

УДК 532.526.4

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ПОСТАНОВКА РЕШЕНИЯ КОМПЛЕКСНОЙ ЗАДАЧИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ СРЕДЫ

© С.М. Каплунов, Н.Г. Вальес, Д.В. Топоров

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения
им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия
saveliykaplunov@gmail.com

Аннотация. При проектировании конструкций современных гидроупругих систем в энергетическом машиностроении, а именно теплообменных аппаратов различного назначения, для предотвращения интенсивной вибрации отдельных элементов должна целенаправленно проводиться эффективная частотная отстройка. Для этого необходимо в соответствии с заданными требованиями по ресурсу обеспечить обоснованно определенные соотношения различных значений собственных частот колебаний элементов конструкции и характерных ближайших частот возбуждения в потоке.

Оптимальный выбор значений коэффициентов частотной отстройки реализуется с учетом характерных известных факторов гидроупругих систем, таких как эффекты присоединенных масс и существенного влияния демпфирования на интенсивность колебаний конструкции в потоке жидкости.

В статье приводится описание и общий план решения поставленной комплексной задачи на основании известных в данном направлении результатов численных и экспериментальных исследований.

Ключевые слова: отрывное течение, трубный пучок, вихревой отрыв, резонанс, вибрации, коэффициент частотной отстройки, численные методы, метод дискретных вихрей.

DYNAMIC ANALYSIS AND FORMULATION OF THE SOLUTION FOR COMPLEX PROBLEM OF DURABILITY INCREASE FOR STRUCTURAL ELEMENTS IN A TURBULENT FLOW OF THE MEDIUM

© Saveliy Kaplunov, Natalia Valles, Denis Toporov

Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, Moscow, Russia
saveliykaplunov@gmail.com

Abstract. When designing the structures of modern hydroelastic systems in power engineering, namely heat exchangers for various purposes, effective frequency tuning should be purposefully carried out to prevent intense vibration of individual elements. To do this, it is necessary, in accordance with the specified resource requirements, to provide reasonably defined ratios of

various values of the natural oscillation frequencies of the structural elements and the characteristic nearest excitation frequencies in the flow.

The optimal choice of the values of the frequency tuning coefficients is realized taking into account the characteristic known factors of hydroelastic systems, such as the effects of attached masses and the significant influence of damping on the intensity of vibrations of the structure in the fluid flow.

The article provides a description and a general plan for solving the set complex problem based on the results of numerical and experimental studies known in this direction.

Keywords: *separation flow, tube bundle, vortex separation, resonance, vibrations, frequency tuning coefficient, numerical methods, discrete vortex method.*

1. Введение. Согласно данным статистики, приведенным в [1,2,3], до 30% вынужденных остановок энергетических блоков происходит вследствие выхода из строя оборудования теплообменных аппаратов, что обусловлено интенсивными вибрациями теплообменных труб и трубных пучков, как наиболее нагруженных элементов конструкций в энергетическом машиностроении. При этом необходимо также учесть, что действующие Нормы расчета на прочность в данной области [4] в ряде случаев не соответствуют современным достижениям и результатам исследований отечественной науки и техники [1,2,3]. В связи с этим актуальной становится задача создания математических моделей, позволяющих численными методами проводить оценку интенсивности и анализ гидродинамически возбуждаемых вибраций трубных пучков [2].

Численное моделирование позволяет в значительной мере избежать длительных, трудоемких, чрезвычайно дорогих и опасных полномасштабных экспериментальных исследований на натуральных объектах. В первую очередь, это характерно для стационарных атомных энергетических установок (АЭУ).

При проектировании теплообменных аппаратов (ТА) различного назначения решаются следующие задачи [3]:

- определение режимов течения теплоносителя, при наличии которых возможны колебания труб с недопустимо большой амплитудой;
- проведение систематизированной оценки интенсивности вибраций труб при различных значениях параметров пучка и потока.

Окончательный вывод о пригодности предлагаемых математических моделей расчета колебаний пучков труб и их адекватности для реальных конструкций может проводиться исключительно на основе сравнения с результатами экспериментальных исследований на натуральных полномасштабных объектах или на их фрагментарных моделях при корректном соблюдении правил и положений физического моделирования рассматриваемых процессов [3,5,6].

Цель исследования – разработка комплексной методики численного определения недопустимых параметров вибрации конструкции при срывном обтекании потоком теплоносителя трубного пучка и необходимых конструктивных мер по обеспечению безопасности и заданной долговечности при эксплуатации теплообменных аппаратов различного назначения.

