

Всеукраїнський конкурс студентських наукових робіт з природничих,  
технічних та гуманітарних наук у 2019/2020 навчальному році

Спеціальність: «Енергетичне машинобудування»

Тема: *«Аналіз особливостей напруженого стану замкових і  
предзамкових лопаток парових турбін»*

Шифр: «Замок»

2019 / 2020 н.р.

## ЗМІСТ

ВВЕДЕННЯ	3
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ	4
2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ	7
3. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО – ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗАМКОВИХ І ПРЕДЗАМКОВИХ ЛОПАТОК СУЧАСНИМИ МЕТОДАМИ РОЗРАХУНКУ	12
4. ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЗАМКОВИХ І ПРЕДЗАМКОВИХ ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБІН	15
4.1. Технологічні можливості щодо підвищення експлуатаційної надійності замкових і предзамкових лопаток парових турбін	15
4.2. Вплив схилу опорної поверхні хвостових з'єднань предзамкових лопаток на характер напружено-деформованого стану	17
ВИСНОВКИ	19
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	20

## ВВЕДЕННЯ

Проблема експлуатаційної надійності і ресурсу теплоенергетичного обладнання займає важливе місце у функціонуванні та плануванні розвитку енергетичних систем і електростанцій. Будь-яка аварійна ситуація в енергетиці, може привести до великих економічних втрат як через вартість відновлювального ремонту, так із-за простою обладнання. На сьогоднішній час на ТЕС і ТЕЦ України більшість турбоустановок експлуатуються понад 30 років і практично вичерпали свій ресурс. Разом із цим існує стійка тенденція до експлуатації турбін великої потужності в умовах, відмінних від рекомендованих заводом - виробником: робота на непроектному паливі і в маневрених режимах. Така експлуатація веде до прискореного зносу обладнання та суттєво знижує його надійність в енергетичній системі в цілому. У даний час велика увага приділяється подовженню ресурсу для діючих турбоустановок, а також заходам щодо модернізації та реконструкції із застосуванням удосконалених вузлів, деталей і елементів, оскільки будівництво нових ТЕС потребує значних обсягів інвестицій, які в економіці України не передбачені.

Забезпечення надійної експлуатації енергетичного обладнання є запорукою стабільного розвитку економіки країни та запобіганню техногенних катастроф. Тривала безаварійна робота парових турбін значною мірою залежить від довговічності їх проточних частин.

Для забезпечення надійної фіксації робочих лопаток з окружною заводкою на диску важливе значення набуває конструктивна міцність замка або замкової лопатки (останньої лопатки) разом зі способом кріплення замкового з'єднання. Особливо в небезпечних умовах працюють хвостові з'єднання лопаток, зміжних із замком, які сприймають додаткове навантаження, що утворюється замковою лопаткою або замком.

Отже, актуальність роботи полягає у необхідності підвищення експлуатаційної надійності замкових і предзамкових лопаток парових турбін, аналізу особливостей їх напруженого стану і достовірній оцінці рівня напруг.

## 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Для посадки на диск лопаток із грибовидними хвостовиками на ободі диску виконується місцевий виріз - замковий паз, через який заводять лопатки. Виріз виконується більше кроку лопаток по хвостовику на 1 – 1,5 мм, щоб лопатки не задівали за грибок при зборці. При незначній кількості лопаток на диску робиться один виріз по колу ободу, при значній – два вирізи, щоб уникнути зпрацювання опорних поверхонь хвостовиків і ободу диску.

Вибір системи кріплення замкової лопатки є визначним з точки зору експлуатаційної надійності, оскільки у місці установки замкового з'єднання виконується отвір і відсутні опорні поверхні, які закріплюють звичайні робочі лопатки [1-2].

Для посадки лопатки на диск використовують замкові з'єднання з високим ступенем нерівномірності розподілу напруг не тільки в тілі власне замку, але і в предзамкових лопатках, що сприймають додаткове навантаження замку або замкової лопатки. Відомий випадок руйнування по верхній полиці предзамкової лопатки першого ступеня ЦНТ турбіни К-1000-60 / 1500 ХТЗ, мали місце поломки замкових лопаток у хвостовиках на регулюючих ступенях турбін К-500-240 ХТЗ (рис. 1.1) [3-4]. Результати експериментальних дослідження напружено-деформованого стану (НДС) замкових з'єднань лопаток представлені в роботах [5-6], деякі відомості викладені в [7].



а)



б)

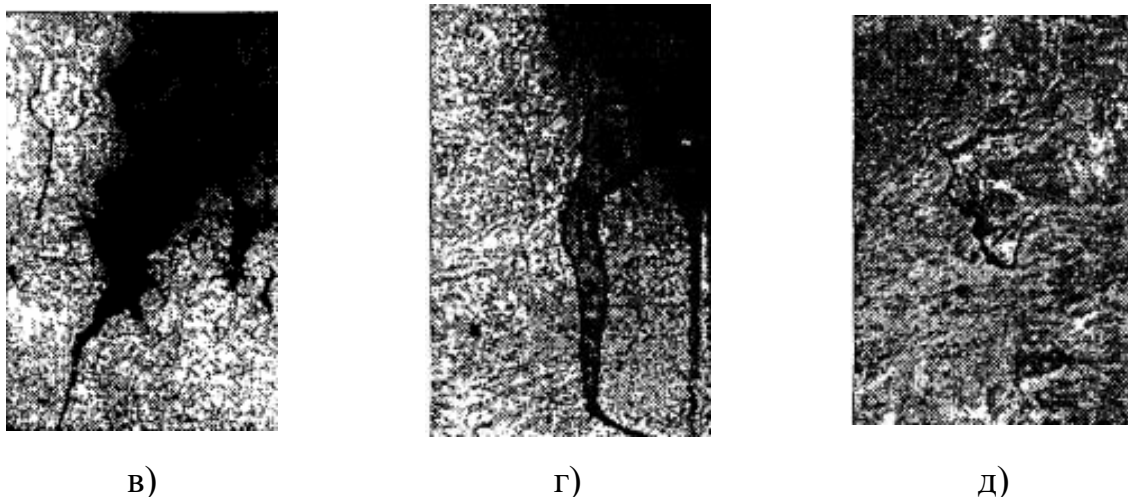


Рис.1.1. Руйнування ободу диску ротора високого тиску (РВТ) турбіни К-500-240 ХТЗ у районі замкової лопатки

а) – загальний вид; б) – поверхня руйнування; в) і г) – вторинні тріщини в ободі; д) – мікропори у металі

Найбільше поширення отримало кріплення замків або замкових лопаток за допомогою циліндричних штифтів, які встановлені паралельно вісі ротору, переважно по площинам стиків замку із сусідніми лопатками, що дозволяє найбільш повно використовувати несучу здатність штифтів на зріз.

