

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА МАССИВЕ ТРУБОК, ПРОИЗВОЛЬНО КОЛЕБЛЮЩИХСЯ В ПОТОКЕ

Разработана экспериментальная методика и испытательный стенд для измерения нестационарных аэродинамических сил на массиве трубок. Поступательные колебательные перемещения трубок возбуждаются в двух взаимоперпендикулярных направлениях. Параметры стенда позволяют поддерживать число Рейнольдса и приведенную частоту колебаний труб в диапазоне, который является свойственным для теплообменников и паровых конденсаторов.

Ключевые слова: пучок трубок, колебания, аэроупругая неустойчивость, две компоненты аэродинамической силы, экспериментальный стенд.

Введение и постановка задачи. Теплообменные трубки парогенераторов и пароконденсаторов на энергоблоках АЭС испытывают различные повреждения. По данным Росенергоатома количество поврежденных трубок может достигать до 10% [1]. В практике эксплуатации АЭС такие трубки гильзуют или заглушают, что приводит к уменьшению поверхности теплообмена.

Одной из основных причин повреждения являются колебания трубок, обусловленные их взаимодействием с потоком рабочего тела. При этом источником возбуждения этих колебаний могут быть такие явления как турбулентный бафтинг, периодическое сбегание вихрей и аэроупругая неустойчивость [2]. Наиболее опасным из них с точки зрения повреждений трубок является аэроупругая неустойчивость, что вызывает необходимость ее прогнозирования с учетом реальных условий эксплуатации. Решение указанной задачи возможно только при знании действующих на колеблющиеся трубки аэродинамических сил.

Известно [2], что характер аэродинамических сил зависит от плотности рабочего тела и конфигурации объединения трубок в пучке. Так, например, при малой плотности рабочего тела и шахматной конфигурации пучка аэродинамические силы пропорциональны перемещениям трубок в двух взаимно перпендикулярных направлениях и обуславливают так называемое «мягкое» возбуждение, которое вызывает скоординированные круговые движения трубок. В среде с большой плотностью и для коридорной конфигурации пучка чаще возникают аэродинамические силы, которые пропорциональны скорости колебательного движения трубки, вследствие чего возникает «жесткое» возбуждение галопирования трубок.

Здесь следует отметить, что во всех из перечисленных случаев аэродинамические силы являются функцией приведенной частоты колебаний трубок.

Кроме того, для определения динамических напряжений в трубках вследствие турбулентного бафтинга и периодического сбегания вихрей необходимо знание спектра аэродинамических нагрузок, действующих на неподвижные трубки в пучке.

Таким образом, цель работы состоит в создании экспериментальной методики и средств для измерения нестационарных аэродинамических сил, действующих на трубки в пучке.

Система возбуждения колебаний и методика измерения аэродинамических сил. В основу разработанной методики положены подходы по измерению нестационарных аэродинамических сил и моментов на плоских решетках лопаточных профилях при их изгибно-крутильных колебаниях, предложенные в Институте проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины и широко апробированные при изучении динамической неустойчивости рабочих лопаток турбомашин [3].

На рис.1 представлена схема крепления трубки на упругой подвеске, которая образована упругими элементами 5 и 6 и полностью совпадает по конструкции с подвеской, используемой для возбуждения изгибно-крутильных колебаний лопаточных профилей. Для того чтобы угловые перемещения трубки 1 относительно оси кручения упругой подвески трансформировать в ее поступательные перемещения, она посредством выносного кронштейна 2 закрепляется на некотором расстоянии h_y от оси кручения. Это позволяет с помощью пары электродинамических вибраторов 4, установленных на коромысле 3, возбуждать ее поступательные перемещения трубки в двух взаимоперпендикулярных направлениях.

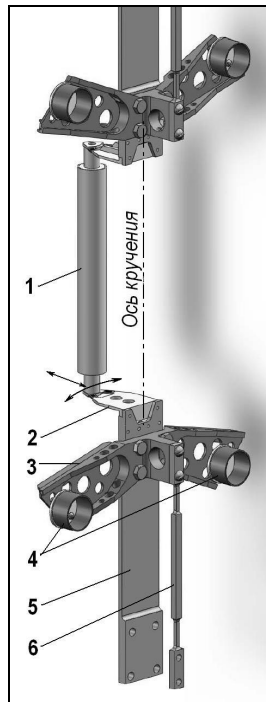


Рис. 1. Схема крепления трубки на упругих подвесках.