2. Основные этапы решения комплексной задачи. При проведении исследований вибрации теплообменных трубных пучков выделяются две основные взаимосвязанные проблемы: первая из них связана с изучением механизма обтекания труб турбулентным потоком, а вторая – с определением динамического воздействия потока на элементы конструкции.

При изучении влияния потока на элементы конструкции решаются задачи определения собственных частот колебаний трубного пучка в жидкости и находятся области, где невозможна нормальная работа ТА по причине возникающих при этом чрезмерных вибраций. Решение этих задач является необходимым этапом для проведения последующих вибрационных расчетов конструкции трубного пучка.

Перед исследователями стоит комплексная задача, которая включает:

- 1) Анализ механизмов возбуждения вибраций и характерных силовых факторов в зависимости от скорости потока [1,2].
- 2) Определение собственных динамических характеристик конструктивных элементов в покоящейся жидкости и в потоке (собственные частоты и формы колебаний, демпфирование) [2,3,5,6].
- 3) Оценка и анализ характеристик “динамического отклика” конструкции [2,3,6,7].

3. Механизмы возбуждения вибраций пучков труб в поперечном потоке жидкости. При поперечном обтекании трубного пучка различают несколько физических механизмов возбуждения их колебаний: турбулентное возбуждение, возбуждение периодическим вихревым отрывом и гидроупругое возбуждение [1,2,6,7]. Об этом свидетельствует характер зависимости амплитуды A от скорости U поперечного потока на рис. 1. На этом же рисунке указаны границы проявления различных физических механизмов возбуждения.

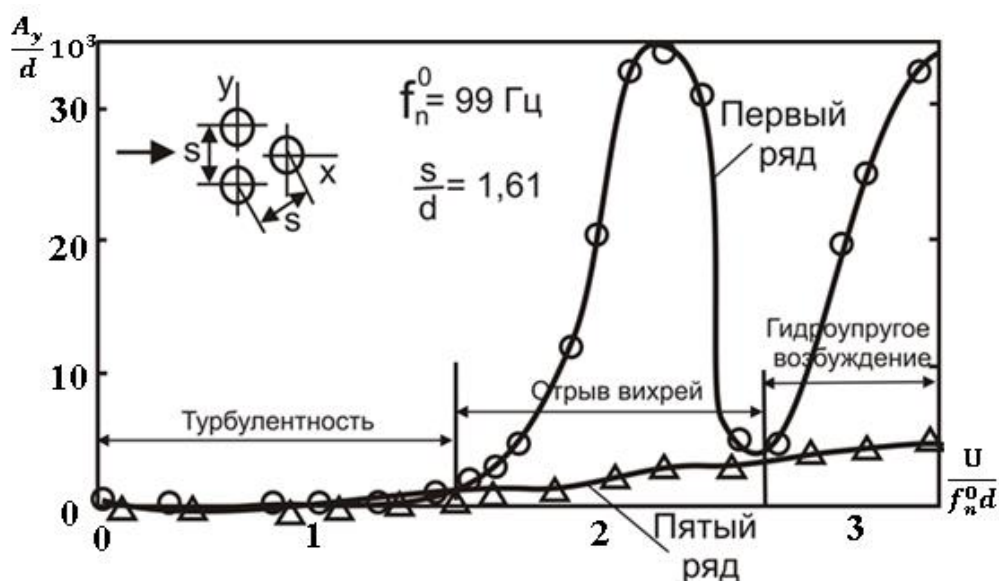


Рис.1. Амплитудно-скоростная характеристика при поперечном обтекании трубного пучка [7].

Турбулентное возбуждение или бафтинг проявляется в виде случайных колебаний упругих труб пучка относительно малой интенсивности [2,3]. При возбуждении вихревым отрывом характерная частота отрыва вихрей близка к собственной частоте колебаний труб пучка и сопровождается их резонансным возбуждением. Вихревые образования типа вихревой дорожки в пучках не столь регулярны, как для случая обтекания одиночной трубы, однако спектральная плотность пульсаций скорости может иметь характерный пик, который связан

с периодическим вихревым отрывом. Характерная частота отрыва вихрей и гидродинамической силы определяется числом Струхала $Sh = f \cdot 2 \cdot R / u$, где R - внешний радиус поперечного сечения трубки, f - характерная частота, соответствующая пику в спектре пульсаций сил, u - средняя скорость потока между трубами.

Зная собственные частоты колебаний пучка труб, можно определить опасные значения скорости потока, при которых возможно резонансное возбуждение за счет отрыва вихрей [2,6,7].