Така конструкція має несучу здатність, котра дозволяє у більшості випадків встановлювати не замок, а замкову лопатку з активною частиною, і усунути нерівномірність парового потоку.

При підвищенні одиничної потужності агрегатів різко збільшується вплив динамічної нерівномірності парового потоку на робочі лопатки, що у більшому ступені виявляється на замковій групі лопаток. Одним із засобів підвищення опору зростаючої нерівномірності парового потоку є зварювання попарно (а в деяких випадках і по три) як робочих, так і замкових лопаток. Разом з тим ускладнюється задача забезпечення механічної міцності замкового з'єднання [5].

У наш час для проведення розрахунків НДС конструкцій широко застосовуються чисельні методи досліджень на основі програмних комплексів для ЕВМ. Головним завданням застосування систем автоматизованого

проектування (САПР) є зниження витрат і скорочення термінів дослідження, коли експеримент замінюється віртуальним аналогом. Безумовно, значення експериментальних досліджень зберігається як інтегральна перевірка картини розподілу напруг і, при необхідності, уточнення граничних умов.

У роботах [6, 8-11] досліджується напружений стан замкових з'єднань робочих лопаток парових турбін за допомогою САПР на базі метода кінцевих елементів (МКЕ).

*Метою* данної роботи є аналіз особливостей напружено-деформованого стану замкового і предзамкового з'єднань робочих лопаток парової турбіни та надання пропозицій щодо підвищення експлуатаційної надійності цих з'єднань.

Для досягнення поставленої мети були поставлені і вирішені наступні завдання.

1. Проведений огляд літературних джерел, присвячених данному питанню.

2. Проаналізовані умови роботи замкових з'єднань і предзамкових лопаток.

3. Розглянуто експериментальні дослідження напружено-деформованого стану замкових з'єднань і предзамкових лопаток, проведених методом голографічної інтерферометрії та поляризаційно-оптичним методом (фотопружності).

4. Проаналізовані особливості НДС замкового і предзамкових з'єднань за допомогою метода кінцевих елементів (МКЕ).

5. Зроблені висновки і надані пропозиції щодо підвищення експлуатаційної надійності цих з'єднань.

*Методи дослідження* – експериментальний метод голографічної інтерферометрії і поляризаційно-оптичний метод (фотопружності), чисельне дослідження методом кінцевих елементів (МКЕ).

## 2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НДС ЗАМКОВОГО З'ЄДНАННЯ

Розглянемо результати двох варіантів експериментального дослідження, проведеного АТ «Турбоатом» [5]. У першому варіанті одинична замкова лопатка кріпиться двома циліндричними штифтами (по площинам стиків хвостовиків) до диску і хвостовикам сусідніх предзамкових лопаток. У другому варіанті усі лопатки, в тому числі і предзамкові, зварені попарно. Замкова група лопаток кріпиться декількома циліндричними штифтами. Два з них проходять по площині зварки замкового блоку і через диск, два - з'єднують замковий блок з предзамковими лопатками. На додаток до цих чотирьох штифтам по площинам стиків замкової і предзамкової лопаток встановлені ще два штифти (по одному з кожної сторони замка) у зоні неактивної частини лопаток вище грибка диску.

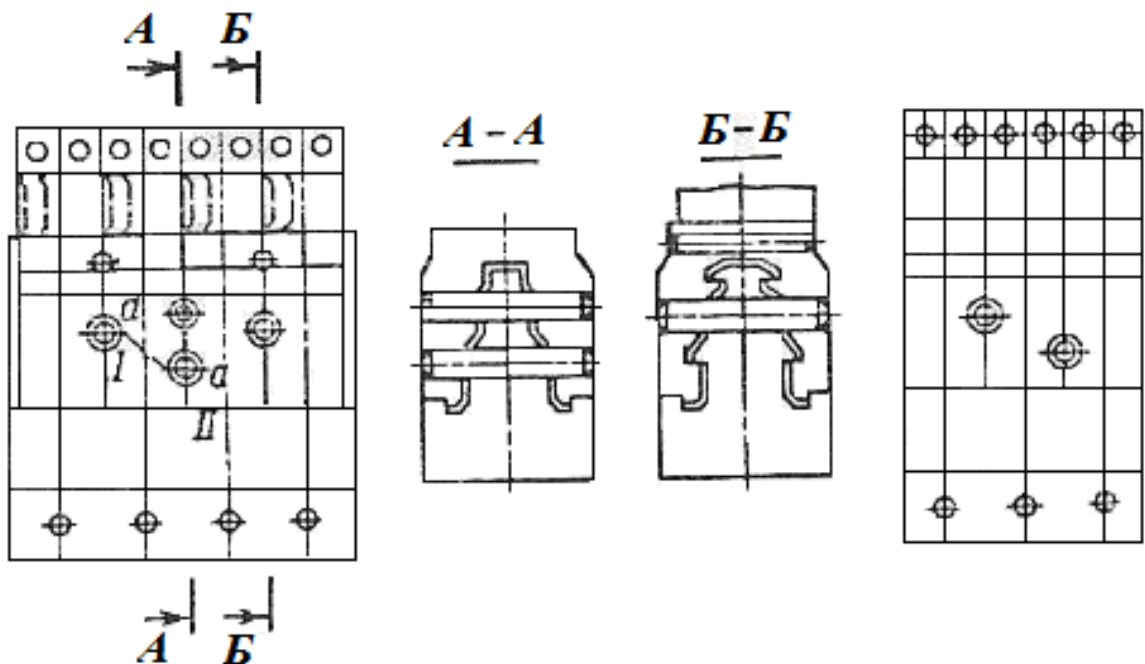


Рис. 2.1. Конструкція замкової ставки:

а – чотирьох штифтовий варіант; б – двох штифтовий варіант

Для дослідження методом голографічної інтерферометрії був використаний навантажувальний пристрій з моделями замкового з'єднання у

натуральну величину, що відповідало вимогам вібростабільності при навантаженні і незмінності зусилля протягом усього часу експозиції голограми. Навантаження попарно зварених лопаток розтягуючими зусиллями здійснювалось за допомогою болтів, що проходять скрізь кореневі перерізи лопаток і упираються в диски. При закручуванні болтів на замкову вставку і сусідні лопатки діяли розтягуючи зусилля.

