



переважають гідростатичні ефекти, то вантажопідйомність підшипників з прямокутною і шевронною формами камер буде більше, ніж підшипника з точковою формою камер. У разі якщо домінують гідродинамічні ефекти, то перевагу за вантажопідйомністю має підшипник з точковими камерами, в порівнянні з прямокутною і шевронною формами камер. У цьому дослідженні були обрані найбільш поширені прямокутні несучі камери.

Під навантаженням центр сателіта і центр осі сателіта не співпадають. Відстань між їх центрами має назву ексцентриситет. Коли ексцентриситет дорівнює нулю, тиск рідини в усіх камерах підшипника буде однаковим і в цьому випадку його вантажопідйомність буде дорівнювати нулю. Під навантаженням, коли центри сателітів і центри їх осей не співпадають, тиски в камерах змінюються. У камерах до яких сателіт наближається до центру його осі, тиск зростає, а в камерах де сателіт віддаляється від центру його осі тиск зменшується. Результуючим ефектом підвищення тиску в одних камерах і зменшення тиску в інших камерах є виникнення відновлювальної сили, тобто вантажопідйомності. На деякому ексцентриситеті, величину якого можливо розрахувати, зовнішня сила врівноважується вантажопідйомністю підшипника. Якщо сателіт обертається відносно його осі, то в шарі мастильного матеріалу будуть виникати крім гідростатичних ефектів, також гідродинамічні ефекти.

Основними характеристиками гідростатичних підшипників є несуча здатність (вантажопідйомність), витрати мастильного матеріалу і втрати потужності на тертя. Для визначення перелічених характеристик підшипника необхідно розв'язати складну задачу гідромеханіки. В основі визначення перелічених характеристик підшипника рідинного тертя лежить функція розподілу тиску в шарі мастильного матеріалу, яку визначають зі спільного розв'язання рівняння Рейнольдса та рівнянь балансу витрат робочої рідини.

Розроблена математична модель гідростатичного підшипника дозволяє чисельно визначити його основні характеристики.

МІНІМІЗАЦІЯ МАСИ КОЛЕСА ТУРБІНИ ГТД ТЯГОЮ 400 Н

Д. С. Онацький, О. В. Білогуб

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Міні БПЛА злітною масою 50...250 кг в де-яких застосуваннях потребують турбо-реактивних двигунів з тягою в діапазоні 100...1000 Н (мікро-ТРД) [1]. Але створення і виробництво таких двигунів до недавнього часу гальмувалося технологічними і матеріалознавськими проблемами. Серійне виробництво мікро-ТРД почалося відносно недавно – в 90-х роках ХХ століття, основні проблеми були подолані, але цільова аудиторія переважно складала авіамоделювання або індивідуальні ранці типу Jet-pack [2]. Оцінка ефективності застосування серійних комерційних мікро-ТРД для високошвидкісних БПЛА [3,4] показала доцільність такого застосування.

Представлена робота присвячена оптимізації (мінімізації маси) колеса турбіни мікро-ТРД тягою 400Н. В якості прототипу обрано турбіну двигуна ТРД-

400Е-1. Профілі лопаток і розміри проточної частини змін не зазнали. Основні розміри в наведено таблиці 1, а зовнішній вигляд турбіни – на рис. 1. За виготовленням – це диск відлитий за одно ціле з лопатками, що має два балансувальні пояски і видовжений зі сторони входу носок на комлі (рис.1). Бокові поверхні диску складної форми – конусної, тороподібної, плоскої.

Таблиця 1 - Геометричні параметри колеса турбіни матеріал і оберти (навантаження)

Кількість лопаток	27
Діаметр наружний (по лопатках), мм	100,3
Діаметр валу, мм	10
Ширина по вінцю, мм	12
Ширина по комлю, мм	17
Діаметр диска, мм	60
Матеріал	ЖС-6К
Частота обертання, об/хв	90000

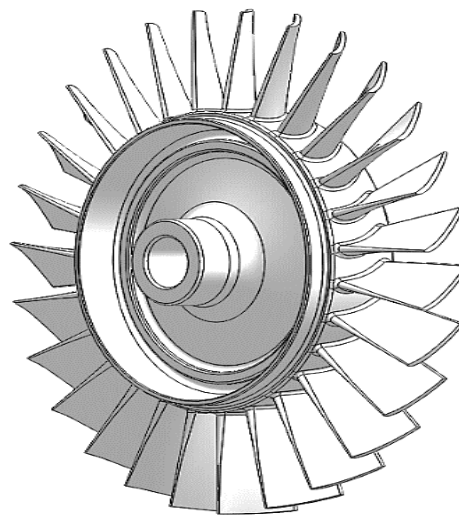


Рис.1 – Зовнішній вигляд колеса турбіни

Попередній візуальний аналіз форми диска показав, що зниження маси можливе за рахунок відмови від балансувальних поясів, стоншення полотна диска, прорізання в ньому отворів, зменшення виходу носка на комлі.

