

О.С. СТЕПЧЕНКО, доцент, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ»;
С.Л. АРТЬОМОВ, аспірант, інженер, ВАТ «ТУРБОАТОМ», Харків;
В.О. ГУНЬКО, студент, НТУ «ХПІ»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ТА РОЗТАШУВАННЯ ПРОМІЖНОГО РОЗ'ЄМНОГО ЗВ'ЯЗКУ Z-ТИПУ НА КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ В ЛОПАТКАХ З ДВОЯРУСНИМ БАНДАЖЕМ

На базі параметричної моделі двоярусної лопатки проведений аналіз напружено-деформованого стану при варіювання формою і положенням проміжного роз'ємного бандажа Z-типу. Проведена оцінка впливу форми зуба бандажа Z-типу й характеру посадки на контактне напруження в роз'ємних з'єднаннях. Отримані результати дозволяють оцінювати можливість застосування бандажа Z-типу для проміжного зв'язку в лопатках.

Ключові слова: бандаж Z-типу, контактне напруження, лопатка.

На базе параметрической модели двухъярусной лопатки проведен анализ напряженно-деформированного состояния при варьирование формой и положением промежуточного разъемного бандажа Z-типа. Проведена оценка влияния формы зуба бандажа Z-типа и характера посадки на контактные напряжения в разъемных соединениях. Полученные результаты позволяют оценить возможность применения бандажа Z-типа для промежуточной связи в лопатках.

Ключевые слова: бандаж Z-типа, контактные напряжения, лопатка.

Based on a parametric model of two-stage blade the analysis of the stress-strain state with varying the location and shape of the split snubber Z-type had been developed. The influence of tooth shape bandage Z-type and character fit on contact stresses plug connections. The obtained results allow us to assess the possibility of using snubber Z-type for the intermediate links in the blades.

Keywords: snubber Z-type, contact stresses, blade.

Вступ. Сучасні парові турбіни великої потужності (понад 300 МВт) вимагають збільшення довжини лопаток останніх ступенів циліндрів низького тиску. Аеродинамічні вимоги до таких лопаток визначають їх складний профіль і великий кут попередньої закрутки, що призводить до неприпустимих рівнів напружень і вібрацій. Тому з метою збільшення жорсткості лопаткового апарату у світовій практиці застосовуються двоярусні роз'ємні міжлопаткові зв'язки поличного типу. При цьому визначальне значення має вибір форми і місця міжлопаткового зв'язку. Найбільшого поширення набули цільнофрезерованні поличні зв'язки з прямим роз'ємним бандажем прямокутної форми у японських виробників [1] і овальної форми у американських виробників [2]. Такі бандажі ефективно виконують функції міжлопаткового пружно-демпферного зв'язку.

Практика використання роз'ємних бандажів ВАТ «ТУРБОАТОМ» показала високу ефективність і надійність з'єднання Z-типу. За даним типом з'єд-

нання накопичений великий досвід практичної експлуатації та чисельних досліджень [3-4]. Однак раніше проведені авторами розрахункові дослідження роз'ємного проміжного бандажа Z-типу ромбовидної форми [5-7] показали неприпустимий рівень напружень в самому роз'ємному з'єднанні. Тому представляє практичний і науковий інтерес дослідження НДС для проміжного бандажа Z-типу прямокутної форми, який має більшу площу контактної поверхні.

Постановка завдання. Метою даної роботи є дослідження впливу форми і розташування проміжного поличного роз'ємного бандажа на контактні напруження в роз'ємних з'єднаннях двохярусної лопатки.

На основі раніше розробленої [6] параметричної моделі лопаткового вішня, в рамках скінчено-елементного підходу з урахуванням циклічної симетрії системи, провести дослідження напружень для прямокутного поперечного перерізу бандажа Z-типу при варіюванні:

- положенням проміжної зв'язку по висоті лопатки;
- кутом нахилу зуба у зв'язку Z-типу;
- режимами посадки (зазор і натяг).

На основі аналізу результатів визначити принципову можливість застосування бандажа Z-типу для проміжної зв'язку в лопатках надвеликої довжини.

Побудова моделі лопатки. На рис. 1. представлена базова геометрична модель лопатки надвеликої довжини з двоярусним поличні бандажем роз'ємного типу. Периферійний і проміжний бандажі в розглянутій моделі являють собою класичне Z-образне зачеплення прямокутної форми (рис. 1, а, б).

