

С.В.КРАСНИКОВ, канд.техн.наук, ст.наук.співр., НТУ «ХП»;
О.О.ОГОРОДНИК, студент, НТУ «ХП»

МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ПЛАСТИНЧАТО-СТРИЖНЕВОЇ СИСТЕМИ

Розглядаються питання, що пов'язані з відбудуванням від резонансу корпусів роторних машин. Проведені дослідження вібраційного стану на моделі корпусу циліндру низького тиску парової турбіни. Досліджено вплив товщини стінок корпусу на вібраційні характеристики системи.

The questions related to the detuning from the resonance housings rotating machinery. Investigation of vibrational states on the model lower pressure case of the steam turbine are completed. The influence of shell thickness on the vibration characteristics of the system.

Вступ. Серед машинобудівних конструкцій широко поширеними є пластинчато-стрижневі системи. У роторних машинах вони використовуються в якості корпусів для агрегатів та вузлів. При цьому вібраційні характеристики корпусів значно впливають на працездатність всієї конструкції. Особливо це стосується корпусів роторних машин з убудованими опорами. Типовим прикладом таких систем є корпус циліндра низького тиску вітчизняної парової турбіни. Для подібних роторних машин однією з ключових проблем є створення вібраційного стану, щодо забезпечення максимального діапазону поблизу робочої частоти без наявності власних частот конструкції. Це завдання щодо неприпустимості резонансу є важливим й актуальним при проектуванні нових конструкцій роторних машин та при їх модернізації.

Мета роботи. Дослідження залежності вібраційного стану корпусу циліндра низького тиску сучасної вітчизняної парової турбіни, як типової пластинчато-стрижневої системи роторної машини, від товщини стінок.

Моделювання конструкції виконувалось в 2 етапи:

- геометричне моделювання;
- побудова скінченно-елементної моделі.

Більшість корпусів турбін мають 2 площини симетрії. Розглянута конструкція не є виключенням, тому моделювалася його 1/4 частина. Створені геометричні моделі показані на рис. 1. Цифрами позначені основні стінки корпусу. З рисунка 1 видно, що конструкція корпусу є пластинчато-стрижневою системою. Оскільки корпус має рознімні верхні та нижні частини, то вони моделювалися окремо. У корпус устанавлюються ротор і обойма, які мають кілька фіксованих місць обпирання. До низу корпусу приварюється конденсатор. Сам корпус вільно лежить на залізобетонному фундаменті.

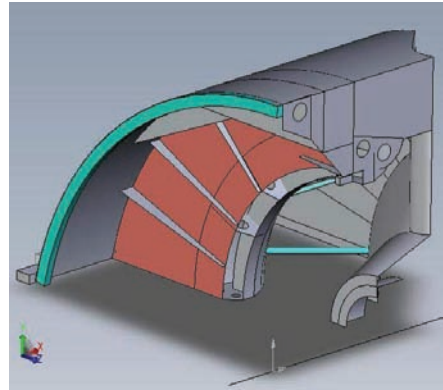
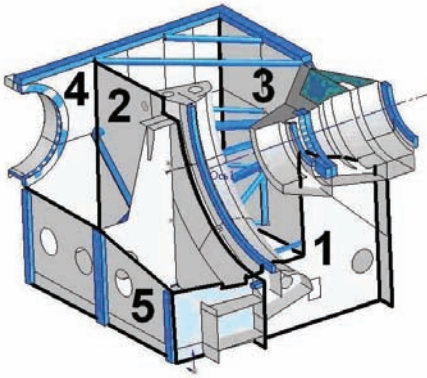


Рисунок 1 – Геометрична модель корпусу турбіни

Найбільш розвинутим та поширеним методом з дослідження складних просторових конструкцій є метод скінчених елементів. Тому він був обраний для проведення чисельних розрахунків. Створення скінченно-елементної моделі системи проводилося за методикою [1-4], що багаторазово апробовано на корпусах різних турбін. Основні елементи моделювалися пластинчато-оболонковими та стрижневими скінченими елементами. Вплив ротора, обійми та конденсатора враховувалося масовими елементами. Обпирання на фундамент моделювалося за допомогою системи жорсткостей з усередненими значеннями. Урахування симетрії зроблено за допомогою граничних умов. Параметри побудованої моделі 4744 вузлів, 5010 скінчених елементів, 27715 ступенів волі.

Аналіз вібраційного стану. За допомогою методу ітерацій у підпросторі проведені розрахунки власних коливань на вихідній і модифікованій моделях. Розрахунок вихідної моделі показав, що в діапазоні 0-55 Гц знаходиться 8 власних частот, з яких найбільш близькими до робочої частоти 50 Гц є 7-а (49,1 Гц) та 8-а (53,7 Гц). У модифікованих моделях варіювалися товщини стінок 1-5 (рис.1).