Если при действии возбуждения периодическим вихревым отрывом трубный пучок может работать (уровень вибрации является допустимым с точки зрения вибрационной прочности), то в области параметров, где действует гидроупругое возбуждение, как правило, колебания происходят с недопустимо большими амплитудами, а при незначительном дальнейшем увеличении скорости потока может произойти нарушение устойчивости с разрушением пучка. Поэтому проявление гидроупругого возбуждения в рабочем диапазоне параметров недопустимо (рис. 1). При расчетах вибронадежности, в первую очередь, необходимо проводить оценку возможности проявления гидроупругого возбуждения трубного пучка. Только после исключения такой возможности следует проводить расчет амплитуд колебаний, которые вызваны другими гидродинамическими механизмами возбуждения. Для этого авторами статьи была разработана математическая модель гидроупругого возбуждения пучка труб, что позволяет оценить устойчивость состояния рассматриваемой конфигурации трубного пучка, основываясь на критерии устойчивости А.М.Ляпунова [1,2,3].

Таким образом, можно выделить основные механизмы гидродинамического возбуждения вибрации пучка - это турбулентное возбуждение, гидроупругое возбуждение, проявление которого недопустимо с точки зрения вибропрочности пучка, и вихревое возбуждение труб пучка. Именно последний механизм возбуждения периодическим вихревым отрывом, проявляющийся в узком диапазоне скоростей потока, рассматривается в данной работе.

4. Определение частот срыва вихрей в потоке. В работе используется модернизированный метод дискретных вихрей (ММДВ) (рис.2) [1,2]. Он позволяет оперативно решать широкий круг задач, связанных с обтеканием жестких и упругих тел различной конфигурации для широкого диапазона чисел Рейнольдса. Предложенный метод был апробирован известными данными физических экспериментальных исследований [3,5,6,7,8]. В рамках этого метода проводится вычисление гидродинамических сил, действующих на подвижные элементы сложных инженерных сооружений (мосты, переходы, трубные конструкции и т.д.) [1,3,6], а также расчет автоколебаний элементов этих сооружений.

Определяется частотный спектр функции, описывающей гидродинамическую силу, действующую на трубку при срывном обтекании ряда труб потоком жидкости (Рис. 3). Спектром колебательного процесса является функция, описывающая распределение амплитуд по различным частотам. Спектр показывает, какого рода колебания преобладают в данном процессе, какова его внутренняя структура. Для этого представим функцию, описывающую гидродинамическую подъемную силу $f(t)$, действующую на трубку, в виде комплексного ряда Фурье [2]

$$S(\omega) = \int_0^{nT} f(t) e^{-i\omega t} dt$$

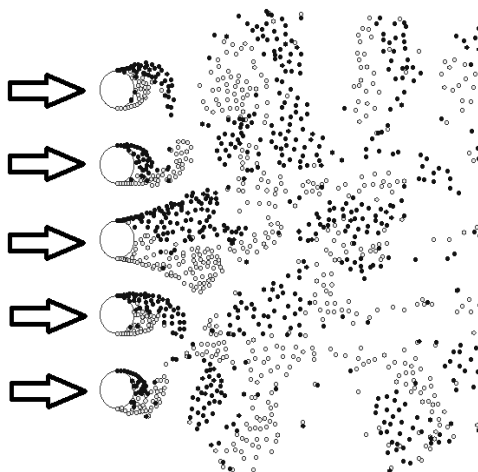


Рис. 2. Расчет срывного обтекания ряда труб методом дискретных вихрей (авторы).

В данном случае, в качестве функции $f(t)$ используется вычисляемая подъемная сила, действующая на одну из труб, входящих в состав обтекаемого ряда.

Результатом интегрирования подъемной силы по времени является модуль спектральной плотности подъемной силы, вид которого представлен на рис.3.

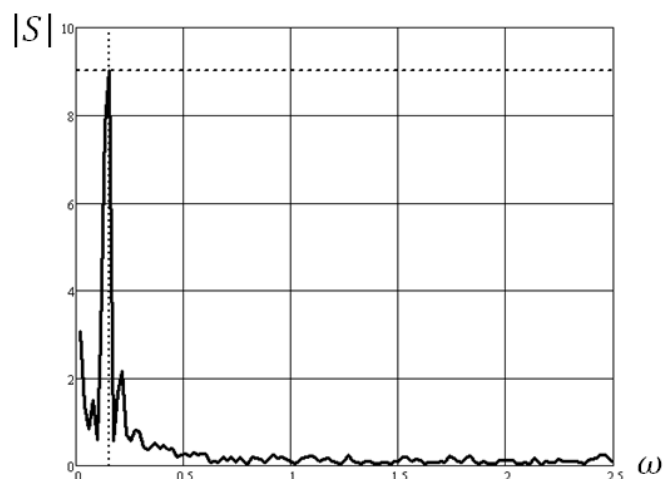


Рис. 3. Модуль спектральной плотности подъемной силы.