Схема возбуждения колебаний трубок в двух взаимно перпендикулярных направлениях под действием усилий F_1 и F_2 пары электродинамических вибраторов показана на рис. 2. Рассматриваемая колебательная система обладает как изгибной, так и крутильной жесткостью.

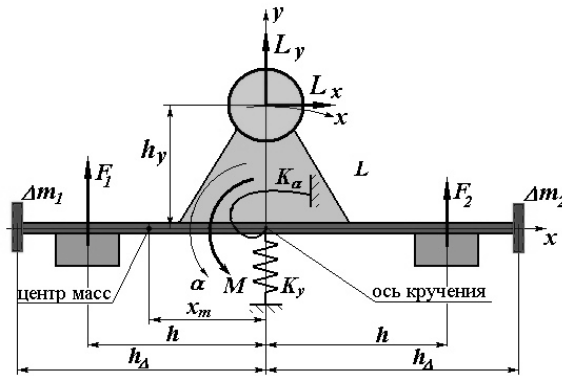


Рис. 2. Схема возбуждения колебаний трубки.

При малых угловых перемещениях α перемещения x системы можно считать поступательными, которые определяются выражением

$$x = h_y \alpha . \quad (1)$$

При принятых допущениях уравнения движения колебательной системы в направлении оси Y и α под воздействием силы F_{v0} и момента M_{v0} пары вибраторов можно записать в виде:

$$\begin{cases} m\ddot{y} + q_y \dot{y} + K_y y + mx_m \ddot{\alpha} = F_{v0} \\ I\ddot{\alpha} + q_\alpha \dot{\alpha} + K_\alpha \alpha + mx_m \ddot{y} = M_{v0} , \end{cases} \quad (2)$$

где

$$F_{v0} = F_1 + F_2, \quad M_{v0} = h(F_2 - F_1), \quad (3)$$

где m и I - приведенные масса и момент инерции системы соответственно, q_y и q_α - коэффициенты демпфирования при изгибе и кручении, x_m - расстояние между центром масс и осью кручения.

При колебаниях в потоке на трубку будут дополнительно действовать переменные аэродинамические силы L_x и L_y . Тогда уравнения движения колебательной системы при условии неизменности перемещений y и α будет иметь вид:

$$\begin{cases} m\ddot{y} + q_y\dot{y} + K_y y + mx_m\ddot{\alpha} = L_y + F_{vf} \\ I\ddot{\alpha} + q_\alpha\dot{\alpha} + K_\alpha\alpha + mx_m\ddot{y} = L_x h_y + M_{vf} \end{cases} \quad (4)$$

где F_{vf} и M_{vf} – сила и момент пары вибраторов, необходимые для выполнения указанного условия.

Так как при принятом условии неизменности перемещений левые части соответствующих уравнений (2) и (4) будут одинаковы, то после их вычитания получим выражение для определения аэродинамических сил L_y и L_x :

$$L_y = F_{v0} - F_{vf}, \quad L_x = -(M_{v0} - M_{vf})/h_y. \quad (5)$$

Поскольку, как следует из (5), искомые аэродинамические нагрузки определяются разностью результатов испытаний трубок в потоке и без него, то для повышения точности измерения L_y и L_x необходимо уменьшать силу F_{v0} и момент M_{v0} . Для этого проводится настройка колебательной системы таким образом, чтобы ее центр масс совпадал с осью кручения, т. е.

$$x_m = 0, \quad (6)$$

вследствие чего уравнения (4) становятся независимыми, что свидетельствует об отсутствии инерционной связи между изгибной и крутильной формами колебательной системы. Это означает, что соответствующим выбором параметров можно обеспечить одинаковость собственных частот Ω_y и Ω_α указанных форм колебаний, что позволяет при возбуждении резонансных колебаний с частотой ω_v

$$\Omega_y = \Omega_\alpha = \omega_v \quad (7)$$

достичь снижения указанных нагрузок вибраторов, а также облегчит независимое управление перемещениями x и y трубки.

Из (5) следует, что, в соответствии с предлагаемой методикой измерения аэродинамических сил, определяющим моментом является знание усилий электродинамических вибраторов. Поэтому остановимся более подробно на их определении.