Вимірювання проводились за допомогою мікронних індикаторів, які фіксували сумарні деформації стиску навантажувальних болтів. Для цього кожний болт мав глухе свердління (глибина перемички на дні складала  $\sim 5$  мм), у котрому вільно знаходився стрижень, притиснений до дна свердлення пружиною індикатора. Після градування болтів значення діючих зусиль визначали за показаннями індикаторів [12].

Голографічна інтерферографа (рис. 2.2) відновлена за освітленням по нормалі, тому за картинкою смуг визначали значення нормальних компонентів вектора переміщень. Величини переміщень торцевих поверхонь штифтів пропорційні діючим на них навантаженням, що дозволило за однією інтерферограмою оцінити долю зусилля, що приходилось на кожний штифт.

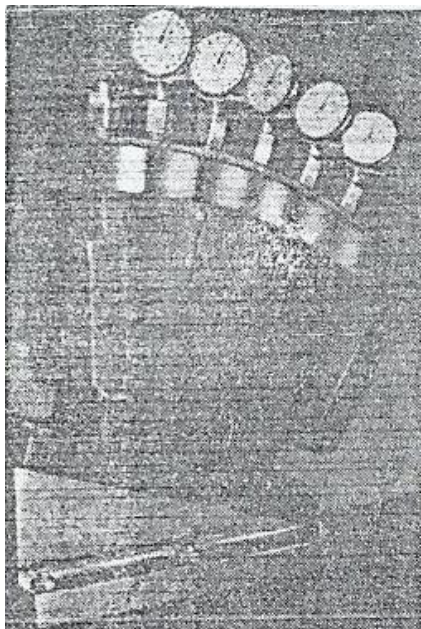


Рис. 2.2. Модель і навантажувальний пристрій для випробувань методом голографії



Рис. 2.3. Голографічна інтерферограма



Встановлено, що основне зусилля сприймалось нижнім центральним штифтом (біля 35%) і двома крайніми (приблизно по 29% кожний). Центральний верхній штифт сприймав не більш 5...7% загального навантаження. Напрям сил, що діяли від штифтів на тіло лопатки, для середніх штифтів співпало з віссю симетрії замкової вставки, а для бокових штифтів у всіх випадках відхилилось від вертикалі на 20...25%.

Два штифти  $\varnothing 10$  мм, розташовані у верхній частині хвостовика замкової вставки і поєднуючі її з предзамковими лопатками, при дії статичних навантажень практично не сприймали зусиль. Деякі зусилля (не більш 2% загального навантаження) з'являлись у них у випадку несиметричного прикладення навантажень до замкової і предзамкових лопаткам.

Таким чином, за допомогою метода голографічної інтерферометрії була визначена доля зусилля, що сприймається кожним штифтом. Для визначення напруг використаний поляризаційно-оптичний метод [13 - 14]. Моделі були виготовлені із оптично чутливого матеріалу на основі епоксидної смоли ЕД-16.

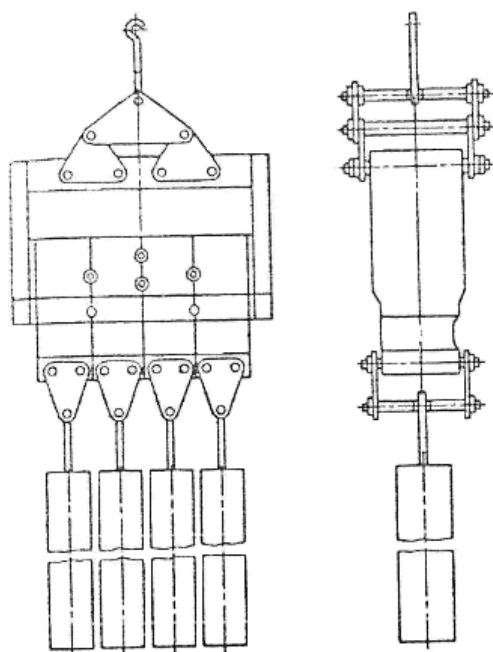


Рис. 2.4. Навантажувальний пристрій для випробувань методом фотопружності

Перший (двох штифтовий) варіант конструкції складався із однієї замкової і двох предзамкових лопаток (рис. 2.1, б); другий (чотирьох штифтовий) варіант (рис. 2.1, а) – із двох замкових лопаток, зклеєних між собою по місту зварки, і двох предзамкових лопаток. Лопатки встановлювали на елемент диску, виконаний з деякими зпрощеннями – вісі моделей лопаток паралельні між собою. Основні розміри моделі виконані у натуральну величину.

Випробування проводили на спеціальному навантажувальному пристрої, що забезпечував передачу тільки

розтягуючи зусиль (рис. 2.4), використовуючи метод «заморожування» деформацій з наступним розпілюванням моделей на зрізи. Зрізи випілювали перпендикулярно до вісей отворів за всією товщиною хвостовика.

Визначали, головним чином, максимальні окружні напруги на контурі отворів під штифти. Експеримент показав, що точки із вказаними напругами знаходяться на твірних циліндричної поверхні у горизонтальній площині симетрії отворів або у площині, відхиленої від неї на  $10...15^\circ$  у сторону площадки контакту.

При дослідженні зрізів встановлено, що точки, у котрих окружні напруги  $\sigma_\theta$  досягають максимуму, знаходяться поза області контакту або на її межі, і напруги  $\sigma_r$  нормальні контуру дорівнюють нулю.

Епюри максимальних окружних напруг уздовж твірних поверхонь, утворені отворами (рис. 2.5), приведені у відносних одиницях, що відповідає відношенню значень напруг, визначених експериментально, до номінальних значень. За номінальне значення напруги його прийняте його розрахункове значення, яке дорівнює відношенню прикладеного навантаження до площі поперечного перерізу  $a - a$  (рис. 2.1), що проходить через точки з максимальними окружними напругами на поверхнях, утворених крайнім (I) і нижнім центральним (II) отворами.

