

Шульженко М. Г.
Гонтаровський П. П.
Гармаш Н. Г.
Єфремов Ю. Г.

*Інститут проблем
машинобудування
ім. А.М. Підгорного
НАН України*

Shulzhenko M. G.
Gontarovskiy P. P.
Garmash N. G.
Efremov Yu. G.

*A.M. Podgorny Institute
for Mechanical
Engineering Problems of
the National Ac.Sci. of
Ukraine*

УДК 539.3; 539.4

МОДЕЛЮВАННЯ КОЛИВАНЬ ВАЛОПРОВОДУ ТУРБОАГРЕГАТА ЗА НАЯВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДЕФЕКТІВ

Описується методичне забезпечення, яке дозволяє визначати вібраційні характеристики початкових та набутих при експлуатації дефектів валопроводу турбоагрегата. Використовується скінченноелементна стержнева розрахункова модель валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240. Здійснюється ідентифікація моделі на відповідність результатів розрахунків експериментальним значенням віброхарактеристик, що отримані за допомогою системи вібродіагностики. Наводяться результати чисельного моделювання коливань валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240 у випадках недосконалості з'єднання фланців роторів – неспіввісності осей (колінчатості) роторів, злами осі валопроводу, просадки опор та миттєвого розбалансування валопроводу. Визначені вібраційні характеристики найбільше поширених дефектів валопроводів дозволяють розширити можливості експертної системи оцінки їх наявності і розвитку, яка є складовою автоматизованої системи вібродіагностики турбоагрегата.

Ключові слова: валопровід, турбоагрегат, дефект, вібраційні характеристики, розбалансування.

Вступ. Однією з основних проблем енергетики є забезпечення надійної і безпечної експлуатації енергетичного обладнання, яке на багатьох електростанціях України знаходиться на межі вичерпання ресурсу. Складні умови експлуатації турбоагрегатів, особливо на нестационарних режимах роботи, можуть стати причиною розвитку початкових та появи експлуатаційних дефектів, які викликають підвищення вібрації і призводять до порушення умов експлуатації. При забезпеченні надійності і безпеки експлуатації інформаційним фактором появи дефектів і зміни режимів роботи є дані про зміну вібраційного стану. Для багатьох дефектів роторів парових турбін їх вібраційні ознаки являються недостатньо вивченими і потребують уточнення. Розв'язання актуальної науково-технічної проблеми виявлення дефектів роторів парових турбін при експлуатації пов'язано із застосуванням як теоретичних, так і експериментальних методів діагностування вібраційної навантаженості та створення систем контролю та запобігання нештатних ситуацій.

Актуальність досліджень. На теперішній час розроблено сучасні технології оцінки вібраційного стану паротурбінних агрегатів, але відсутні ефективні інформаційні технології вібродіагностики, які б дозволили з великою ймовірністю ідентифікувати причини зміни вібраційних характеристик в процесі експлуатації. Значну роль у визначенні характерних віброознак початкових та набутих при експлуатації дефектів відводиться чисельному моделюванню коливань валопроводу при введенні тих чи інших недосконалостей в моделі системи [1].

Матеріали досліджень. Створено методичне та програмне забезпечення, яке на основі методу скінченних елементів дозволяє розраховувати критичні частоти обертання валопроводу, вирішувати задачі вимушених згинних, подовжних і крутильних коливань під дією сил небалансу та розглядати перехідні динамічні процеси шляхом інтегрування рівнянь руху методами Ньюмарка чи Вілсона валопроводів на пружно-демпферних опорах [2]. При цьому розрахункова модель



валопроводу складається з стержневих ділянок різного поперечного перерізу і матеріалу та зосереджених мас і моментів інерції.

Між двома ділянками валопроводу задаються початкові недосконалості, які можуть з'явитися при зібранні роторів. Так, між сусідніми вузлами i і $i+1$, що з'єднані

жорсткостями C_ξ , C_η , C_ζ , C_φ , C'_ζ , C'_η , можуть мати місце зміни переміщень \bar{v} і \bar{w} на величину δ_η , δ_ζ (зміщення осей) і зміни кутів повороту (злами) осей валоповороту \bar{v}' , \bar{w}' на величину δ'_η , δ'_ζ (рис. 1).