Алгоритм проведення роботи наступний: Аналізуємо напружений стан моделі колеса-прототипу, визначаємо напруження в «особливих точках», створюємо спрощену модель колеса-прототипу для аналізу з від'ємними масами і пропонуємо модернізовану конструкцію. На рис. 2 а,б представлено сектор з трьох лопаток з визначеними «особливими точками», на рис 2 в,г – поле напружень за Мизесом. Шкала напружень обмежена зверху значенням текучості сплаву ЖС6К при температурі 20°C і не змінна для усіх рисунків

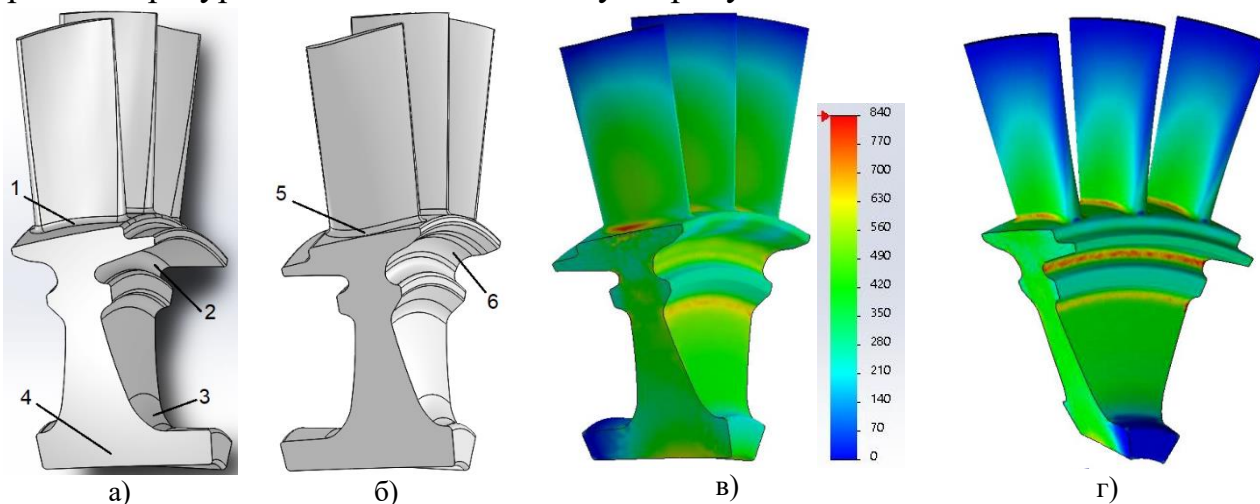


Рис. 2 – Розрахункова модель колеса турбіни (сектор з 3-х лопаток):
а – вигляд спереду; б – вигляд ззаду; в, г – напружений стан.

Цифрами 1...6 – означено зони вимірювання напружень



В табл. 2 представлено результати аналізу конструкцій. В зонах 1 і 5 представлено середнє значення напружень в закругленні «лопатка – диск», причому значення радіуса для прототипу дорівнює 0,7 мм, а для спрощеної моделі і пропозиції – 1 мм.

Варіант 3 – напруження в зоні отвору – 610...1070 МПа. Варіант 10 – напруження під пояском балансування – 660...710 МПа.

Таблиця 2

		Напруження по зонах, МПа						Маса колеса турбіни, г	Зниження маси
		1	2	3	4	5	6		
1	Прототип	576	687	363	627	514	518	189,9	0,0%
2	Прототип, балансувальні вибірки	591	703	359	632	531	520	186,0	2,0%
3	Прототип, балансувальні вибірки і отвір	616	693	361	625	544	534	182,1	4,1%
4	Спрощена модель прототипу	491	711	363	650	461	518	191,1	-0,7%
5	Спрощена модель без поясів балансування	491	658	316	625	462	499	183,8	3,2%
6	Новий диск, радіус закруглення зон 2, 6 – R1,5	515	643	367	610	454	760	174,8	7,9%
7	Радіуси закруглення: зона 2- R2; зона 6 - R3.	516	660	402	602	432	672	167,8	11,6%
8	Як п.7, мін. ширина полотна – 2,7	511	565	424	631	424	608	169,6	10,6%
9	Як п.7, мін. ширина полотна – 2,5	521	579	448	632	429	617	164,3	13,4%
10	Як п.9, з балансувальними поясками	516	638	454	622	412	614	167,8	11,6%