Визначали також напруги вздовж лінії В – В (рис. 2.6), що знаходиться у перерізі Г – Г (рис. 2.5) і проходить через точки з максимальними окружними напругами на контурах отворів. Напруги  $\sigma_x$  (рис. 2.6) отримали шляхом інтегрування одного з рівнянь рівноваги:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0. \quad (1)$$

Із зрізу, серединна площина якого співпадає з перерізом Г – Г (рис. 2.5), знаходили оптичну різницю ходу променя  $\delta_{xy}$  і параметри ізоклін  $\varphi_{xy}$ , які дозволяють визначити  $\tau_{xy}$ . Значеннями  $\tau_{xz}$ , що входять до рівняння (1), як показали виміри у субзрізах, можна знехтувати. Напруги  $\sigma_y$  розраховували за формулою

$$\sigma_y = \sigma_x - \frac{\delta_{xy}}{ct} \cos 2\varphi_{xy}.$$

Визначали також головні напруги, направлення найбільш з яких незначно відхилялось від лінії дії розтягуючого зусилля.

На рис. 2.5 і 2.6 видно, що у двох штифтовому варіанті конструкції найбільше значення окружної напруги отримано на контурі верхнього отвору (I) на внутрішній поверхні хвостовика. У чотирьох штифтовому варіанті конструкції максимальна окружна напруга отримана на контурі крайнього отвору (I) також на внутрішній поверхні хвостовика (рис. 2.5).

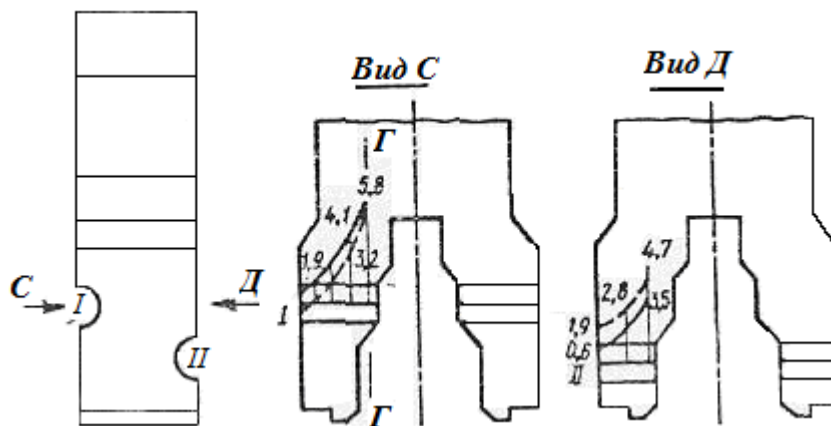


Рис. 2.5. Епюри окружних напруг вздовж твірної і горизонтальної площини симетрії:

\_\_\_\_\_ - чотирьох штифтовий варіант;

----- - двухштифтовий варіант

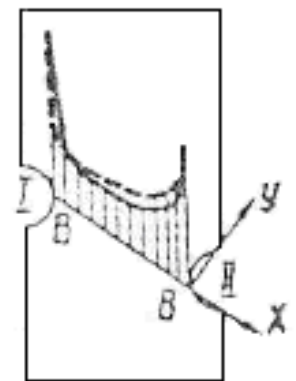


Рис. 2.6. Епюри максимальних головних напруг

Значення максимальних окружних напруг в обох конструкціях співпадають і дорівнюють  $\sigma = 5,85$ . В інших точках вздовж твірних, розташованих у горизонтальній площині симетрії отворів (рис. 2.5), окружні напруги у чотирьох штифтовому варіанті для верхнього отвору вище на 19 – 35%, а для нижнього отвору нижче на 23 – 38%, чим у двох штифтовому варіанті, тобто середній рівень напруг у обох конструкціях приблизно однаковий.

Вздовж лінії B-B (рис. 2.6), що проходить через точки з максимальними окружними напругами на контурах отворів значення головних напруг

відрізняються незначно, а значення максимальних напруг співпадають. Проведені дослідження показали, що максимальні напруги, які виникають від дії відцентрових сил, в обох варіантах замкових лопаток однакові.

Як показала практика експлуатації, з точки зору міцності і надійності визначними є замкові лопатки, яким при дослідженні була приділена основна увага. У предзамкових лопатках максимум напруг відмічений в області перетину отвору під боковий штифт з другим пазом грибовидного хвостовика, де найбільше значення напруг  $\sigma = 6,5$ , що перевищує його максимальне значення у замковій лопатці  $\sigma = 5,8$ .

Створення замкових з'єднань для робочого колеса з попарно звареними лопатками можливо для значень напруг, прийнятих для двохштифтової конструкції –одинична замкова лопатка. При цьому, враховуючи незначну долю навантаження, що сприймається одним з двох середніх штифтів, розташованих по лініям стику (зварки) замкових лопаток, доцільно обмежитись установкою у цій площині одного штифта.

### 3. ДОСЛІДЖЕННЯ НДС ЗАМКОВИХ І ПРЕДЗАМКОВИХ ЛОПАТОК СУЧАСНИМИ МЕТОДАМИ

У даний час АТ «Турбоатом» працює над типовим рядом турбін нового покоління потужністю 500 ... 750 МВт, прототипом для створення яких є існуюча турбіна К-500-240-2 [8]. Були проведені більш точні розрахункові дослідження високонавантажених елементів парових турбін, зокрема напружено-деформованого стану (НДС) хвостових з'єднань замкових лопаток перших ступенів циліндрів високого та середнього тиску за допомогою САПР на базі МКЕ.

Як об'єкти моделювання були вибрані тривимірні моделі замкового з'єднання робочих лопаток 1-го ступеня РСТ турбіни К-500-240-2.

Конструкція замкового з'єднання представлена на рис. 3.1-3.5. Замкова лопатка, не маючи опорних поверхонь, (поз. 1, рис. 2) фіксується на хвостовику диска 4-ма штифтами (поз. 3, рис. 3.2), за допомогою яких остання також взаємодіє з двома сусідніми предзамковими лопатками (поз. 2, рис. 3.2).