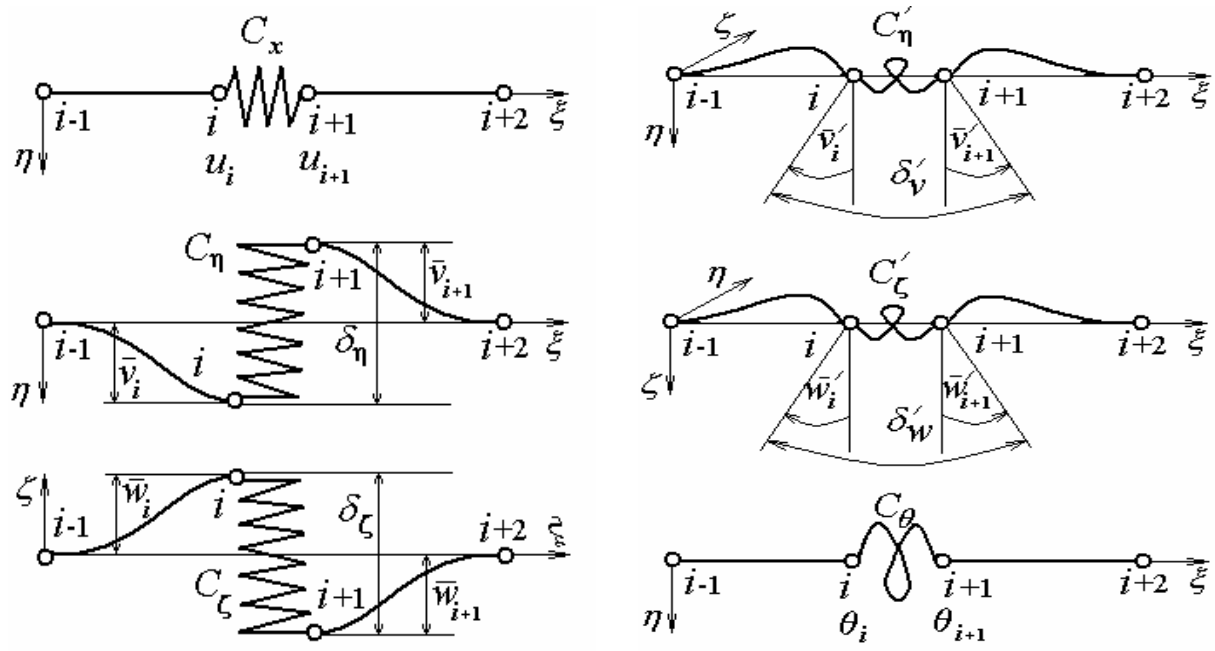


Рис. 1. Схема сполучення валів при початкових недосконалостях

Розглядається чисельне моделювання коливань валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240 на пружно-демпферних опорах. Модель валопроводу представлена на рис. 2. Зболчені фланці, що з'єднують ротори турбіни і ротор генератора, можуть мати початкові недосконалості у вигляді зміщення осі валопроводу, а також її зламів, частини валу

представляються стержневими ділянками з розподіленими масами, фланці та диски ступенів з облопаченням – зосередженими масами і моментами інерції. Небаланс кожного ротору задається у вигляді ексцентриситетів дисків та фланців, зміщених у горизонтальному і вертикальному напрямках.

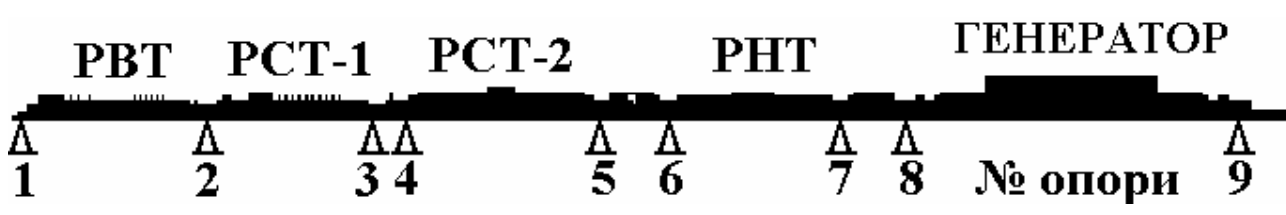


Рис. 2. Модель валопроводу

Для ідентифікації скінченноелементної стержневої розрахункової моделі валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240 [3] підбирались величини ексцентриситетів у двох взаємоперпендикулярних площинах на основі порівняння розрахункових траєкторій руху осі валопроводу відносно підшипників на робочій частоті обертання 50 Гц з даними експериментальних досліджень, які отримані за

допомогою системи вібродіагностики, встановленої на Харківській ТЕЦ-5. Розроблена в ІПМаш НАНУ автоматизована система моніторингу й діагностування вібраційного стану [4] включає в себе комплекс технічних засобів перетворення й вимірювання вібрації роторів валопроводу і опор підшипників; комплекс технічних засобів прийому, цифрової обробки, аналізу, відображення й зберігання



даних та комплекс математичного й програмно-методичного забезпечення безперервного формування масивів інформації щодо вібропараметрів для автоматизованого моніторингу й діагностики вібрації турбоагрегата. Для підбору ексцентриситетів з достатньою точністю було виконано велику кількість розрахунків вимушених коливань валопроводу.

