 – Схема дефлекторної робочої лопатки

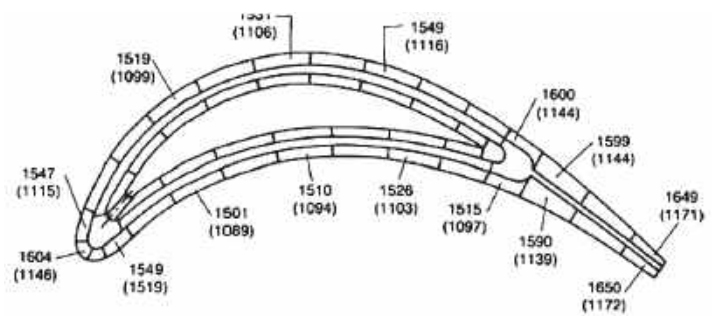


Рисунок 3.14 – Розподіл температур у дефлекторній лопатці

3.3.2 Лопатки з конвективно-загороджувальним охолодженням

При середньомасовій температурі газу перед турбіною вище 1600 К і ступені підвищення тиску в компресорі більше 20 застосовують лопатки, у яких внутрішнє конвективне охолодження доповнюється зовнішнім загороджувальним (плівковим) охолодженням (рисунки 3.15, 3.16). Повітря видувається через отвори в стінці лопатки й утворює захисний шар між газом і поверхнею лопатки. Для утворення на поверхні, яка захищається, суцільної пелени повітря застосовують декілька рядів отворів, а відстань між рядами підбирають так, щоб повітря, яке виходить з них, ще не повністю було розмите потоком газу.

Як видно з рисунка 3.5, уведення загороджувального охолодження збільшує інтенсивність теплообміну, особливо на ділянках, які зазнають найбільш сильного теплового впливу або найгірше охолоджуються зсередини.

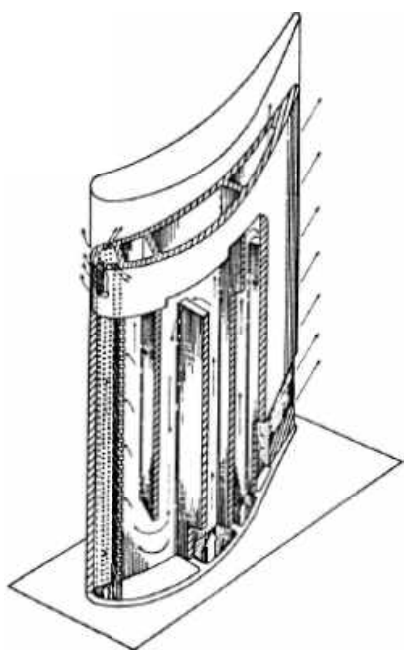


Рисунок 3.15 – Лопатка з плівково-конвективним охолодженням

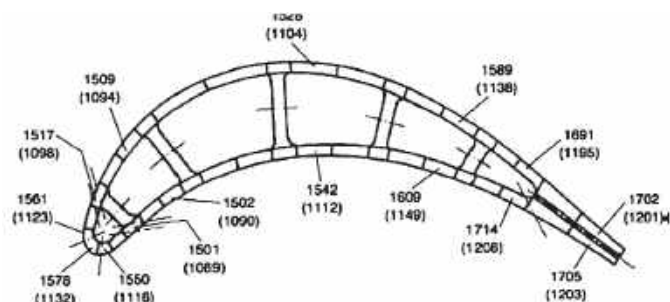


Рисунок 3.16 – Розподіл температури в перерізі лопатки з плівково-конвективним охолодженням

На рисунку 3.17 показано розвиток схем охолодження робочих лопаток фірми Rolls-Royce: конвективна система з радіальним рухом (1); система з однокерованим рухом і плівковим охолодженням вхідної і вихідної кромки (2) і система з багатокерованим рухом та інтенсивним плівковим охолодженням.

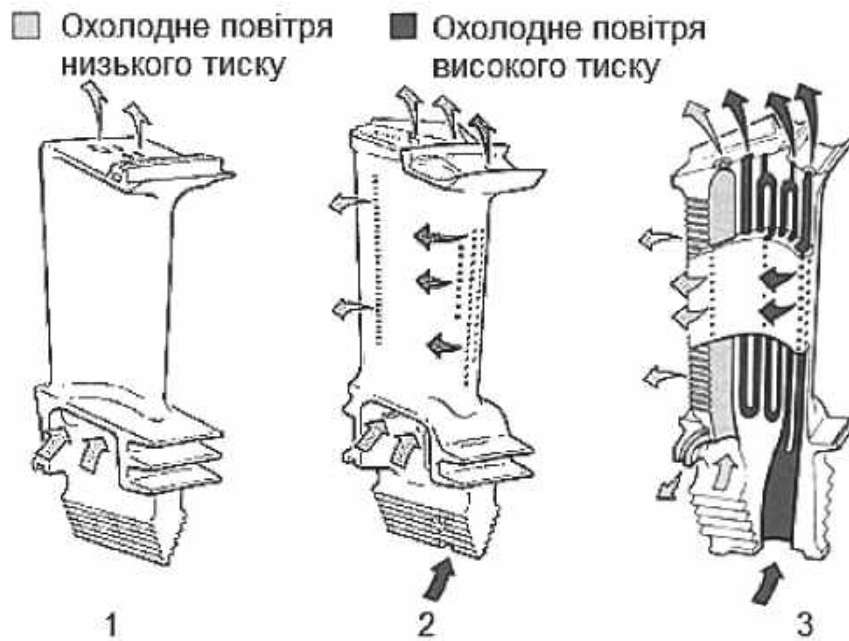


Рисунок 3.17 – Розвиток схем охолодження робочих лопаток фірми Rolls-Royce

3.3.3 Лопатки з пористим охолодженням

Ефект від збільшення поверхні теплообміну може бути найбільшим при пористому охолодженні лопаток. Пориста стінка має велику внутрішню поверхню охолодження й забезпечує утворення рівномірної плівки охолодного повітря на зовнішній поверхні (рисунок 3.18). Реалізація стінки з дрібними порами ускладнюється технологічними причинами, а також небезпекою засмічування частинками пилу, розмір яких навіть при фільтрації охолодного повітря становить 15...30 мкм.

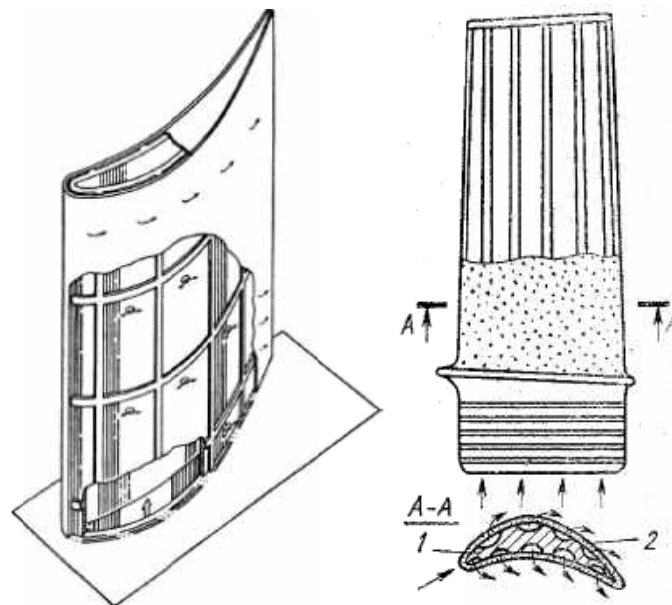


Рисунок 3.18 – Схема лопатки з пористим охолодженням:
1 – несний стрижень; 2 – пориста (проникна) оболонка

Тому сьогодні реалізуються більш прості варіанти пористого охолодження – «ламільой» (Rolls-Royce-Allison) і проникне охолодження, які зображено на рисунках 3.19 (Rolls-Royce) і 3.20 (ЦІАМ).

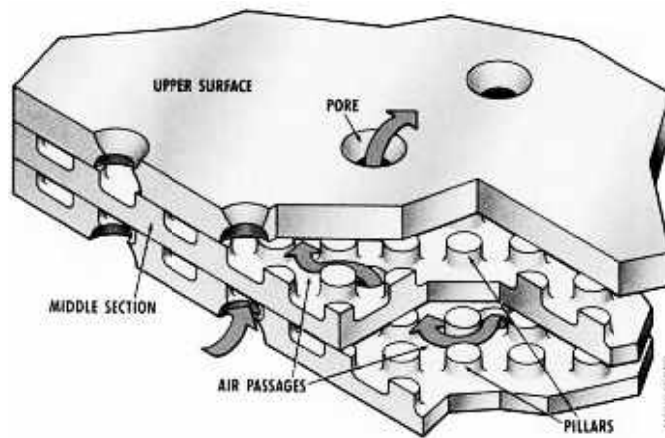


Рисунок 3.19 – Конструктивна реалізація матеріалу «ламільой»

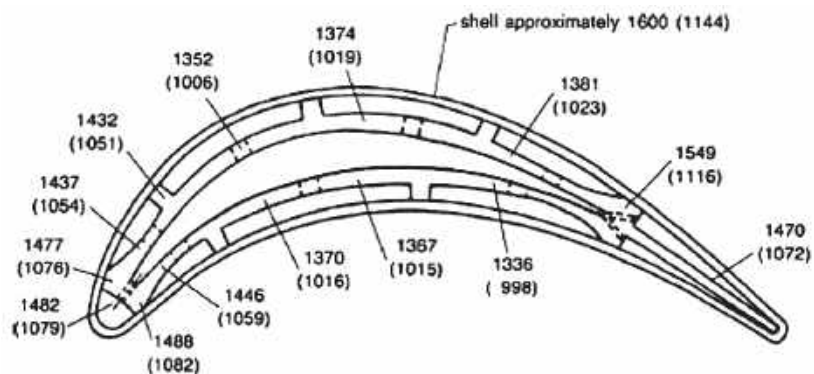


Рисунок 3.20 – Розподіл температури в перерізі лопатки з транспіраційним охолодженням

3.4 Приклади сучасних охолоджуваних турбін

У цьому підрозділі наведено декілька прикладів систем охолодження, які є як типовими, так і перспективними рішеннями у цій галузі (рисунки 3.21–3.29).

На рисунку 3.21 зображено перспективну конструкцію охолоджуваної лопатки першого ступеня турбіни високого тиску, запропонованої фірмою Rolls Royce. Її характерними рисами є:

- відокремлення охолоджувальних каналів від центрального живильного каналу, який подає повітря до різних перерізів по довжині лопатки;
- зменшення зони перерізу лопатки з високою температурою внаслідок периферійного розташування охолоджувальних каналів;
- зменшені гідравлічні витрати на поворот потоку;
- струминне охолодження корита лопатки;

– охолодження вихідної кромки струменем, що проходить у вихідній щілині паралельно до хорди лопатки.

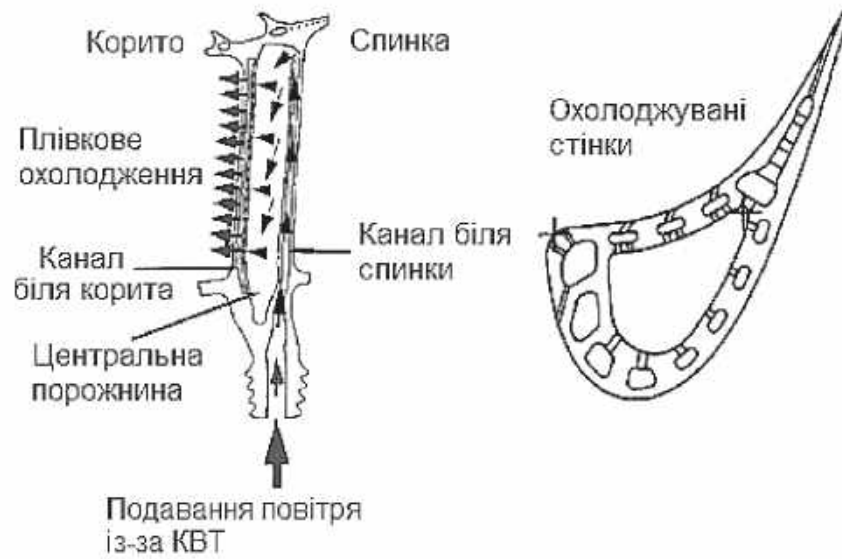


Рисунок 3.21 – Перспективна схема охолодження «лопатка з охолоджуваними стінками» фірми Rolls-Royce

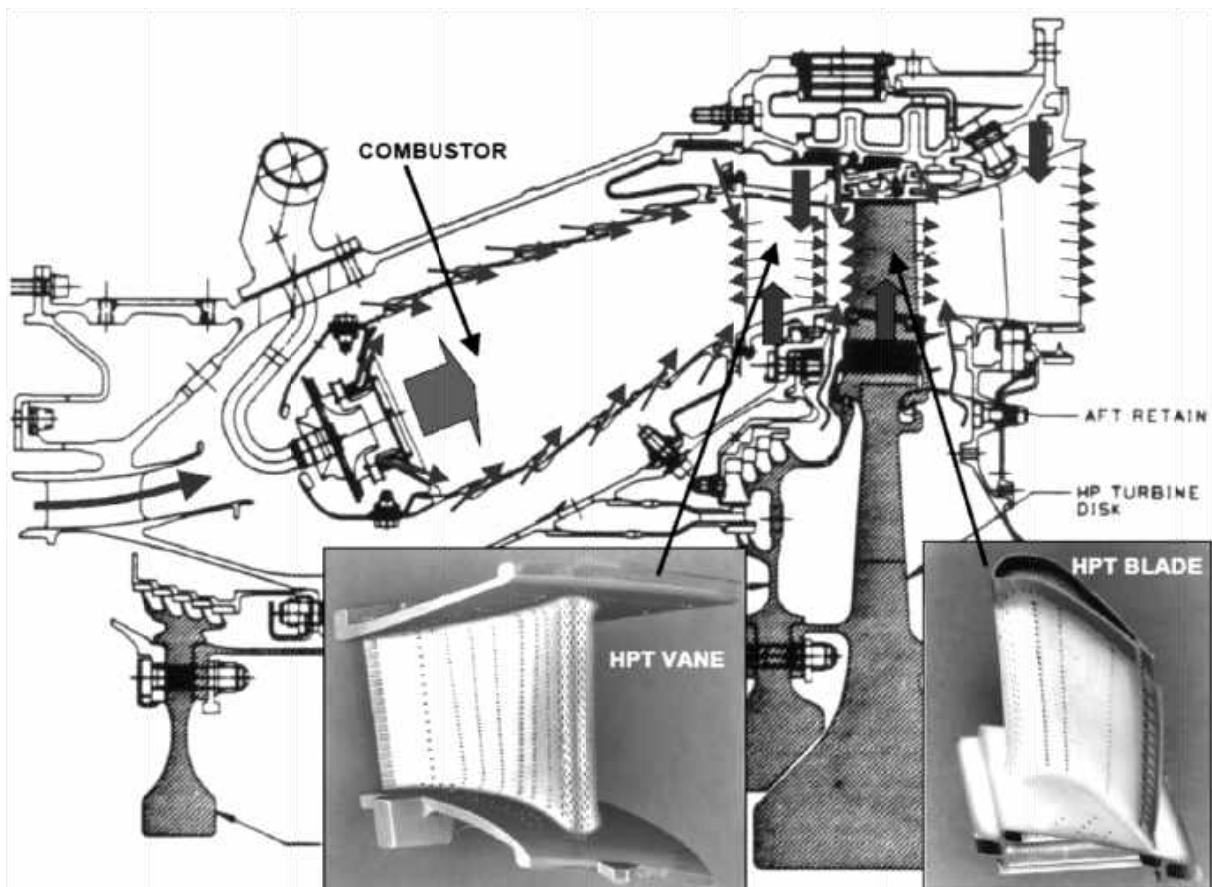


Рисунок 3.22 – Типовий вигляд турбіни високого тиску з сопловою та робочою лопатками