Варіювання 1-ї стінки конструкції. Стінка є внутрішньої, розташована паралельно осі обертання ротора і є опорою картера, у якому перебуває підшипник ротора. Виходячи з результатів розрахунків (рис.2) видно, що можна одержати розширення безпечного діапазону шляхом зменшення товщини стінки у два рази. При цьому зменшення верхньої частоти не значно, а нижня частота падає майже на 2 Гц і приймає значення 47,6 Гц. Але слід зазначити, що зменшення або збільшення товщини стінок в 2 рази є гранично припустимими значеннями з точки зору жорсткості системи. Тому потребують додаткових досліджень з статичного деформування та вимушених коливань системи.

Варіювання 2-ї стінки конструкції. Ця стінка також є внутрішньої, але

розташована перпендикулярно осі обертання ротора. На ній передається маса ротора й обойми. Порівнюючи результати розрахунків з 2-й стінкою (рис.3) з попередніми (рис. 2) видно, що результати варіювання якісно збігаються та кількісно близькі.

Варіювання 3-ї стінки конструкції. Стінка є зовнішньої, розташована перпендикулярно осі обертання ротора. До неї приварено картер з підшипником ротору. З результатів розрахунків (рис. 4) видно, що при варіюванні товщини стінок значення 7 і 8 власних частот максимально змінюються до 4 та 7 Гц відповідно. Однак при зменшенні або збільшенні товщини стінок значення однієї з власних частот наближається до 50Гц, що приводить до зменшення безпечного діапазону поблизу робочої частоти.

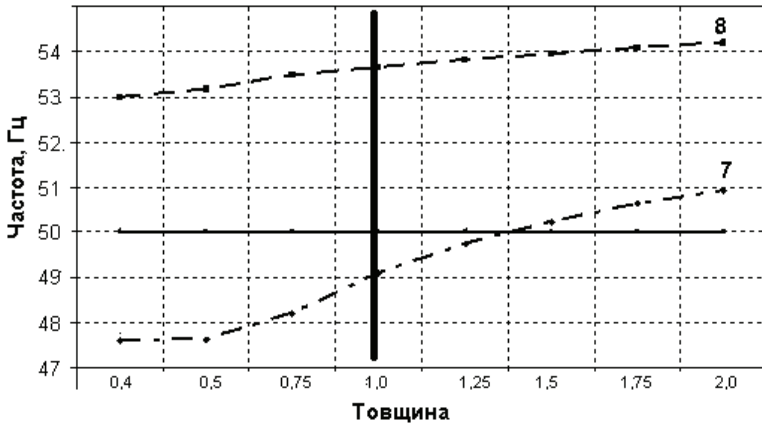


Рисунок 2 – Вібраційний стан при варіюванні 1-ї стінки конструкції

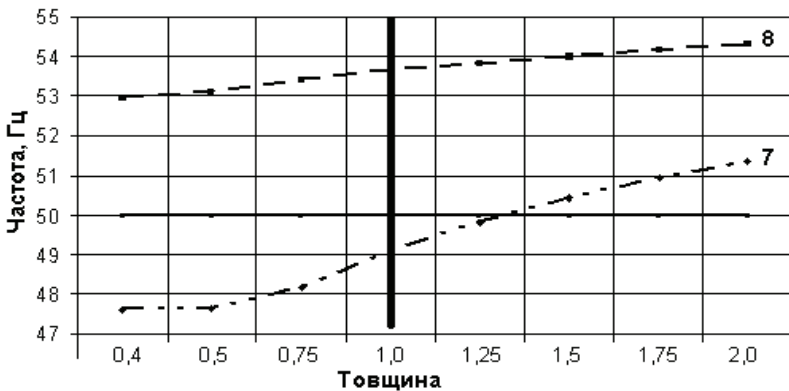


Рисунок 3 – Вібраційний стан при варіюванні 2-ї стінки конструкції

Варіювання 4-ї стінки конструкції. Стінка є зовнішньою й розташована

перпендикулярно осі обертання ротора. Результати розрахунків (рис.5) вказують на значний вплив товщини 4-ї стінки на власні частоти, але при цьому збільшення безпечного діапазону не відбувається.

Варіювання 5-ї стінки конструкції. Стінка є внутрішньою, розташована перпендикулярно осі обертання ротора. Результати розрахунків (рис. 6) показали, що товщина цієї стінки не робить істотного впливу на власні частоти системи, що розглядається.