Для уточнення розрахункової моделі проводилися порівняння результатів чисельних

досліджень з розгінними та вибіговими характеристиками валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240, отриманими експериментально. На ці характеристики суттєво впливає навантаженість масляного шару підшипників, що залежить від просадки опор, в'язкості мастила та інших факторів. На рис. 3 приведені експериментальні (рис. 3, а) та розрахункові (рис. 3, б) траєкторії руху вала відносно підшипників 2, 3, 5, 6, 7.

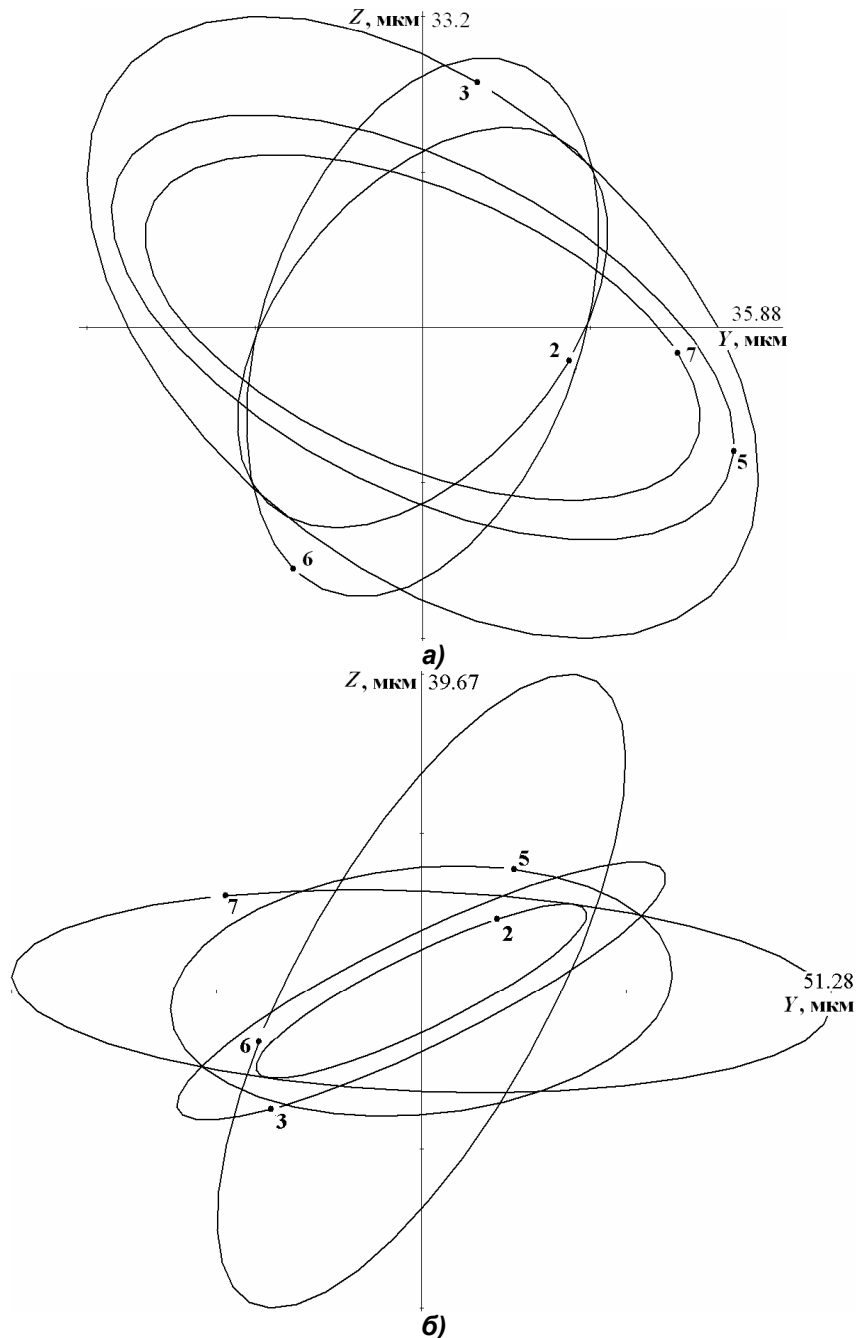


Рис. 3. Експериментальні (а) та розрахункові (б) траєкторії руху осі вала відносно підшипників (2, 3, 5-7)



Одними з найбільше поширених експлуатаційних дефектів є недосконалості з'єднання при зболченні фланців роторів. Найчастіше на практиці можуть виникати неспіввісності осей (колінчастість) роторів або злами прямолінійності осі валопроводу. Такі дефекти при обертанні валопроводу збуджують коливання, викликані небалансом за рахунок відхилення осі валопроводу від осі його обертання [5]. Проводились чисельні дослідження вимушених коливань збалансованого і незбалансованого (реального) валопроводу при наявності недосконалості з'єднань муфт між окремими роторами. Радіальне зміщення між осями

роторів 0,02 мм, а кут зламу осі валопроводу – 0,0001 радіана. Для незбалансованого валопроводу має значення, в якій площині знаходяться дефекти з'єднання у відношенні до небалансу окремих роторів. Розглянуто вплив дефектів з'єднання при їх розміщенні в горизонтальній і вертикальній площинах.

