

які перетинають велику вісь напрямного еліпса, збігаються з осями ведучого і веденого валів шарніра.

2. Рухомий аксоїд хрестовини шарніра Гука є замкненою кінчною поверхнею зі змінним кутом розчину, максимальне значення якого дорівнює подвоєному значенню міжосьового кута передачі, тобто 2α .

3. У випадку малих кутів α , що має місце в практиці використання одинарного шарніра Гука, рухомим аксоїдом хрестовини можна наближено вважати прямий круговий конус з вершиною в центрі хрестовини і кутом розчину 2α .

Література

1. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – Київ: Наукова думка, 2002. – 660 с.

2. Павловський М. А. Теоретична механіка. – Київ: «Техніка», 2002. – 511 с.

3. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Т. 1. – М.: Гостехиздат, 1955. – 380 с.

УДК 62-2

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент,

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

МОДАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ ПОБЛИЗУ РОБОЧОЇ ЧАСТОТИ

Україна має велику кількість теплових та атомних електростанцій. На них встановлено багатоступінчаті парові турбіни. Вперше ідея використання багатоступінчастої парової турбіни була запропонована англійським інженером Парсонсом. Парсонс запропонував всю енергію пари розділити на кілька частин і спрацювати кожен частину в окремих турбінних щаблях, розташованих послідовно одна за одною на одному загальному валу. Багатоступінчасті турбіни можуть виконуватися активними, реактивними і такими, що поєднують у собі як активні, так і реактивні ступені – турбіни змішаного типу. З погляду надійності та економічності безцільно шукати переваги та недоліки одного типу турбін перед іншим. Активний ступінь, за інших рівних умов, здатний спрацювати вдвічі більший тепловий перепад, ніж реактивний. Тому при однакових початкових і кінцевих параметрах пара активна багатоступінчаста турбіна матиме вдвічі менше ступеня, ніж реактивна, що значно скорочує довжину ротора і масові та габаритні показники турбіни. Але при цьому довжина активного ступеня дещо більша, ніж реактивної. Ротори активних турбін через свою конструкцію мають меншу масу, тому маневрені якості активних турбін вищі, ніж реактивних. Але барабанні ротори реактивних турбін простіші і більше технологічні у виготовленні, хоча мають гірші масові та

габаритні показники, допускають повільніший прогрів при пуску і менш надійні при різкій зміні режимів роботи. В активних турбінах підведення пари здійснюється через сопловий апарат, розділений на кілька груп. Як правило, кожна група сопіла має індивідуальне підведення пари, що полегшує регулювання потужності та числа обертів турбіни. Чисто реактивні турбіни виконуються тільки з повним підведенням пари по всьому колу, що суттєво ускладнює процес регулювання потужності. З цієї причини в реактивних багатоступінчастих турбінах в якості першого ступеня часто застосовують одно або двох вінковий активний регулювальний ступінь з сопловим підведенням пари. Застосування двох вінкової регулювальної шаблі дозволяє спрацювати значний тепловий перепад вже в першому ступені турбіни, і тим самим зменшити загальну кількість ступенів турбіни і знизити параметри пари перед наступними ступенями. У реактивних турбінах значення тиску пари перед робочими лопатками і за ними неоднакові, внаслідок чого виникає значна осьова сила, що впливає на ротор реактивної турбіни та спрямована з боку впуску пари у бік вихлопного патрубку. Для зменшення осьових зусиль, що впливають на ротор реактивної турбіни та її зав'язаний підшипник, застосовуються спеціальні розвантажувальні пристрої – думміси. У вітчизняних парових турбінах великої потужності частина підшипників є вбудованими до корпусів циліндрів низького тиску, що покращує масові та габаритні показники. Ці корпуси спираються своїми полками на єдиний залізобетонний фундамент, що встановлюється на основу з підлоги станції та ґрунту. Разом ця система має назву турбоагрегат-фундамент-основа (ТФО). Визначення її власних форм та частот є однією з важливих практичних задач.

За методологією методу скінчених елементів (МСЕ) основний функціонал (1) можна зазначити у вигляді:

$$[M]\{\ddot{q}(t)\} + [C]\{\dot{q}(t)\} + [K]\{q(t)\} = R, \quad (1)$$

где M – матриця з загальних інерційних характеристик,
 C – матриця з загальних характеристик зміни енергетичного стану,
 K – матриця з загальних характеристик жорсткості,
 R – зовнішній вплив.

Власні частоти (p_j) можна обчислити наступним чином:

$$\det[K - p_j^2 M] = 0. \quad (2)$$

Частоти можна знайти за допомогою використання методу Якобі. Для знаходження власних форм коливань можна використати наступне рівняння:

$$[C_D + C(\{S\}) - p_j^2 M(\{S\})]\{V_j\} = 0, \quad (3)$$

Розрахункову модель показано на рис. 1. Скінчено-елементна модель

має 22870 вузлів та 18238 скінчених елементів.