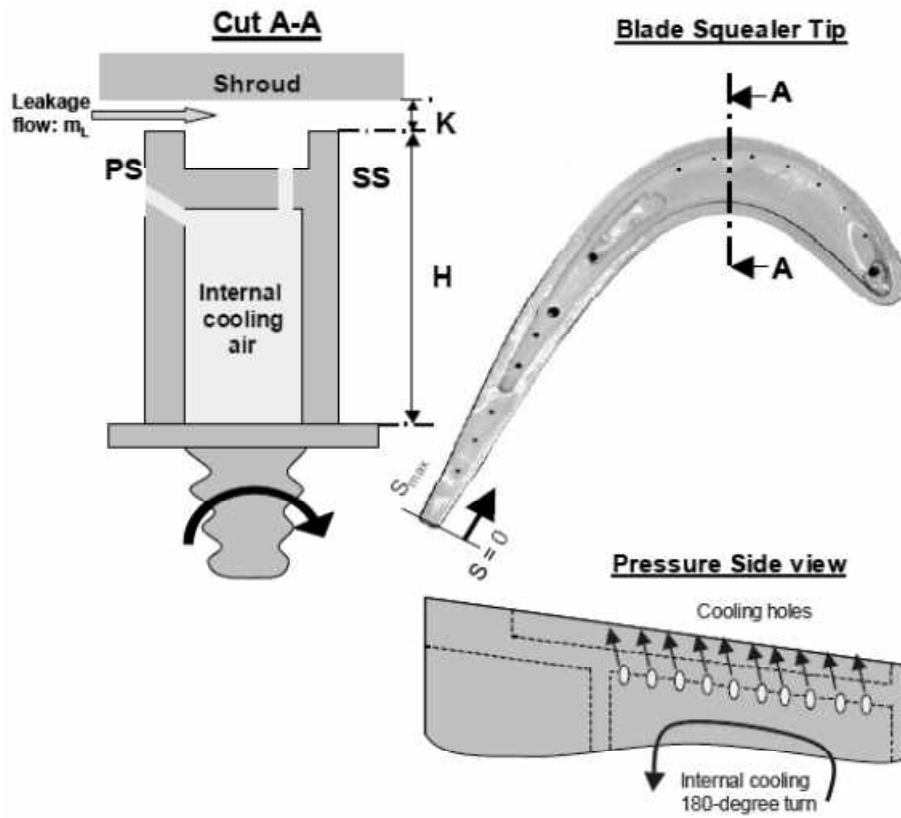


Рисунок 3.23 – Охолодження периферійної частини лопатки

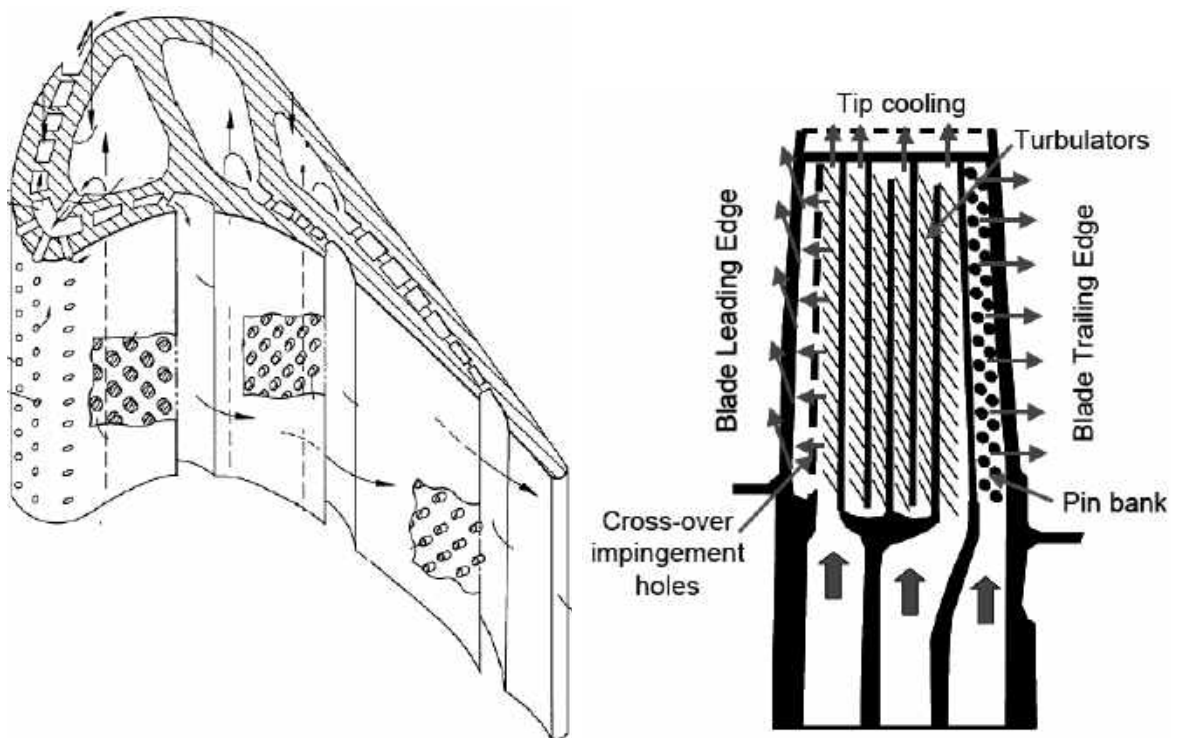


Рисунок 3.24 – Приклади конструкцій робочих лопаток

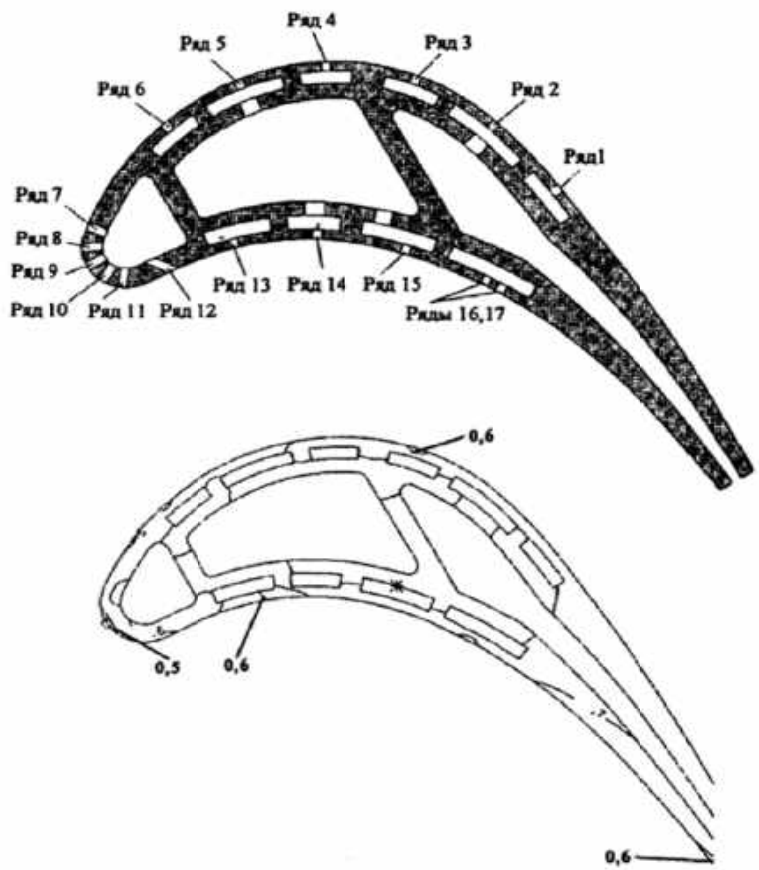


Рисунок 3.25 – Поперечний переріз лопатки, розробленої в ЦІАМ з використанням так званої технології «гнучких стрижнів» (знизу – розподіл відносної ефективності охолодження в перерізі)

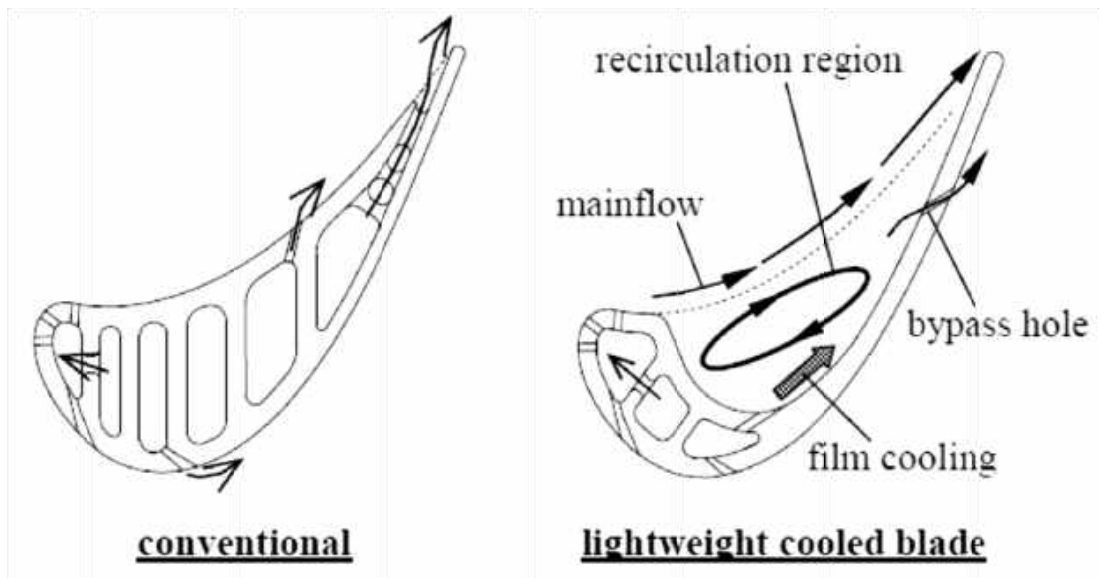


Рисунок 3.26 – Полегшена робоча лопатка з гідравлічним профілем напірної частини

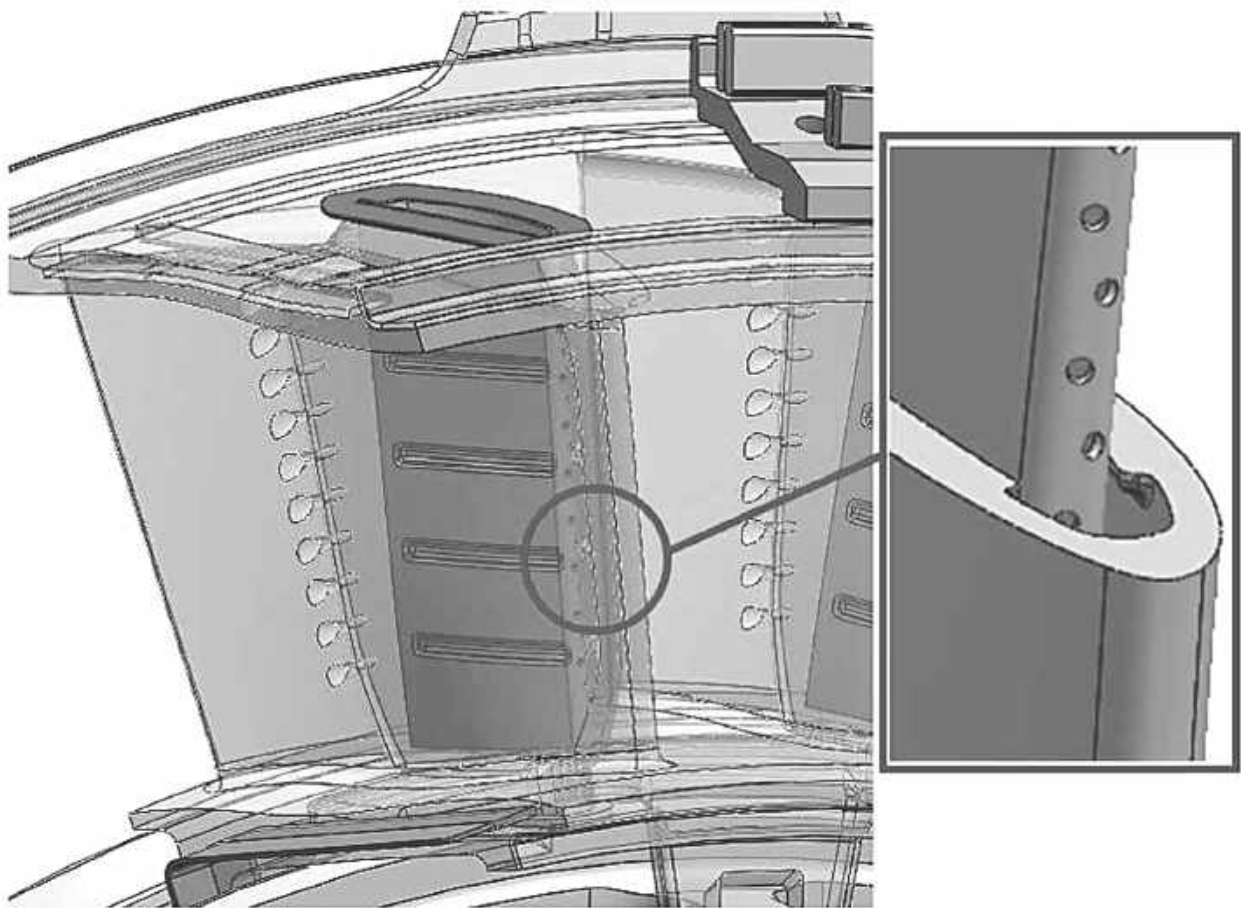


Рисунок 3.27 – Соплова лопатка з фрагментом струминного охолодження передньої кромки

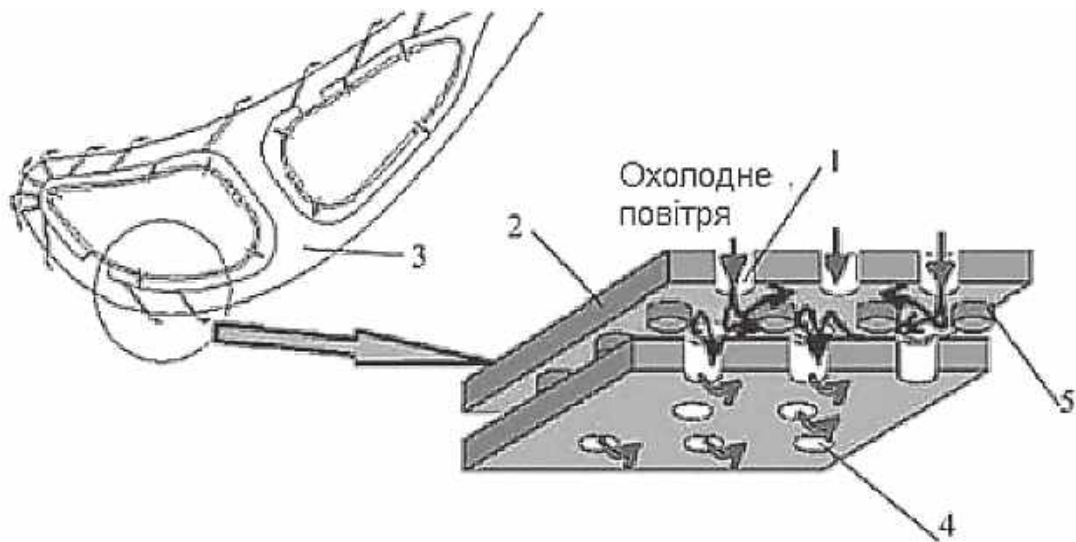


Рисунок 3.28 – Схема конвективно-плівкового охолодження стінки соплової лопатки:
 1 – отвори в дефлекторі; 2 – дефлектор; 3 – стінка лопатки;
 4 – отвори в стінці лопатки; 5 – штирки

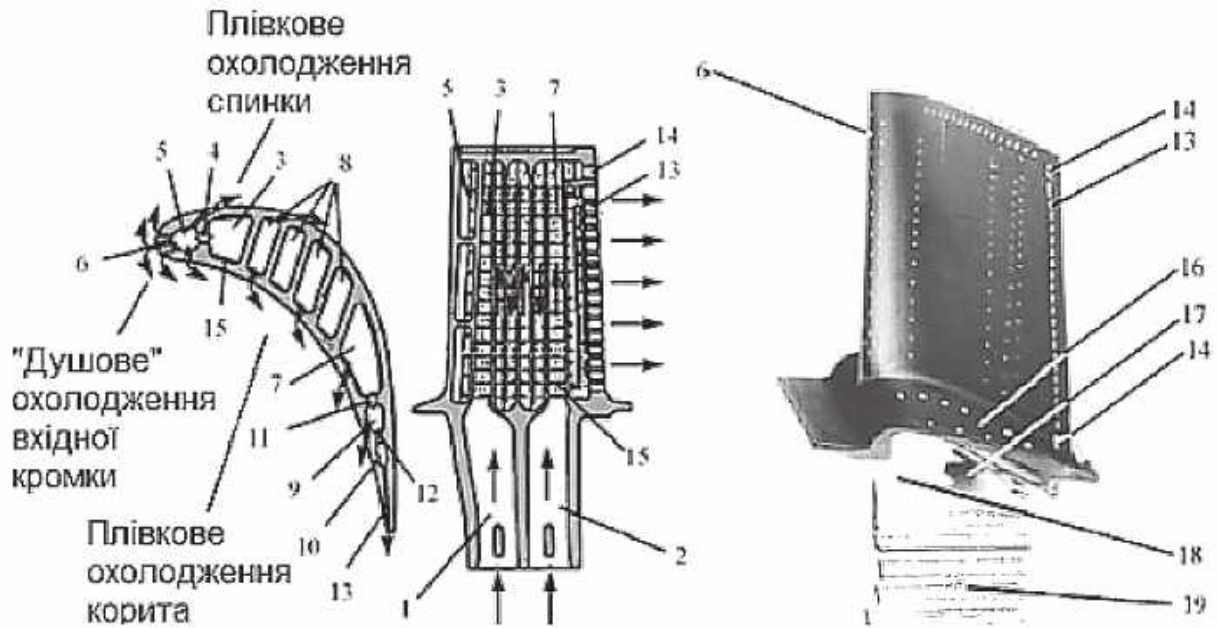


Рисунок 3.29 – Робоча лопатка першого ступеня ТВТ PW2000 (Pratt&Whitney):
 1 – передня порожнина; 2 – задня порожнина; 3 – розподільний канал передньої порожнини; 4 – отвори струминного охолодження; 5 – порожнина вхідної кромки; 6 – отвори «душового» охолодження; 7 – розподільний канал задньої порожнини; 8 – радіальні канали; 9, 10 – проміжні порожнини задньої кромки; 11, 12 – отвори у вертикальних стінках; 13 – канали і пази задньої кромки; 14 – збільшені пази; 15 – поперечні ребра; 16 – нижня полиця; 17 – ніжка лопатки; 18 – виступи для демпфера; 19 – замок

4 ПОРЯДОК ЧИСЛОВОГО АНАЛІЗУ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ОХОЛОДЖУВАНИХ ТУРБІННИХ ЛОПАТОК

Зниження температури охолоджуваних лопаток відносно температури газу обумовлюється теплообміном між лопаткою й газом, теплообміном між лопаткою й охолодним повітрям, а також поширенням тепла в самій лопатці. Різні умови підведення тепла й відведення його до охолодного повітря через поверхню приводять до значної нерівномірності поля температур у тілі лопатки. Для визначення поля температур необхідно розв'язати просторову задачу теплообміну в багатозв'язній області з граничними умовами, що змінюються в просторі та за часом.

