

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ПРОБЛЕМ МАШИНОБУДУВАННЯ
ім. А.М. ПІДГОРНОГО

МІСЮРА Сергій Юрійович

УДК 539.3

**АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ, КОЛИВАННЯ
КРИШОК ГІДРОТУРБІН ТА ЇХ ОПТИМАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ**

05.02.09 – динаміка та міцність машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у відділі міцності та оптимізації конструкцій Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, м. Харків.

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор
Шупіков Олександр Миколайович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України,
головний науковий співробітник
відділу формоутворення в машинобудуванні

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Львов Геннадій Іванович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут” МОН України
завідувач кафедри динаміки і міцності машин

доктор технічних наук, професор
Шпачук Володимир Петрович,
Харківський національний університет
міського господарства ім. О.М. Бекетова МОН України
завідувач кафедри теоретичної і будівельної механіки

Захист відбудеться “ 22 ” грудня 2016 р. о 14 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.01 в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10.

Автореферат розісланий “ 16 ” листопада 2016 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
доктор технічних наук, професор

О.О. Стрельнікова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми.

Кришка є одним з найважливіших елементів конструкції гідротурбіни, оскільки вона сприймає основні навантаження, а термін її експлуатації становить понад 30 років.

На цей час для міцнісного розрахунку таких конструкцій найчастіше використовуються спрощені інженерні методики, які не дозволяють в повному обсязі врахувати конструктивні особливості і повний спектр зовнішніх впливів.

Однією з найважливіших складових, що дозволяє підприємству, яке проектує і виготовляє гідротурбіни, бути конкурентоспроможним, є використання сучасних методів і засобів чисельного дослідження міцності і вібраційних характеристик конструкції, а також найбільш повне врахування її конструктивних особливостей й умов експлуатації. Крім того, необхідно мати можливість у стислі терміни проводити багатоваріантні розрахунки.

Тому розробка уточнених методик для оперативного дослідження динаміки та міцності кришок гідротурбін з урахуванням експлуатаційних і аварійних режимів являє собою актуальну науково-технічну задачу.

Не менш актуальною є проблема оптимального проектування (ОП) кришок з метою зниження їх маси і напружень при забезпеченні необхідних експлуатаційних характеристик.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Роботу виконано у відділі міцності та оптимізації конструкцій Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України в період з 2010 по 2016 рр. відповідно до таких держбюджетних НДР: «Розробка ефективних методів визначення міцності та надійності елементів проточної частини гідротурбін на підставі механіки деформівного тіла, фізичного та математичного моделювання течії рідини» (2007 – 2011 рр., № ДР 0107U003663); «Розробка теоретичних основ та методів оцінки напружено-деформованого стану, оптимізації та обґрунтування безпечного терміну експлуатації конструктивних елементів об'єктів підвищеної небезпеки в енергетиці, транспорті та хімічній промисловості» (2010 – 2014 рр., № ДР 0110U002659); «Розробка нових методів та засобів діагностування енергетичних машин та підвищення їх міцності та працездатності» (2012–2016 рр. № ДР 0112U002490); «Дослідження міцності та вібрацій відповідальних елементів конструкцій гідроагрегатів» (2014 – 2016 рр. № ДР 0114U001441); «Аналіз міцності об'єктів енергетики, нафтохімічної та аерокосмічної промисловості з урахуванням попередньо напруженого стану» (2015 – 2017 рр. № ДР 0115U001090).

Мета та основні задачі дослідження.

Метою роботи є розробка моделей та методик для комплексного дослідження напружено-деформованого стану (НДС) кришок радіально-осьової та поворотно-лопатевої гідротурбін, визначення їх вібраційних характеристик з урахуванням впливу середовища, а також оптимальне проектування кришок зі зменшеними масою та рівнем напружень.

Основні задачі дослідження

З урахуванням реальних умов експлуатації:

- на основі методу скінченних елементів (МСЕ) розробити моделі для чисельного розрахунку НДС кришок радіально-осьової та поворотно-лопатевої гідротурбін;
- розробити моделі для дослідження вібраційних характеристик кришок гідротурбін з урахуванням сил інерції від маси обладнання, що розташовано на кришці, попередньо напруженого стану і гідропружних ефектів;
- розв'язати задачі ОП кришок радіально-осьової та поворотно-лопатевої гідротурбін на основі градієнтного методу;
- дослідити вплив експлуатаційних факторів та конструктивних параметрів на НДС, вібраційні характеристики і оптимальний проект конструкції.

Об'єкт дослідження – НДС та власні коливання кришок радіально-осьової та поворотно-лопатевої гідротурбін.

Предмет дослідження – конструктивні параметри кришок радіально-осьової та поворотно-лопатевої гідротурбін.

Методи дослідження – методи механіки деформівного твердого тіла, теорії коливань, МСЕ, методи ОП, чисельні методи.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. На основі МСЕ створена нова модель, яка подана тонкостінними елементами, для розрахунку НДС кришок радіально-осьової і поворотно-лопатевої гідротурбін з урахуванням особливостей конструкції і зовнішнього навантаження від тиску води і ваги чисельного навісного обладнання.

2. Запропоновано удосконалену модель для розрахункового дослідження характеристик власних коливань кришок на основі врахування експлуатаційних факторів: гідропружної взаємодії зі стисливою нев'язкою рідиною, інерційності навісного обладнання та попередньо напруженого стану від тиску води і ваги обладнання.

3. Встановлено нові закономірності впливу на вібраційні характеристики кришок гідротурбін експлуатаційних параметрів: маси навісного обладнання, глибини об'єму води під кришкою, попередньо напруженого стану конструкції.

4. Вперше розв'язані задачі оптимізації кришок гідротурбін з урахуванням експлуатаційних впливів при технологічних і міцнісних обмеженнях для зменшення маси і напружень в конструкції.

Практичне значення отриманих результатів.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що вони можуть бути використані в організаціях, що проектують і виготовляють гідротурбіни. Вони застосовувалися для аналізу статичної міцності, розрахунку власних частот з урахуванням впливу рідини, а також оптимізації кришок гідротурбін у ВАТ «Турбоатом» та ТОВ «Харківтурбоінжиніринг» (господарські договори: № 394-2010 «Розробка та впровадження методики оптимізації кришок гідротурбін з метою зменшення ваги при обмеженнях по статичній міцності. Проведення науково-технічної експертизи проектних

розробок елементів і конструкцій гідротурбін» (2010 – 2011 рр.), № ДР 0113U001770 «Розробка методики та проекту нормативного документа визначення проектного ресурсу крупного силового кріплення елементів конструкцій агрегатів ГЕС і ГАЕС» (2012 – 2013 рр.).

Особистий внесок здобувача. Основні результати за темою дисертації отримано особисто автором. Формулювання наукових задач і обговорення наукових результатів проводилися разом з науковим керівником. У працях, опублікованих у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає у таких наукових результатах: [1,6] – розроблено методики розрахунку просторових циклічно-симетричних конструкцій з радіальними ребрами, проведено розрахунок НДС кришок гідротурбіни; [2,3,5] – створено методики оптимального проектування кришок гідротурбін за різними критеріями, проведено мінімізацію маси і максимальних напружень, а також зменшення номенклатури товщин прокату, що використовуються; [7] – розроблено методику розрахунку власних частот коливань кришки гідротурбіни у вакуумі та при взаємодії з водою. На основі МСЕ створено математичну модель кришки поворотно-лопатевої гідротурбіни, яка взаємодіє з водою, виконано чисельне дослідження власних коливань кришок; [8] – проведено чисельний аналіз гідропружних і пружних коливань оболонок та взято участь у їх експериментальному дослідженні.

Апробація результатів дисертації. Матеріали і результати дисертаційних досліджень доповідалися та обговорювалися на таких наукових конференціях: міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, Україна, 2011, 2014, 2015 рр.); конференції молодих вчених та спеціалістів «Сучасні проблеми машинобудування» (м. Харків, Україна, 2010–2014 рр.); міжнародній науково-практичній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, Україна, 2012, 2015 рр.).