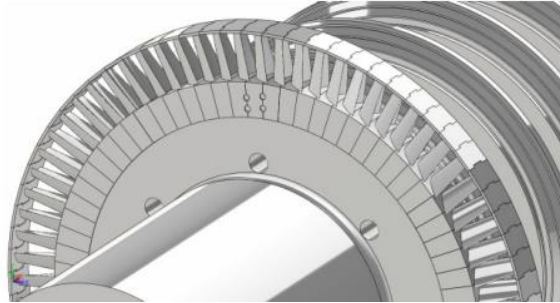


Рис. 3.1. Геометрична модель повністю облопаченого диска  
1-ої ст. РСТ

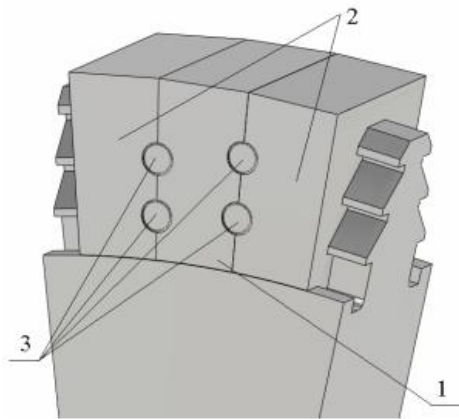


Рис. 3.2. Сектор диска з лопатками

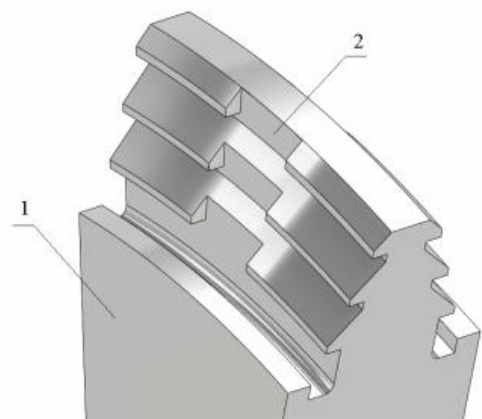


Рис. 3.3. Диск (поз. 1) з вирізом під замкову лопатку (поз. 2)

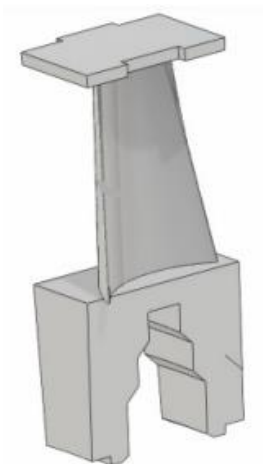


Рис. 3.4. Замкова лопатка

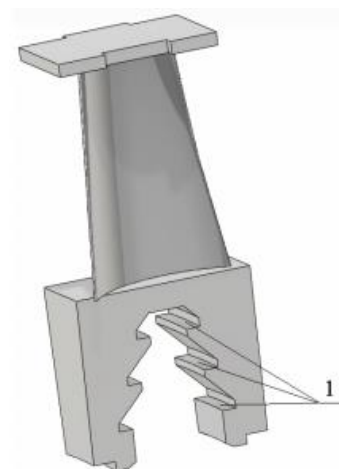


Рис. 3.5. Робоча лопатка з опорними поверхнями (поз. 1)

Розподіл еквівалентних напруг представлено на рис. 3.6. Найбільш небезпечними зонами конструкції є зони концентрації напруг: отвори під штифти та кутові переходи, особливо предзамкових лопаток.

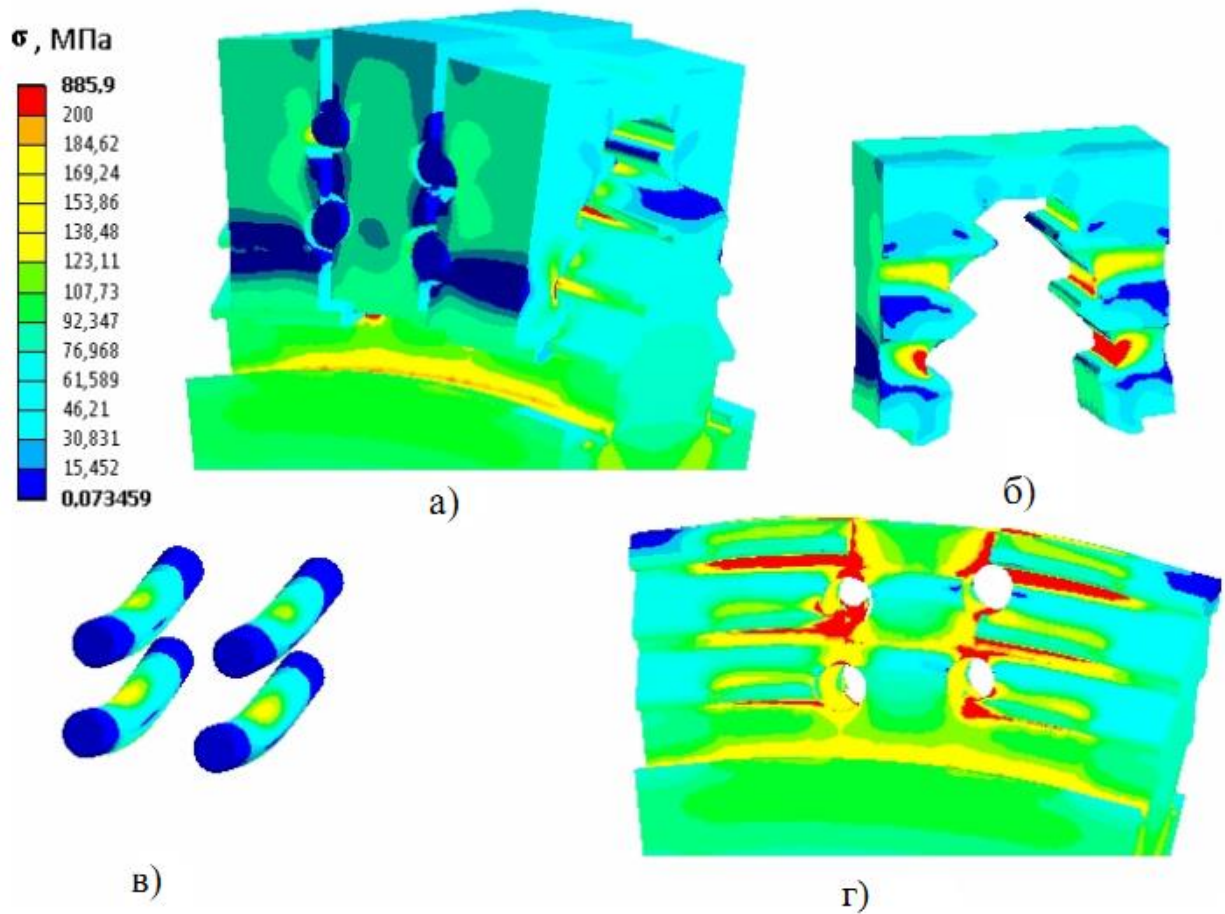
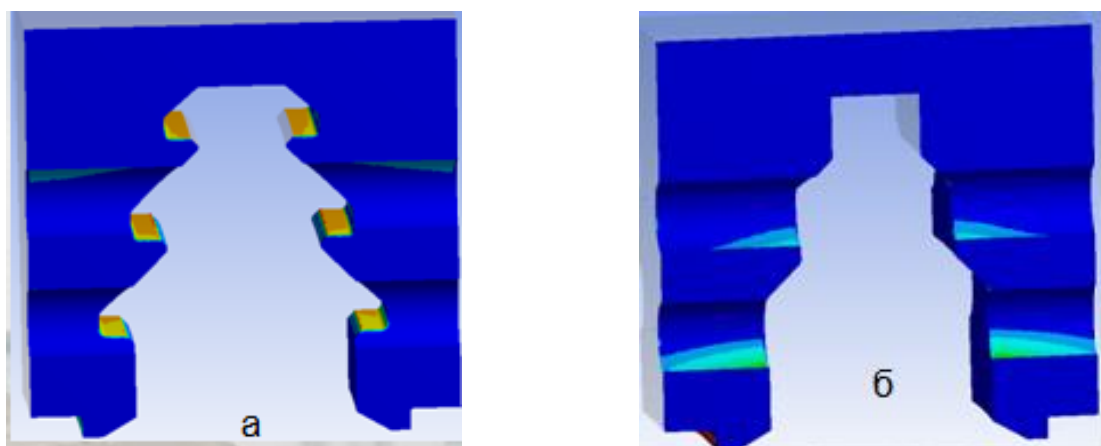