На рис. 4 приведено траєкторії руху точок незбалансованого валопроводу в районі підшипників 1–9 відносно осі обертання на робочій частоті 50 Гц при наявності радіального зміщення в четвертій муфті у двох взаємоперпендикулярних площинах, а на рис. 5 – відповідно траєкторії руху у випадку зламу осі валопроводу у четвертій муфті.

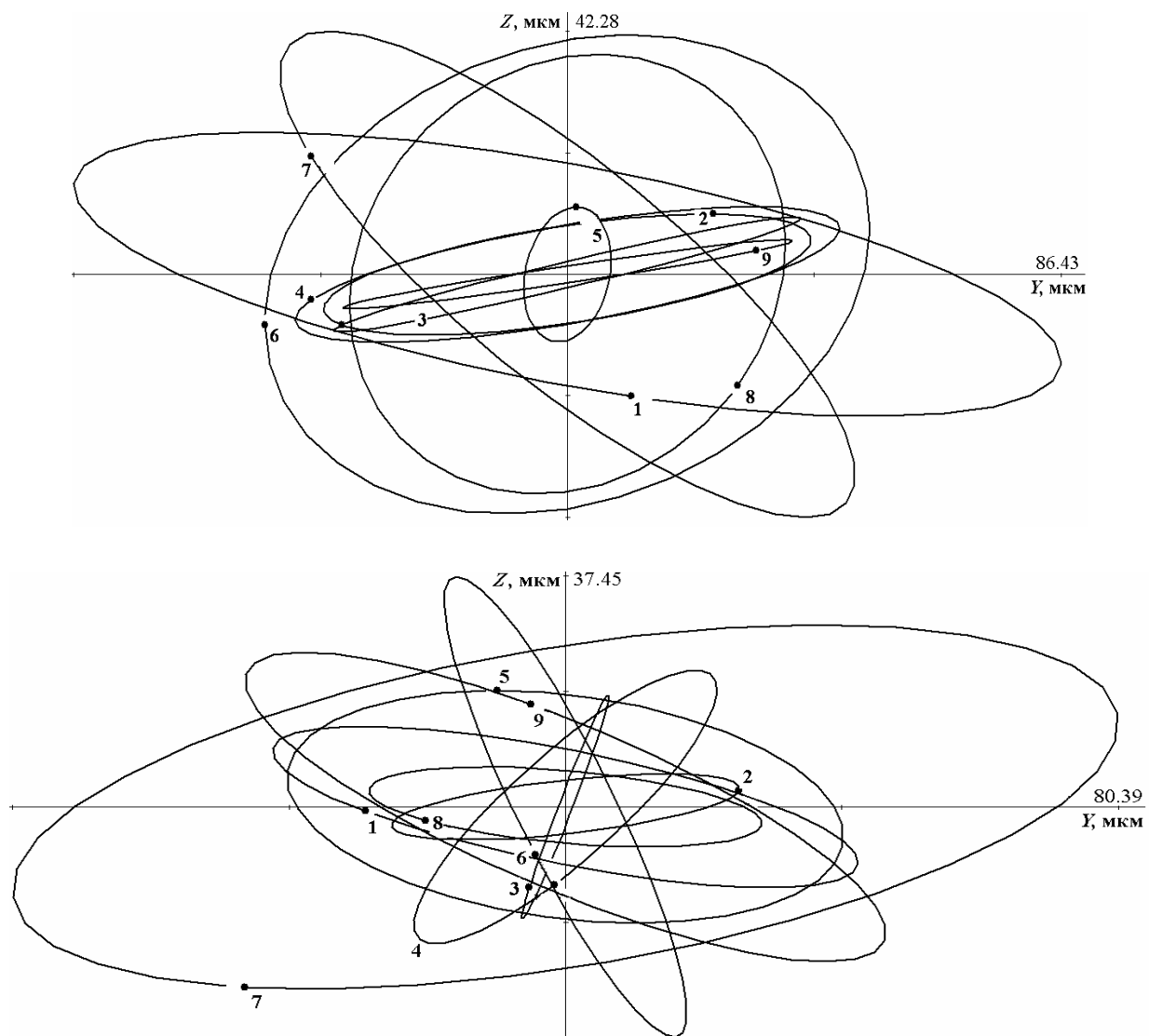


Рис. 4. Траєкторії руху точок валопроводу в районі підшипників 1–9 при наявності радіального зміщення 0,02 мм у четвертій муфті