Побудова розрахункової моделі лопаткового апарату проводилося в рамках скінчено-елементного підходу, з урахуванням циклосиметрії і контактної взаємодії в роз'ємних з'єднаннях бандажів, згідно математичної моделі раніше апробованою при дослідженні ромбовидного бандажа [6]. Лопатка в хвостовій частині має жорстке защемлення по поверхнях контакту зубів хвостовика і диска.

Параметризація геометричній і скінчено-елементної моделі, розроблена раніше [6], дозволяє легко змінювати положення проміжного бандажа L по висоті лопатки L_0 , кут нахилу зуба α в бандажі Z-типу, характер посадки δ лопатки при збірці. З метою оцінки впливу всіх цих факторів на контактну взаємодія в бандажах і напружено-деформований стан лопатки в цілому, була побудована серія моделей лопаток з варіюванням параметрами проміжного бандажу в діапазоні дискретного ряду згідно з даними наведеними на рис. 2. Для всіх моделей були проведені розрахунки НДС лопаткового апарату.

Дослідження контактних напружень в роз'ємних бандажах при варіюванні положенням, формою проміжного бандажа та характеру посадки. Аналіз результатів розрахунку напружень у випадку використання ромбовидного проміжного бандажу показав [6], що локальний мінімум максимальних у лопатці спостерігається в діапазоні відносної висоти проміж-

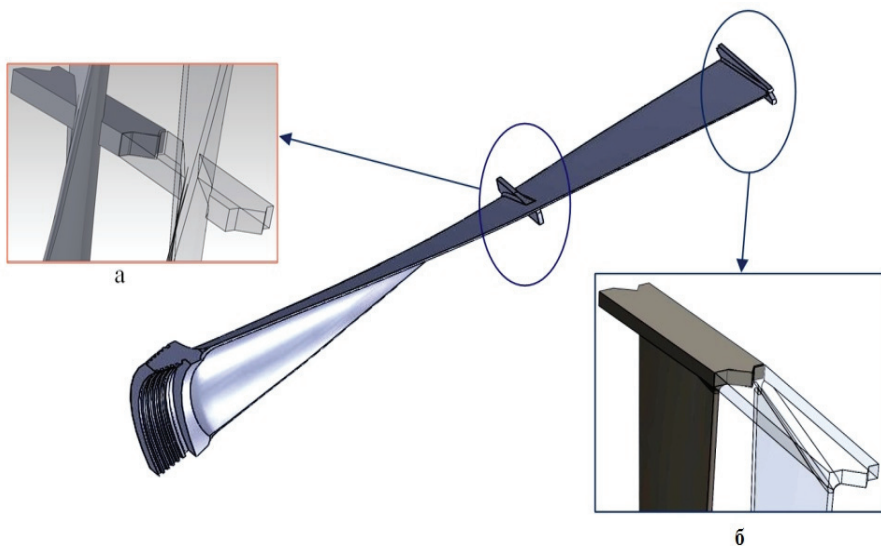


Рисунок 1 – Твердотільна модель лопатки та форми бандажних зв'язків:
а – периферійний зв'язок; б – проміжний зв'язок

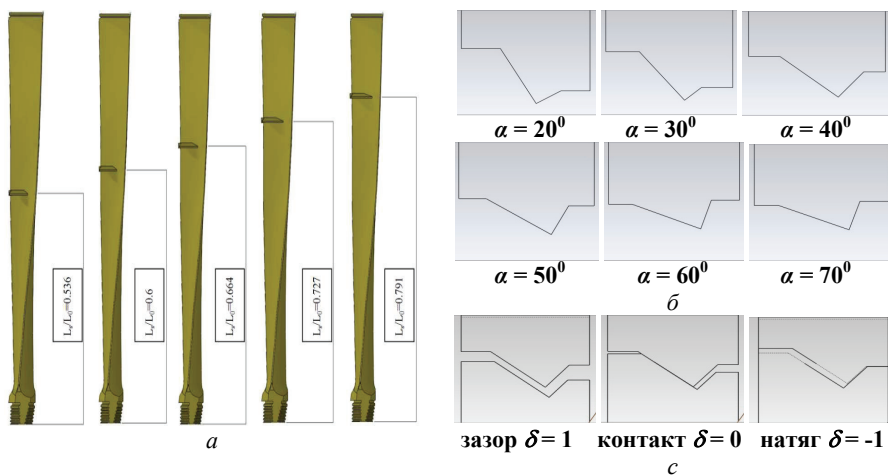
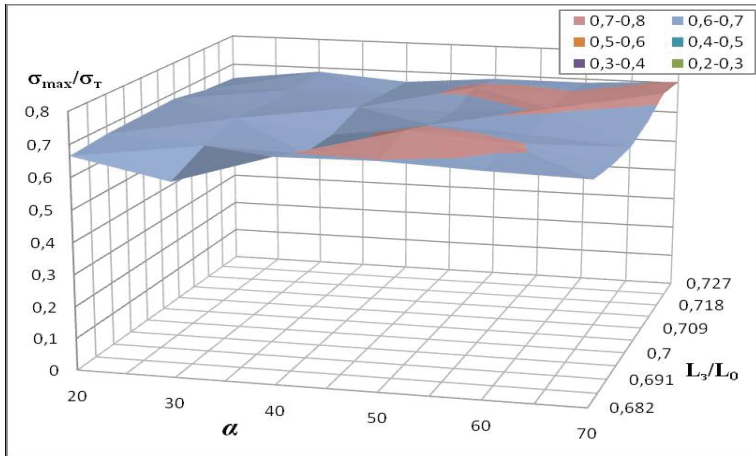