У загальному випадку температура в будь-якій точці лопатки є функцією трьох координат і часу: $T = T(x, y, z, \tau)$.

Поширення тепла всередині лопатки описується рівнянням Фур'є – Кірхгофа

$$\frac{\partial(c\rho T)}{\partial\tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}\right) + \omega, \quad (4.1)$$

де c – питома теплоємність;
 ρ – густина;
 λ – коефіцієнт теплопровідності;
 ω – інтенсивність внутрішніх джерел тепла.

Вираз (4.1) – нелінійне диференціальне рівняння в частинних похідних, у якому температура є функцією координат і часу.

Аналітичний розв'язок цього рівняння існує тільки для тіл простої форми. Тому для лопатки воно розв'язується числовими методами, наприклад методом скінченних елементів. Для попередніх розрахунків доцільно припустити, що $\frac{\partial T}{\partial z} \ll \frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial z} \ll \frac{\partial T}{\partial y}$. Тоді задача стає двовимірною і зводиться до розгляду поперечного перерізу лопатки.

На усталеному режимі роботи двигуна $\frac{\partial T}{\partial \tau} \ll 0$. Ураховуючи відсутність внутрішніх джерел тепла, можна спростити рівняння (4.1):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(a \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(a \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0, \quad (4.2)$$

де $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ – коефіцієнт температуропровідності (який у загальному випадку залежить від температури).

Для розв'язання рівняння (4.1) необхідно задати початкові й граничні умови, а для розв'язання рівняння (4.2) – граничні умови.

Початкові умови задають розподіл температури в деякий початковий момент часу:

$$T = T(x, y, z, \tau_0). \quad (4.3)$$

Розрізняють чотири види граничних умов.

Граничні умови 1-го роду задають розподіл температури на всій поверхні лопатки, який у загальному випадку є змінним за часом:

$$T = T(x_{пов}, y_{пов}, z_{пов}, \tau), \quad (4.4)$$

де індексом «пов» позначено координати поверхні (внутрішньої та зовнішньої).

Граничні умови 2-го роду задають розподіл щільності теплового потоку

$$q = q(x_{пов}, y_{пов}, z_{пов}, \tau). \quad (4.5)$$

Граничні умови 3-го роду задають розподіл температури зовнішнього потоку та коефіцієнта теплопровідності:

$$\begin{aligned}T_{гр} &= T_{гр}(x_{пов}, y_{пов}, z_{пов}, \tau); \\T_{охол} &= T_{охол}(x_{пов}, y_{пов}, z_{пов}, \tau); \\ \alpha_2 &= \alpha_2(x_{пов}, y_{пов}, z_{пов}, \tau); \\ \alpha_n &= \alpha_n(x_{пов}, y_{пов}, z_{пов}, \tau),\end{aligned}\tag{4.6}$$

де $T_{гр}$ – температура газу на зовнішній поверхні лопатки (нагрівальна температура);

$T_{охол}$ – температура повітря на внутрішній поверхні (охолоджувальна температура);

α_2 і α_n – коефіцієнти тепловіддачі на зовнішній і внутрішній поверхнях.

Граничні умови 4-го роду використовуються при контактному теплообміні (наприклад, при теплообміні між лопаткою і диском через замок).

Задаються температура деталі, що контактує, і коефіцієнт теплообміну.

При визначенні температурного поля в охолоджуваних лопатках використовують граничні умови 3-го роду.

Форма й розміри лопатки, у тому числі зовнішнього профілю та внутрішніх каналів, задаються у вибраній конструктивній схемі, яка визначає також напрямок руху охолоджувача.

Параметри газу, який обтікає решітки профілів, та охолодного повітря визначають шляхом газодинамічного розрахунку двигуна й турбіни. Визначення коефіцієнтів тепловіддачі від газу до лопатки та від лопатки до охолодного повітря є однією з центральних задач, які розв'язуються в процесі теоретичних та експериментальних досліджень.

5 ЗАДАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛООБМІНУ НА ЗОВНІШНІЙ І ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНЯХ ОХОЛОДЖУВАНИХ ЛОПАТОК

5.1 Змінення швидкості та температури в примежовому шарі. Нагрівальна та охолоджувальна температура

Розглянемо найпростішу модель обтікання лопатки потоком, у якій ділянка лопатки зображується як адіабатна стінка (рисунок 5.1).

При натіканні потоку на лопатку формується примежовий шар, товщина якого збільшується від вхідної кромки. При невеликих швидкостях потоку поблизу вхідної кромки цей шар – ламінарний, і рух у ньому відбувається паралельно до стінки.

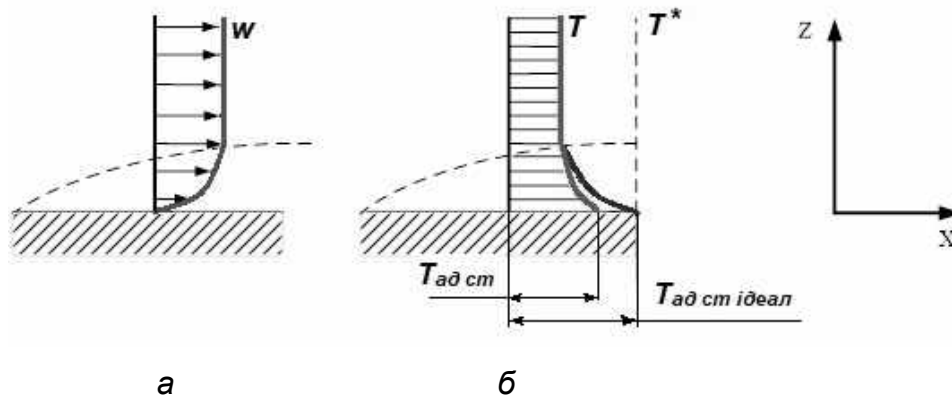


Рисунок 5.1 – Модель адіабатної стінки:
 а – розподіл швидкості в примежовому шарі; б – розподіл температури

Унаслідок тертя потоку об стінку і тертя між шарами (яке визначається в'язкістю) швидкість біля стінки дорівнює нулю, а в примежовому шарі змінюється.

Зі зменшенням швидкості підвищується статична температура потоку. При ідеальному гальмуванні статична температура газу біля стінки дорівнює температурі стінки й температурі гальмування вільного потоку:

$$T_{ад\ ст\ идеал} = T^* = T + \frac{w^2}{2C_p}, \quad (5.1)$$

де w – швидкість вільного потоку;

C_p – питома теплоємність газу при постійному тиску.

Проте в реальних умовах унаслідок градієнта статичної температури в примежовому шарі виникає тепловий потік, напрямлений у бік зменшення температури:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z}. \quad (5.2)$$

Тому частина тепла відводиться від примежового шару в потік, і температура в примежовому шарі знижується. Це явище називають **відновленням**, а його вплив описується коефіцієнтом відновлення r :

$$T_{ад\ ст} = T_{w\ r} = T + \frac{w^2}{2C_p} r. \quad (5.3)$$

Для лопаток турбіни $r = (0,9 \pm 2) \%$.

Ця температура адіабатної стінки при аналізі теплового стану лопаток розглядається як нагрівальна (охолоджувальна) температура.

У реальних умовах тепло відводиться із зовнішньої поверхні всередину лопатки, а з внутрішніх поверхонь – в охолодне повітря. Тому температура зовнішньої поверхні є меншою за нагрівальну температуру газу, а температура внутрішньої поверхні є більшою за температуру охолоджувального повітря.

5.2 Теплообмін у примежовому шарі (конвективний теплообмін)

Структуру примежового шару, що узагальнює експериментальну інформацію, показано на рисунку 5.2, а. На початковій ділянці I утворюється ламінарний примежовий шар, на ділянці II на межі з основним потоком спостерігаються поверхневі хвилі; на ділянці III усередині примежового шару виникають вихори, що загасають, – «турбулентні плями», а на ділянці IV у головній частині примежового шару має місце розвинена турбулентна течія, а біля стінки – ламінарний підшар. На практиці використовується спрощене подання цієї картини (рисунок 5.2, б): на початковій ділянці примежовий шар вважають ламінарним, а потім на відстані $X_{кр}$ відбувається перехід від ламінарного примежового шару до турбулентного.



Рисунок 5.2 – Структура примежового шару:
а – за експериментальними даними; б – спрощена модель

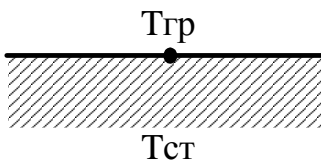
У ламінарному примежовому шарі потік рухається паралельно до поверхні, перенесення маси в поперечному напрямку (уздовж осі Z) немає. Тому теплообмін здійснюється головним чином за допомогою теплопровідності через газ у примежовому шарі.

У турбулентному примежовому шарі існують вихори, які забезпечують поперечну складову швидкості. Виникає перенесення маси, тобто перемішування. Холодні частини потрапляють у гарячу зону, а гарячі – у холодну. Таке перенесення тепла називають **конвективним теплообміном**.

Газ має невелику теплопровідність, тому ламінарний шар створює великий термічний опір. У турбулентному примежовому шарі ламінарний

підшар є тонким, і вирішальну роль відіграє конвективне перенесення тепла. Тому інтенсивність тепловіддачі в турбулентному примежовому шарі – значно вища, ніж у ламінарному.

Інтенсивність конвективного теплообміну визначають за допомогою формули Ньютона



$$q = \alpha (T_{гр} - T_{ст}), \quad (5.4)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, – теплова потужність, що передається через 1 м² поверхні при перепаді температур 1 К.

Формула Ньютона – феноменологічна. Вона не враховує всі фізичні явища, що відбуваються під час теплообміну в примежовому шарі, а лише описує їх зовнішнє виявлення. Ці явища відображаються значенням α , яке залежить від багатьох факторів:

- швидкості потоку;
- теплопровідності газу;
- в'язкості;
- густини;
- питомої теплоємності;
- масових сил;
- форми й розмірів тіла, що обтікається;
- зовнішньої турбулентності та інших факторів.

Як урахувати всі ці фактори?

Класичне вирішення цієї проблеми в задачах газової динаміки та теплообміну полягає у розгляді критеріїв подібності, виборі головних критеріїв і складанні рівнянь, які відображають зв'язки між ними в критеріальній формі.

Для охолоджуваних лопаток турбін основними критеріями, що визначають характер течії та інтенсивність теплообміну, є критерії Рейнольдса і Нуссельта

$$\text{Re} = \frac{wl}{\nu} = \frac{\rho wl}{\mu}; \quad \text{Nu} = \frac{dl}{\lambda}, \quad (5.5)$$

- де w – швидкість потоку;
 l – характерний розмір;
 ν – кінематична в'язкість;
 μ – динамічна в'язкість.

Тоді в критеріальній формі рівняння конвективного теплообміну має вигляд

$$F(Nu, Re) = 0.$$

Звичайно вигляд цієї функції спрощують і подають це рівняння так:

$$Nu = A Re^n. \quad (5.6)$$

Коефіцієнт A залежить від форми деталі й типу примежового шару, а коефіцієнт n – тільки від типу примежового шару.

Характерний розмір для визначення значень критеріїв Re і Nu для кожної задачі задається по-різному, наприклад: при розрахунку зовнішнього теплообміну лопатки для визначення коефіцієнтів тепловіддачі використовують значення хорди, а при розрахунку внутрішнього теплообміну – ширину щілини або еквівалентний діаметр.

5.3 Теплообмін між лопатками й газовим потоком

5.3.1 Визначення температури газу

Визначення температури газу на вході в лопатку. На виході з камери згоряння потік газу має велику температурну неоднорідність у коловому й радіальному напрямках. Тому соплові лопатки першого ступеня турбіни високого тиску працюють у газовому потоці з суттєвою температурною нерівномірністю. Розрахунок соплових лопаток виконують, використовуючи максимальну температуру газу у вихідному перерізі камери згоряння:

$$T_2^* = T_{2\text{ зм}}^* + \eta (T_{2\text{ см}}^* - T_K^*), \quad (5.7)$$

де $T_{2\text{ см}}^*$ – середньомасова температура газу на виході з камери згоряння;

T_K^* – температура на виході з компресора;

η – коефіцієнт температурної нерівномірності, звичайно $\eta = 0,25 \dots 0,35$.

Під час проходження газу через перший ступінь нерівномірність температури суттєво зменшується, тому при розрахунку соплової лопатки другого ступеня поправку на температурну нерівномірність не роблять.

Для робочих лопаток нерівномірність температури в коловому напрямку несуттєва, тому що ці лопатки обертаються і сприймають середнє по колу значення температури. Отже, необхідно враховувати тільки радіальну нерівномірність. Для середнього перерізу лопатки використовують значення $\eta = 0,05$, для кореневого перерізу $\eta = -0,15$, для

периферійного $\eta = -0,08$. При цьому в наведену вище формулу замість $T_{2\text{ см}}^*$ слід підставити T_{w1}^* – середньомасову температуру гальмування газу у відносному русі на вході до робочої лопатки.

Урахування сегрегації потоку в каналі робочого колеса. Холодне повітря, яке охолоджує соплові лопатки турбіни, виходить у проточну частину головним чином через вихідну кромку. Воно не встигає змішатися з потоком газу. Унаслідок того, що має меншу швидкість, ніж газовий потік, воно менше відхиляється в міжлопатковому каналі робочого колеса й надходить головним чином до спинки робочої лопатки. Через це під час обертання турбіни на напірний бік лопатки діє головним чином гарячий газ, а спинка лопатки опиняється під змінною дією газового потоку і повітря. Це явище називають **сегрегацією (розділенням) потоку** в міжлопатковому каналі.

Суттєво впливають на структуру цього неоднорідного потоку також вторинні течії (парні вихори) у кореневому й периферійному перерізах міжлопаткового каналу.

Таким чином, при розрахунку системи охолодження можна вважати, що нагрівальна температура на спинці дорівнює температурі газу, яку визначено з урахуванням нерівномірності за формулою (5.7):

$$T_2^* = T_{w1}^* + \eta(T_{w1}^* - T_k^*), \quad (5.8)$$

де T_{w1}^* – середньомасова температура газу у відносному русі на вході до робочого колеса, визначена з урахуванням змішування потоку газу з повітрям, яке охолоджує сопловий апарат;

$$\eta = 0,05.$$

Температура напірного боку лопатки внаслідок сегрегації має більше значення:

$$T_2^* = T_{w1}^* + \eta(T_{w1}^* - T_k^*) + q(T_{w1}^* - T_n^*), \quad (5.9)$$

де q – відношення витрати повітря, яке охолоджує сопловий апарат, до витрати газу на вході до турбіни.

Експерименти, проведені у Запорізькому конструкторському бюро «Івченко-Прогрес», показали, що різниця між температурами газу біля напірного боку і спинки становить приблизно 150 К у кореневому, 50 К у середньому і 250 К у периферійному перерізах.

5.3.2 Особливості течії газу в решітках турбінних лопаток

Напрямок потоку газу при проходженні через міжлопатковий канал змінюється. Кривизна ліній струму змінюється по ширині каналу і є максимальною на спинці профілю. У зв'язку з цим швидкість газу зменшується в напрямку від спинки до вгнутої поверхні міжлопаткового каналу, а тиск збільшується.

Унаслідок змінної кривизни й площі прохідного перерізу міжлопаткового каналу швидкість змінюється також від вхідного перерізу до вихідного. Змінення швидкості вздовж і поперек міжлопаткового каналу суттєво впливає на характеристики примежового шару.

На рисунку 5.3 показано розподіл швидкості по периметру профілю, що визначає відповідний розподіл тиску.

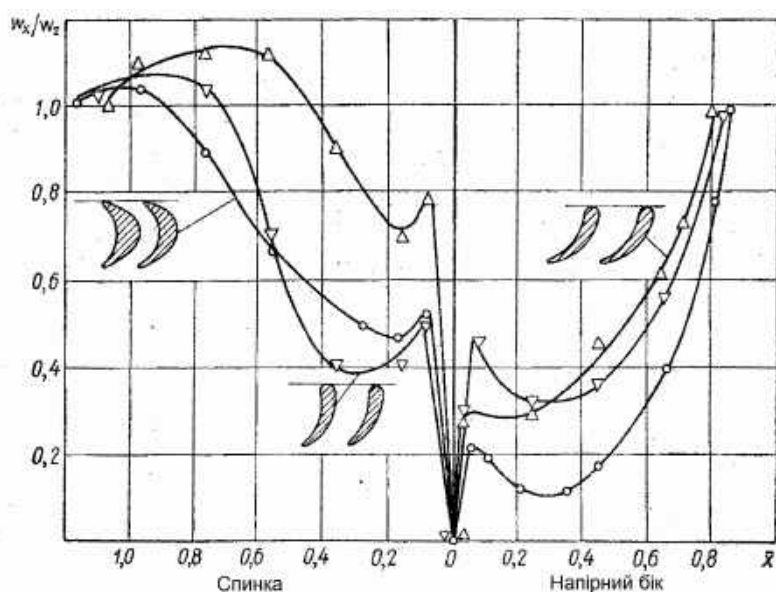


Рисунок 5.3 – Типові розподіли швидкостей по периметру турбінних лопаток

Утворення примежового шару на профілі починається безпосередньо від точки А розгалуження потоку (рисунок 5.4), у якій лінія струму є нормальною до поверхні профілю, а тиск дорівнює повному тиску потоку у відносному русі.

Униз за потоком від точки А починається приростання примежового шару, швидкість на зовнішній межі якого вздовж профілю лопатки суттєво змінюється. Примежовий шар є ламінарним, його товщина стабілізується.