Публікації. Основні результати досліджень, наведених у дисертаційній роботі, опубліковані у 21 науковій праці (з них 14 без співавторів), серед яких 8 статей у фахових наукових журналах і збірниках наукових праць, затверджених ДАК МОН України, 1 стаття у зарубіжному виданні, 6 статей, що включені до наукометричних баз, і 11 – тез та доповідей на міжнародних конференціях.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел зі 190 найменувань (на 21 стор.) і двох додатків (на 3 стор.). Повний обсяг роботи складає 134 сторінки, у тому числі 78 рисунків і 13 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету і задачі роботи, визначено об'єкт і предмет дослідження. Також визначено наукову новизну, наведено відомості про публікації, практичне значення та апробацію отриманих результатів.

У першому розділі на основі огляду літературних джерел зроблено аналіз сучасного стану досліджень НДС, коливань та ОП кришок гідротурбін.

У зв'язку з тим, що кришка є складною просторовою конструкцією, що складається з тонкостінних елементів і зазнає широкого спектра зовнішніх впливів, для аналізу НДС та дослідження коливань доцільно використовувати МСЕ. Значний внесок у його розвиток зробили А.С. Сахаров, J. Fix, R. Gallagher, D. Norrie, G. Strang, O. C. Zienkiewicz, G. Strang.

Питаннями міцності та коливань кришок гідротурбін займалися І.А. Біргер, Д.В. Вайнберг, І.С. Веремеєнко, О.М. Зеленська, Б.Я. Кантор, Г.А. Кизима, М.М. Ковальов, А.І. Лур'є, Т.Ф. Медведовська, В.М. Міткевич, В.С. Постоев, О.М. Рубач, але розрахунок таких конструкцій нині потребує більш точних методів та методик розрахунку з урахуванням реальних умов експлуатації, а також попередньо напруженого стану та об'єму води під кришкою.

Практичну цінність мають задачі про взаємодію кришок гідротурбін з рідиною. Проблемами коливань при взаємодії пружних конструкцій з рідиною займалися багато відомих вчених: В.М. Антонов, В.В. Болотін, В.М. Буйвол, Р.І. Вейцман, А.С. Вольмір, Ш.У. Галієв, М.Д. Генкіна, В.С. Гонткевич, Д.М. Горелов, Е.І. Григолюк, І.О. Луковський, Г.М. Макарянц, Т.Ф. Медведовська, Г.Н. Микишов, В.В. Мокєєв, Є.Н. Мнєв, Б.В. Рабінович, І.М. Рапопорт, О.О. Стрельнікова, С.П. Тимошенко, Л.А. Ткачова, К.В. Фролов, В.Н. Шмаков, І.С. Шейнін, Z. Chen, G.C. Everstine, C.A. Felippa, H. Morand, R. Ohayon, G.A. Sandberg, M. Schroeder та ін.

Створення конструкцій з оптимальними характеристиками є основною задачею конструктора. Сучасні досягнення теорії ОП, пов'язані з розв'язанням практично важливих задач, викладені у роботах таких вчених, як М.В. Банічук, Р. Габасов, Б.Я. Кантор, О.І. Ларичев, В.Г. Леонтьєв, В.І. Мелешко, Б.Т. Поляк, Є. Полак, О.О. Стрельнікова, О.Г. Сухарев, В.М. Тихомиров, В.О. Троїцький, Г.А. Шелудько, О.М. Шупіков, M. Aoki, R.J. Buchler, R.P. Brent, P. Gill, R. Grandi, O. Kemptore, W. Murray, M. Pappas, G.G. Pope, B.V. Shach, W. Spendley, R.G. Stanton та ін.

Таким чином, огляд та аналіз літератури дає підстави вважати, що подальший розвиток досліджень, які спрямовані на розв'язання задач визначення НДС, власних коливань та ОП кришок гідротурбін на основі МСЕ, є актуальним.

На основі аналізу літературних джерел у заключній частині першого розділу сформульовано мету і задачі досліджень.

У другому розділі на основі МСЕ викладено методику аналізу НДС кришок радіально-осьової та поворотно-лопатевої гідротурбін. Створено скінченноелементні моделі кришок, які найбільш повно враховують конструктивні особливості та комплекс зовнішніх впливів.

Оскільки кришка являє собою просторову конструкцію, що складається з тонкостінних елементів, для яких відношення товщини елементів конструкції до характерного розміру не перевищує $1/10$, застосовується теорія тонких пластин і оболонки.

Для розв'язання задачі статичного аналізу НДС використовується МСЕ. Розв'язувальна система рівнянь у матричному вигляді записується так: $[K]\{u\} = \{F\}$, де $[K]$ – матриця жорсткості; $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень; $\{F\}$ – компоненти вектора сил, що визначають вплив зовнішніх навантажень^[1].

При цьому враховується циклічна симетрія конструкції. Дослідження НДС циклічно симетричних конструкцій починається з побудови моделі секторів, з яких складається досліджуваний об'єкт. На границях сусідніх секторів виконуються умови циклічної симетрії.

Для розв'язання задачі використовується трикутний пружний оболонковий скінченний елемент (СЕ) з трьома вузлами. Елемент в кожному вузлі має шість ступенів свободи: переміщення в напрямку осей X , Y , Z і повороти навколо осей X , Y , Z . На модель наноситься скінченноелементна сітка, після чого на границях з сусідніми секторами вводяться умови циклічної симетрії, а також умови закріплення та навантаження конструкції.

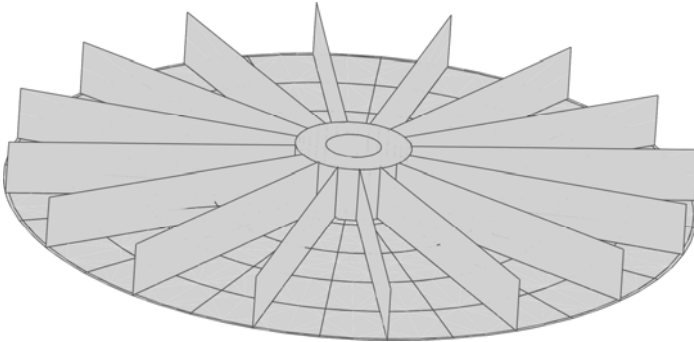


Рис. 1. Кругла пластина з радіальними ребрами

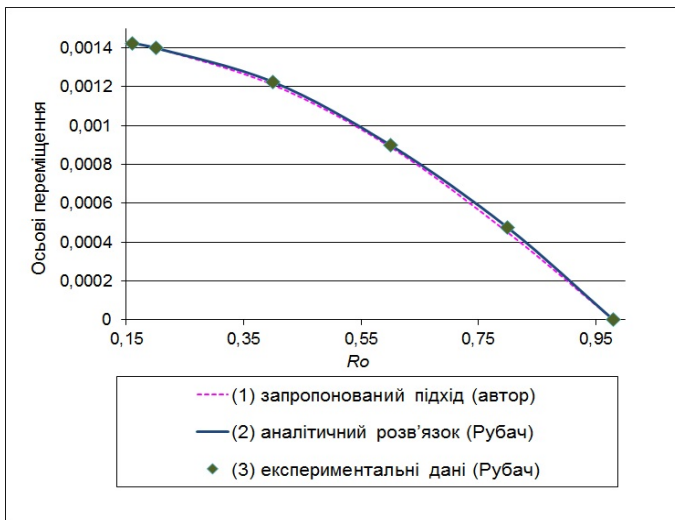


Рис. 2. Осьові переміщення вздовж радіуса пластини

перевірено працездатність запропонованого підходу і підтверджено достовірність результатів, що одержані на його основі. Відносні величини деформацій і прогинів пластини з ребрами, які виміряні експериментально [2],

Можливості запропонованої методики проілюстровані на прикладі задачі про згин круглої пластини з радіальними ребрами (рис. 1), які розташовані з одного боку^[2]. Пластина вільно оперта по зовнішньому контуру. У центрі пластина і ребра з'єднані з маточиною, до якої прикладене навантаження.

Змінення прогину вздовж радіуса пластини над ребром характеризується кривими, які показані на рис. 2, де через R_0 позначено відношення поточного радіуса пластини до зовнішнього. Тут подані осьові переміщення, що отримані чисельно за допомогою розробленого скінченноелементного підходу (1), аналітично (2) та експериментально (3).

На рис. 3 подано розподіл деформацій вздовж висоти ребра і товщини пластини.

На цьому прикладі

¹ Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

² Рубач О.М. Изгиб круглых пластин, усиленных радиальными ребрами / О.М. Рубач // Тр. Ин-та строит. механики АН УССР. – 1955. – № 20. – С. 132 – 147.

близькі до величин, які отримані аналітично і на основі запропонованого підходу, розбіжність становить від 0,2 до 7%.