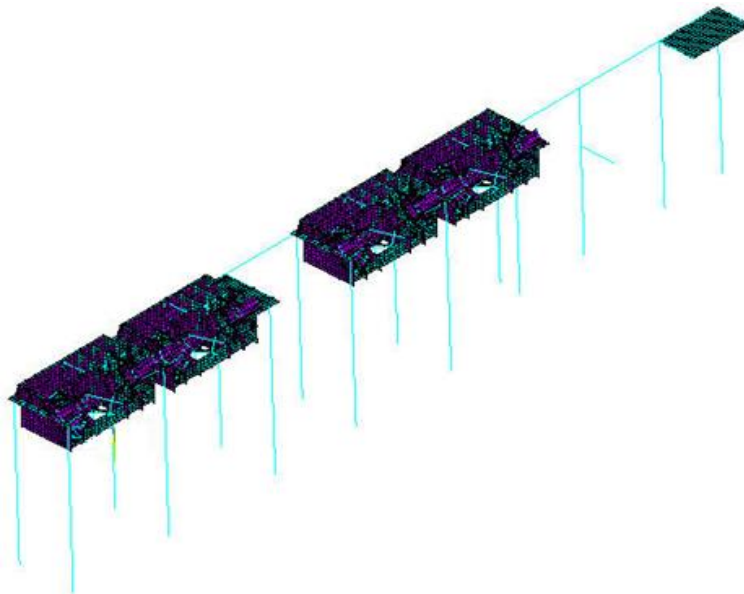


Рисунок 1 - Скінчено-елементна модель

Було розраховано власні частоти та форми власних коливань у діапазоні 42 – 56 Гц. Результати представлені на рис. 2 - 7 та у таблиці 1.

Таблиця 1. Загальний опис форм коливань

рис.	частота, Гц	тип форми коливань
2	43,4	глобальна
3	47,7	локальна 1
4	49,4	глобальна
5	52,1	локальна 1
6	53,9	локальна 1
	54,2	локальна 2

Глобальні форми коливань (що є на частотах 43,4 Гц, 49,4 Гц) характеризуються сумісними значними коливаннями всієї системи, а власне - корпусів турбіни та фундаменту.