На опуклій поверхні профілю в міру віддалення від вхідної кромки темп збільшення швидкості уповільнюється. На більшій частині вгнутої поверхні профілю швидкість на зовнішній межі примежового шару безперервно збільшується. Розподіл тиску і швидкості по профілю залежить від таких параметрів:

- кут повороту потоку в решітці й дифузорність у косому зрізі;
- крок решітки t/b ;

- кут набігання на решітку (який змінюється на нерозрахункових режимах);
- число Маха потоку.

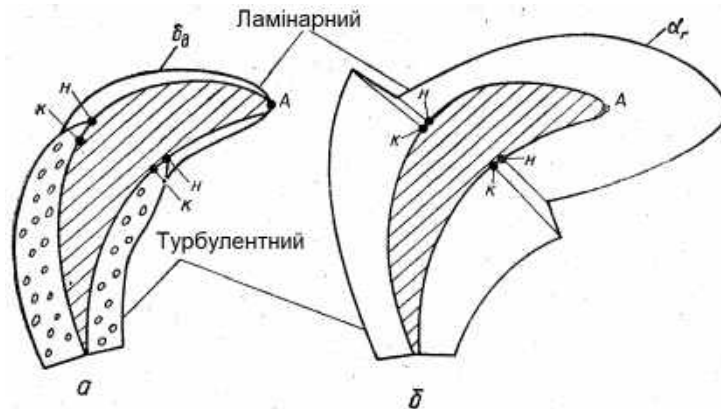


Рисунок 5.4 – Схема розвинення примежового шару (а) на профілі турбінної лопатки і розподіл по її периметру локальних коефіцієнтів тепловіддачі (б)

Товщина ламінарного шару, який утворився на вхідній кромці, у міру віддалення від неї збільшується.

На деякій відстані від точки розгалуження потоку ламінарний примежовий шар втрачає стійкість і перетворюється на турбулентний. Координата точки переходу залежить від багатьох факторів і може бути визначена з умови

$$Re_{кр} = \frac{w x_{кр}}{\nu} = 1,5 \cdot 10^5,$$

звідки

$$x_{кр} = 1,5 \cdot 10^5 \frac{\nu}{w}. \quad (5.10)$$

Товщина турбулентного примежового шару в перерізі, що розглядається, залежить від тих же параметрів, що й ламінарного, а також від відстані цього перерізу від області переходу. Товщина збільшується в міру віддалення від області переходу.

Умови течії в перерізах решітки профілів, близьких до кореня й периферії лопатки, ускладнюються внаслідок явища парних вихорів і перетікання через радіальний зазор.

5.3.3 Теплообмін між газом і поверхнею профілю лопатки

Величина коефіцієнта тепловіддачі від газу до профілю лопатки визначається як товщиною примежового шару, так і характером течії в ньому. На ділянці А-н (див. рисунок 5.4) величина коефіцієнта тепловіддачі

монотонно знижується. Темп зниження зменшується в міру віддалення від критичної точки.

В області переходу на ділянці n -к (див. рисунок 5.4) інтенсивність теплообміну різко зростає, потім в міру збільшення товщини турбулентного примежового шару вона зменшується.

Показник n рівняння (5.6) для ламінарного примежового шару дорівнює 0,5, для турбулентного – 0,8.

Для турбіни високого тиску значення α на вхідній кромці дорівнює 6000...10000 Вт/(м²·К), а середнє значення по профілю 3000...5000 Вт/(м²·К).

Приклад розподілу швидкості та чисел Нуссельта по периметру лопатки показано на рисунку 5.5.

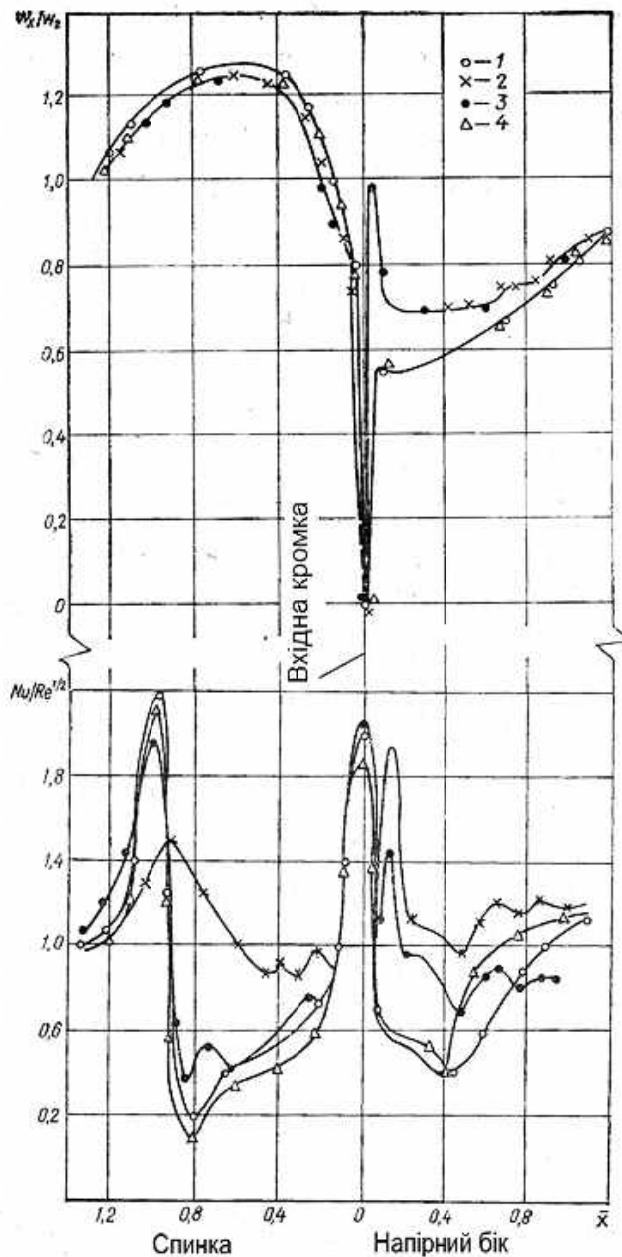


Рисунок 5.5 – Розподіл відносної швидкості та локальних чисел Нуссельта по периметру лопатки в середньому за висотою перерізу при $i = 0$:

1 – $Re_r = 2,32 \cdot 10^5$; 2 – $Re_r = 3,02 \cdot 10^5$; 3 – $Re_r = 5 \cdot 10^5$; 4 – $Re_r = 6,75 \cdot 10^5$

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі зазвичай проводиться для п'яти ділянок профілю лопатки: I – вхідна кромка (область ламінарного примежового шару); II – спинка лопатки; III – область вихідної кромки з боку спинки лопатки; IV – напірний бік лопатки; V – область вихідної кромки з напірного боку. На кожній ділянці для визначення коефіцієнта тепловіддачі використовують критеріальне рівняння

$$Nu_z = 0,018Re_z^{0,8} K_{ep}, \quad (5.11)$$

де $K_{об} = 1 + Z \left(\frac{uh}{w_z D} \right)^q$ – коефіцієнт, який ураховує обертання лопатки;

S – коефіцієнт, який ураховує особливості геометрії решітки профілів;
 h – довжина лопатки.

Рекомендації з вибору характерного розміру L при визначенні критеріїв Нуссельта і Рейнольдса, а також коефіцієнтів Z і q для різних ділянок лопатки наведено в таблиці 5.1.

У попередніх розрахунках можна вважати, що обертання збільшує тепловіддачу в 1,3–1,4 раза.

Таблиця 5.1 – Значення характерного розміру і коефіцієнтів для різних ділянок лопатки

Ділянка профілю	Характерний розмір	Z	q
I	Діаметр вхідної кромки $2R$	0,20	0,17
II, III	Хорда b	0,80	0,42
IV, V	Хорда b	0,87	0,37

5.4 Теплообмін лопаток з охолодним повітрям

5.4.1 Гідравлічний розрахунок системи підведення охолодного повітря

Рух повітря від точки відбирання до входу в робочі лопатки відбувається у складній системі каналів, порожнин лабіринтних ущільнень, пристроїв супутного закручування та ін.

Тому для визначення витрати й швидкості охолодного повітря в каналах охолодження необхідно розв'язати гідравлічну задачу, яка зводиться до розв'язання системи нелінійних рівнянь, які відображають умови нерозривності й збереження енергії в цих елементах.

5.4.2 *Визначення температури охолодного повітря на вході до розрахункового перерізу лопатки*

Температура охолодного повітря залежить від способу його підведення до лопатки й визначається формулою

$$T_{\text{охол}}^* = T_k^* + \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3 + \Delta T_4, \quad (5.12)$$

де $\Delta T_1, \dots, \Delta T_4$ – поправки на змінення температури в магістралі підведення охолодного повітря.

Поправка ΔT_1 ураховує підвищення температури через підігрівання, яке утворюється внаслідок обертання турбіни:

$$\Delta T_1 = \frac{(k-1)U^2}{2kR} = \frac{U^2}{2280}. \quad (5.13)$$

Значення колових швидкостей на радіусі підведення повітря $u = 300 \dots 400$ м/с, і ця поправка дорівнює $40 \dots 70$ К.

Поправка ΔT_2 ураховує зменшення температури внаслідок попереднього закручування охолодного повітря в напрямку обертання турбіни:

$$\Delta T_2 = \frac{(2Uc \cos \alpha + U^2)}{2280}, \quad (5.14)$$

де c – абсолютна швидкість на виході з соплового апарата;
 α – кут виходу.

Ця поправка становить $60 \dots 90$ К.

Поправка ΔT_3 ураховує підвищення температури в каналі, що обертається, унаслідок роботи відцентрових сил:

$$\Delta T_3 = \frac{(k-1)U^2}{2kR} \left(\frac{r_2}{r_1} - 1 \right) \approx \frac{U^2 L}{1100 r_1}, \quad (5.15)$$

де r_1 – радіус входу до каналу;
 r_2 – радіус виходу з каналу;
 L – довжина каналу.

Поправка ΔT_4 ураховує конвективне підігрівання в магістралі підведення охолодного повітря й дорівнює $10 \dots 40$ К.

5.4.3 Теплообмін в каналах охолодження

Розглянемо течію в циліндричній трубі (рисунок 5.6). На **початковій ділянці I** розвивається ламінарний примежовий шар. У середині цього шару течія відбувається паралельно до стінки. Ділянку II, у кінці якої починається руйнування ламінарного примежового шару, називають **гідродинамічною початковою ділянкою**.

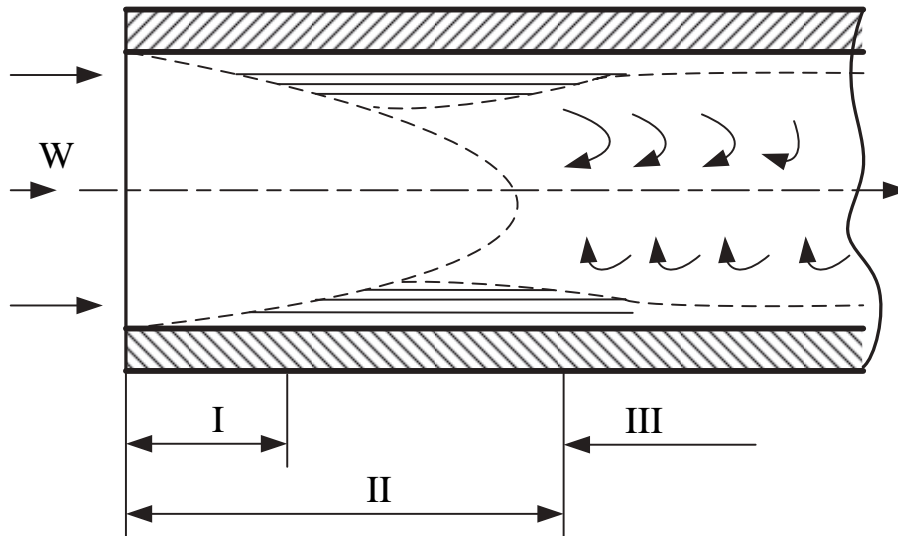


Рисунок 5.6 – Характер течії в циліндричному каналі

Ділянка III характеризується турбулентною течією з ламінарним підшаром постійної товщини.

При визначенні чисел **Re** і **Nu** як характерний розмір використовується діаметр труби, а для каналів складної форми – еквівалентний діаметр

$$d = \frac{4F_{\text{пер}}}{\Pi}, \quad (5.16)$$

де $F_{\text{пер}}$ – площа поперечного перерізу;
 Π – периметр.

Експериментальні дослідження дають підстави стверджувати таке:

- при $Re \leq 2 \cdot 10^3$ течія – ламінарна;
- при $Re \leq 10^4$ течія – турбулентна;
- при $Re > 1,5 \cdot 10^5$ ламінарної ділянки практично немає.

Характер змінення α визначається співвідношенням $Nu = ARe^n$, де $n = 0,8$. Приклад показано на рисунку 5.7.

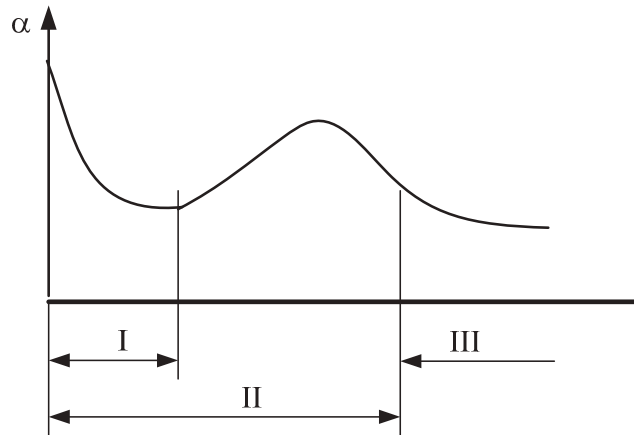


Рисунок 5.7 – Змінення коефіцієнта тепловіддачі в каналі

Значення коефіцієнта A визначається формою й розмірами каналів системи охолодження і характером течії в них. Зазвичай ці канали мають велику відносну довжину, що дає змогу використовувати критеріальні співвідношення для довгих труб.

Переріз каналу має бути достатнім для пропускання витрати охолодного повітря:

$$F > \frac{G_e \sqrt{T_e^*}}{0,0404 \mu q(\lambda) p_2}, \quad (5.17)$$

де $\mu = 0,6$ – коефіцієнт витрати;

$q(\lambda)$ – газодинамічна функція витрати, яку розраховують за відношенням тисків $\pi(\lambda) = \frac{p_2}{p_n^*}$;

p_2 – статичний тиск газу на виході з каналу;

p_n^* – повний тиск повітря на вході до каналу.

Значення коефіцієнта тепловіддачі в каналі визначається за допомогою критеріального рівняння

$$Nu_n = 0,018 Re_n^{0,8} K_\Sigma, \quad (5.18)$$

де $Nu_n = \frac{\alpha_k D_k}{\lambda_n}$, $Re_n = \frac{4G_n}{\mu_n \Pi_k}$;

$D_k = \frac{4F_k}{\Pi_k}$ – гідравлічний діаметр каналу;

Π_k – периметр каналу;

$K_{\Sigma} = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 K_7$ – сумарна поправка;

$K_1 = \left(\frac{T_n^*}{T_n} \right)^{0,55}$ – поправка на значення температури;

$K_2 = 1 + 1,77 \frac{D_k}{R}$ – поправка на радіус кривизни каналу;

$K_3 = 1 + 4,20 \frac{L_k}{D_k}$ – поправка на довжину каналу;

$K_4 = 1 + \frac{F_p}{\Pi_k L_k}$ – поправка на величину поверхні ребер усередині

каналу;

$K_5 = 1,1 \dots 1,2$ – поправка на наявність турбулізаторів;

$K_6 = 0,7 \dots 0,85 \dots 1$ – поправка, яка враховує несиметричність теплообміну по поверхні каналу (менше значення – для гладких каналів, середнє – для каналів з турбулізаторами, більше – для симетричного теплообміну);

K_7 – поправка на обертання,

$$K_7 = 1 + 16,1 \left(\frac{UD_k}{w_{\text{в}} D_{\text{сер}}} \right)^{0,7} \left(\frac{\text{Re}_{\text{в}}}{1000} \right)^{-0,38}, \quad (5.19)$$

$D_{\text{сер}}$ – середній діаметр турбіни;

u – колова швидкість на середньому діаметрі турбіни;

$w_{\text{п}}$ – швидкість повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі суттєво збільшується, якщо струмись охолодного повітря спрямований перпендикулярно до стінки. Такий спосіб охолодження часто використовується на передній кромці лопатки. При цьому

$$\text{Nu}_c = 0,0984 \text{Re}_c^{0,71} \left(\frac{D_c F_{\text{п}}}{L_c F_c} \right)^{0,306}, \quad (5.20)$$

де $\text{Nu}_c = \frac{\alpha_c D_c}{\lambda_{\text{п}}}$, $\text{Re}_c = \frac{4G_c}{\mu_{\text{п}} \Pi_c}$;

$D_c = \frac{4F_c}{\Pi_c}$ – гідравлічний діаметр струминного сопла;

F_c – сумарна площа поперечного перерізу струменів;

P_c – сумарний периметр струменів;

F_n – сумарна площа поперечного перерізу каналів, які відводять повітря із зони струминного охолодження;

G_c – сумарна витрата повітря на струминне охолодження;

L_c – відстань від сопла до стінки.

5.5 Ефективність конвективного охолодження

5.5.1 Методика визначення ефективності охолодження

Для оцінювання ефективності конвективного охолодження звичайно використовують параметр

$$\theta_k = \frac{T_e^* - T_n}{T_e^* - T_n^*}, \quad (5.21)$$

де k – номер локальної ділянки лопатки.

Як показано вище, використовується багато різних схем конвективного охолодження. Для кожної з них існують свої особливості розрахунку ефективності охолодження. Однак для попередніх розрахунків можна рекомендувати таку методику.