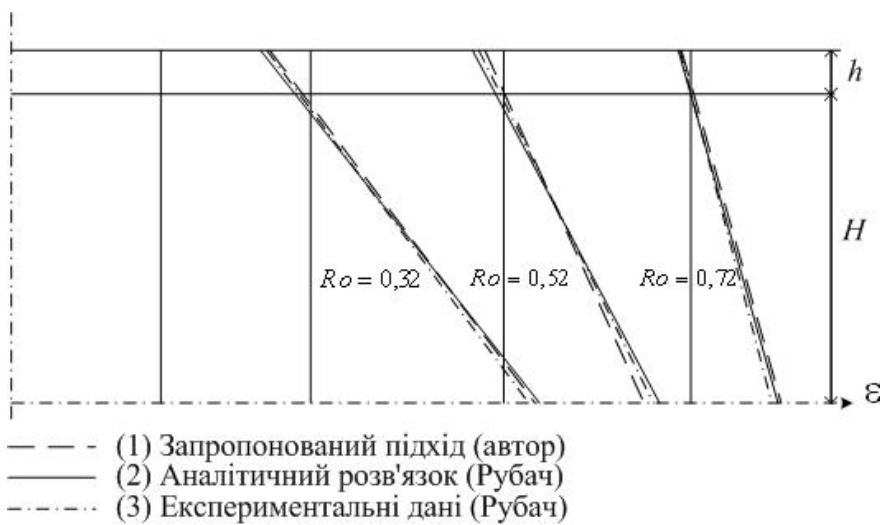


Рис. 3. Розподіл деформацій

На основі розробленої методики проведено аналіз НДС кришки радіально-осьової гідротурбіни. Розподіл інтенсивності напружень має нерівномірний характер з локальними областями максимальних напружень в зоні закруглень вирізу в ребрі, які позначено стрілкою (→). Розподіл

інтенсивності напружень в секторі циклічно симетричної конструкції показано на рис. 4.

Також на основі розробленої методики досліджено НДС кришки поворотно-лопатевої гідротурбіни. Область максимальних напружень знаходиться в зоні розташування ребер, яка позначена стрілкою (→). На рис. 5 наведено розподіл інтенсивності напружень в конструкції кришки поворотно-лопатевої гідротурбіни.

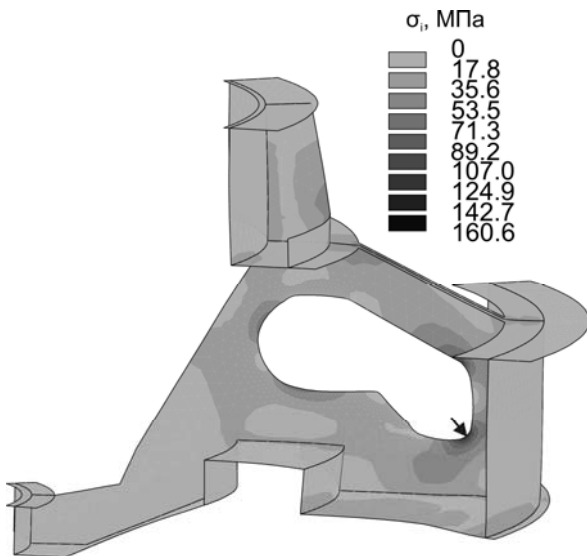


Рис. 4. Розподіл інтенсивності напружень

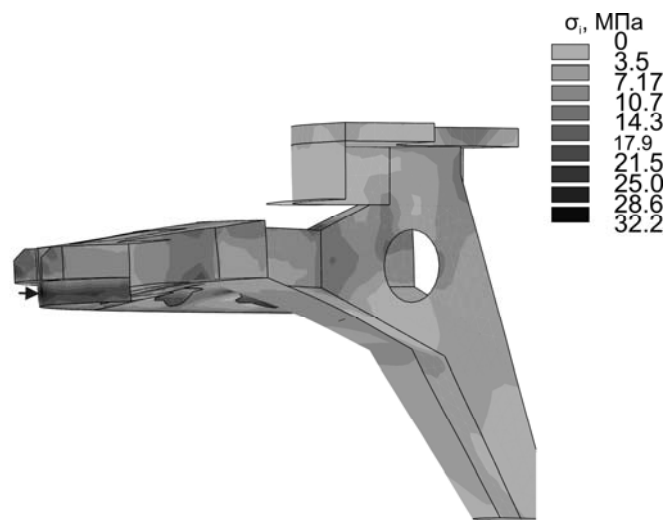


Рис. 5. Розподіл інтенсивності напружень

У третьому розділі викладено методику аналізу впливу конструкційних параметрів та експлуатаційних факторів на частоти коливань кришок гідротурбін.

На частоту кришки впливає велика кількість чинників, а саме: інерційні сили від приєднаних мас, тиск, об'єм води під кришкою, попередньо напружений стан від навантажень. Тому необхідно проводити комплексне дослідження впливу конструкційних параметрів та експлуатаційних факторів на частоти.

Задача знаходження частот і форм коливань у вакуумі розв'язується МСЕ. Матричне диференціальне рівняння руху конструкції має вигляд $[M]\{\ddot{v}\} + [K]\{v\} = 0$, де $[M]$ – матриця мас; $[K]$ – матриця жорсткості конструкції; $\{v\}$ – вектор переміщень. Розв'язок цього рівняння шукаємо у вигляді $\{v\} = \{w\} \cos \omega t$, де ω – частота; $\{w\}$ – форма коливань^[1].

Інерційні сили від маси обладнання, яке розташовано на кришці, можуть бути враховані зведеною густиною верхнього кільця.

При гідропружних коливаннях у динамічний процес залучається рідина, яка вважається стисливою і нев'язкою. Тому зв'язана система рівнянь має

$$\text{вигляд } \begin{bmatrix} [M^s] & 0 \\ \rho[L]^T & [M^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{q}\} \\ \{\ddot{p}\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K^s] & -[L] \\ 0 & [K^f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = 0, \text{ де } [M^s] \text{ и } [M^f] \text{ – матриці}$$

мас для оболонкових СЕ і елементів, на які розбитий об'єм рідини відповідно; $[K^s]$, $[K^f]$ – матриці жорсткості для оболонкових СЕ і елементів, на які розбитий об'єм рідини відповідно; q – вектор узагальнених вузлових переміщень; ρ – густина рідини; p – вектор вузлових тисків; $[L]$ – матриця зв'язку між граничними елементами конструкції і СЕ акустичного середовища, яка визначається за формулою $[L] = \int_A \{\Phi\}\{n\}^T \{\Phi'\}^T dA$,^[3] де $\{\Phi\}$ – функції форми

тиску СЕ, на які розбитий об'єм рідини; $\{\Phi'\}$ – функції форми переміщень СЕ оболонки; $\{n\}$ – вектор напрямних косинусів нормалі до поверхні оболонки, що взаємодіє з рідиною; A – площа поверхні контакту між структурними СЕ і елементами, на які розбитий об'єм рідини^[3]. При цьому можна дослідити розміри об'єму води, що контактує з кришкою.

Модальний аналіз попередньо напруженої конструкції виконується за допомогою рівняння $[M]\{\ddot{u}\} + [K]_c \{u\} = 0$, де $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень для всього тіла; $\{\ddot{u}\}$ – вектор прискорень точок тіла; $[M]$ – матриця мас; $[K]_c = [K] + [K]_g$ – сумарна матриця жорсткості; $[K]$ – звичайна матриця жорсткості; $[K]_g$ – так звана геометрична матриця жорсткості, яка одержана на основі тензора попередніх напружень^[4].

Можливості запропонованого підходу, а також достовірність результатів перевірено на тестових прикладах розрахунку власних частот коливань циліндричного резервуара і конічної оболонки, які заповнені водою.

³ Schroeder A. Finite Element Solution of Fluid Structure Interaction Problems / A. Schroeder, S. Marcus // Shock and Vibration Symposium. – San Diego: CA, 1975. – P. 1 – 19.

⁴ Javier Bonet and Richard D.Wood. Nolinear Continuum Mechanics for Finite Element Analysis. Cambridge: University Press, 1997. – P. 248.