Рис. 3.6. Розподіл еквівалентних напруг у моделі замкового з'єднання:  
 а - деформований стан всієї моделі; б - предзамкова лопатка; в - фіксуючі штифти; г - хвостовик диска

Розподіл контактних напруг представлений на рис. 3.7



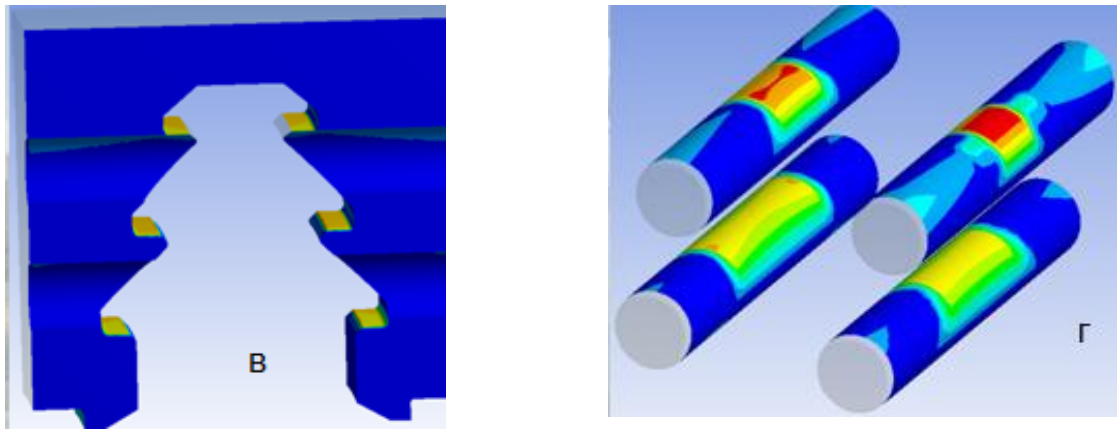


Рис. 3.7. Розподіл контактних напруг:

а – ліва предзамкова лопатка; б – права предзамкова лопатка; в – робоча лопатка; г – фіксуючі штифти

#### 4. ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЗАМКОВИХ І ПРЕДЗАМКОВИХ ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБІН

##### 4.1. Технологічні можливості щодо підвищення експлуатаційної надійності замкових і предзамкових лопаток парових турбін

Замкове з'єднання виконує відповідальну роль - запобігає переміщенню лопаток в окружному напрямку після їх установки і закріплення замка, а також створює розпірне зусилля між хвостовиками, що забезпечує щільність збірки.

Пошкодження хвостовиків предзамкових і робочих лопаток найчастіше пов'язані з недостатньо щільним складанням лопаток на колесі й рідше з дефектами конструкції. В обох випадках злам носить втомний характер, за яким розвиток тріщин починається в зонах концентраторів напруг [3 - 4].

Підвищення опору змінним напругам може бути досягнуте нейтралізацією проникнення змінних зусиль у глиб хвостових з'єднань робочих і предзамкових лопаток, що забезпечується щільним контактом торцевих поверхонь хвостовиків при складанні лопаток (виникаючі реакції прилягаючих площин нейтралізують напруги вигину) [2].

До технологічних заходів, які знижують небезпека втомного руйнування, можна віднести, наприклад, установку між групами лопаток вставок, виготовлених зі сталей з підвищеним коефіцієнтом лінійного розширення проти матеріалу лопаток.

На опір втоми хвостовиків предзамкових лопаток істотний вплив виявляє місцева й загальна нерівномірності розподілу напруг, пов'язані з геометрією й характером розподілу реактивних зусиль по опорних поверхнях.

Підвищенню експлуатаційної надійності замкових і суміжних з ними предзамкових лопаток сприяють наступні конструкційні й технологічні рішення, які дозволяють підвищити експлуатаційну надійність парової турбіни:

- зниження місцевої і загальної нерівномірності напруг у конструкціях;
- удосконалення конструкцій замкових і предзамкових лопаток;
- забезпечення максимально можливої щільності складання робочих лопаток на диску ротора, за якій поворот кожного хвостовика в окружному напрямку щодо опорних поверхонь приводить до появи реакцій на торцевих поверхнях хвостовика.