Переріз лопатки розбивається на частини $k = 1 \dots N$, у кожній з яких температура змінюється незначно.

На зовнішній і внутрішній поверхнях виокремлюються ділянки, на яких коефіцієнти тепловіддачі можна вважати постійними. Нехай l_i – довжина таких ділянок на зовнішній поверхні лопатки, а l_j – довжина ділянок на внутрішній поверхні.

Для ділянок, розташованих біля внутрішніх стінок перфораційних отворів, визначається еквівалентна довжина суцільної ділянки

$$l_i = \frac{\pi d \Delta}{t}, \quad (5.22)$$

де d – діаметр отвору;

Δ – довжина отвору;

t – крок перфорації.

Таке виокремлення ділянок лопатки, її зовнішньої та внутрішньої поверхонь дає змогу розрахувати ефективність охолодження кожної частини лопатки за формулою

$$\Theta_k = \frac{1}{\sum \alpha_{z i} l_i + \frac{1}{\sum \alpha_{n j} l_j}}, \quad (5.23)$$

де $\alpha_{z i}$ – коефіцієнт тепловіддачі від газу на i -й ділянці зовнішньої поверхні;

$\alpha_{n j}$ – коефіцієнт тепловіддачі від повітря на j -й ділянці внутрішньої поверхні.

5.5.2 Вплив підігрівання повітря в каналі на ефективність конвективного охолодження лопатки

Для реалізації методики визначення ефективності охолодження, описаної в попередньому підрозділі, необхідно визначити коефіцієнти тепловіддачі у внутрішніх каналах. Для їх визначення необхідно задати значення температури охолодного повітря в каналах. Це значення також використовується у формулі (5.18) для визначення ефективності охолодження.

Необхідні нам значення температури в каналах змінюються по висоті лопатки внаслідок підігрівання повітря теплом, яке надходить від лопатки, тому ці значення в довільному перерізі лопатки є невідомими, відомим є лише значення температури охолодного повітря на вході до лопатки.

Таким чином, виникає проблема: для розрахунку теплообміну в перерізі, що розглядається, необхідно задати температуру охолодного повітря, а для визначення цієї температури необхідно знати умови теплообміну по висоті лопатки.

Вирішення цієї проблеми – в ітеративному виконанні розрахунків: спочатку виконується розрахунок теплообміну в різних перерізах лопатки без урахування підігрівання охолодного повітря, а потім вносяться поправки на вплив підігрівання, і розрахунок теплообміну повторюється.

Підігрівання повітря на ділянці завдовжки X (від входу в лопатку до розрахункового перерізу) для j -го елемента каналу можна визначити за формулою

$$\Delta T_i = (T_n - T_{ex}) \left[1 - \exp\left(-\frac{\alpha_k \Pi_k X}{c_p G_n}\right) \right]. \quad (5.24)$$

На першій ітерації значення температури лопатки є невідомим, тому замість нього використовують те значення, яке очікують отримати внаслідок впровадження системи охолодження, що проектується.

6 ТЕРМІЧНІ НАПРУЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ

6.1 Термоміцнісні явища в деталях

Загальновідомо, що при змінній температурі змінюються розміри деталей – вони розширюються або стискаються. Зміну довжини l_0 незакріпленого стрижня при зміні його температури від t_0 до t можна виразити формулою

$$\Delta l = \beta l_0 (t - t_0) \quad (6.1)$$

та охарактеризувати величиною вільної температурної деформації

$$\varepsilon_T = \frac{\Delta l}{l_0} = \beta (t - t_0). \quad (6.2)$$

Якщо елемент тіла може вільно розширюватися або стискатися, то змінення температури не спричиняє виникнення напружень. Проте в суцільному тілі розширення або стискання часто не може відбуватися вільно, і в ньому виникають напруження. Зовнішнє закріплення також може перешкоджати тепловому розширенню або стисканню й спричиняти виникнення напружень. *Напруження, що виникають під час змінення температури деталі або її частин, називають температурними.* Нижче опишемо найбільш типові випадки виникнення температурних напружень у деталях.

Розглянемо простий випадок, коли циліндричний зразок завдовжки l_0 і діаметром d_0 при температурі t_0 вільно, але без зазору, поміщено між двома жорсткими плитами, а потім його нагріто до температури t (рисунок 6.1). Як зміняться довжина й діаметр зразка і які напруження виникнуть у ньому?

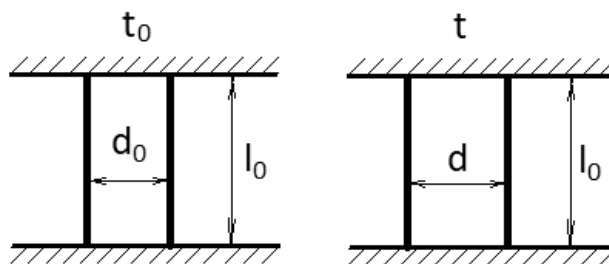


Рисунок 6.1 – Нагрівання затиснутого циліндричного зразка

Очевидно, що довжина зразка не зміниться, тому що плити – жорсткі. Але якби зразок був вільний (рисунок 6.2), то він би подовжився на величину $\Delta l = \beta l_0 (t - t_0)$. Однак плити не дають йому подовжитися. Виникають зусилля, що діють на зразок з боку плит, які забезпечують незмінну довжину зразка. Це еквівалентно тому, що зразок спочатку вільно подовжився від

нагрівання на величину Δl , а потім до нього було прикладено силу стиснення P , яка здеформувала (стиснула) його на величину Δl .

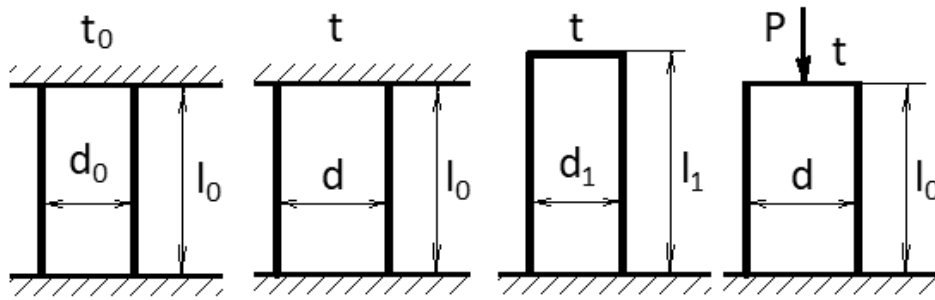


Рисунок 6.2 – Послідовність деформацій зразка

Визначимо розміри після вільного температурного розширення:

$$l_1 = l_0 + \Delta l = l_0 [1 + \beta(t - t_0)]; \quad d_1 = d_0 + \Delta d = d_0 [1 + \beta(t - t_0)].$$

Після стиснення довжина зразка зменшиться на величину Δl , яка визначається поздовжньою деформацією $\varepsilon_{||}$, а остання зв'язана законом Гука з напруженням. Це дає змогу знайти напруження й потрібну силу:

$$\Delta l = l_0 \varepsilon_{||}; \quad \varepsilon_{||} = -\frac{\Delta l}{l_0} = -\beta(t - t_0); \quad \sigma = E \varepsilon_{||} = -E \beta(t - t_0); \quad P = \sigma F_0 = \sigma \frac{\pi d_0^2}{4}.$$

Діаметр зразка збільшиться, тому що поперечна деформація зв'язана з поздовжньою деформацією законом Пуассона:

$$\varepsilon_{\perp} = -\mu \varepsilon_{||} = \mu \beta(t - t_0); \quad d = d_1 [1 + \mu \beta(t - t_0)] = d_0 [1 + \beta(t - t_0)]^2.$$

Таким чином, у зразку виникають термічні напруження стиснення, а також відбувається поперечне деформування, оскільки переміщення в поперечному напрямку є необмеженими.

6.2 Температурні напруження в ізотермічному стиснутому стрижні

Якщо керамічний стрижень 1 закріпити в жорстких опорах 2 і нагрівати, то при досягненні певної температури він зруйнується приблизно посередині (рисунок 6.3). Якщо в закріпленні є зазор δ (порядку часток міліметра), то руйнування відбувається при більш високій температурі або не відбувається зовсім.

Феномен можна пояснити за допомогою *принципу прихованої деформації*, суть якого полягає в такому. Якщо при зміні температури фактична деформація деталі з будь-якої причини відрізняється від вільної температурної деформації, то в ній виникає напруження, яке дорівнює напруженню від дії зовнішніх сил, що утворюють *приховану деформацію* – різницю між фактичною і вільною температурною деформацією.

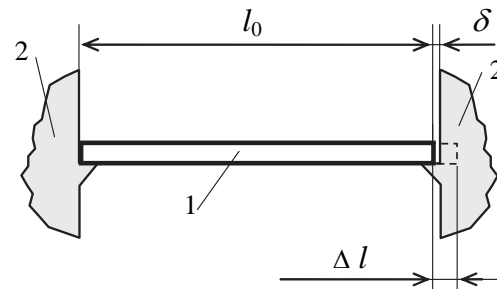


Рисунок 6.3 – Виникнення прихованої деформації

Наявність жорстких опор приводить до того, що теплове розширення реалізується лише частково, у межах обумовленої зазором деформації $\varepsilon = \delta / l_0$. При значному нагріванні виникає прихована деформація

$$e = \varepsilon - \varepsilon_T = \frac{\delta}{l_0} - \beta(t - t_0). \quad (6.3)$$

Відповідно до закону Гука, утворення такої деформації зовнішньою силою супроводжується виникненням напруження

$$\sigma = Ee = E \left[\frac{\delta}{l_0} - \beta(t - t_0) \right]. \quad (6.4)$$

Звідси випливає, що при нагріванні в умовах обмеження теплового розширення, коли $\delta / l_0 < \beta(t - t_0)$, у стрижні виникає температурне напруження стискування $\sigma < 0$. Якщо закріплення виконано без зазору ($\delta = 0$), то абсолютна величина напруження буде максимальною:

$$\sigma = -\beta E(t - t_0). \quad (6.5)$$

Якщо стрижень закріплений без зазору й охолоджується ($t < t_0$), а опори перешкоджають зменшенню його довжини, то температурне напруження, що виникає, буде напруженням розтягу ($\sigma > 0$). Руйнування відбудеться, коли температурне напруження перевищить границю міцності матеріалу стрижня. Відповідно до формули (6.4) такий рівень напружень виникає при різних температурах залежно від величини зазору δ , що пояснює зазначений вище зв'язок температури руйнування з величиною зазору.

Якщо замість керамічного стрижня нагрівати металічний, то при досягненні певної температури можна спостерігати раптове виникнення прогину. Це також свідчить про виникнення при нагріванні напружень стиснення, тому що схоже явище – *втрата стійкості* – спостерігається при стисканні стрижнів, коли напруження перевищують так звану *границю стійкості*.

Виникнення температурних напружень підтверджується також залежністю частоти власних коливань стиснених стрижнів і натягнутих струн від температури. Ця залежність при дії у стрижні напружень від зовнішніх сил описується виразом

$$f = \sqrt{f_0^2 + B\sigma}, \quad (6.6)$$

де f_0 – частота коливань при відсутності напружень;
 B – коефіцієнт пропорційності.

Залежність частоти від температури описується цією ж формулою, якщо в ній механічні напруження замінити температурними.

6.3 Температурні напруження в нерівномірно нагрітому стрижні з жорсткою пластиною (бандажем) на кінці

Розглянемо довгий стрижень 1 прямокутного перерізу 2, розміри якого можна характеризувати співвідношенням $L \gg H \gg h$ (рисунок 6.4). На кінці стрижня є жорстка пластина-бандаж 3. Для спрощення будемо вважати, що температура змінюється тільки по ширині стрижня H , при цьому профіль температури є симетричним і крайні волокна нагріті більше за середні.

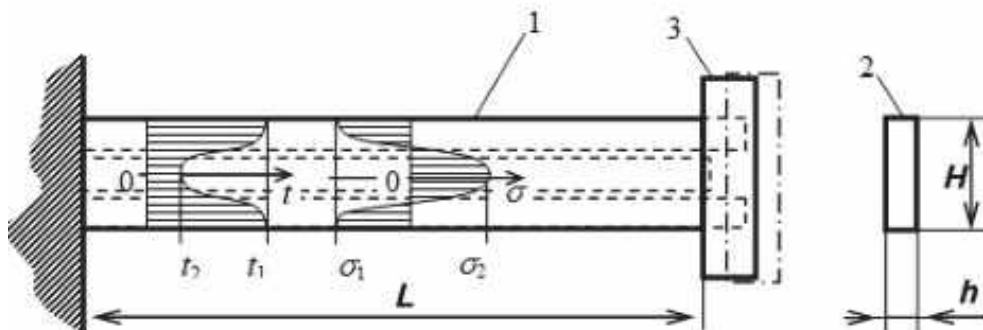


Рисунок 6.4 – Розподіл температури й температурних напружень у бандажованому стрижні: пунктир – вільні температурні переміщення волокон; штрих-пунктир – результівне положення бандажа

Для визначення картини розподілу напружень подумки виокремимо в стрижні волокна: два крайніх з температурою t_1 і одне середнє з температурою t_2 . При відсутності поперечних зв'язків вільна температурна деформація крайнього волокна була б більшою, ніж вільна температурна деформація середнього. Однак наявність жорсткої пластини-бандажа на кінці приводить до встановлення в усіх волокнах однакової деформації ϵ , яка відрізняється від вільної температурної деформації. Для визначення температурних напружень, що виникають при цьому, використаємо принцип прихованої деформації, застосовуючи його до окремих волокон:

$$\sigma_1 = E(\varepsilon - \beta(t_1 - t_0)); \quad \sigma_2 = E(\varepsilon - \beta(t_2 - t_0)), \quad (6.7)$$

де σ_1, σ_2 – напруження в крайніх і середньому волокнах.

Умовою рівноваги пластини-бандажа є рівність нулю суми сил, що діють на неї з боку гарячих і холодних волокон:

$$2\sigma_1 F_1 + \sigma_2 F_2 = 0, \quad (6.8)$$

де F_1, F_2 – площі перерізів гарячих і холодних волокон.

Розглядаючи вирази (6.6) і (6.7) як систему трьох рівнянь з трьома невідомими σ_1, σ_2 і ε , отримаємо

$$\sigma_1 = \beta E(t_{\text{сер}} - t_1); \quad \sigma_2 = \beta E(t_{\text{сер}} - t_2); \quad \varepsilon = \beta(t_{\text{сер}} - t_0), \quad (6.9)$$

де $t_{\text{сер}} = (2F_1 t_1 + F_2 t_2) / (2F_1 + F_2)$ – середня температура перерізу.

З отриманих виразів випливає, що температурні напруження в більш нагрітих волокнах, де $t_1 > t_{\text{сер}}$, будуть напруженнями стискання ($\sigma_1 < 0$), у менш нагрітих, де $t_2 < t_{\text{сер}}$, – напруженнями розтягування ($\sigma_2 > 0$). Величина напружень не залежить від початкової температури деталі, а визначається розподілом температури по перерізу. Деформація ε , що спостерігається, буде такою ж, як при нагріванні стрижня до середньої температури.

6.4 Температурні напруження у стрижні з вільним торцем

Унаслідок поперечних зв'язків волокон, якщо немає бандажа, у правій кінцевій області стрижня виникають дотичні напруження, які діють у напрямку вирівнювання деформацій (рисунок 6.5, а). У міру віддалення від торця й вирівнювання деформацій дотичні напруження зменшуються. На відстані порядку максимального розміру перерізу H деформації є практично однаковими і, отже, виникають приховані деформації волокон. Нормальні напруження, яких немає на вільній торцевій поверхні, при віддаленні від неї збільшуються в міру зростання прихованих деформацій (рисунок 6.5, б). По суті, кінцева область розміром $H \times H$ відповідно до *принципу Сен-Венана* виконує ту ж функцію, що й пластина-бандаж у попередньому прикладі. *За межами кінцевої зони картина температурних напружень не відрізняється від попереднього прикладу: у гарячих волокнах виникають температурні напруження стиснення, у холодних – розтягування.*

Примітка. Принцип Сен-Венана полягає в такому. На віддаленні від ділянки поверхні, порядку найбільшого лінійного розміру ділянки, особливості розподілу навантаження в межах цієї ділянки є несуттєвими,

важливою є тільки величина рівнодійної сили. У випадку, що розглядається, рівнодійна сила на торці стрижня дорівнює нулю, як і в попередньому випадку бандажованого стрижня. Принцип Сен-Венана вказує не точну величину відстані, на якій не позначаються відмінності в розподілі навантажень, а лише її порядок.