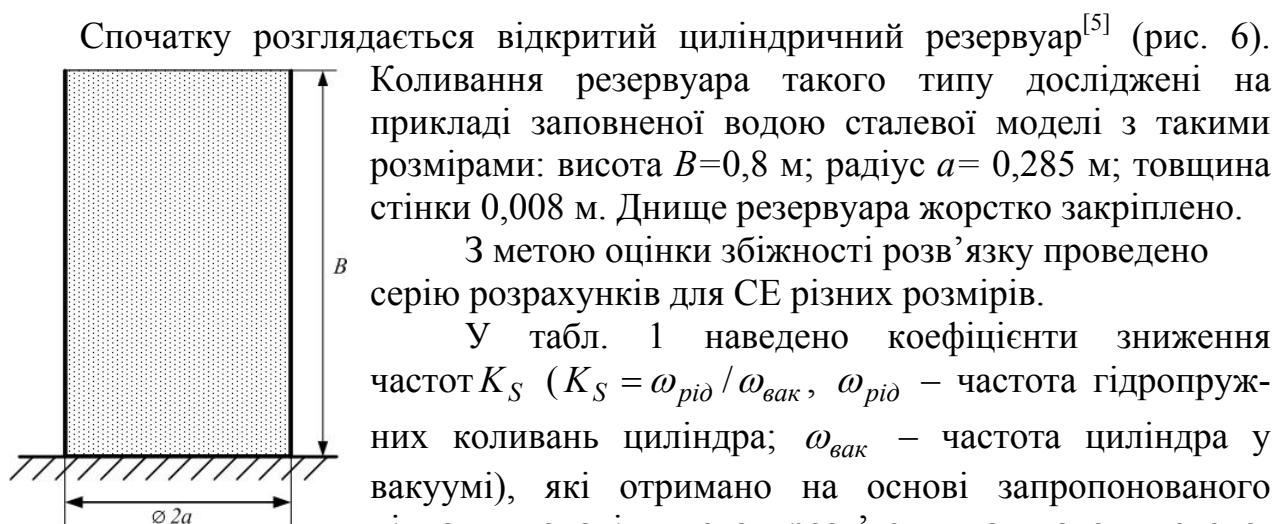


Рис. 6. Відкритий резервуар з водою

Спочатку розглядається відкритий циліндричний резервуар^[5] (рис. 6). Коливання резервуара такого типу досліджені на прикладі заповненої водою сталеві моделі з такими розмірами: висота $B=0,8$ м; радіус $a=0,285$ м; товщина стінки $0,008$ м. Днище резервуара жорстко закріплено.

З метою оцінки збіжності розв'язку проведено серію розрахунків для СЕ різних розмірів.

У табл. 1 наведено коефіцієнти зниження частот K_S ($K_S = \omega_{pid} / \omega_{вак}$, ω_{pid} – частота гідропружних коливань циліндра; $\omega_{вак}$ – частота циліндра у вакуумі), які отримано на основі запропонованого підходу, аналітичного розв'язку, а також експериментальні дані.

Відмінність між результатами, отриманими на основі запропонованого підходу й експериментальними даними, становить від 0,1 до 2,8%.

Таблиця 1

Коефіцієнти зниження власних частот при заповненні резервуара рідиною

n , число вузлових меридіанів	(K_S) , (автор)	$(K_S)_{теор.}$, аналітичний розв'язок (Гонткевич)	$(K_S)_{експер.}$, експериментальні дані (Гонткевич)
2	0,603	0,592	0,62
3	0,659	0,655	0,66
4	0,703	0,695	0,70

Далі, як другий тестовий приклад, чисельно та експериментально досліджувалися коливання сталеві оболонки, яка є усіченим конусом з такими геометричними параметрами: висота $L_1 = 0,065$ м; великий діаметр $D = 0,246$ м; малий діаметр $d = 0,032$ м; товщина стінки $h = 0,001$ м. Конус жорстко закріплений по меншій основі, L_2 – відстань від основи конуса до поверхні води (рис. 7). Методику вимірювання деформацій та комп'ютерний тензометричний комплекс розроблено в ІПМаш НАН України.

На зовнішню поверхню конуса наклеюються тензодатчики (рис. 7). Коливання оболонки збуджувалися шляхом ударного впливу. Частота і період першого тону коливань визначалися на основі спектрального аналізу зареєстрованих даних $\varepsilon_i = \varepsilon_i(t)$, де ε_i – деформація; i – номер датчика; t – час. У табл. 2 наведені частоти коливань в залежності від рівня води.

Максимальна відмінність результатів, отриманих на основі запропонованого підходу, від експериментальних даних становить 7%.

⁵ Гонткевич В. С. Собственные колебания оболочек в жидкости / В. С. Гонткевич. – Киев: Наук. думка, 1964. – 103 с.

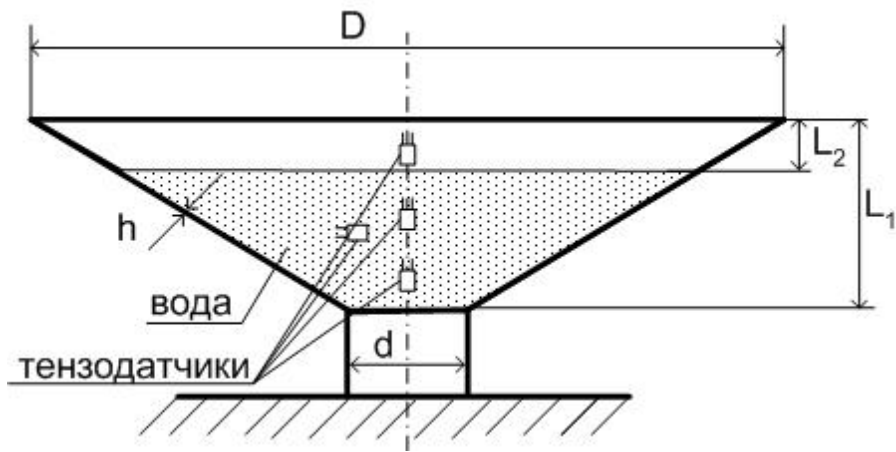


Рис. 7. Схема проведення експерименту

Таблиця 2

Частоти коливань конічної оболонки

L_2 , см	Частоти, Гц	
	Чисельні результати	Експериментальні дані
вакуум	269	275
3	208	219
0,8	101	109

Вплив попередньо напруженого стану конструкції на частоти показано на третьому тестовому прикладі розв'язання задачі з визначення частот власних коливань циліндричної оболонки, яка перебуває під дією внутрішнього тиску q (рис. 8). Розглядалася сталева циліндрична оболонка^[6], яка має довжину $L = 0,7$ м; радіус $r = 0,15$ м; товщину стінки $h = 0,001$ м.

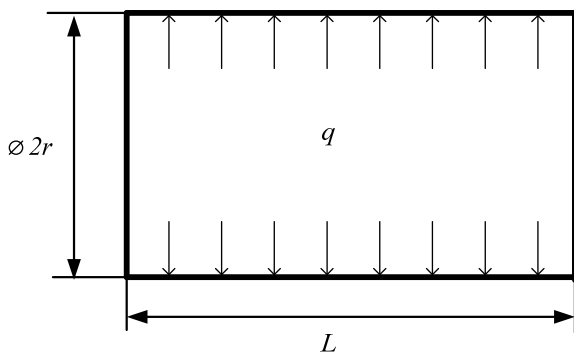


Рис. 8. Циліндрична оболонка під внутрішнім тиском

При впливі зовнішнього тиску $q = 0,196$ МПа перша власна частота становить 126 Гц, її значення у вакуумі – 268 Гц, а при внутрішньому тиску $q = 0,196$ МПа – 357 Гц. Видно, що внутрішній тиск призводить до збільшення власних частот, а зовнішній їх знижує.

Відмінність між результатами, які отримано на основі запропонованого підходу й експериментальними даними^[6], становить від 0,5 до 11%, а аналітичний розв'язок^[6] відрізняється від розрахунку – від 0,9 до 15%.

Далі досліджуються вільні коливання кришки поворотно-лопатевої гідротурбіни. На поверхні верхнього кільця кришки закріплено генератор, вал і

⁶ Бреславский В. Е. Собственные колебания круговой цилиндрической оболочки, находящейся под действием гидростатического давления / В. Е. Бреславский // Изв. АН СССР. . – 1956. – № 12. – С. 117 – 120.