На рис. 3 показано ілюстрації до деяких варіантів розрахунків табл. 2

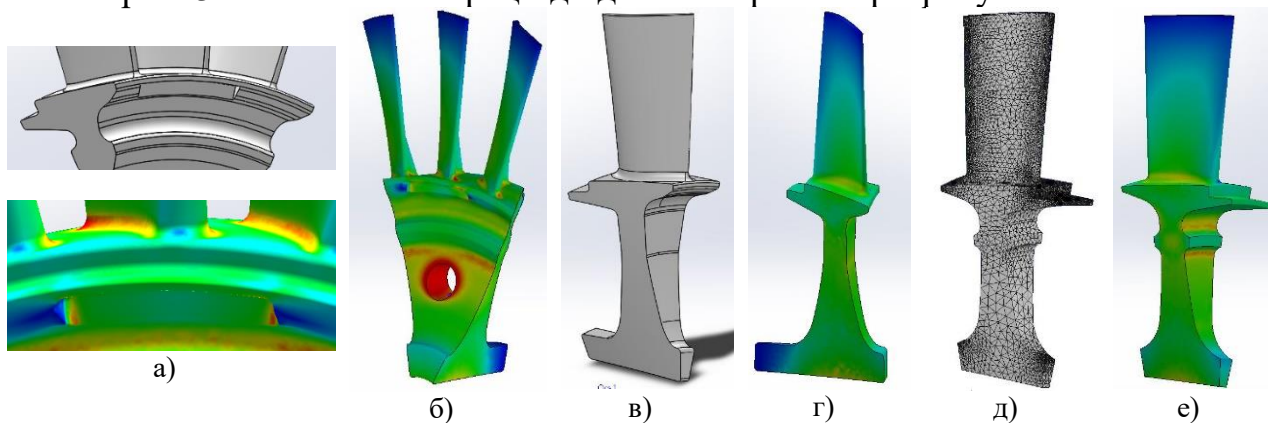


Рис.3 – Ілюстрації до табл. 2:

- а – балансувальні виточки під ободом диска (вар. 2); б – балансувальний отвір (вар. 3);
в,г – спрощена модель прототипа без балансувальних поясів (вар. 5);
д,е – новий диск з поясками балансування (вар. 10)

Як видно з таблиці 2 напруження в закругленні з'єднання лопатки з диском (гаряча частина з концентратором) знижено приблизно на 100МПа



Аналіз показав, що по-перше – балансування відбором маси на ободі диску не приводить до появи напружень в концентраторах, що більші ніж у концентраторах на галтелях лопаток і може бути застосоване при виробництві. По-друге – балансування за рахунок свердлення отвору в диску (рис. 2 б) призводить до появи напружень, що суттєво перевищують такі в інших частинах.

Запропонована конструкція має напруження або того-ж рівня, або менші, ніж у прототипу. За принципом «не гірше ніж...» [5] працездатність пропонованої конструкції не буде гіршою, ніж прототип.

Маса диска, що пропонується, складає 164,3 і 167,8 г без і з поясками балансування відповідно. Це складає зниження витрати досить дорогого сплаву ЖС-6К щодо прототипу на 13% і 11%.

Перелік посилань

1. Schreckling, K. Gas Turbines for Model Aircraft [Text] / K. Schreckling. – Worcestershire, Traplet Publication Ltd., 2003. – 105 p.
2. Jet pack. Wikipedia, the free encyclopedia [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://en.wikipedia.org/wiki/Jet_pack. – 20.04.2023.
3. Хрулев, О. Е. Аналіз можливості застосування комерційних мікротурбореактивних двигунів для високошвидкісних малорозмірних БПЛА оперативно-тактичного рівня [Текст] / О. Е. Хрулев. – *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2023. – № 4 спец-випуск 2 (190). – С. 5-18.
4. Бойові малорозмірні безпілотні літальні апарати з реактивною тягою [Текст] : монографія / А. А. Халатов, О. Ф. Немчін, Є. О. Шквар, А. В. Кузьмін, С. Г. Кобзар ; під ред. Академіка НАН України, д.т.н., проф. А.А. Халатова. – Дніпро: Ліра, 2023. – 144 с.
5. Белогуб, А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А. В. Белогуб // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2010. – № 3/3 (45). – С. 27–40.

АНАЛІЗ МІЦНОСТІ СОПЛОВОГО АПАРАТА ТУРБИНИ ГТД ТЯГОЮ 400 Н

Д. С. Онацький, Є. В. Марценюк, О. В. Білогуб

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»*

Останнім часом для швидкісних БПЛА малого та надмалого розміру набуло поширення застосування ТРД тягою 100...1000 Н (мікро-ТРД). Ринок пропонує достатньо багато моделей таких двигунів [1,2]. Вартість двигунів з однаковою тягою може різнитися в рази.

Зниження вартості можливе за рахунок зменшення маси, особливо маси спеціальних матеріалів, що застосовуються для виготовлення деталей турбіни, в тому числі її соплового апарату (СА).

Метою роботи був аналіз міцності соплового апарату існуючого мікро-ТРД тягою 400 Н і пропозиції щодо зміни конструкції. На рис. 1 наведено конструкцію СА прототипу (а) і пропоновану (б). Даний вузол складається з лопаток 1, внутрішнього 2 і зовнішнього 3 корпусів, причому зовнішній корпус має подовження 4, що формує канал в якому розташовані робочі лопатки турбіни і