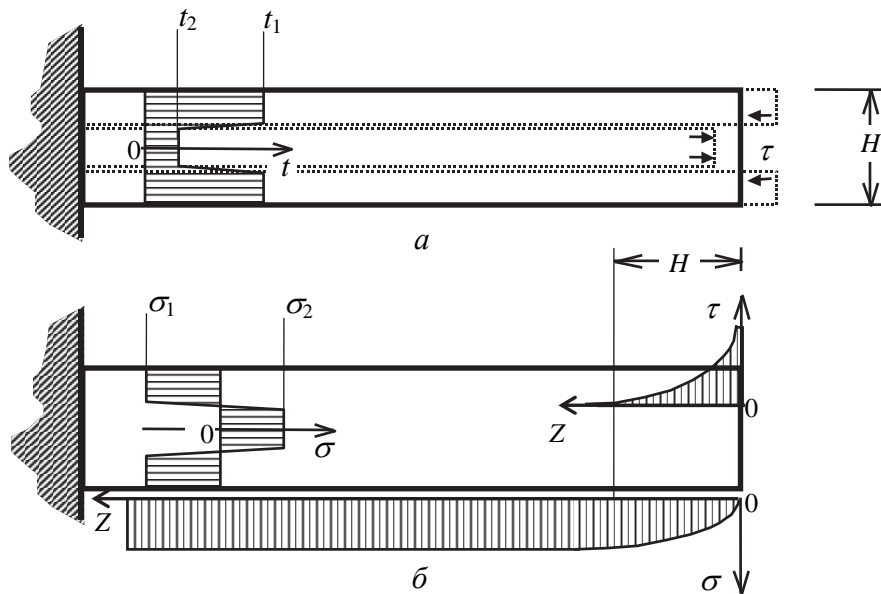


Рисунок 6.5 – Стрижень з вільним торцем:
 а – розподіл температури і вільні температурні переміщення волокон;
 б – розподіл температурних напружень

6.5 Температурні напруження на нестационарних режимах

Під час нагрівання деталей у газовому потоці або іншим способом змінення температури в різних точках деталі відбувається з різною швидкістю. У деталі виникають нерівномірне температурне поле і, як впливає з попередніх прикладів, температурні напруження. Під час запуску й зупинення двигуна в подібних умовах опиняється багато деталей: жарові труби камер згорання, соплові й робочі лопатки, диски й корпуси турбін, сопла тощо. У технічній літературі це явище іноді називають термоударом.

Для вивчення поведінки матеріалів в умовах термоудару на спеціальних установках проводять їх випробування на короткочасну термічну міцність. Зразок матеріалу у вигляді стрижня ромбоподібного перерізу 1 качалкою 2 вноситься послідовно в газовий потік гасової горілки 3 і потік холодного повітря 4 (рисунок 6.6, а). У процесі нагрівання гострі передня й задня кромки (точки А і В) нагріваються швидше, ніж більш масивна середня частина перерізу (точка С). У перерізі зразка на лінії АСВ утворюється симетричний профіль температури. Різниця температур по перерізу в певний момент часу набуває максимуму, потім зменшується (рисунок 6.6, б). Після деякого часу в зразку встановлюється стаціонарний

режим з рівномірно прогрітим перерізом.

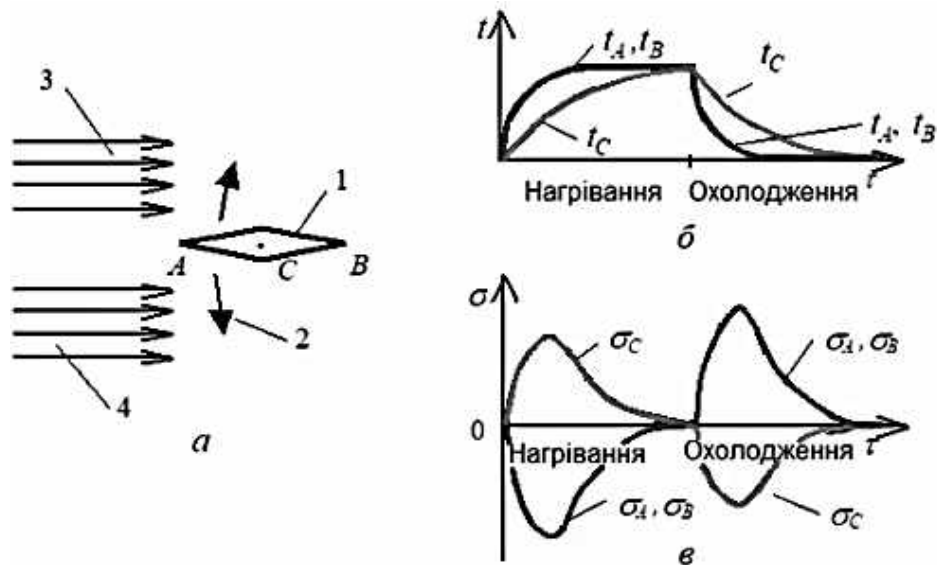


Рисунок 6.6 – Змінення напружень під час термоциклювання:
 а – схема випробувань; б – змінення температури; в – змінення напружень

У зразку виникають температурні напруження стискання в більш нагрітих передній і задній кромках і розтягування в середній частині перерізу. У момент максимуму різниці температур температурні напруження мають максимальні за модулем значення. На стаціонарному режимі температурні напруження зникають. Під час охолодження в потоці холодного повітря гострі кромки остигають швидше за середину зразка, і в них виникають температурні напруження розтягування, а в середині зразка – стискання (рисунок 6.6, в).

Значні температурні напруження спричиняють викривлення кромки і руйнування зразка. Зразки з керамічних матеріалів частіше руйнуються в процесі охолодження, коли в кромках виникають значні температурні напруження розтягування. Це зумовлено тим, що границя міцності при розтягуванні таких матеріалів є значно меншою від границі міцності при стисканні.

6.6 Малоциклова термічна втома

У зв'язку з багаторазовим повторенням циклів "запуск – максимальний режим – зупинення" деталі двигуна можуть зруйнуватися внаслідок дії температурних напружень, які змінюються циклічно. Це явище називають *термічною втомою*. Якщо температурні напруження в циклі перевищують границю плинності матеріалу, то руйнування відбувається менш ніж за 10^5 циклів. У цьому випадку кажуть про *малоциклову термічну втому*.

Для вивчення опору деталей і конструкційних матеріалів малоциклової термічній втомі їх випробовують на описаних вище спеціальних установках, повторюючи цикл "нагрівання – охолодження" до руйнування

зразка. Руйнуванню в термовтомному циклі передує поява первинної втомної тріщини, яка поширюється по межах зерен. Тріщини виникають швидше в малопластичних матеріалах і в матеріалах, які окрихчуються під дією високих температур. Утворення тріщини прискорюється через ослаблення поверхневого шару внаслідок його окиснення й вигорання легувальних елементів.

7 ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОХОЛОДЖУВАНИХ ЛОПАТОК

Під час розрахунку термонапруженого стану робочих і соплових лопаток та інших деталей газотурбінних двигунів використовуються методи розв'язання задач термопружності, об'єднані назвою «*стрижнева теорія*». В її межах отримано формули, що дають змогу розраховувати розподіл напружень при нерівномірному нагріванні деталей.

У моделі теплового й силового навантажень за стрижневою теорією передбачається наявність температурного поля зі значним градієнтом у поперечному перерізі й таким, що повільно змінюється або є постійним уздовж осі **Z** (рисунок 7.1). Навантаження, що діють на частину стрижня, відсічену поперечним перерізом (площиною з осями **X** і **Y**), замінюють *поздовжньою силою P*, *поперечними силами Q_x і Q_y* та *згинальними моментами M_x і M_y* (дія крутильного моменту тут не розглядається). Діє правило, згідно з яким момент вважається додатним, коли він здійснює ліве обертання (проти часової стрілки), якщо дивитися з додатного напрямку осі в початок координат. Сили вважаються додатними, якщо діють у додатному напрямку осей.

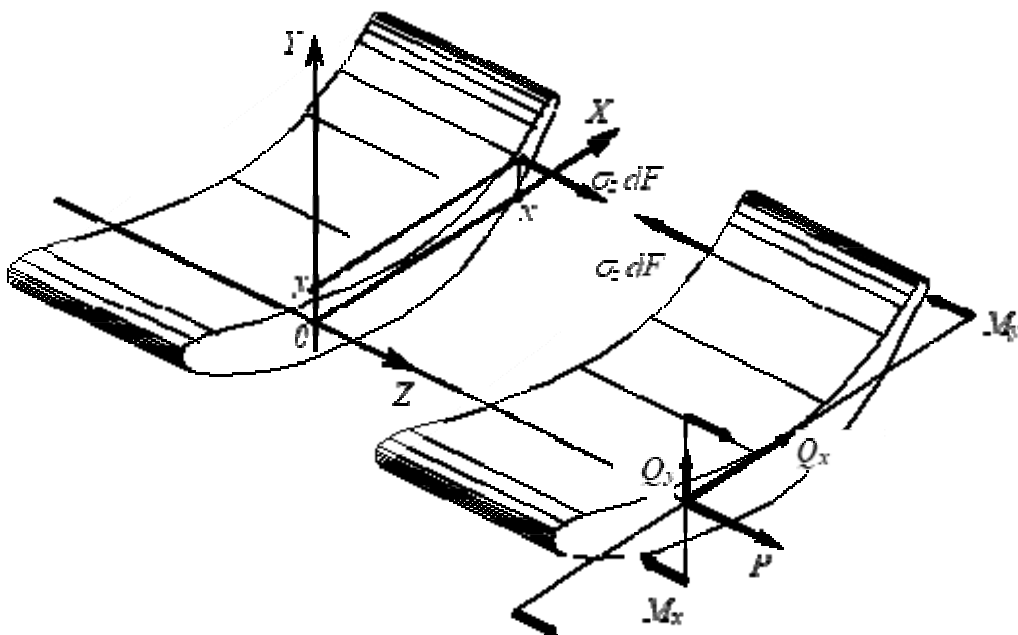


Рисунок 7.1 – Силві фактори, що діють на частину лопатки

Модуль пружності E , коефіцієнт лінійного розширення β та інші характеристики матеріалу вважаються такими, що залежать від температури.

7.1 Гіпотеза плоских перерізів

Перше найважливіше припущення, яке використовується при визначенні розподілу напружень за стрижневою теорією, – знаменита *гіпотеза плоских перерізів* Бернуллі – Ейлера. У гіпотезі передбачається, що деформація стрижня відбувається таким чином, що точки плоского поперечного перерізу залишаються в одній площині. Дослідження показують, що гіпотеза підтверджується, коли дотичні напруження є малими порівняно з нормальними напруженнями. Ця умова виконується на відстанях від торця стрижня і точки прикладення сили, більших за розмір перерізу.

Переміщення вздовж осі Z точки поперечного перерізу з координатами x, y , згідно з гіпотезою плоских перерізів, можна подати як результат паралельного переміщення перерізу вздовж Z та його повороту відносно X і Y (див. рисунок 7.1). Уважаючи кути повороту малими, отримаємо

$$w(x, y) = w_0 + y \operatorname{tg} \varphi_x - x \operatorname{tg} \varphi_y = w_0 + y \varphi_x - x \varphi_y, \quad (7.1)$$

де w_0 – переміщення точки O ;

φ_x, φ_y – кути повороту перерізу відносно осей X і Y .

Величини $w_0, \varphi_x, \varphi_y$ є однаковими для всіх точок перерізу, але змінюються по осі Z .

Деформація в напрямку осі Z визначається формулою

$$\varepsilon_z(x, y) = \frac{\partial w(x, y)}{\partial z} = \varepsilon_0 + y \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} - x \frac{\partial \varphi_y}{\partial z}, \quad (7.2)$$

де $\varepsilon_0 = \partial w_0 / \partial z$ – деформація на осі стрижня. Таким чином, *гіпотезі плоских перерізів відповідає лінійний розподіл деформації ε_z по площині поперечного перерізу.*

Друге припущення – *гіпотеза про ненадавлювання*, у якій передбачається відсутність нормальних напружень σ_x і σ_y у площинах, перпендикулярних до осей X і Y . Її обґрунтування випливає з того, що бокова поверхня стрижня є вільною від напружень, а похідна від напруження по нормалі до бокової поверхні є обмеженою. Якщо розміри поперечного перерізу – незначні порівняно з довжиною стрижня, то напруження σ_x і σ_y – незначні порівняно з σ_z .

В області пружності матеріалу справджується суперпозиція

деформацій, пов'язаних з нормальними напруженнями, і температурної деформації, спричиненої нагріванням:

$$\varepsilon_z = -\frac{\mu\sigma_x}{E} - \frac{\mu\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E} + \beta(t - t_0). \quad (7.3)$$

Використовуючи гіпотезу про ненадавлювання $\sigma_x = \sigma_y = 0$, отримаємо

$$\sigma_z = E[\varepsilon_z - \beta(t - t_0)]. \quad (7.4)$$

Приймаючи також і гіпотезу плоских перерізів, будемо мати

$$\sigma_z = E\left(\varepsilon_0 + y \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} - x \frac{\partial \varphi_y}{\partial z}\right) - E\beta(t - t_0). \quad (7.5)$$

Таким чином, для розрахунку розподілу напружень по перерізу $\sigma_z = \sigma_z(x, y)$ необхідно визначити параметри ε_0 , $\partial\varphi_x/\partial z$, $\partial\varphi_y/\partial z$ і розподіли: температури $t = t(x, y)$, модуля пружності $E = E(x, y)$, коефіцієнта лінійного розширення $\beta = \beta(x, y)$.

7.2 Пружногеометричні характеристики перерізу

При визначенні напружень у нерівномірно нагрітих деталях використовуються так звані пружногеометричні характеристики перерізів, які враховують непостійність модуля пружності по перерізу. Ці характеристики далі будемо називати *термопружними жорсткостями*.

Будуть використовуватись такі характеристики:

– термопружна жорсткість нульового порядку (при розтягуванні)

$$G^{(0)} = \int_{(F)} E(x, y) dF, \quad (7.6)$$

де x і y – координати в перерізі F ,

dF – елементарна площа;

– термопружні жорсткості першого порядку відносно осей X і Y (статичні жорсткості)

$$G_x^{(1)} = \int_{(F)} yE(x, y) dF, \quad (7.7)$$

$$G_y^{(1)} = \int_{(F)} xE(x, y) dF; \quad (7.8)$$

– термопружні жорсткості другого порядку відносно осей X і Y (жорсткості при згинанні)

$$G_x^{(2)} = \int_{(F)} y^2 E(x, y) dF, \quad (7.9)$$

$$G_y^{(2)} = \int_{(F)} x^2 E(x, y) dF; \quad (7.10)$$

– двоосьова термопружна жорсткість другого порядку

$$G_{xy}^{(2)} = \int_{(F)} x y E(x, y) dF. \quad (7.11)$$

З наведених вище визначень видно, що порядок термопружної жорсткості дорівнює сумі степенів при координатах у підінтегральних виразах.

Якщо вісь X задовольняє умові $G_x^{(1)} = 0$, то вона є *центральною віссю термопружної жорсткості*. У пласкому перерізі існує нескінченна множина центральних осей. Усі вони перетинаються в одній точці – *центрі термопружної жорсткості перерізу*.

З визначень (7.9), (7.10) випливає, що термопружна жорсткість другого порядку відносно будь-якої осі завжди є додатною. Осі X і Y , які задовольняють умові $G_{xy}^{(2)} = 0$, називають *головними осями термопружної жорсткості*. У пласкому перерізі завжди існують тільки дві головні осі (винятком є симетричні перерізи, у яких може бути нескінченна множина головних осей). Головні осі перпендикулярні одна до одної, є одночасно центральними осями і, отже, проходять через центр термопружної жорсткості.

При постійному модулі пружності з виразів (7.6)–(7.11) випливає:

$$G^{(0)} = EF;$$

$$G_x^{(1)} = ES_x; \quad G_y^{(1)} = ES_y; \quad (7.12)$$

$$G_x^{(2)} = EJ_x; \quad G_y^{(2)} = EJ_y; \quad G_{xy}^{(2)} = EJ_{xy},$$

де $F = \int_{(F)} dF$ – площа перерізу;

$S_x = \int_{(F)} y dF$ і $S_y = \int_{(F)} x dF$ – статичні моменти перерізу відносно осей X і Y ;

$$J_x = \int_{(F)} y^2 dF \text{ і } J_y = \int_{(F)} x^2 dF - \text{осьові моменти інерції відносно осей } X \text{ і } Y;$$

$$J_{xy} = \int_{(F)} x y dF - \text{відцентровий момент інерції відносно системи}$$

координат XOY .

Величини F , S_x , S_y , J_x , J_y , J_{xy} є геометричними характеристиками перерізу, тому що визначаються тільки конфігурацією перерізу. На відміну від них пружногеометричні характеристики залежать ще й від розподілу модуля пружності по перерізу.

Нерівномірний розподіл температур у перерізі приводить до зміщення центра термопружної жорсткості відносно центра тяжіння перерізу, а також до зміщення й повороту головних осей термопружної жорсткості відносно головних осей інерції.

Центр термопружної жорсткості віддаляється від області зменшення модуля пружності (нагрівання). Це проілюстровано рухом точки a на рисунку 7.2. У випадку збільшення модуля, навпаки, центр наближається до ділянки охолодження.

Поворот головних осей жорсткості при локальному зменненні модуля пружності відбувається таким чином, що вісь максимальної жорсткості наближається до ділянки перерізу, на якій відбулося змінення (вісь X_2 на рисунку 7.3). При збільшенні модуля пружності вісь максимальної жорсткості віддаляється від ділянки змінення.

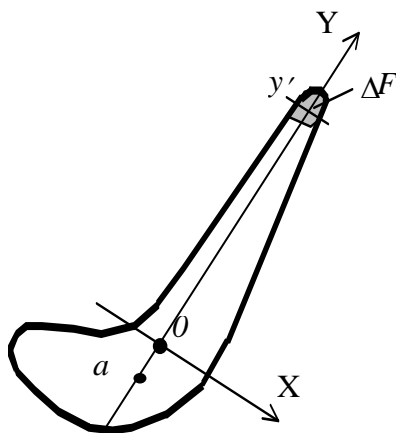


Рисунок 7.2 – Зміщення центра жорсткості при локальному нагріванні ділянки ΔF

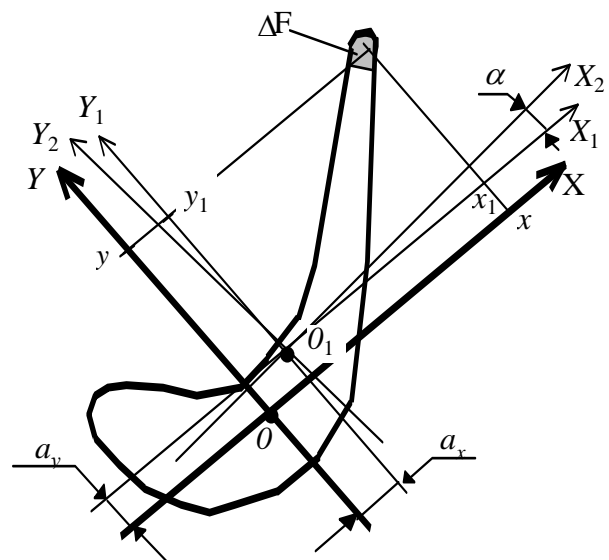


Рисунок 7.3 – Зміщення й поворот головних осей термопружної жорсткості при локальному нагріванні

7.3 Розтягування при нерівномірному нагріванні

Розглянемо випадок, коли на стрижень діє сила P , яка розтягує його вздовж поздовжньої осі Z . Для спрощення викладення матеріалу будемо використовувати систему координат, осі якої X і Y є головними осями поперечного перерізу стрижня, а вісь Z проходить через центр термопружної жорсткості – точку O (див. рисунок 7.1).