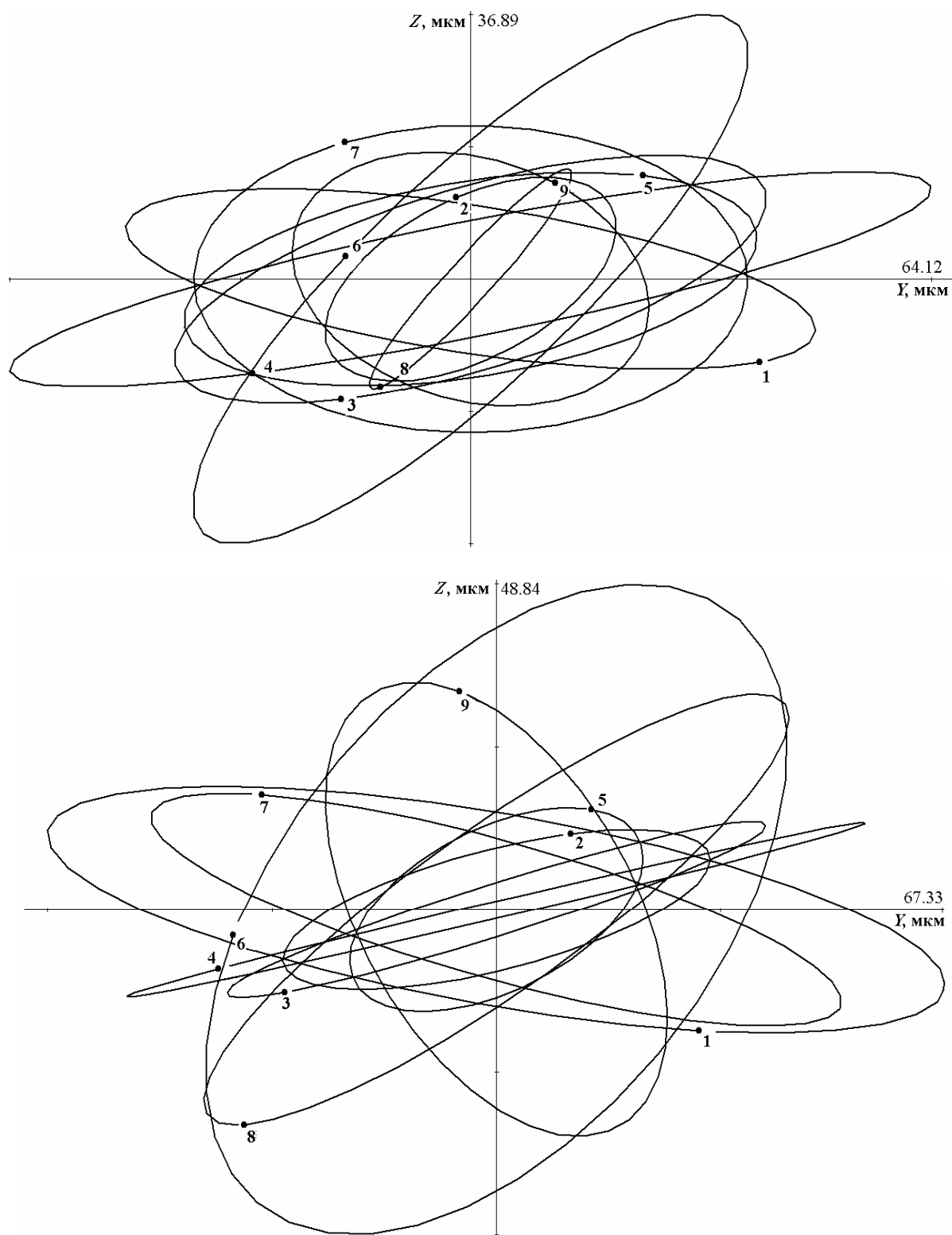
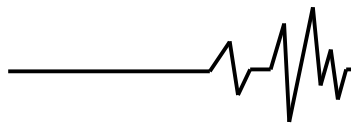
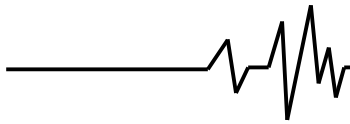


Рис. 5. Траєкторії руху точок валопроводу в районі підшипників 1–9 при зламі осі валопроводу 0,0001 радіана у четвертій муфті

Коливання валопроводу при миттєвому виникненні дефектів у муфтах розраховувались за допомогою методу Ньюмарка. Розглянуто

вібрацію валопроводу при зміні за часом кута зламу осі величиною 0,0001 радіана у третій муфті. При цьому вважалось, що



недосконалість з'єднання змінюється за обертами валопроводу, тобто кут зламу відкривається і закривається через половину оберту. При цьому, крім обертової складової, спостерігалось виникнення високочастотних

коливань. Траєкторії руху точок валопроводу в районі підшипників 4–8, що знаходяться найближче до третьої муфти за останні 4 оберти приводяться на рис. 6.