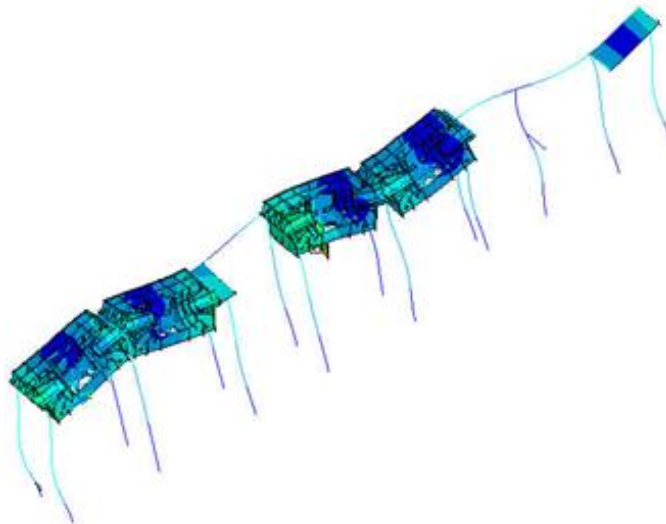


Рисунок 2 - Власна форма коливань на частоті 43,4 Гц

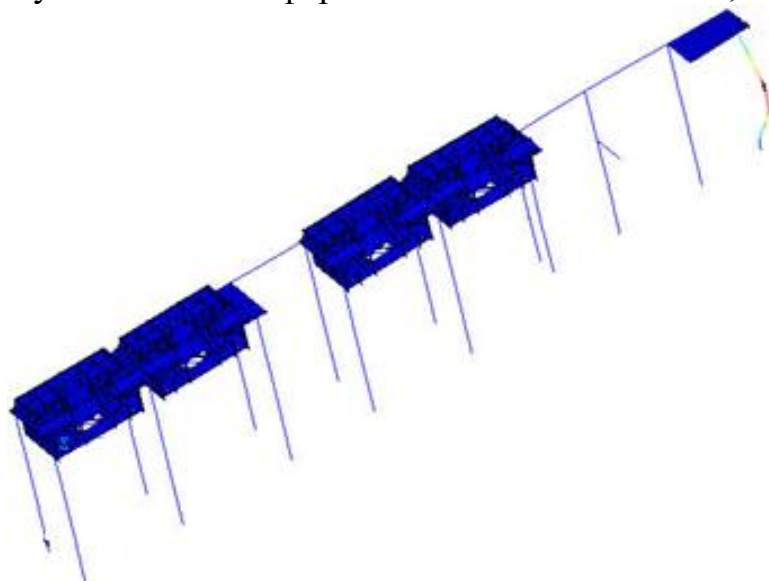


Рисунок 3 - Власна форма коливань на частоті 47,7 Гц

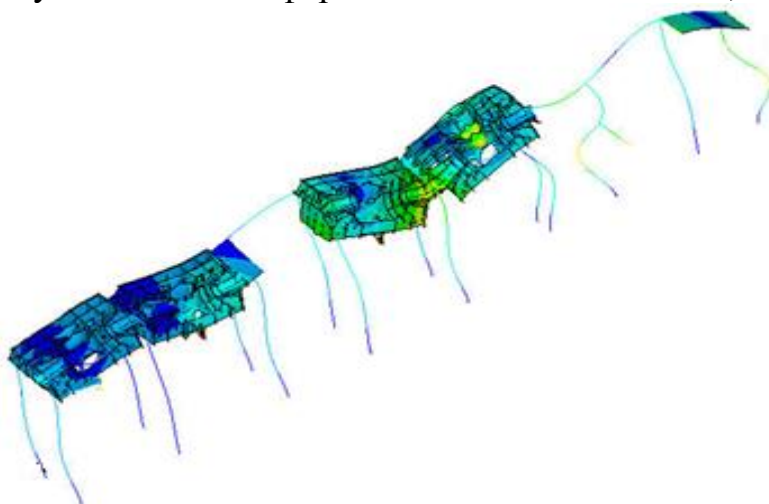


Рисунок 4 - Власна форма коливань на частоті 49,4 Гц

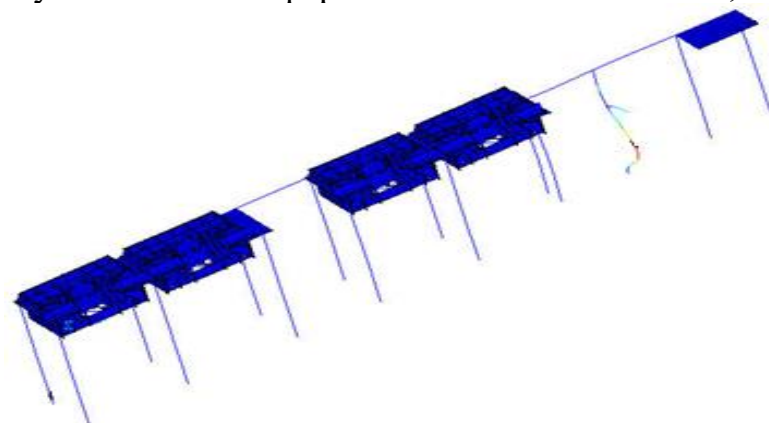


Рисунок 5 - Власна форма коливань на частоті 52,1 Гц

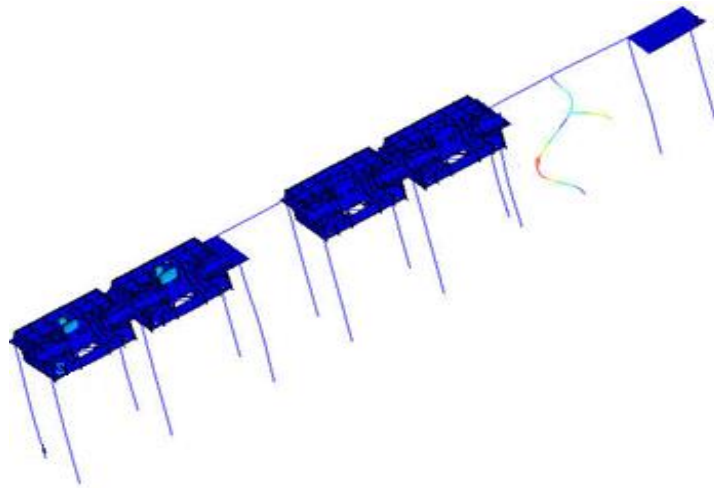


Рисунок 6 - Власна форма коливань на частоті 53,9 Гц

В особливості інтерес представляє глобальна форма коливань на частоті 49,4 Гц, що є наближеною до робочої частоти 50 Гц (рис. 4).

Було побудовано розрахункову модель системи ТФО. Обчислено власні частоти та форми власних коливань системи ТФО для діапазону 42 - 56 Гц. З дослідження власних частот виявлено наявність частоти 49,4 Гц, що знаходиться поблизу від робочої частоти. З дослідження форм власних коливань виявлено недостатню жорсткість щонайменше однієї пари колон фундаменту, що є посеред кріплення генератора.

УДК 625.032

Міщенко Ігор Вікторович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, : ivmishch@gmail.com

Чернов Вячеслав Миколайович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КВАЗІСТАЦІОНАРНОГО МЕТОДУ ПРИ РОЗРАХУНКАХ СКЛАДНИХ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Розглядаються теоретичні передумови побудування математичних моделей пневматичних трактів перспективних зразків пожежного та аварійно-рятувального спорядження, що мають у своєму складі складні пневмомеханічні системи. Розрахунок базується на теорії «наповнення – спорожнення» та квазістаціонарному методі визначення параметрів стану повітря.

Постановка проблеми. При проектуванні перспективних зразків пожежної та аварійно-рятувальної техніки інколи доводиться проводити розрахунки термодинамічних процесів, які відбуваються в пневматичних трактах складних пневмомеханічних систем, наприклад, в імпульсному пневмогідролічному мультиплікаторі, який пропонується до застосування в пожежному та аварійно-рятувальному автомобілі (Рис. 1). Мультиплікатор складається із резервуарів постійного (1) та змінного (3) об'ємів, які зв'язані