робоче колесо, сумарна маса яких становить $M = 25$ т. До днища прикладений гідравлічний тиск $q_2 = 0,0965$ МПа і $q_1 = 0,1254$ МПа; RL – радіус кола, на якому розташовані лопатки направляючого апарата; RS – радіус кола, на якому розташовані шпильки фланцевого з'єднання.

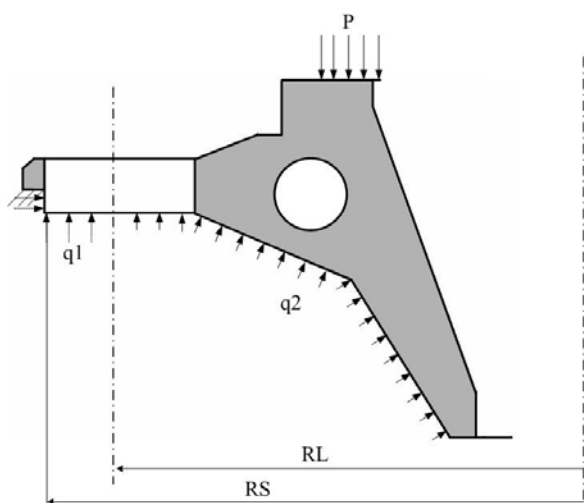


Рис. 9. Схема навантаження і закріплення конструкції

Схема навантаження і закріплення кришки зображені на рис. 9.

Скінченноелементна модель кришки гідротурбіни з об'ємом води показана на рис. 10, де: D – діаметр; H – глибина об'єму води.

Найважливіше дослідити першу власну частоту, тому що вона найбільш близька до частоти збурення. Значення першої частоти у вакуумі становить 25,45 Гц, а її відповідна форма коливань показана на рис 11.

При дослідженні власних коливань кришки дія інерційних сил від маси обладнання M , яке встановлено зверху кришки, моделюється зведеною густиною матеріалу верхнього кільця.

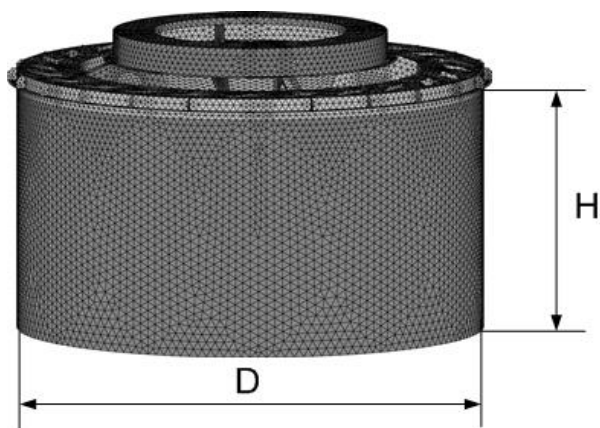


Рис. 10. Кришка гідротурбіни з об'ємом води

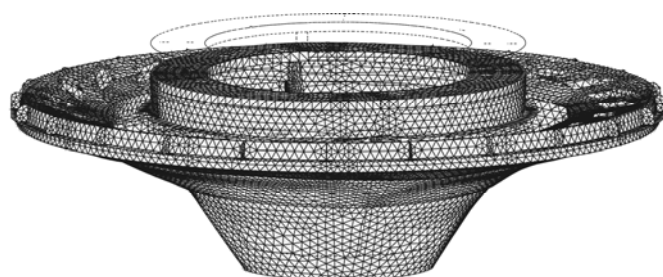


Рис. 11. Зонтична форма власних коливань, яка відповідає першій частоті

На рис. 12 показана залежність частоти ω від зміни відношення маси обладнання M до маси кришки $M_{кр}$, $k=M/M_{кр}$, $M_{кр}=4080$ кг. Вплив води і попередньо напружений стан не враховувалися.

З графіка видно, що збільшення маси обладнання M суттєво зменшує власну частоту.

Досліджено вплив глибини об'єму води H , що омиває кришку.

На рис. 13 показана залежність частоти від відношення глибини об'єму води H , м до діаметра кришки $D_{кр}=3,44$ м, $k=H/D_{кр}$, при врахуванні інерційних сил від маси $M = 25$ т і без її врахування.

Видно, що зі збільшенням глибини H частота гідропружних коливань

знижується, а вплив глибини об'єму води H проявляється більш істотно, коли інерційні сили від маси обладнання M не враховуються.

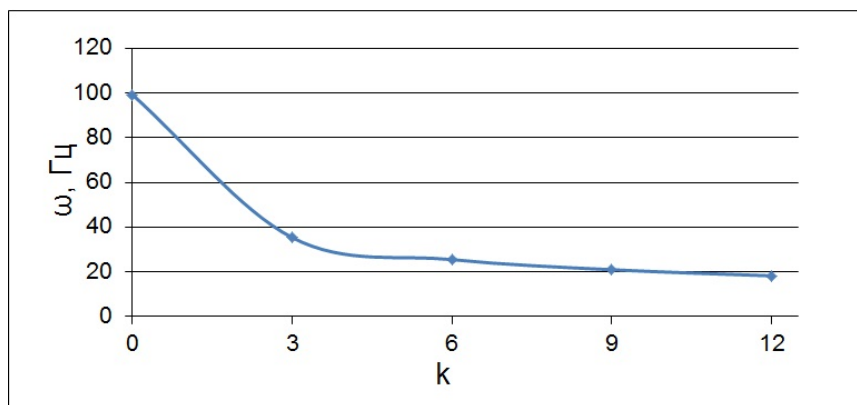


Рис. 12. Залежність першої частоти від змінення відношення маси обладнання до маси кришки

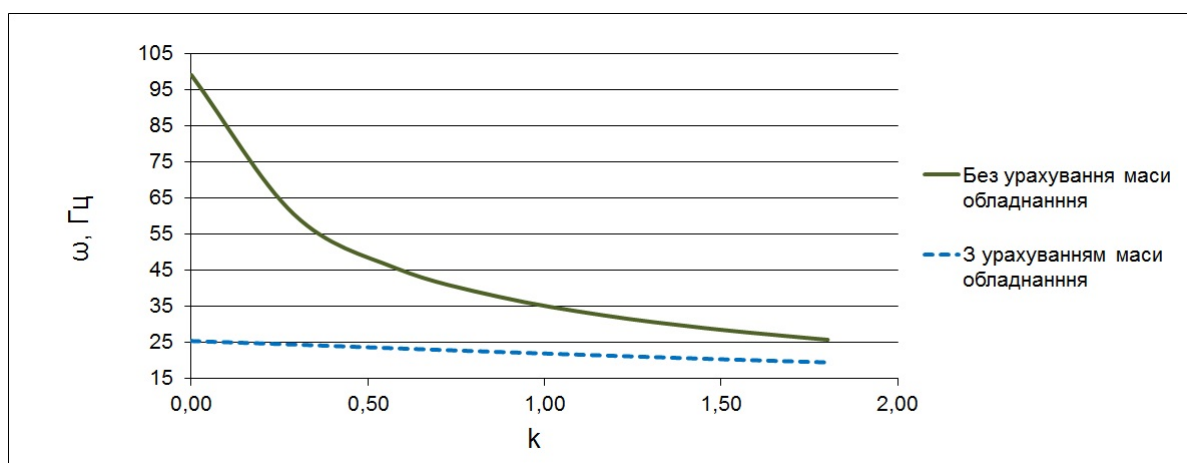


Рис.13. Залежність першої частоти ω від глибини об'єму води

На рис. 14 показано вплив попередньо напруженого стану, що виникає від тиску води Q , на частоту ω , де $Q = k \cdot q$ (МПа), $q=0,0965$ МПа. Вплив інерційних сил від обладнання і гідропружні ефекти не враховувалися.

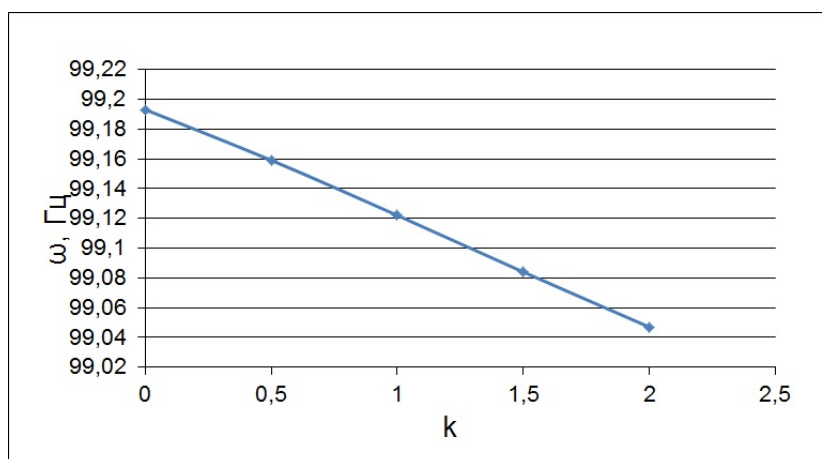


Рис. 14. Залежність першої частоти від тиску води

Видно, що врахування попередньо напруженого стану від тиску Q неістотно впливає на частоту ω .