Согласно закону Ампера усилия электродинамических вибраторов пропорциональны токам i_1 и i_2 в их подвижных катушках:

$$F_1 = \mu_1 i_1; \quad F_2 = \mu_2 i_2. \quad (8)$$

Поэтому для их определения необходимо найти коэффициенты

пропорциональности μ_1 и μ_2 , которые зависят от индукции в магнитном зазоре вибратора и длины провода подвижной катушки в этом зазоре. Это может быть осуществлено следующим образом.

После настройки колебательной системы в соответствии с условиями (6) и (7) первое уравнение (2) с учетом (3) и (8) приводится к виду:

$$m\ddot{y} + q_y\dot{y} + K_y y = \mu_1 i_1 + \mu_2 i_2. \quad (9)$$

Далее к коромыслу симметрично относительно оси кручения прикрепим известные добавочные массы Δm , как показано на рис. 2. Тогда указанное уравнение движения колебательной системы будет иметь вид:

$$(m + 2\Delta m)\ddot{y} + q_y\dot{y} + K_y y = \mu_1 i_{\Delta 1} + \mu_2 i_{\Delta 2}, \quad (10)$$

где $i_{\Delta 1}$ и $i_{\Delta 2}$ – токи в подвижных катушках вибраторов, обеспечивающие выполнение условия неизменности перемещений y и α . Вычитая уравнение (10) из уравнения (9) и учитывая симметричное расположение добавочных масс, получим следующие равенства:

$$-\Delta m\ddot{y} = \mu_1(i_1 - i_{\Delta 1}); \quad (11)$$

$$-\Delta m\ddot{y} = \mu_2(i_2 - i_{\Delta 2}), \quad (12)$$

из которых легко найти коэффициенты пропорциональности μ_1 и μ_2 .

Измерение спектра аэродинамических нагрузок на неподвижных трубках. Для решения этой задачи выносной кронштейн 2 (см. рис. 3) снабжен двумя взаимоперпендикулярными тензодинамометрами 3.

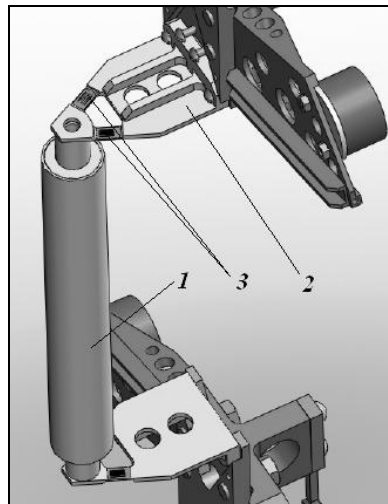


Рис. 3. Схема двухкомпонентного силоизмерителя.

Несмотря на то, что трубки выполнены тонкостенными, измерение тензодинамометрами аэродинамических сил, вызванных их колебаниями, затруднительно из-за значительных инерционных нагрузок возникающих при колебаниях трубок. Поэтому в данной методике нестационарные аэродинамические силы измеряются как через токи в подвижных катушках, так и тензодинамометрами.

Краткое описание испытательного стенда для определения аэродинамических нагрузок. Созданный экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 4, позволяет измерять нестационарные аэродинамические силы, как на неподвижных, так и на колеблющихся в двух взаимно перпендикулярных направлениях трубках в пучке.

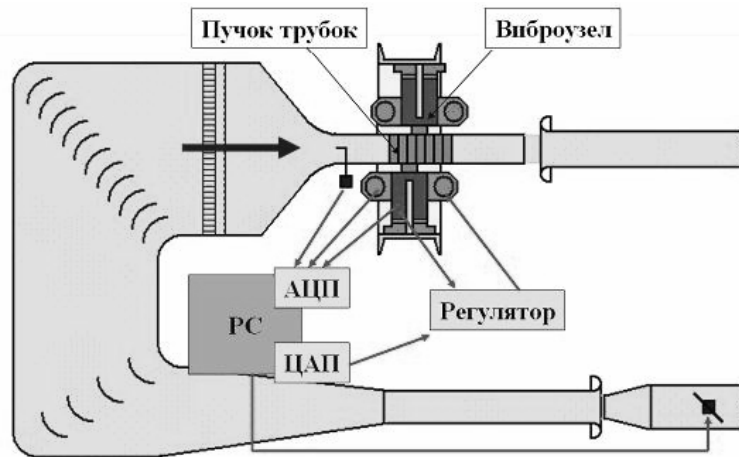


Рис. 4. Схема испытательного стенда для измерений аэродинамических нагрузок на колеблющихся трубках в пучке.