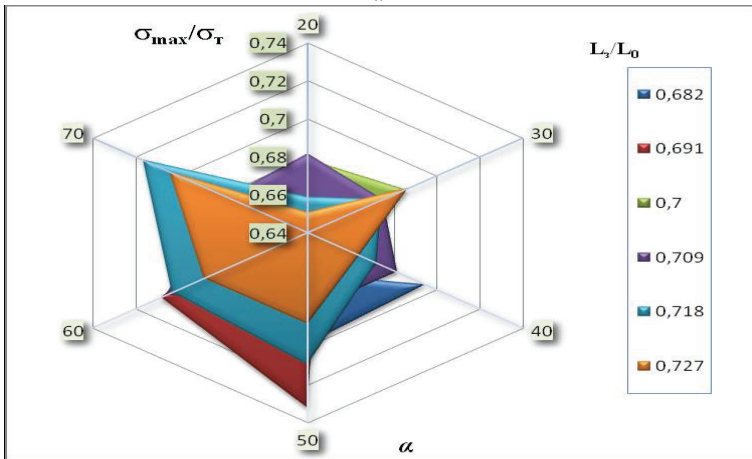
Рисунок 2 – Варійовані параметри проміжного зв'язка: а – положення проміжного зв'язку L ; б – кут нахилу зуба α ; с – характер посадки в проміжному зв'язку δ

ної зв'язку $0,66 < L/L_0 < 0,73$. Але при цьому у в ромбовідному бандажі в цьому діапазоні спостерігається зрив контакту і контактні напруження перевищують межу текучості. Тому для дослідження контактних напружень були взяті шість значень відносної висоти проміжного зв'язку прямокутної форми L/L_0 : **0,682; 0,691; 0,7; 0,709; 0,718; 0,727**. Результати розрахунків ко-

нтактних напружень в роз'ємних бандажах у вигляді тривимірних графіків залежностей від відносної висоти зв'язку та куту нахилу зуба та пелюсткових діаграм для кожної відносної висоти при розвертанні по куту нахилу зуба наведені на рис. 3, 4.



a



б

Рисунок 3 – Максимальні контактні напруження в периферійному бандажі: *a* – 3D графік; *б* – пелюсткова діаграма

З тривимірного графіку максимальних контактних напружень у периферійному бандажі (рис. 3, *a*) видно, що величина напружень змінюється незначно і лежить в межах нормативних значень. Більш інформативна пелюсткова діаграма (рис. 3, *б*), з якої видно, що зміни висот проміжного бандажу приводить к іншій форми пелюстка максимальних напружень від кута нахилу зуба

в проміжному бандажі. Найменший по площі пелюсток на висоті 0,727.