Спочатку основну увагу приділимо розподілу силових напружень. Для цього виключимо з формули (7.5) температурні напруження, узявши $\beta = 0$:

$$\sigma_z = E \left(\varepsilon_0 + y \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} - x \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} \right). \quad (7.13)$$

Для визначення параметрів деформації, що входять до цього рівняння, використаємо умови рівноваги відсіченої (правої) частини стрижня. Прирівнюючи рівнодійні внутрішніх сил і моментів зовнішнім силам і моментам, отримаємо

$$\begin{aligned} \int_F \sigma_z dF &= P, \\ \int_F \sigma_z y dF &= 0, \\ \int_F \sigma_z x dF &= 0. \end{aligned} \quad (7.14)$$

Підстановкою σ_z у вираз (7.13) утворимо систему рівнянь

$$\begin{cases} \varepsilon_0 G^{(0)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} G_X^{(1)} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} G_Y^{(1)} = P, \\ \varepsilon_0 G_X^{(1)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} G_X^{(2)} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} G_{XY}^{(2)} = 0, \\ \varepsilon_0 G_Y^{(1)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} G_{XY}^{(2)} - \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} G_Y^{(2)} = 0. \end{cases} \quad (7.15)$$

Використовуючи властивості головних центральних осей $G_X^{(1)} = 0$, $G_Y^{(1)} = 0$, $G_{XY}^{(2)} = 0$, знайдемо три параметри деформації:

$$\varepsilon_0 = \frac{P}{G^{(0)}}, \quad \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} = 0. \quad (7.16)$$

Знання цих параметрів дає змогу визначити за формулою (7.13)

силове напруження в будь-якій точці перерізу стрижня:

$$\sigma_z(x, y) = \frac{E(x, y)P}{G^{(0)}} = \frac{E(x, y)P}{\int_F E dF}. \quad (7.17)$$

Уводячи середнє по перерізу значення модуля пружності $\tilde{E} = \frac{1}{F} \int_F E dF$, отримаємо

$$\sigma_z(x, y) = \frac{E(x, y)P}{\tilde{E}F}. \quad (7.18)$$

У рівномірно прогрітому стрижні модуль пружності є постійним: $E(x, y) = \tilde{E} = \text{const}$, і напруження в перерізі не залежать від його величини. Напруження будуть постійними й дорівнюватимуть ізопружному значенню: $\sigma_i = P/F$. Якщо переріз прогрітий нерівномірно, то напруження будуть відрізнятися від цього значення. У "гарячих" частинах перерізу зазвичай $E(x, y) < \tilde{E}$ і напруження є меншими за ізопружне значення. У "холодних" частинах, навпаки, $E(x, y) > \tilde{E}$ і напруження є більшими за ізопружне значення. Цю закономірність проілюстровано на рисунку 7.4.

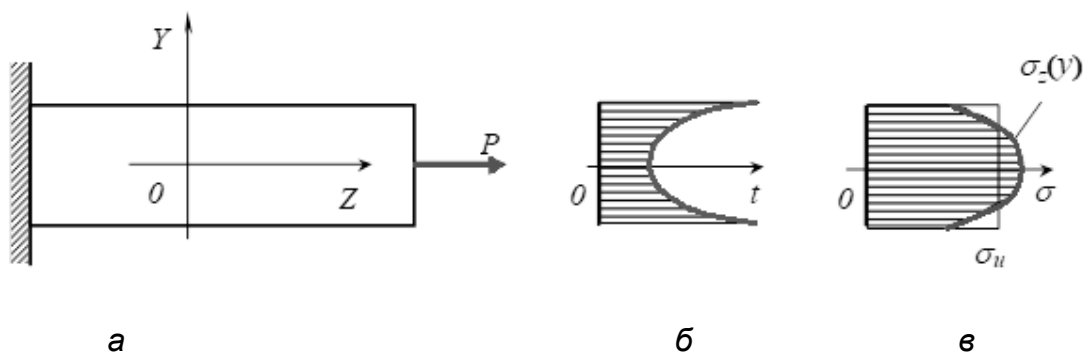


Рисунок 7.4 – Силкові напруження при розтягуванні:

а – розташування осей і навантажень; б – розподіл температур; в – розподіл напружень

Відмінність механічних напружень від ізопружного значення може бути значною. Наприклад, для сплавів на нікелевій основі, які застосовуються для виготовлення лопаток авіаційних турбін, при змінній температурі по перерізу від 700 до 1000 °С відношення $E(x, y)/\tilde{E}$ змінюється в межах $1 \pm 0,2$, тобто відмінність напружень може становити $\pm 20\%$, що суттєво, урахувавши невеликі запаси міцності, що використовуються при проєктуванні деталей авіаційних турбін.

Формули (7.17), (7.18) указують на ще одну важливу закономірність.

Розподіл напружень залежить не стільки від величини модуля пружності, скільки від його змінення в межах перерізу. При однаковій (у k разів) зміні модуля пружності в усіх точках перерізу напруження не змінюються.

Рівність нулю похідних у розв'язку (7.16) означає відсутність поворотів поперечних перерізів по всій довжині стрижня: $\varphi_x=0$ і $\varphi_y=0$, тобто при розтягуванні (стисканні) стрижня силою, яка діє вздовж лінії, що проходить через центри жорсткості поперечних перерізів, деформування відбувається без повороту перерізів.

Примітка. Причиною розглянутого змінення напружень по перерізу є змінність модуля пружності. Інша причина (виникнення температурних напружень) поки не враховувалася, тому що ці напруження виключено через припущення $\beta = 0$ у формулі (7.13).

7.4 Згинання при нерівномірному нагріванні

Розглянемо дію на нерівномірно нагрітій стрижень моментів M_x і M_y відносно головних осей його поперечного перерізу X і Y . Силі напруження будемо визначати за формулою (7.5) при $\beta = 0$:

$$\sigma_z = E \left(\varepsilon_0 + y \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} - x \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} \right). \quad (7.19)$$

Використаємо умови рівноваги відсіченої (правої) частини стрижня в умовах відсутності розтягувальної сили (див. рисунок 7.1):

$$\begin{aligned} \int_{(F)} \sigma_z dF &= 0, \\ \int_{(F)} \sigma_z y dF &= M_x, \\ \int_{(F)} \sigma_z x dF &= -M_y. \end{aligned}$$

Підставивши σ_z з рівняння (7.19), утворюємо систему рівнянь

$$\begin{cases} \varepsilon_0 \mathbf{G}^{(0)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} \mathbf{G}_X^{(1)} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} \mathbf{G}_Y^{(1)} = 0, \\ \varepsilon_0 \mathbf{G}_X^{(1)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} \mathbf{G}_{XX}^{(2)} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} \mathbf{G}_{XY}^{(2)} = M_x, \\ \varepsilon_0 \mathbf{G}_Y^{(1)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} \mathbf{G}_{XY}^{(2)} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} \mathbf{G}_{YY}^{(2)} = -M_y. \end{cases} \quad (7.20)$$

Використавши властивості головних (центральных) осей $\mathbf{G}_X^{(1)} = 0$,

$G_Y^{(1)} = 0$, $G_{XY}^{(2)} = 0$, визначимо параметри деформації:

$$\varepsilon_0 = 0, \quad \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} = \frac{M_x}{G_x^{(2)}}, \quad \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} = \frac{M_y}{G_y^{(2)}}, \quad (7.21)$$

що дає можливість визначати напруження виходячи з формули (7.19):

$$\begin{aligned} \sigma_z(x, y) &= E(x, y) \left[\frac{M_x}{G_x^{(2)}} y - \frac{M_y}{G_y^{(2)}} x \right] = \\ &= E(x, y) \left[\frac{M_x}{\int_F E y^2 dF} y - \frac{M_y}{\int_F E x^2 dF} x \right]. \end{aligned} \quad (7.22)$$

Якщо модуль пружності є постійним: $E(x, y) = E = \text{const}$, то напруження лінійно залежить від координат і не залежить від модуля пружності:

$$\sigma_z(x, y) = \frac{M_x}{J_x} y - \frac{M_y}{J_y} x. \quad (7.23)$$

Таке значення напруження будемо називати *ізопружним значенням при згинанні*. По суті, воно складається з напруження $\frac{M_x}{J_x} y$ під дією моменту M_x , який визначає розподіл напружень уздовж осі Y , і напруження $\frac{M_y}{J_y} x$ під дією моменту M_y , який визначає розподіл напружень уздовж осі X .

Якщо ввести середні осьові значення модуля пружності

$$\tilde{E}_x = \frac{\int_F E y^2 dF}{\int_F y^2 dF} = \frac{G_x^{(2)}}{J_x} \quad \text{и} \quad \tilde{E}_y = \frac{\int_F E x^2 dF}{\int_F x^2 dF} = \frac{G_y^{(2)}}{J_y}, \quad (7.24)$$

то розподіл напружень (7.23) визначатиметься формулою

$$\sigma_z(x, y) = \frac{E(x, y)}{\tilde{E}_x} \frac{M_x}{J_x} y - \frac{E(x, y)}{\tilde{E}_y} \frac{M_y}{J_y} x. \quad (7.25)$$

Таким чином, при згинанні вплив залежності модуля пружності від температури можна врахувати корекцією складових ізопружного значення (7.23) коефіцієнтами, які дорівнюють відношенню місцевого значення

модуля пружності до відповідного середнього осьового значення. У "гарячих" частинах перерізу зазвичай $E(x,y)/\tilde{E}_x < 1$ і $E(x,y)/\tilde{E}_y < 1$, тому напруження будуть меншими за ізопружне значення (7.23). У "холодних" частинах, навпаки, $E(x,y)/\tilde{E}_x > 1$, $E(x,y)/\tilde{E}_y > 1$ і напруження перевищують ізопружне значення.

Цю закономірність розподілу напружень проілюстровано на рисунку 7.5 для симетричного й лінійного розподілів температури при згинанні відносно однієї осі X ($M_x > 0$, $M_y = 0$).

Ізопружні значення, розраховані за формулою (7.23), можна використовувати як початкову оцінку напружень на етапі попереднього розрахунку, коли розподіл температури ще є невідомим. За допомогою формули (7.25) їх легко можна скорегувати з урахуванням очікуваних значень відношень модулів пружності. Після визначення температурного поля можна провести остаточний розрахунок розподілу напружень за формулою (7.25), ураховуючи також змінення положення головних осей (7.24) при нерівномірному нагріванні.

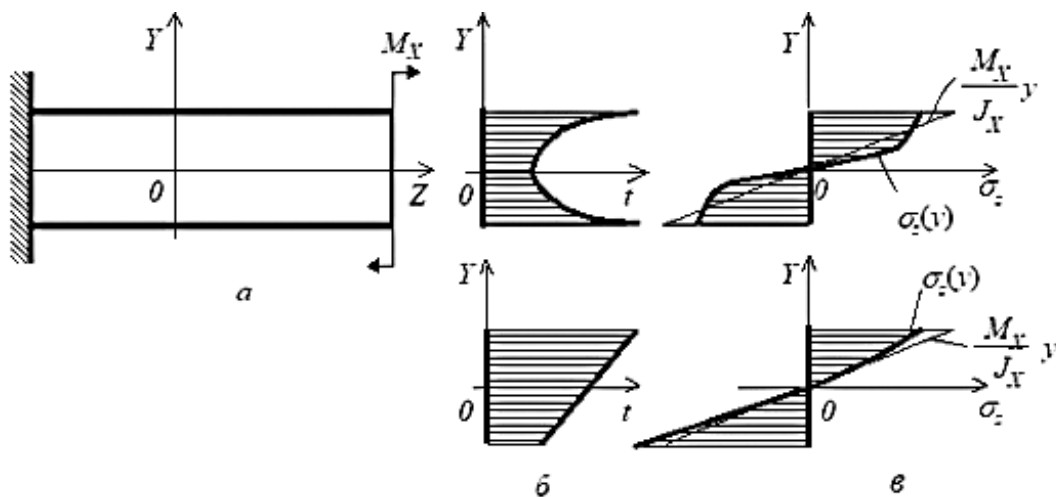


Рисунок 7.5 – Силкові напруження при згинанні:

а – схема навантаження; б – приклади розподілу температур; в – епюри напружень

7.5 Температурні напруження в нерівномірно нагрітому стрижні

Визначимо напруження, які виникають у ненавантаженому стрижні внаслідок нерівномірного прогрівання його перерізу, коли температура змінюється по координатах X і Y і не змінюється по осі Z (див. рисунок 7.1).

Напруження у довільній точці перерізу визначається формулою (7.5):

$$\sigma_z(x,y) = E(x,y) \left(\varepsilon_0 + y \frac{\partial \varphi_x}{\partial z} - x \frac{\partial \varphi_y}{\partial z} \right) - E(x,y) \beta [t(x,y) - t_0]. \quad (7.26)$$

Параметри деформації визначимо з умов рівноваги відсіченої (правої) частини стрижня в умовах відсутності зовнішніх навантажень:

$$\begin{aligned} \int_F \sigma_z dF &= 0, \\ \int_F \sigma_z y dF &= 0, \\ \int_F \sigma_z x dF &= 0. \end{aligned} \quad (7.27)$$

Підстановкою $\sigma_z = \sigma(x, y)$ утворимо систему рівнянь

$$\begin{cases} \varepsilon_0 \mathbf{G}^{(0)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial \mathbf{z}} \mathbf{G}_X^{(1)} - \frac{\partial \kappa_y}{\partial \mathbf{z}} \mathbf{G}_Y^{(1)} - \int_F E\beta(t-t_0) dF = 0, \\ \varepsilon_0 \mathbf{G}_X^{(1)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial \mathbf{z}} \mathbf{G}_X^{(2)} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial \mathbf{z}} \mathbf{G}_{XY}^{(2)} - \int_F E\beta(t-t_0) y dF = 0, \\ \varepsilon_0 \mathbf{G}_Y^{(1)} + \frac{\partial \varphi_x}{\partial \mathbf{z}} \mathbf{G}_{XY}^{(2)} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial \mathbf{z}} \mathbf{G}_Y^{(2)} - \int_F E\beta(t-t_0) x dF = 0. \end{cases} \quad (7.28)$$

Використовуючи властивості головних центральних осей $\mathbf{G}_X^{(1)} = 0$, $\mathbf{G}_Y^{(1)} = 0$, $\mathbf{G}_{XY}^{(2)} = 0$, знайдемо параметри деформації:

$$\varepsilon_0 = \frac{\int_F E\beta(t-t_0) dF}{\mathbf{G}^{(0)}}, \quad \frac{\partial \varphi_x}{\partial \mathbf{z}} = \frac{\int_F E\beta(t-t_0) y dF}{\mathbf{G}_X^{(2)}}, \quad \frac{\partial \varphi_y}{\partial \mathbf{z}} = -\frac{\int_F E\beta(t-t_0) x dF}{\mathbf{G}_Y^{(2)}}. \quad (7.29)$$

Знаючи їх, визначимо розподіл температурних напружень за (7.26):

$$\begin{aligned} \sigma_z(x, y) = E(x, y) & \left\{ \frac{\int_F E\beta(t-t_0) dF}{\mathbf{G}^{(0)}} + y \frac{\int_F E\beta(t-t_0) y dF}{\mathbf{G}_X^{(2)}} + \right. \\ & \left. + x \frac{\int_F E\beta(t-t_0) x dF}{\mathbf{G}_Y^{(2)}} - \beta[t(x, y) - t_0] \right\}. \end{aligned} \quad (7.30)$$

У двигунобудівних конструкторських бюро ця формула використовується для розрахунків температурних напружень у лопатках

турбін і відома як формула Біргера – Малініна.

Якщо температури в перерізі стрижня є такими, що зміненням модуля пружності й коефіцієнта теплового розширення можна знехтувати, то з цієї формули випливає більш проста залежність:

$$\sigma_z(x, y) = \beta E \left\{ \tilde{t} + y \frac{\int t y dF}{J_x} + x \frac{\int t x dF}{J_y} - t(x, y) \right\}, \quad (7.31)$$

де $\tilde{t} = \frac{1}{F} \int t dF$ – середня температура перерізу.

7.6 Визначення сумарних напружень у перерізі лопатки

В умовах пружних деформацій є правильною гіпотеза суперпозиції, згідно з якою напруження й деформації, обумовлені різними видами навантаження, діють незалежно від інших видів навантаження. Тоді сумарні напруження можна визначити як суму напружень від неізотермічного розтягування, напружень від неізотермічного згинання і термічних напружень:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{вц}} + \sigma_{\text{зе}} + \sigma_T. \quad (7.32)$$

8 ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЛОПАТКИ

Можливість розроблення сучасного високоекономічного двигуна цивільної авіації значною мірою визначається можливістю створення робочої лопатки турбіни високого тиску, яка при температурі газу перед турбіною 1600....1800 К має значний ресурс, високу надійність і прийнятну витрату охолодного повітря. Вимога високої ефективності системи охолодження лопаток стає визначальною.