Аналогічні дослідження власних коливань були проведені для кришки гідротурбіни в зборі з верхнім кільцем направляючого апарата.

У **четвертому розділі** сформульовано та розв'язано нові задачі ОП кришок радіально-осьової та поворотно-лопатевої гідротурбін. Задачі ОП розв'язуються градієнтним методом.

Однією з основних вимог до проектування гідротурбін є створення надійних конструкцій з мінімальною масою, тому розроблено підхід для ОП кришок гідротурбін з метою мінімізації маси.

Параметрами оптимізації є товщини елементів конструкції. Функцією мети вважаємо масу кришки. Обмежуються найбільші та найменші значення параметрів. Як нижня межа товщини всіх елементів введена величина 0,016 м. Верхню межу напруження обмежуємо його допустимим значенням $[\sigma]=107$ МПа.

У вихідній конструкції максимальне значення інтенсивності напружень дорівнює 32,26 МПа та маса = 4080,7 кг, а в оптимальній – максимальне значення інтенсивності напружень 57,97 МПа та маси 2578,5 кг. В результаті оптимізації товщини всіх елементів оптимальної кришки поворотно-лопатевої гідротурбіни виявилися однаковими, такими, що дорівнюють 0,016 м.

Видно, що оптимальний проект конструкції має масу приблизно на третину менше, ніж вихідний. Крім того, номенклатура товщини прокату оптимальної конструкції знизилась на п'ять позицій, що є її перевагою. При цьому в оптимальному проекті максимальні напруження на 42% менші, ніж їх допустимі значення.

На рис. 15 показано розподіл інтенсивності напружень в конструкції, що отримано в результаті оптимізації. Область максимальних напружень знаходиться в зоні розташування ребер, яка позначено стрілкою (\rightarrow).

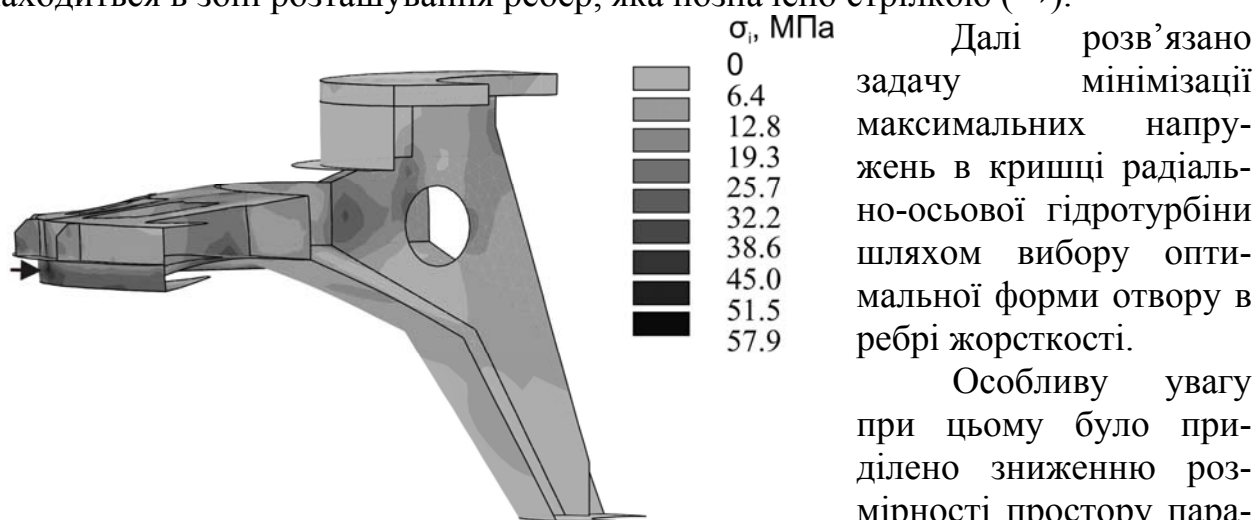


Рис. 15. Розподіл інтенсивності напружень

в процесі оптимізації, завдяки використанню полярної системи координат (рис. 16), поданню радіус-вектора, що описує форму отвору, у вигляді тригонометричного полінома і застосуванню методу найменших квадратів.

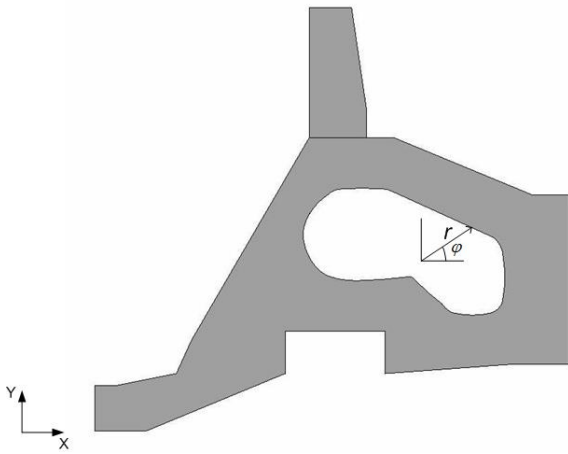


Рис. 16. Ребро кришки

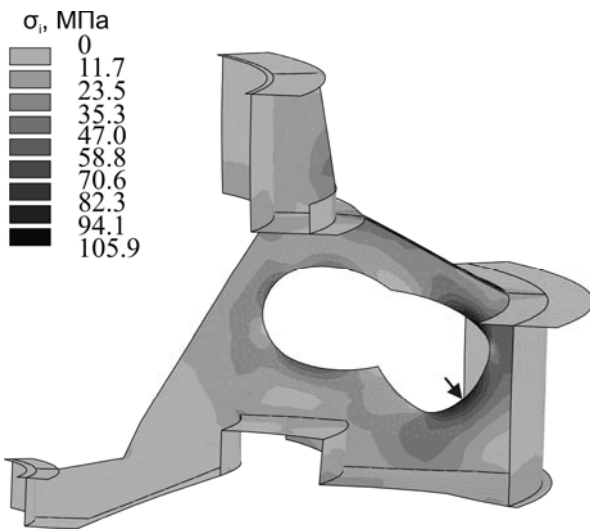


Рис. 17. Розподіл інтенсивності напружень в конструкції з оптимальним контуром отвору

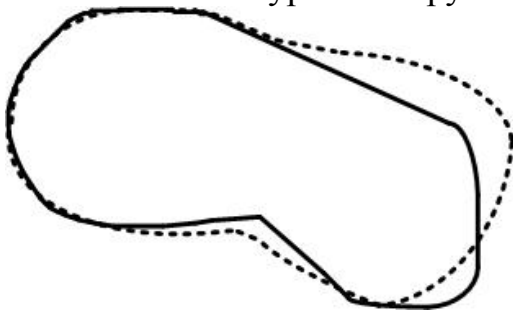


Рис. 18. Вихідна (суцільна лінія) й оптимальна (пунктир) форми контуру

Вводяться обмеження на довжини радіус-векторів, оскільки в отворі ребра проходять трубопроводи та розташовані механізми. Ці обмеження мають вигляд $d = \max|(r^0 - r^*)/r^0| \leq d^*$, де r^0 і r^* – довжини радіус-векторів для точок на контурі отвору у вихідній конструкції й у тій, що оптимізується; d^* – найбільше відносне відхилення радіусів від вихідних величин.

На основі описаної вище методики з метою зменшення напружень в ребрі знайдено оптимальну форму отвору. Розрахунки проведено для різної кількості СЕ і доданків у тригонометричному поліномі.

У процесі оптимізації виявлено, що за відсутності обмежень права межа отвору зсувається вздовж осі Ox ліворуч. Це пояснюється тим, що зменшення площі отвору знижує рівень напружень.