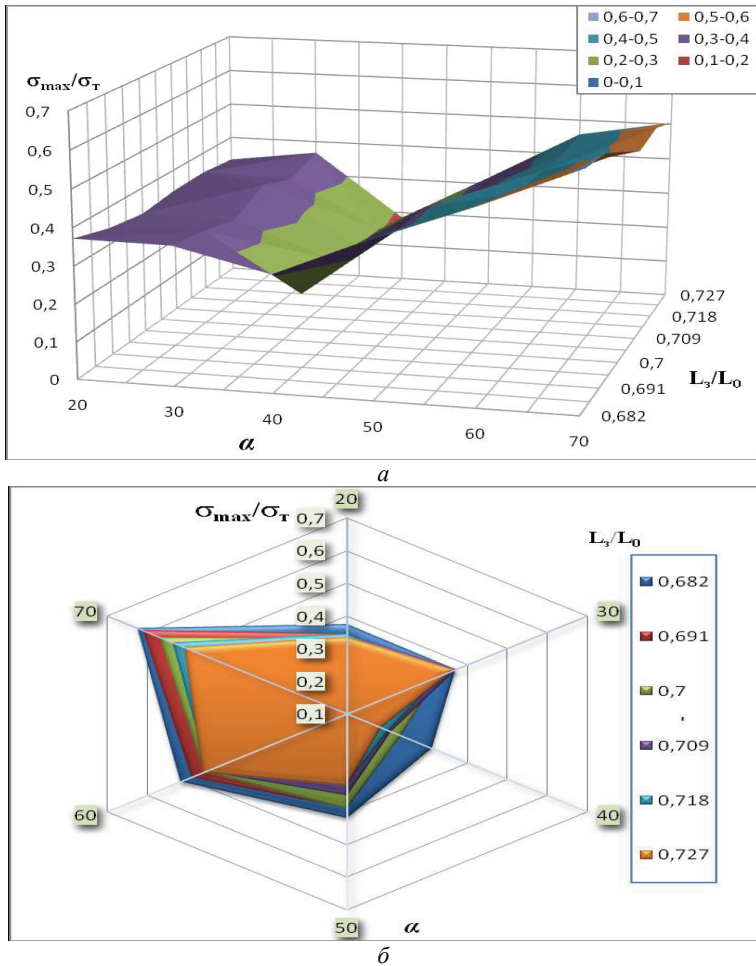


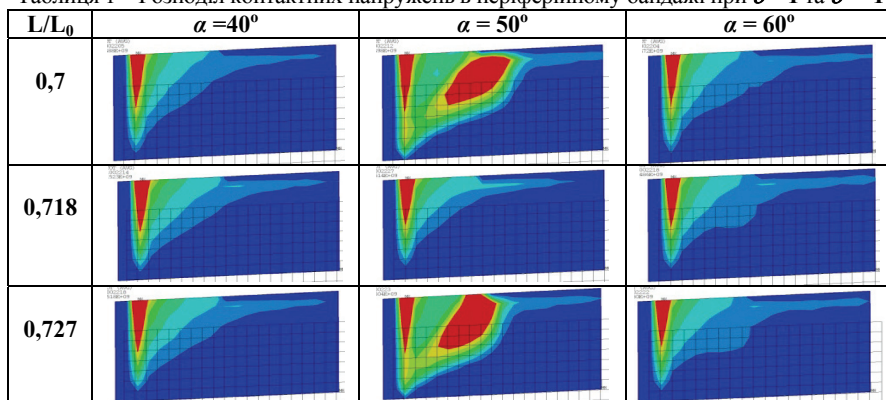
Рисунок 4 – Максимальні контактні напруження в проміжному бандажі:
 а – 3D графік; б – пелюсткова діаграма

З графіку максимальних контактних напружень у проміжному бандажі (рис. 4, а) видно що залежність має мінімум при куті нахилу зуба 40° та максимум при куті нахилу зуба 70° . Залежність максимальних контактних напружень від висоти проміжного бандажу добре відна на пелюсткової діаграмі (рис. 4, б), з якої видно:

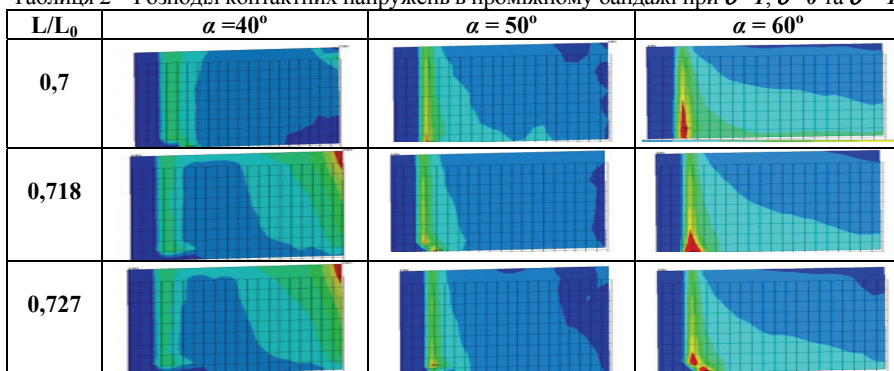
- зміна величин напружень по куту нахилу зуба носить системний характер;
- зі зростанням висоти проміжного бандажу зменшується площа пелюст-

- тка максимальних напружень;
- мінімум максимальні напруження при всіх кутах нахилу досягають при висоті проміжного бандажу – 0,727.