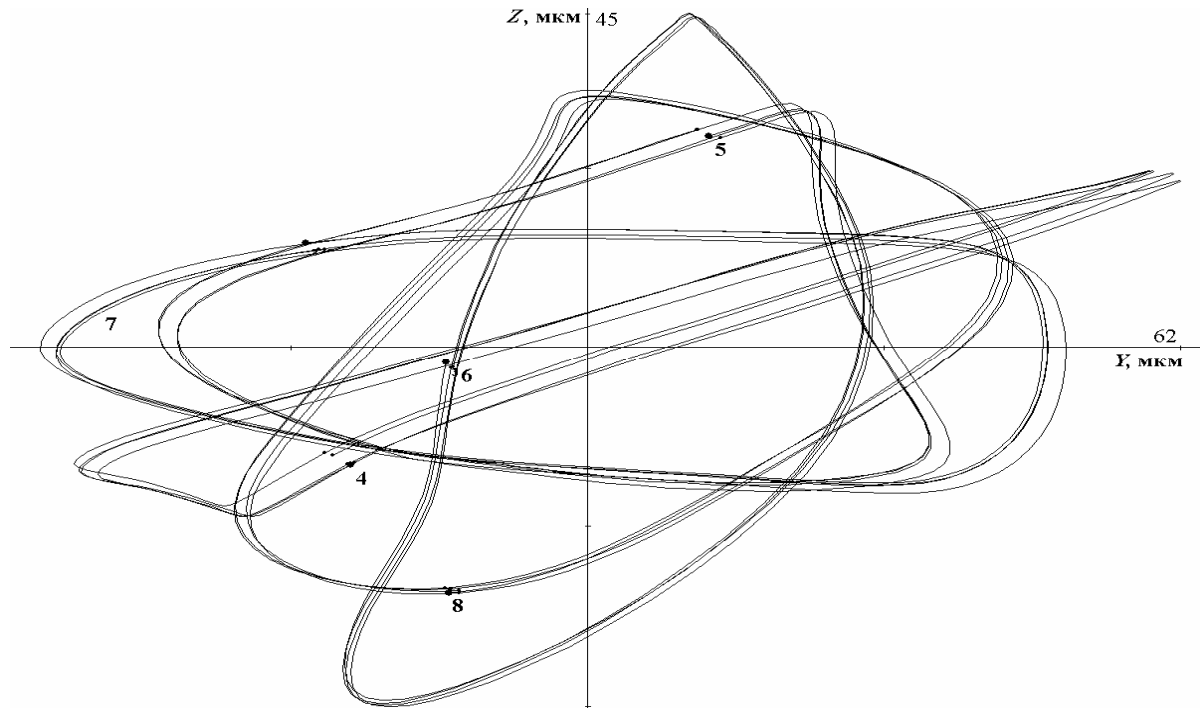


Рис. 6. Траєкторії руху точок валопроводу в районі підшипників 4–8

У випадку просадки опори підшипника змінюється реакція масляного шару та його жорсткість [6]. Підшипник, що просідає, розвантажується, а підшипники, що знаходяться поряд із ним – підвантажуються, при цьому відбувається перерозподіл реакцій опор підшипників на валопровід турбоагрегата. Це приводить до суттєвих змін як вибігових характеристик валопроводу, так і траєкторій руху точок валопроводу в районі підшипників практично на всіх опорах. Величина просадки розглядалась у відношенні до випадку правильно виставлених опор, при якому в муфтах не виникають стрибки переміщень та кути повороту осі валопроводу при навантаженні роторів власною вагою.

Розбалансування ротора валопроводу може бути викликане впливом різних внутрішніх і зовнішніх факторів. При цьому виникають значні вібрації валопроводу, рівень яких часто перевищує допустимий. Проведено чисельні дослідження для визначення вібраційних ознак розбалансування валопроводу на різних

ступенях роторів. Результати розрахунків вимушених коливань на номінальній частоті обертання одержані в місцях установки датчиків для виміру зазорів до валопроводу в системі вібродіагностики. Це дозволить використовувати результати чисельних досліджень для виявлення причин миттєвого розбалансування валопроводу за даними системи вібродіагностики.