Також велику роль для нейтралізації зовнішніх змінних зусиль грають бандажні зв'язку робочих та замкових і предзамкових лопаток, головним чином, цільнофрезерованної бандажі, що дозволяють замкнути всі лопатки на робочому колесі в єдине кільце і таким чином сприяють безаварійній роботі турбіни.

Серйозну увагу слід приділяти сполученню активної частини лопатки з хвостовою. Для зниження загальної нерівномірності розподілу напруг слід, по можливості, забезпечувати паралельність хорди кореневого перетину і площини симетрії хвостової частини, віддаляти профільну частину лопатки від найбільш напруженого кореневого перетину. Перехід від профільної частини лопатки здійснюється через проміжну полицю. Товщина полки вибирається залежно від товщини і конфігурації кореневого перетину лопатки, рівня переданих зусиль, однак повинна бути не менша 10 мм [1].



## 4.2. Вплив схилу опорної поверхні хвостових з'єднань предзамкових лопаток на характер напружено-деформованого стану

Складність напруженого стану визначається декількома факторами, серед яких високе статичне навантаження і складна геометрична форма з перетином твірних площин під різними кутами, що визначає характер розподілу силових ліній в об'ємі хвостовика предзамкової лопатки. Для досить довгих лопаток використовуються багатоопорні, зі значною товщиною, конструкції хвостовиків, і нерівномірність розподілу напруг тут ще більш зростає.

На відміну від звичайно прийнятих конструкцій хвостових з'єднань, в яких площині опорних площадок розташовані під кутом  $90^\circ$  до осі хвостовика, спрямованої радіально (рис. 4.1), в деяких випадках розглядалися конструкції хвостовиків з похилими опорними поверхнями під кутом  $\alpha = 15 - 45^\circ$  до поверхні, перпендикулярній осі хвостовика (рис. 4.2) [15 - 16].

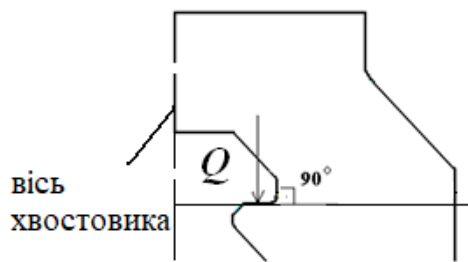


Рис. 4.1. Дія реактивного зусилля в стандартному профілі

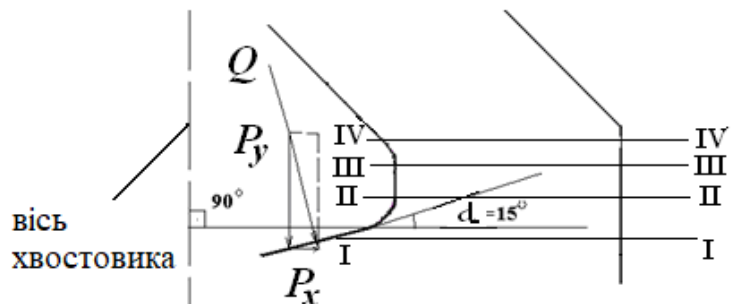


Рис. 4.2. Дія реактивного зусилля в профілі зі схилом опорної поверхні. Розрахункові перетини хвостовика

В цьому випадку сила  $Q$ , діюча на опору, розкладається на горизонтальну  $P_x$  і вертикальну  $P_y$  складові та спостерігається деяке згладжування епюри напруг у небезпечному перерізі за рахунок дії розвантажувального моменту від горизонтальної складової. Крім того, схил, виконаний під кутом, дозволяє збільшити радіуси закруглень і знизити концентрацію напруг.

У роботі досліджено варіант конструкції з похилими опорними поверхнями (рис. 4. 2) з кутом нахилу опори  $\alpha = 15^\circ$  (більший кут привів би до

невиправданого ускладнення технології обробки та підвищення невизначеності установок лопаток на диску). Дослідження МКЕ проводилось у двомірній постановці для отримання картини характеру розподілу силових ліній у конструкції при скороченні часу розрахунків поставленої задачі.

В результаті розрахунку МКЕ встановлено, що максимальні напруги, отримані в зоні верхнього, найбільш навантаженого зубця хвостової частини, склали 725 МПа (проти 748 МПа при  $\beta = 0$ ), середні напруги в розрахункових перетинах верхнього зубця - 120 МПа, середнього зубця - 100 МПа, нижнього - 115 МПа. Середні напруги в розрахункових перетинах зубців хвостовика є, фактично, такі ж самі як і у варіанті  $\beta = 0$ , що можна пояснити задаваною однаковою відцентровою силою до моделей. Максимальні напруги в зонах концентрації зменшуються у результаті перерозподілу силових ліній у конструкції.