Таблиця 1 – Розподіл контактних напружень в периферійному бандажі при $\delta=1$ та $\delta=-1$



Таблиця 2 – Розподіл контактних напружень в проміжному бандажі при $\delta=1$, $\delta=0$ та $\delta=-1$



Характер розподілу контактних напружень при варьованні висотою, кутом та характером посадки наведен у табл. 1-2. Для периферійного бандажу у випадку зазору ($\delta = 1$) або натягу ($\delta = -1$) змінюється характер напружень при куті $\alpha = 50^\circ$ на висоті проміжного бандажу в діапазоні від 0,682 до 0,7 та на висоті 0,727. Як видно з табл.1 значно підвищується площа контакту, при цьому рівень напружень практично не змінюється. У випадку відсутності зазору або натягу характер розподілу напружень практично незмінний при всіх кутах нахилу зуба α і такий же, як при куті $\alpha = 40^\circ$ (табл. 1).

На характер розподілу напружень у проміжному зв'язку зазор та натяг не впливає. Аналіз характеру розподілу у проміжному зв'язку (табл. 2) показав зміну характеру контакту в проміжному бандажі при переході через кут

нахилу зубу $\alpha = 50^\circ$ і значне підвищення щільності контакту при кутах $\alpha > 50^\circ$. Це дуже важливе, тому що щільність контакту суттєво впливає на динаміку лопатки і для лопаток з роз'ємним бандажем може бути причиною виникнення нелінійних коливань типу биття [3, 4].

Висновки. За результатами досліджень можна зробити наступні основні висновки:

1. Прямокутна форма бандажа, в порівнянні з ромбовидною забезпечує більшу площу контакту в роз'ємному з'єднанні та знижує рівень контактних напружень у лопатці до допустимого в діапазоні від 0,68 до 0,73 відносної довжини лопатки).

2. Значне зниження контактних напружень може бути досягнуто за рахунок зміни кута нахилу зуба роз'ємного з'єднання Z-типу;

3. Характер посадки (зазор або натяг) для проміжного бандажа прямокутної форми практично не впливає на контактні напруження в роз'ємних з'єднаннях.

Список літератури: 1. *Y. Kaneko, M. Tomii, H. Ohayama, T. Kurimura* Analysis of fretting strength of integral shroud blade for steam turbine. // Journal of Power Energy systems. – 2008. – Vol. 2, № 3. – P. 909-920. 2. High Efficiency Steam Turbines with Ultra Long Buckets. // DOE Cooperative Agreement No: DEFC26-03NT41841. – Final Report, December 15, 2005. – 70 p. 3. Жовдак В.О., *Зінковський А.П., Степченко О.С., Круглій Я.Д.* Нелінійні коливання пакетів лопаток з роз'ємними з'єднаннями. // Проблеми машиностроення. – Х. : Контраст, 2009. – Т. 12, № 4. – С. 45-52. 4. *Ларин А.А., Степченко А.С.* Вынужденные нелинейные колебания турбинных лопаток с динамическим контактом в разъемном бандаже // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 3 (63). – С. 18-26. 5. *Степченко А.С., Ларин А.А., Артемов С.Л.* Исследование динамических характеристик лопаточного аппарата с двухъярусным разъемным бандажированием // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХПІ», 2010. – № 48. – С. 127-134. 6. *Степченко А.С., Ларин А.А., Артемов С.Л.* Исследование влияния положения промежуточной связи на прочностные характеристики лопаток сверхбольшой длины с двухъярусным бандажом // Вісник НТУ «ХПІ». Тематичний випуск «Динаміка і міцність машин». – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 63. – С.122-131. 7. *Степченко А.С., Ларин А.А., Артемов С.Л.* Влияние формы разъемного бандажа лопаток сверхбольшой длины на контактное взаимодействие в межлопаточных связях. // Міжнародний науково-технічний збірник «Надійність и довговічність машин і споруд». – 2011. – Вип. 34. – С. 109-116.

Надійшла до редколегії 15.12.12