Дослідження перехідного процесу коливань при миттєвому розбалансуванні валопроводу проведено за допомогою методу покрокового інтегрування Ньюмарка. На рис. 7 показано траєкторії руху точки валопроводу в районі четвертого підшипника при раптовому розбалансуванні 37 ступеня ротора середнього тиску (РСТ-2) турбоагрегата. Слід відмітити, що амплітуди коливань у момент розбалансування значно зростають, вібрації валопроводу інколи навіть досягають недопустимого рівня, але через кілька обертів валопроводу процес коливань стає усталеним (рис. 7).

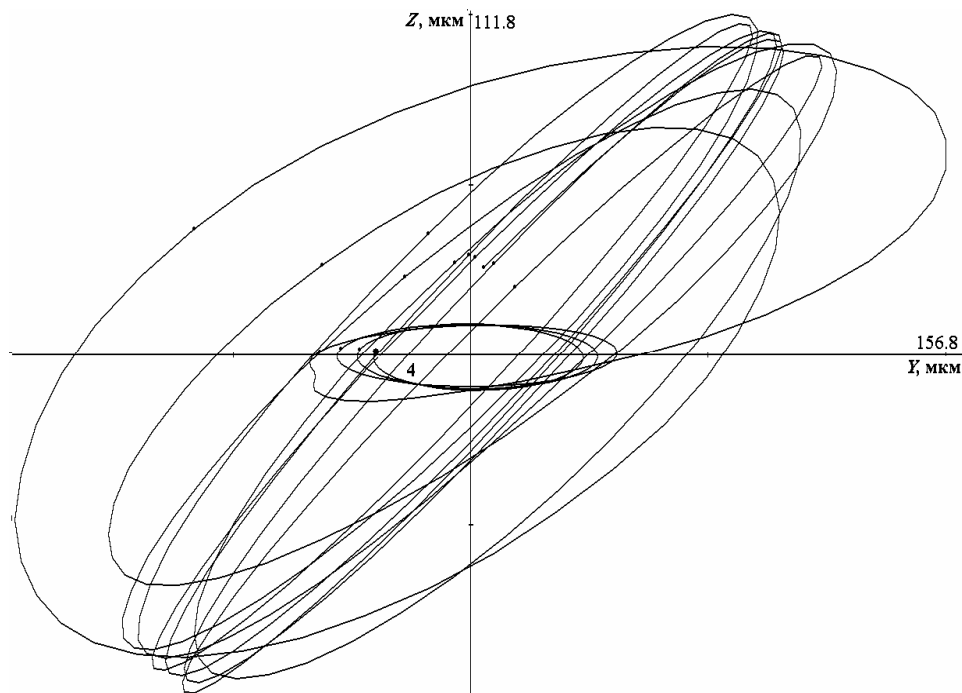
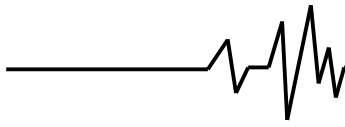


Рис. 7. Траєкторії руху точки валопроводу в районі підшипника 4 при раптовому розбалансуванні ротора середнього тиску

Висновки. Розрахунковими дослідженнями зміни вібраційних характеристик конкретного валопроводу турбоагрегата Т-250/300-240 встановлено, що поява кожного з розглянутих дефектів (зміщення та злам осі валопроводу, просадка опор та миттєве розбалансування ротора) суттєво впливає на амплітудо-фазочастотні характеристики системи. Зміна рівнів вібрацій від розглянутих дефектів сумірна з вібраціями, викликаними залишковим небалансом, що завжди має місце.

У випадку початкового зміщення та зламу осі при з'єднанні роторів спостерігається суттєва зміна амплітуд і фаз коливань ротора у всіх опорних точках. При дефектному з'єднанні в муфті, викликаному, наприклад, послабленням стяжних болтів, мають місце майже періодичні нестационарні коливання з появою багаточастотного спектру з частотами, кратними робочій частоті. Спостерігається суттєва зміна фазочастотних характеристик.

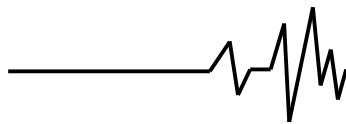
При просадці опор значно змінюється навантаження на кожну з них, що викликає нелінійну зміну реакцій масляного шару. При цьому можуть спостерігатися нестійкі коливання (автоколивання), що викликані масляним шаром, з частотою 0,4-0,5 від робочої частоти. Якщо мають місце стійкі коливання, то при цьому суттєво змінюються амплітуди і фази коливань ротора на всіх опорах.

Миттєве розбалансування валопроводу в зоні ротора високого тиску, викликане, наприклад, відривом частини бандажа чи лопатки, породжує нестационарні коливання валопроводу, які з часом затухають (при невеликих небалансах). При цьому суттєво змінюються вібраційні характеристики валопроводу в найближчих до місця розбалансування опорах. При більших небалансах можуть з'явитися автоколивання валопроводу.