При врахуванні обмежень при $d = 0,2$ найбільша інтенсивність напружень в оптимальній конструкції зменшилася від 160,6 до 105,9 МПа (рис. 17). Максимальні напруження знаходяться в зоні закруглень вирізу в ребрі, які позначені стрілкою (\rightarrow).

На рис. 18 показані вихідна і оптимальна форми контуру отвору.

Запропонований підхід дозволяє отримати оптимальний проект форми контуру, що дає змогу зменшити напруження в кришці без погіршення експлуатаційних якостей і ускладнення технології виготовлення.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню науково-технічної задачі, яка полягає у розробці на основі МСЕ моделей та методик для дослідження НДС, визначення вібраційних характеристик та ОП кришок гідротурбін, які

відрізняються найбільш повним урахуванням конструктивних особливостей і спектра зовнішніх впливів, що діють в процесі експлуатації.

Основні наукові результати дисертації полягають у такому:

1. Розроблено нові моделі для чисельного аналізу НДС, коли кришка подана як складна просторова тонкостінна конструкція, що враховує тиск води, вагові навантаження від обладнання, що змонтовано на кришці.

Можливості цієї методики перевірено на прикладі розрахунку круглої пластини з радіальними ребрами. Результати розрахунків порівнюються з аналітичним розв'язком і експериментальними даними. Аналіз величин, що порівнювались, свідчить про достовірність результатів, які отримані за допомогою запропонованого підходу. Проведено аналіз НДС реальних конструкцій кришок радіально-осьової і поворотно-лопатевої гідротурбін. Виявлено зони концентрації максимальних напружень.

2. Вдосконалено моделі для дослідження вібраційних характеристик з урахуванням реальних умов експлуатації.

Запропоновану методику відрізняє: – визначення частот і форм власних коливань кришки, яка подана як складна просторова тонкостінна конструкція; – врахування сил інерції від обладнання, що на ній закріплено; – врахування гідропружних ефектів, що виникають при взаємодії кришки з водою, яка вважається стисливою і нев'язкою; – врахування розмірів об'єму води, що знаходиться під кришкою; – врахування впливу попередньо напруженого стану від тиску води і ваги обладнання, що розташовано на кришці, на власні частоти і форми коливань.

3. Отримано нові результати розрахунку вібраційних характеристик кришки поворотно-лопатевої гідротурбіни.

Встановлено, що: – зі збільшенням маси обладнання, розташованого на кришці, її частота знижується; – збільшення глибини об'єму води під кришкою призводить до зниження частоти; – врахування попередньо напруженого стану для розглянутих конструкцій кришок позначається слабо.

Отримано п'ять власних частот і форм коливань чавунної й сталеві кришок гідротурбін у вакуумі та з урахуванням впливу води. Аналогічні дослідження проведені для цих же кришок в зборі з верхнім кільцем направляючого апарата.

Таким чином, при проектуванні кришок гідротурбін потрібно проводити комплексне дослідження впливу всіх факторів на кришку.

4. Можливості методики перевірено на тестових прикладах визначення частот і форм власних коливань циліндричної і конічної оболонки, які заповнені водою. Чисельні результати порівнювались з аналітичним розв'язком і експериментальними даними. Встановлено їх добре узгодження, що свідчить про достовірність результатів, які отримані на основі запропонованого підходу.

5. Сформульовано і розв'язано нові задачі ОП кришок. Для розв'язання задачі ОП використовується градієнтний метод.

В одному випадку функцією цілі є маса кришки. Параметрами, що варіюються в процесі оптимізації, є товщини елементів конструкції.

Обмежувалися мінімальні значення товщин і максимальні значення напружень в елементах.

На етапі передпроектних досліджень з метою виявлення міцнісних резервів кришки, що проектується, розв'язана задача мінімізації маси. Маса оптимальної конструкції приблизно на третину менша, ніж у тій, що розглядалася замовником спочатку. Крім того, номенклатура товщин прокату знизилася на п'ять позицій, що є її перевагою.

В другому випадку мінімізуються максимальні напруження, що виникають в елементах конструкції під дією реальних навантажень. При цьому в процесі пошуку оптимуму змінюється форма отвору в радіальному ребрі. Як параметри, що варіюються в процесі оптимізації, обрані параметри кривої, яка визначає форму отвору.

Отримано оптимальний проект кришки, в якому максимальні напруження на 34% менші, ніж в конструкції, яка розглядалася замовником раніше.

6. Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що вони можуть бути використані в організаціях, що проектують і виготовляють гідротурбіни.

7. Результати досліджень були використані для аналізу статичної міцності, розрахунку власних частот, а також оптимізації кришок гідротурбін у ВАТ «Турбоатом» та ТОВ «Харківтурбоінжиніринг».

ОПУБЛІКОВАНІ ПРАЦІ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Кантор Б.Я. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки гидротурбины и возможностей совершенствования ее конструкции / Б.Я. Кантор, С.А. Андрющенко, С.Ю. Мисюра // Вісник НТУ «ХПІ» Зб. наук. праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – № 69. – С. 58 – 67.

2. Кантор Б.Я. Оптимизация плоских линий, определяющих форму элементов конструкций / Б.Я. Кантор, С.Ю. Мисюра // Вісник Дніпропетровського університету. Серія «Механіка». – 2011. – Вип. 15, т.2, № 5. – С. 103 – 109.

3. Кантор Б.Я. Численный анализ напряженно-деформированного состояния и оптимизация модели крышки поворотно-лопастной гидротурбины / Б.Я. Кантор, А.Н. Шупиков, С.Ю. Мисюра // Пробл. машиностроения. – 2011. – Т. 14, № 4. – С. 65–72.

4. Мисюра С. Аналіз власних частот кришки поворотно-лопатевої гідротурбіни з врахуванням і без врахування впливу води / С. Мисюра // Машинознавство. – 2013. – № 3–4. – С. 23 – 27.

5. Шупиков А.Н. Минимизация напряжений в ребрах жесткости крышки гидротурбины / А.Н. Шупиков, С.Ю. Мисюра // Проблемы машиностроения и надежности машин – 2014. – № 5. – С. 79 – 84.

6. Шупиков А.Н. Расчет напряжений циклически-симметричных пространственных конструкций / А.Н.Шупиков, С.Ю. Мисюра // Вісник НТУ «ХПІ» Зб. наук. праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 63. – С. 139 – 147.

7. Шупиков А. Н. Моделирование динамического поведения элементов конструкций гидротурбин в вакууме и с учетом влияния воды / А. Н.Шупиков, С.Ю. Мисюра // Вісник ХНТУ. – 2014. – Вип. 3(50). – С. 71 – 76.

8. Шупиков А. Н. Численное и экспериментальное исследование гидроупругих колебаний оболочек / А. Н.Шупиков, С.Ю. Мисюра, В. Г. Ярещенко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Вип. 6/7 (72). – С. 8 – 12.

9. Мисюра С.Ю. Влияние конструкционных параметров и эксплуатационных факторов на частоты колебаний крышек гидротурбин / С.Ю. Мисюра // Вісник НТУ «ХП» Зб. наук. праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХП», 2014. – №. 58. – С. 132 – 140.

10. Мисюра С.Ю. Исследование гидроупругих колебаний крышек гидротурбин с верхним кольцом направляющего аппарата / С.Ю. Мисюра // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Вип. 6/7 (78). – С. 4 – 10.

11. Мисюра С.Ю. Исследование прочностных характеристик крышки гидротурбины и возможностей улучшения конструкции / С.Ю. Мисюра // Сучасні проблеми машинобудування: Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. – Харків: ІПМаш НАН України, 08 – 11 листопада 2010 р. – С. 11.

12. Мисюра С.Ю. Оптимизация контуров отверстий при моделировании механических конструкций / С.Ю. Мисюра // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей ХІХ міжнародної науково-практичної конференції, Ч. I (01 – 03 червня 2011 р., Харків) – Харків, НТУ «ХП». – С. 60.

13. Мисюра С.Ю. Оптимальное проектирование несущего узла гидротурбины и анализ его прочностных характеристик / С.Ю. Мисюра // Сучасні проблеми машинобудування: Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. – Харків: ІПМаш НАН України, 07 – 11 листопада 2011 р. – С. 14.

14. Мисюра С.Ю. Анализ собственных частот крышки поворотно-лопастной гидротурбины с учетом и без учета влияния воды / С.Ю. Мисюра // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Труды международной научно-технической конференции. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 24 – 28 сентября 2012 г. – электрон. Опт.диск (CD-ROM).