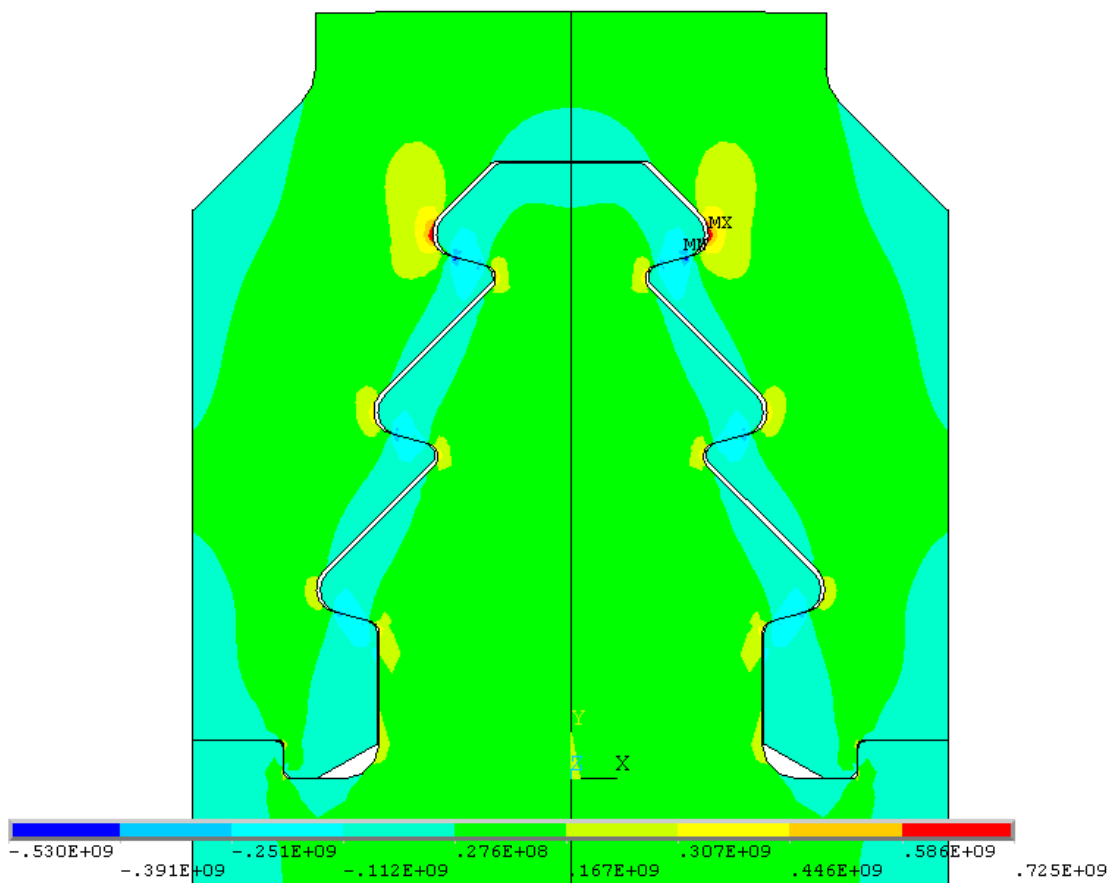


Рис. 4. 3. Розподіл напруг у профілі зі схилом опорної поверхні зубців

Таким чином, в умовах обмежених можливостей щодо вибору загальної геометрії хвостовика (кут розкриття бічних твірних) ефективним засобом для зниження загальної та місцевої нерівномірності розподілу напруг є виконання опорних площадок хвостовика під кутом до бічної твірної.

## ВИСНОВКИ

У роботі проведений аналіз особливостей НДС замкових і предзамкових лопаток парових турбін з урахуванням характеру пошкоджень в експлуатації, а також дані рекомендації для підвищення експлуатаційної надійності замкових і предзамкових лопаток.

1. Проаналізовані умови роботи замкових і предзамкових лопаток парової турбіни, діючі навантаження, причини пошкоджень.

2. Проведений огляд літературних джерел, присвячених питанню міцності замкових і предзамкових лопаток турбін.

3. Розглянуто експериментальне дослідження НДС замкових і предзамкових з'єднань методом голографічної інтерферометрії і поляризаційно-оптичним методом.

4. За допомогою САПР на базі МКЕ показана картина загального напруженого стану замкових і предзамкових лопаток, установлені небезпечні зони концентрації напруг з точки зору виникнення пошкоджень.

5. Розглянуті технологічні можливості і надані пропозиції щодо зниження концентрації напруг у небезпечних зонах профілю хвостового з'єднання предзамкової лопатки на основі аналізу особливостей їх НДС для покращення умов експлуатації цих з'єднань.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Прочность элементов паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит - ры, 1962. – 568 с.
2. Напряжения и деформации в деталях паровых турбин / под ред. А. Н. Подгорного. – К: Наукова думка, 1978. – 276 с.
3. Исследование изломов. Методические рекомендации и атлас повреждений деталей проточной части турбин / сост.: В. Ф. Резинских, Э. С. Гинзбург, А. М. Клыпина. - М.: Изд-во ВТИ, 1993. – 132 с.
4. Методические указания по расследованию причин повреждений деталей роторов паровых турбин электростанций: РД 153-34.1-17.424-2001. – М.: ОАО «ВТИ», 2002. – 82 с.  
[\[https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294817/4294817101.pdf\]](https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294817/4294817101.pdf)
5. Исследование напряженно-деформированного состояния замковых соединений турбинных лопаток / Л. А. Зарубин, В. П. Указов, Г. М. Меллерович [и др.] // Энергомашиностроение. – 1987. - № 5. – С. 13 - 16.
6. Шульженко Н. Г., Гришин Н. Н., Пальков И. А. Напряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток турбины // Проблемы машиностроения. - 2013. - Т. 16. - № 3. - С. 37–45.
7. Мустафин Ч. Г. О прогнозировании деформаций ползучести в зонах концентрации напряжений роторов паровых турбин / Ч. Г. Мустафин // Электрические станции. – 1992. - № 4. – С. 24 - 27.
8. Швецов В.Л. Прочность высоконапряженных элементов паровой турбины / В.Л. Швецов, А.Н. Губский, И. А. Пальков, С. А. Пальков // Энергетичні та теплотехнічні процеси і устаткування, №7. – 2012. С. 70 – 75.
9. Исследование напряженно-деформированного состояния замкового соединения рабочих лопаток / В.Л. Швецов, В.А. Литовка, И.А. Пальков, С.А. Пальков // Проблемы машиностроения. — 2012. — Т. 15, № 2. — С. 31-36.
10. Шульженко Н. Г., Гонтаровский П. П., Зайцев Б. Ф. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели,

методы, результаты исследований). Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2011. 370 с.

11. Пальков И.А. Термонапряженное состояние замкового соединения рабочих лопаток первой ступени цилиндра среднего давления турбины К-500-240 / И.А. Пальков, Н.Г. Шульженко // Проблемы машиностроения, 2019, Т. 22, № 3

12. Жилкин В.А. Исследование плоских задач методом голографической интерферометрии / В.А. Жилкин // Проблемы прочности. 1980. №7. – С. 104 – 107.

13. Финк Х. Измерение напряжений и деформаций /Х. Финк, Х. Рорбах. – М.: Машиностроение, 1961. – 535 с.

14. Абен Х. К. Интегральная фотоупругость / Х.Г. Абен. – Таллин: Валгус, 1975. – 220 с.

15. Фурсова Т.Н. Влияние геометрии профиля елочного хвостового соединения рабочих лопаток паровых турбин на его напряженное состояние Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // Материалы XII Международной научно-практической конференции студентов, магистров и молодых ученых: «Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления». Гомель, ГГТУ им. П.О. Сухого, 26–27 апреля 2012 г. – С.157–160.

16. Мустафин Ч. Г. Усовершенствование профилей хвостовых соединений с заплечиками турбинных лопаток / Ч. Г. Мустафин, В. В. Некрасов // Проблемы прочности. – 1973. - № 8. – С. 81 - 84.