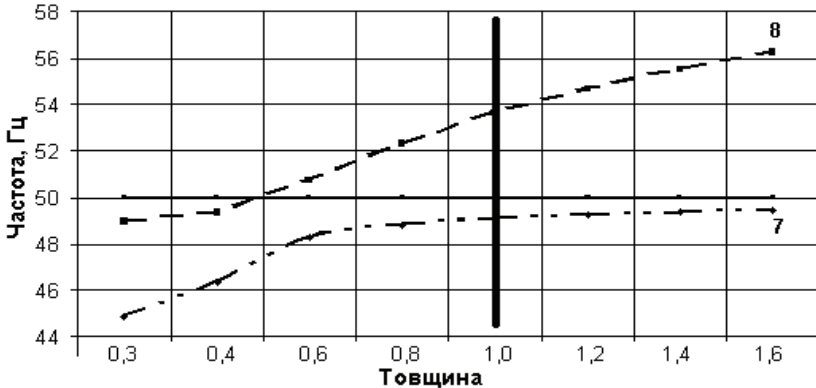


Рисунок 4 – Вібраційний стан при варіюванні 3-ї стінки конструкції

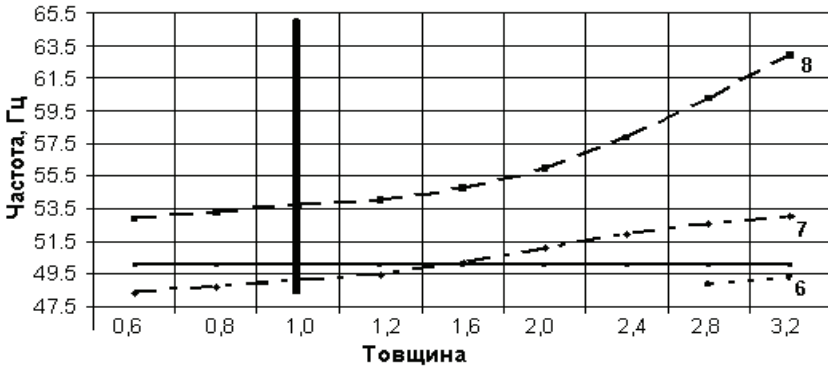


Рисунок 5 – Вібраційний стан при варіюванні 4-ї стінки конструкції

Висновки. Підсумовуючи вищенаведене можна зазначити наступне:

- найбільший вплив на власні частоти роблять зміни товщини 1, 2 та 3-ї стінок;
- збільшення товщини стінок не приводить до збільшення безпечного діапазону біля робочої частоти;
- збільшити безпечний діапазон на 1 Гц можливо при зменшенні товщини 1 і 2 стінок в 2 рази, що автоматично призводить до зменшення жорсткості всієї системи, тому потребує додаткових досліджень.

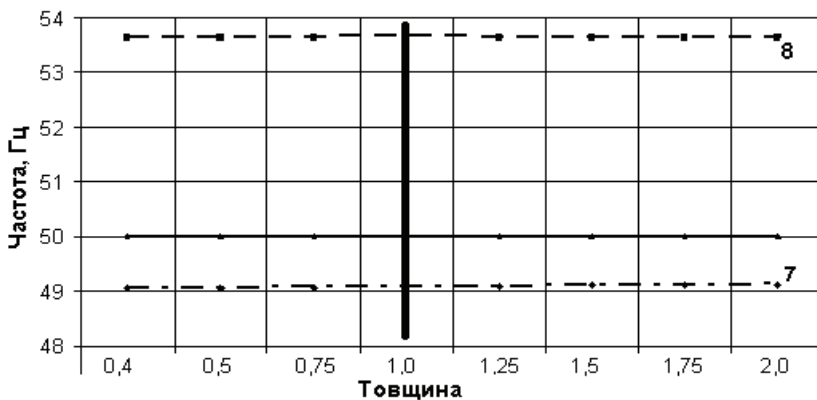


Рисунок 6 – Вібраційний стан при варіюванні 5-ї стінки конструкції

Список літератури: 1. *Степченко А.С.* Численные исследования динамических характеристик системы турбоагрегат-фундамент // Дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук .Харьк. Гос. полит. ун-тет. 1994 г. – 194 с. 2. *Жовдак В.А., Кабанов А.Ф., Красников С.В., Степченко А.С.* Исследование динамики статорных частей турбин К-300-240 и К-325-23,5 ХТГЗ // Проблемы машиностроения. – Харьков: Контраст. – 2001. – Т. 4, № 3-4. – С. 4-12. 3. *Красников С.В.* Колебания и надежность системы турбоагрегат-фундамент-основание с учетом случайности параметров // Дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук . НТУ «ХПИ», 2003 г. – 140 с. 4. *Жовдак В.А., Красников С.В., Степченко А.С.* Решение задачи статистической динамики машиностроительных конструкций с учетом случайного изменения параметров // Проблемы машиностроения. – Харьков: Контраст. – 2004. – Т. 7, № 3. – С.39-47.

Надійшла до редколегії 10.11.2009