При проєктуванні системи охолодження необхідно враховувати дві тенденції у змінні міцнісної надійності при охолодженні лопаток. При малих витратах повітря і, як наслідок, високій температурі матеріалу зазвичай домінує перша тенденція – *збільшення витрати охолодного повітря приводить насамперед до підвищення міцнісних характеристик матеріалу (границі міцності, кількості циклів до руйнування тощо) і, отже, до підвищення міцнісної надійності (запасу міцності)*. При великих витратах і, відповідно, низьких температурах підвищення міцності уповільнюється, а зростає нерівномірність температурного поля робить переважною другу тенденцію – *збільшення витрати повітря приводить до виникнення в лопатці значних температурних напружень і, отже, до зниження надійності*.

Процес формування термонапруженого стану лопатки зручно зображувати на діаграмі *напруження – температура*, де кожній точці лопатки з напруженням σ і температурою t відповідає точка (σ, t) (рисунок 8.1).

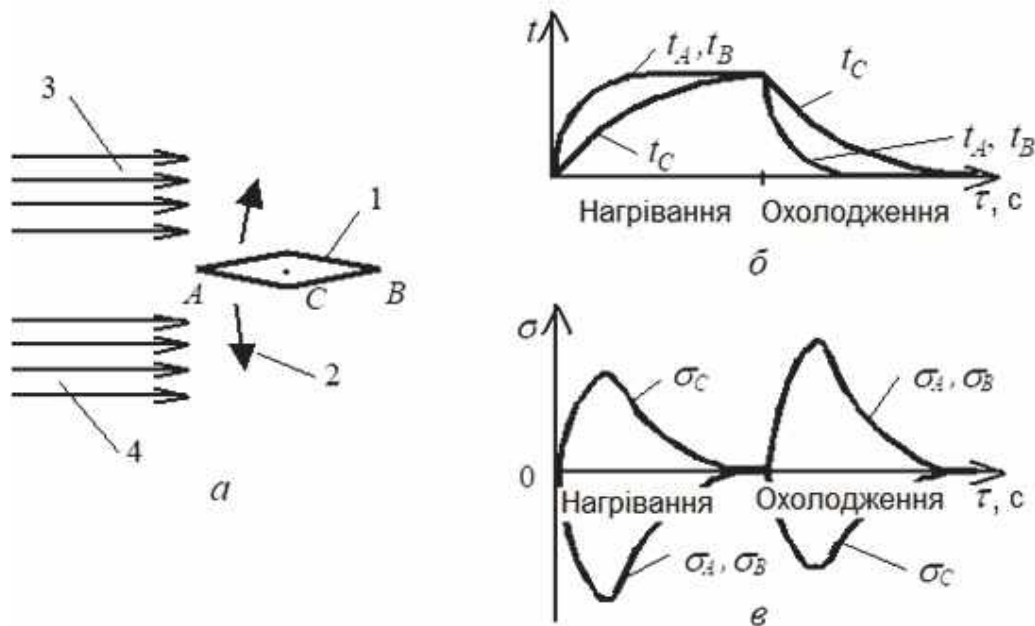


Рисунок 8.1 – Термонапружений стан лопатки:
1 – без охолодження; 2 – з охолодженням

В умовах відсутності охолодження температури всіх точок лопатки є приблизно однаковими й дорівнюють нагрівальній температурі газового потоку – температурі відновлення у відносному русі t_2 . Напружений стан визначається дією відцентрових сил, які спричиняють розтягування, і газодинамічних сил, які спричиняють згинання; температурних напружень немає внаслідок рівномірності прогрівання. Для множини точок з координатами x, y, z такий стан зобразиться на діаграмі вертикальним відрізком з точками

$$t(x, y, z) = t_2; \sigma(x, y, z) = \sigma_{вц}(x, y, z) + \sigma_{зг}(x, y, z), \quad (8.1)$$

де $\sigma_{вц}(x, y, z)$ – напруження від дії відцентрових сил,
 $\sigma_{зг}(x, y, z)$ – напруження від згинання газодинамічними силами.

При введенні охолодження внаслідок його нерівномірності виникають температурні напруження $\sigma_T(x, y, z)$, зазвичай стискальні ($\sigma_T < 0$) у більш нагрітих частинах і розтяжні ($\sigma_T > 0$) у менш нагрітих. Сума напружень від відцентрових сил, згинання і температурних напружень утворює поле напружень:

$$\sigma(x, y, z) = \sigma_{вц}(x, y, z) + \sigma_{зг}(x, y, z) + \sigma_m(x, y, z). \quad (8.2)$$

На діаграмі такий стан зображується масивом точок, витягнутим у напрямку від більших напружень (при низьких температурах) до менших напружень (при високих температурах).

Для аналізу міцнісної надійності лопатки на діаграму наноситься залежність допустимих напружень розтягування і стискання від температури $[\sigma(t)]$. Надійність забезпечується, якщо весь масив точок знаходиться між кривими допустимих напружень для розтягування і стискання. Точка M на мінімальній відносній відстані від цих кривих має мінімальний запас міцності

$$K = \frac{[\sigma(t)]}{\sigma(x, y, z)} \quad (8.3)$$

і внаслідок цього є критичною.

При зміні витрати охолодного повітря положення точок на діаграмі змінюється відповідно до змінення полів температури й напружень. При збільшенні витрати повітря (збільшенні тепловіддачі в каналах охолодження) кожна точка віддаляється, а при зменшенні – наближається до свого положення при повній відсутності охолодження. При цьому внаслідок практичної лінійності рівнянь теплопровідності та пружності траєкторія переміщення на діаграмі $\sigma - t$ буде близькою до лінійної. Це дає можливість прогнозувати переміщення будь-якої точки, у тому числі й критичної, при змінненні витрати повітря, маючи результати двох розрахунків, наприклад, за відсутності охолодження і для якогось значення витрати.

Різні варіанти системи охолодження описуються декількома типами траєкторій критичних точок (рисунок 8.2).

Систему охолодження з критичною точкою 1, яка знаходиться поза зоною допустимих напружень, можна характеризувати як систему, що не забезпечує надійності при будь-якій витраті повітря внаслідок великих температурних напружень. Необхідно вжити заходів щодо вирівнювання температурного поля лопатки.

Положення критичної точки на траєкторіях, які *перетинають лінію допустимих напружень розтягування*, можна характеризувати таким чином:

– 2 – міцнісна надійність не забезпечена внаслідок недостатнього охолодження; допустима надійність буде досягнута за умов збільшення витрати повітря, що приведе до переходу точки в положення 3;

– 3 – забезпечена достатня надійність *при мінімальній витраті повітря* на охолодження;

– 4 – варіант з *максимальною міцнісною надійністю* у схемі охолодження, яка використовується;

– 5 – «переохолодження» привело до значних температурних напружень, необхідно зменшити витрату повітря й перевести критичну точку в положення 4 або 3.

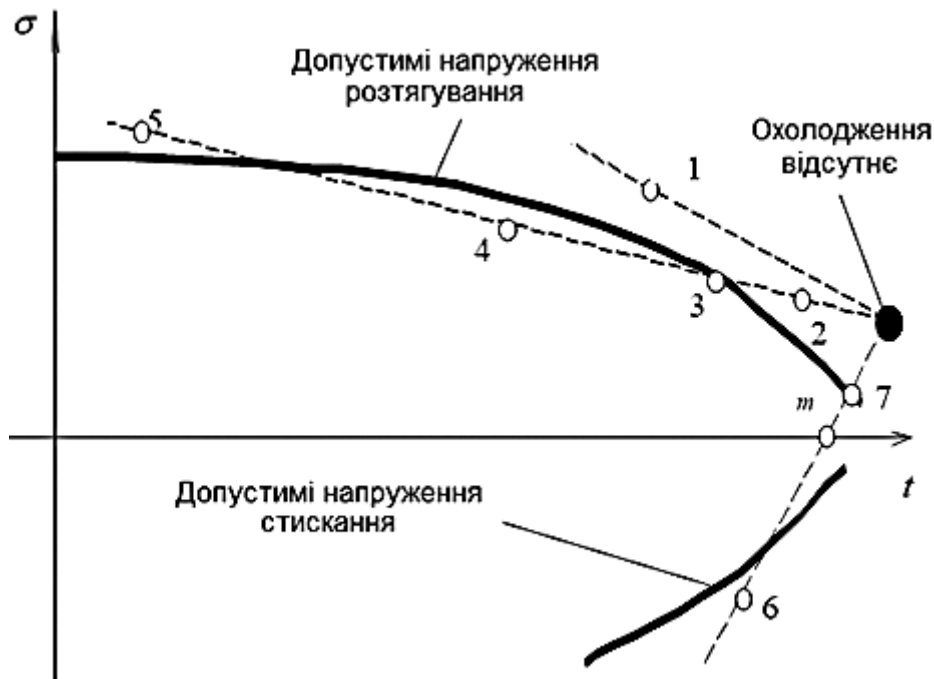


Рисунок 8.2 – Траєкторії параметрів термонапруженого стану точок лопатки

Положення критичної точки на траєкторії, яка *перетинає обидві лінії допустимих напружень (розтягування та стискання)* можна характеризувати таким чином:

– 6 – великі стискальні температурні напруження; зменшення витрати повітря можна досягти компенсації температурних напружень напруженнями від відцентрових сил і згину, при цьому точка переміститься в положення *m* з нескінченним запасом міцності й уже не буде критичною; мінімальна допустима надійність буде досягнута при зменшенні витрати повітря до величини, яка переводить критичну точку в положення 7;

– 7 – забезпечена достатня надійність при *мінімальній витраті повітря* у схемі охолодження, яка використовується; на відміну від варіанта 4, критична точка знаходиться в зоні високих температур (стискальних температурних напружень).

Практичний інтерес становлять лише системи з траєкторіями, які перетинають лінії допустимих напружень. У таких системах існує *оптимальна витрата повітря*, яка забезпечує максимальну надійність (максимальний запас міцності) *при мінімальній витраті повітря*, що задовольняє вимогу надійності (мінімальний допустимий запас міцності). Ці характеристики дають змогу порівнювати між собою різні варіанти систем охолодження.

За допомогою діаграми $\sigma - T$ можна також проводити ресурсне проектування системи охолодження. У процесі експлуатації внаслідок зношування ущільнень і збільшення втрати повітря з системи охолодження зменшується надходження повітря безпосередньо до лопаток. Систему охолодження необхідно проектувати так, щоб на початку експлуатації критична точка знаходилася лівіше від точок 3 і 7, а наприкінці експлуатації опинялась у цих точках.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

- Биргер, И. А. Сопротивление материалов : учеб. пособие / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – М. : Наука, 1986. – 560 с.
- Богомоллов, Е. Н. Рабочие процессы в охлаждаемых турбинах газотурбинных двигателей с перфорированными лопатками / Е. Н. Богомоллов. – М. : Машиностроение, 1987. – 160 с.
- Дударева, Н. Ю. SolidWorks 2009 на примерах / Н. Ю. Дударева, С. А. Загайко. – СПб. : БХВ-Петербург, 2009. – 544 с.
- Иноземцев, А. А. Газотурбинные двигатели : учебник. У 5 кн. Кн. 2. Компрессоры. Камеры сгорания. Турбины. Выходные устройства / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. П. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2008. – 367 с.
- Иноземцев, А. А. Газотурбинные двигатели : учебник. У 5 кн. Кн. 4. Динамика и прочность авиационных двигателей и энергетических установок / А. А. Иноземцев, М. А. Нихамкин, В. Л. Сандрацкий. – М. : Машиностроение, 2007. – 204 с.
- Копелев, С. З. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД / С. З. Копелев, А. Ф. Слитенко. – Харьков : Основа, 1994. – 240 с.
- Локай, В. И. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / В. И. Локай, М. К. Максимова, В. А. Стрункин. – М. : Машиностроение, 1979. – 447 с.
- Олейник, А. В. Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин : учеб. пособ. по курс. и дипл. проектированию / А. В. Олейник, С. Ю. Шарков. – Харьков : ХАИ, 1995. – 61 с.
- Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных установок : учеб. для вузов / В. Л. Иванов, А. И. Леонтьев, Э. А. Манушин, Л. И. Осипов ; под ред. А. И. Леонтьева. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 592 с.
- Швец, И. Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан. – Киев : Наук. думка, 1974. – 487 с.
- Han, J. C. Gas turbine heat transfer and cooling technology. 2-nd edition / J. C. Han, S. Dutta, S. Ekkad. – CRC Press, 2013. – 843 p.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1 ВПЛИВ ОХОЛОДЖЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТУРБІН НА ТЕРМОДИНАМІЧНУ ДОСКОНАЛІСТЬ І РЕСУРС	4
1.1 Загальні тенденції розвитку двигунів	4
1.2 Забезпечення ресурсу	7
1.3 Вимоги до систем охолодження	8
1.4 Втрати, пов'язані з охолодженням ГТД	9
1.4.1 Термодинамічні втрати	9
1.4.2 Витрати енергії на стискання охолодного повітря	9
1.4.3 Витрати енергії на прокачування охолодного повітря	10
1.4.4 Втрати при змішуванні охолодного повітря з потоком газу в проточній частині	10
1.4.5 Втрати, пов'язані зі зміною геометричних характеристик профілів охолоджуваних лопаток порівняно з неохолоджуваними	11
1.4.6 Втрати від підвищення нестационарності потоку в решітках профілів	12
1.5 Термодинамічний аналіз	12
2 АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ДЕТАЛЕЙ ОСЬОВИХ ГАЗОВИХ ТУРБІН	17
2.1 Лопатки газових турбін	17
2.1.1 Профіль проточної частини та змінювання параметрів	17
2.1.2 Тепловий стан лопаток	18
2.1.3 Навантаження, що діють на лопатки	18
2.2 Диски газових турбін	19
2.2.1 Призначення й особливості конструкції	19
2.2.2 Тепловий стан дисків	20
2.2.3 Навантаження, що діють на диски	21
2.2.4 Конструктивні схеми охолодження дисків	24
2.3 Корпуси газових турбін	26
2.3.1 Призначення й особливості конструкції	26
2.3.2 Тепловий стан корпусів	28
2.3.3 Навантаження, які діють на корпуси	29
3 СХЕМИ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБІН ТА ЇХ ЕФЕКТИВНІСТЬ	29
3.1 Класифікація систем охолодження	29
3.2 Ефективність охолодження	31
3.3 Розвиток систем охолодження робочих лопаток	32
3.3.1 Лопатки з внутрішнім конвективним охолодженням	33
3.3.2 Лопатки з конвективно-загороджувальним охолодженням	38
3.3.3 Лопатки з пористим охолодженням	39
3.4 Приклади сучасних охолоджуваних турбін	40
4 ПОРЯДОК ЧИСЛОВОГО АНАЛІЗУ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ОХОЛОДЖУВАНИХ ТУРБІННИХ ЛОПАТОК	45

5 ЗАДАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛООБМІНУ НА ЗОВНІШНІЙ І ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНЯХ ОХОЛОДЖУВАНИХ ЛОПАТОК	47
5.1 Змінення швидкості та температури в примежовому шарі. Нагрівальна та охолоджувальна температура	47
5.2 Теплообмін у примежовому шарі (конвективний теплообмін).....	49
5.3 Теплообмін між лопатками й газовим потоком.....	51
5.3.1 Визначення температури газу	51
5.3.2 Особливості течії газу в решітках турбінних лопаток	53
5.3.3 Теплообмін між газом і поверхнею профілю лопатки.....	54
5.4 Теплообмін лопаток з охолоджувальним повітрям	56
5.4.1 Гідравлічний розрахунок системи підведення охолоджувального повітря	56
5.4.2 Визначення температури охолоджувального повітря на вході до розрахункового перерізу лопатки	57
5.4.3 Теплообмін в каналах охолодження	58
5.5 Ефективність конвективного охолодження	61
5.5.1 Методика визначення ефективності охолодження	61
5.5.2 Вплив підігрівання повітря в каналі на ефективність конвективного охолодження лопатки	62
6 ТЕРМІЧНІ НАПРУЖЕННЯ ТА ЇХ АНАЛІЗ	63
6.1 Термоміцнісні явища в деталях	63
6.2 Температурні напруження в ізотермічному стиснутому стрижні.....	64
6.3 Температурні напруження в нерівномірно нагрітому стрижні з жорсткою пластиною (бандажем) на кінці	66
6.4 Температурні напруження у стрижні з вільним торцем	67
6.5 Температурні напруження на нестационарних режимах	68
6.6 Малоциклова термічна втома	69
7 ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОХОЛОДЖУВАНИХ ЛОПАТОК.....	70
7.1 Гіпотеза плоских перерізів	71
7.2 Пружнogeометричні характеристики перерізу.....	72
7.3 Розтягування при нерівномірному нагріванні	75
7.4 Згинання при нерівномірному нагріванні	77
7.5 Температурні напруження в нерівномірно нагрітому стрижні	79
7.6 Визначення сумарних напружень у перерізі лопатки.....	81
8 ОПТИМІЗАЦІЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ЛОПАТКИ	81
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	85

Навчальне видання

**Єпіфанов Сергій Валерійович
Марценюк Євген Вікторович
Кравченко Ігор Федорович**

ПРОЄКТУВАННЯ ОХОЛОДЖУВАНИХ ДЕТАЛЕЙ ГТД

Редактор Т. О. Іващенко

Зв. план, 2022

Підписано до друку 30.12.2022

Формат 60x84 1/16. Папір офс. Офс. друк

Ум. друк. арк. 4,9. Обл.-вид. арк. 5,5. Наклад 80 пр.

Замовлення 112. 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