15. Мисюра С.Ю. Гидроупругие собственные колебания крышки гидротурбины / С.Ю. Мисюра // Сучасні проблеми машинобудування: Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. – Харків: ІПМаш НАН України, 5 – 8 листопада 2012 р. – С. 11.

16. Мисюра С.Ю. Методика расчета напряжений в крышке поворотно-лопастной гидротурбины / С.Ю. Мисюра // Сучасні проблеми машинобудування: Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. – Харків: ІПМаш НАН України, 11 – 13 листопада 2013 р. – С. 7.

17. Мисюра С.Ю. Исследование колебаний гидроупругих систем методом конечных элементов / С.Ю. Мисюра // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXII міжнародної науково-практичної конференції, Ч. I (15 – 17 жовтня 2014 р., Харків) – Харків, НТУ «ХП». – С. 64.

18. Мисюра С.Ю. Гидроупругие колебания конических и цилиндрических оболочек / С.Ю. Мисюра // Сучасні проблеми машинобудування: Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. – Харків: ІПМаш НАН України, 17 – 20 листопада 2014 р. – С. 10.

19. Мисюра С.Ю. Міцність, коливання й оптимальне проектування кришок гідротурбін / С.Ю. Мисюра // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXIII міжнародної науково-практичної конференції, Ч. I (20 – 22 травня 2015 р., Харків) – Харків, НТУ «ХП». – С. 57.

20. Мисюра С.Ю. Собственные частоты колебаний крышки гидротурбины в вакууме и при взаимодействии с водой с учетом предварительно напряженного состояния / С.Ю. Мисюра // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Труды международной научно-технической конференции. Харьков: ИПМаш НАН Украины, 14 – 17 сентября 2015 г. – электрон. Опт.диск (CD-ROM).

21. Мисюра С.Ю. Дослідження НДС кришок гідротурбін, визначення вібраційних характеристик та їх оптимальне проектування / С.Ю. Мисюра // Сучасні проблеми машинобудування: Тези доповідей конференції молодих вчених та спеціалістів. – Харків: ІПМаш НАН України, 16 – 19 листопада 2015 р. – С. 5.

АНОТАЦІЯ

Мисюра С.Ю. Аналіз напружено-деформованого стану, коливання кришок гідротурбін та їх оптимальне проектування. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 – динаміка та міцність машин. – Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, Харків 2016.

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню науково-технічної задачі, яка полягає у розробці моделей та методик для дослідження напружено-деформованого стану (НДС), визначенні вібраційних характеристик та оптимального проектування (ОП) кришок гідротурбін, які відрізняються найбільш повним урахуванням конструктивних особливостей і спектра зовнішніх впливів, що діють в процесі експлуатації.

Розроблено нову методику аналізу НДС, що враховує тиск води, вагові навантаження від обладнання, що змонтовано на кришці. Проведено аналіз НДС реальних конструкцій кришок радіально-осьової і поворотно-лопатевої гідротурбін. Виявлено зони концентрації максимальних напружень.

Вдосконалено методику дослідження вібраційних характеристик з урахуванням реальних умов експлуатації. Отримано нові результати розрахунку вібраційних характеристик кришки поворотно-лопатевої

гідротурбіни. Вперше досліджено вплив інерційних сил від обладнання, що на ній розташовано, гідропружних ефектів і розмірів об'єму води під кришкою, а також попередньо напруженого стану на частоти власних коливань.

Сформульовано і розв'язано нові задачі ОП кришок. В одному випадку функція цілі являє собою масу кришки. На етапі передпроектних досліджень з метою виявлення міцнісних резервів кришки, що проектується, проведено її ОП. Маса оптимальної конструкції приблизно на третину менша, ніж у тій, що розглядалася спочатку. Крім того, номенклатура товщин прокату знизилася на п'ять позицій.

У другому випадку мінімізуються максимальні напруження, що виникають в елементах конструкції під дією реальних навантажень. При цьому в процесі пошуку оптимуму змінюється форма отвору в радіальному ребрі. Отримано ОП кришки, в якому максимальні напруження на 34% менші, ніж у реальній вихідній конструкції.

Ключові слова: кришка гідротурбіни, метод скінченних елементів, гідропружні коливання, попередньо напружений стан, циклічно симетричні конструкції, оптимальне проектування.

АННОТАЦИЯ

Мисюра С.Ю. Анализ напряженно-деформированного состояния, колебания крышек гидротурбины и их оптимальное проектирование. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. – Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков 2016.

Диссертационная работа посвящена решению научно-технической задачи, которая заключается в разработке моделей и методик для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС), определении вибрационных характеристик и оптимального проектирования (ОП) крышек гидротурбин, которые отличаются наиболее полным учетом конструктивных особенностей и спектра внешних воздействий, действующих в процессе эксплуатации.

Крышка является одним из важнейших и ответственных элементов конструкции гидротурбины, поскольку она воспринимает основные нагрузки, а срок ее эксплуатации составляет более 30 лет.

Поскольку крышка представляет собой сложную пространственную конструкцию, состоящую из тонкостенных элементов, то для ее расчета нужно использовать метод конечных элементов для наиболее полного учета конструктивных особенностей.

Разработана новая методика анализа НДС, учитывающая давление воды, весовые нагрузки от оборудования, смонтированного на крышке. Проведен анализ НДС реальных конструкций крышек радиально-осевой и поворотной гидротурбин. Выявлены зоны концентрации максимальных напряжений.

Усовершенствована методика исследования вибрационных характеристик с учетом реальных условий эксплуатации. Получены новые результаты расчета

вибрационных характеристик крышки поворотно-лопастной гидротурбины. Впервые исследовано влияние инерционных сил от оборудования, расположенного на ней, гидроупругих эффектов и размеров объема воды под крышкой, а также предварительно напряженного состояния на частоты собственных колебаний.

Сформулированы и решены новые задачи ОП крышек. В одном случае функция цели представляет собой массу крышки. На этапе предпроектных исследований с целью выявления прочностных резервов проектируемой крышки проведено ее ОП. Масса оптимальной конструкции приблизительно на треть меньше, чем в той, которая рассматривалась изначально. Кроме того, номенклатура толщин проката снизилась на пять позиций.

Во втором случае минимизируются максимальные напряжения, возникающие в элементах конструкции под действием реальных нагрузок. При этом в процессе поиска оптимума меняется форма отверстия в радиальном ребре. Получено ОП крышки, в котором максимальные напряжения на 34% меньше, чем в реальной исходной конструкции.

Ключевые слова: крышка гидротурбины, метод конечных элементов, гидроупругие колебания, предварительно напряженное состояние, циклически симметричные конструкции, оптимальное проектирование.

SUMMARY

Misiura S.Y. Analysis of stress-strain state and vibrations of hydro turbine covers and their optimal design - The manuscript.

Thesis for the scientific degree of Candidate of Technical Science by speciality 05.02.09. – Dynamics and Strength of Machines. A. N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2016.

The thesis is devoted to solving scientific and technical problems, that consist in developing the models and methods for stress-strain state (SSS) investigation, determining the vibration characteristics and optimal design (OD) of hydro turbine covers, differed by the most comprehensive view of the design features and range of external influences in service.

The new method to analyze the vibration characteristics is developed taking into account the water pressure and weight load of equipment mounted on the cover SSS analysis of the real structure of Francis and Kaplan turbines covers is developed. Areas of maximum stress concentration are discovered.

The research method of vibration characteristics is improved here based on the field conditions. New numerical results of cover vibration characteristics for Kaplan turbines are obtained. An influence of inertial forces of the equipment mounted on it, hydroelastic effects, the water volume under the cover and pre-stressed state on the frequencies of natural vibrations is studied for the first time.

New problems of cover OD were formulated and solved. In the first case, the objective function is a cover mass. The cover OD is developed at the pre-research stage to identify the strength reserves of the projected cover. The optimal design mass is third smaller than the primarily considered. In addition, the range of rolled metal

thickness is decreased by five positions.

In the second case, the maximum stresses, resulting in the elements under the real loads, are minimized. The shape of the hole in the radial ribs is changed in the process of finding the optimum. The cover OD is obtained. The maximum stresses in it are 34% smaller than in the real original structure.

Keywords: hydro turbine cover, finite element method, hydroelastic vibrations, pre-stressed state, cyclically symmetrical structures, optimal design.