Схема компоновки пучка трубок в рабочей части стенда показана на рис. 5. Упругая подвеска трубки с электродинамическими вибраторами и балластной массой образует виброузел. По конструктивным особенностям стенда возможно размещение не более четырех виброузлов. Поскольку в соответствии с разработанной методикой для каждой трубки необходимо два виброузла, то только две трубки пучка можно закрепить на упругих подвесках, а остальные - неподвижно. Для оценки влияния колебаний всех соседних трубок колеблющиеся на упругих подвесках трубки можно менять местами с неподвижными трубками.

Для возбуждения поступательных перемещений трубки верхняя и нижняя ее подвески перемещаются синфазно и с одинаковыми амплитудами. Это означает, что для возбуждения заданных перемещений двух трубок пучка необходимо восемь каналов управления. Поэтому аэродинамический стенд (см. рис. 4) имеет восьмиканальный регулятор колебаний с отрицательной обратной связью по перемещениям упругих подвесок и обеспечивает автоматическое поддержание заданных перемещений трубок.

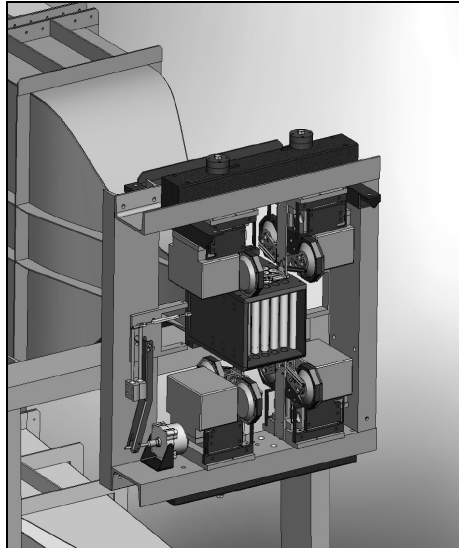


Рис. 5. Схема компоновки пучка трубок в рабочей части стенда.

Таким образом, предложенная методика и испытательный стенд позволяют измерять нестационарные аэродинамические силы на трубках, колеблющихся в двух взаимоперпендикулярных направлениях в пучке. При проведении испытаний выдерживаются такие критерии подобия как число Рейнольдса и приведенная частота колебаний трубок в диапазоне, характерном для теплообменников и пароконденсаторов.

Summary

The measurement technique and stand for measuring of non-stationary aerodynamic forces on bunch tubes is developed. Transversal tube vibrations are excited in two perpendicular directions. The stand parameters allow to maintain a Reynold's number and reduced frequency of tubes vibrations in a range, which is inherent for heat exchangers and steam condensers.

Keywords: tubes bunch, oscillation, two degrees of the tube freedom, two components of aerodynamic force, experimental stand.

Резюме

Разработана экспериментальная методика и испытательный стенд для измерения нестационарных аэродинамических сил на массиве трубок. Поступательные колебательные перемещения трубок возбуждаются в двух взаимоперпендикулярных направлениях. Параметры стенда позволяют поддерживать число Рейнольдса и приведенную частоту колебаний труб в диапазоне, который является свойственным для теплообменников и паровых конденсаторов.

Ключові слова: пучок трубок, колебания, аэроупругая неустойчивость, две компоненты аэродинамической силы, экспериментальный стенд.

1. Бараненко В. И., Гащенко В. А., Трубкина Н. Е. Управление факторами, определяющими ресурс теплообменных труб парогенераторов АЭС с PWR и ВВЭР // Оцінка та обґрунтування продовження ресурсу елементів конструкцій: Праці Міжнар. конф. (6–9 червня 2000 р., Київ, Україна). – Київ: Логос, 2000. – Т. 2. – С. 559 – 564.
2. Schröder K., Gelbe H. New design recommendations for fluidelastic instability in heat exchanger tube bundle // J. of Fluids and Structures. – 1999. – **13**. – P. 361 – 379.
3. Цимбалюк В. А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Пробл. прочности. – 1996. – № 2. – С. 100 – 109.

Поступила 23.09.2009