Отримані для конкретного турбоагрегата характерні віброознаки розглянутих дефектів та кількісні зміни вібраційних характеристик можуть бути використані в експертних системах вібродіагностики розглянутого валопроводу турбоагрегата.

Список використаних джерел

1. Шульженко Н.Г. Задачи термочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований): монография / Н.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровский, Б.Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011.–370 с. – Напечатано в России.
2. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вильсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 448 с.



3. Шульженко Н.Г. Идентификация стержневых моделей валопроводов по данным экспериментальных исследований / Н.Г. Шульженко, Ю.Г. Ефремов, А.М. Ганжа // Проблемы машиностроения. – 2002. – № 4. – С. 67–71.

4. Шульженко Н.Г. Средства вибродиагностики, оценки термпрочности и ресурса энергетического и транспортного оборудования / Н.Г. Шульженко, Ю.Г. Ефремов, П.П. Гонтаровский // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. – Донецк: ДонГТУ, 2012. – № 3(30). – С. 40–43.

5. Шульженко Н.Г. Расчет колебаний валопровода при смещении и изломе осей роторов / Н.Г. Шульженко, В.П. Билетченко, А.М. Ганжа // Проблемы машиностроения. – 1994. – Вып. 40. – С. 31–36.

6. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин / А.Г. Костюк. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.

Список джерел в транслітерації

1. Shulzhenko N.G. Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa jenergoagregatov (modeli, metody, rezul'taty issledovanij): monografija / N.G. Shulzhenko, P.P. Gontarovskij, B.F. Zajcev. – Saarbrücken, Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011.–370 s. – Napечатano v Rossii.

2. Bate K. Chislennye metody analiza i metod konechnyh jelementov / K. Bate, E. Vil'son. – М.: Strojizdat, 1982. – 448 s.

3. Shulzhenko N.G. Identifikacija sterzhnevyyh modelej valoprovodov po dannym jeksperimental'nyh issledovanij / N.G. Shul'zhenko, Ju.G. Efremov, A.M. Ganzha // Problemy mashinostroenija. – 2002. – № 4. – S. 67–71.

4. Shulzhenko N.G. Sredstva vibrodiagnostiki, ocnki termoprochnosti i resursa jenergeticheskogo i transportnogo oborudovanija / N.G. Shul'zhenko, Ju.G. Efremov, P.P. Gontarovskij // Vibracija mashin: izmerenie, snizhenie, zashhita. – Doneck: DonGTU, 2012. – № 3(30). – S. 40–43.

5. Shulzhenko N.G. Raschet kolebanij valoprovoda pri smeshhenii i izlome osej rotorov / N.G. Shul'zhenko, V.P. Biletchenko, A.M. Ganzha // Problemy mashinostroenija.– 1994. – Vyp. 40. – S. 31–36.

6. Kostjuk A.G. Dinamika i prochnost' turbomashin / A.G. Kostjuk. – М.: Mashinostroenie, 1982. – 264 s.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДА ТУРБОАГРЕГАТА ПРИ НАЛИЧИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ДЕФЕКТОВ

Аннотация. Описывается методическое обеспечение, позволяющее определять вибрационные характеристики начальных и приобретенных при эксплуатации дефектов валопровода турбоагрегата. Используется конечноэлементная стержневая расчетная модель валопровода турбоагрегата Т-250/300-240. Осуществляется идентификация модели на соответствие результатов расчетов экспериментальным значениям виброхарактеристик, полученным с помощью системы вибродиагностики. Приводятся результаты численного моделирования колебаний валопровода турбоагрегата Т-250/300-240 в случаях несовершенства соединения фланцев роторов – несоосности осей (коленчатости) роторов, изломе оси валопровода, просадки опор и мгновенной разбалансировки валопровода. Определенные вибрационные характеристики наиболее распространенных дефектов валопроводов позволяют расширить возможности экспертной системы оценки их наличия и развития, которая является составной частью автоматизированной системы вибродиагностики турбоагрегата.

Ключевые слова: валопровод, турбоагрегат, дефект, вибрационные характеристики, разбалансировка.

VIBRATION OF TURBINE SHAFT WITH WORKING DEFECTS

Annotation. Methodology and software that allows determining vibrational characteristics of initial and acquired defects of turbine shaft is developed. Finite-element rod-based calculation model of the shaft of turbine T-250/300-240 is created. Experimental data of vibrational characteristics are obtained via vibrodiagnostic system. These data are used to identify calculation results. Results of numerical integration are shown in cases of nonlinear connection of rotor flanges, drawdown of supports and instant unbalance of shaft. Vibrational characteristics of most common defects of shafts are obtained. That allows increase possibilities of expert part of vibrodiagnostic system of turbine.

Key words: shaft, turbine, defect, vibrational characteristics, unbalance.