Наиболее подробные экспериментальные исследования закономерностей отрыва вихрей в трубных пучках приведены в [3,5,7]. На рис. 4 получены опытные данные для значений безразмерной частоты отрыва вихрей Sh в пучке в зависимости от относительного шага и расположения труб в пучке относительно потока. Согласно этим данным, числа Струхалия, определенные по средней скорости потока жидкости между трубами, могут быть и больше, и меньше, чем при обтекании одиночной трубы. Здесь приведены экспериментальные зависимости $Sh=f(t/r)$ для коридорных пучков при $l/r > 6$ (точки 1, кривая 1).

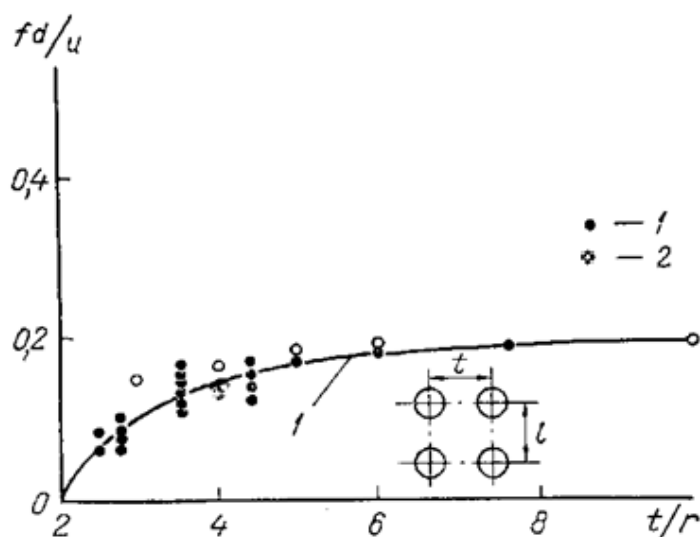


Рис. 4. Зависимость безразмерной частоты отрыва вихрей от относительной густоты решетки труб: 1 - эксперимент для коридорного пучка труб при продольном шаге $l/r > 6$ по данным [3,7], 2 – расчет авторов методом дискретных вихрей для пучка труб [2].

Расчет срывного обтекания вихревым методом одного ряда трубок проведен для относительной густоты решеток $t/r = 2,5; 3; 3,5; 4; 5; 6; 8$. На рис.4 нанесены соответствующие точки (точки 2). Небольшая разница в расположении расчетных данных по отношению к кривой 1 объясняется тем, что в этом эксперименте второй ряд отстоял от первого на относительное расстояние $l/r > 6$ и, как было установлено до этого, его влияние практически незначительное.

Приведенные характеристики гидродинамических сил, полученные авторами при расчете вихревыми методами, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. В связи с этим имеющийся опыт численного моделирования плоских отрывных течений позволяет принять вихревые методы за основу при разработке алгоритма расчета нестационарных гидродинамических сил при обтекании системы круговых профилей, моделирующих поперечное сечение трубного пучка.

В результате, частотная отстройка при вихревом возбуждении пучка труб может быть достаточно надежно реализована, если для исследуемого пучка будут решены следующие задачи [2,3,6]:

- 1) определение собственных частот колебаний пучка труб в жидкости;
- 2) определение чисел Струхала для пучка труб вихревым численным методом;
- 3) определение по найденным числам Струхала $Sh = f_i D/u$ и известным собственным частотам колебаний труб опасных значений скорости обтекания $u = f_{0n} D/Sh$;
- 4) проведение оценки интенсивности вибрации, возникающей при вихревом механизме возбуждения.

5. Расчет присоединенных масс пучка труб в жидкости. Авторами предложен метод расчетного определения эффекта присоединенных масс или относительного изменения собственных частот колебаний для конструкций произвольных и регулярных многокомпонентных трубных систем практически для всего известного диапазона изменения их параметров [3]. Расчет основан на приближенном методе определения присоединенных

масс жидкости в зависимости от относительного параметра, характеризующего геометрию произвольного или регулярного трубного пучка, а также в зависимости от типа жидких сред снаружи и внутри конструкции. Данный подход позволяет еще на стадии проектирования проводить расчетную оценку эффективности предложенных конструктивных решений при создании современных вибропрочных конструкций теплообменных аппаратов.

Группа упругих труб, находящихся в жидкости, образует сложную гидродинамически связанную колебательную систему. Даже если рассматривать изгибные колебания каждой трубы только по одной из собственных форм, то такая система имеет множество форм коллективных колебаний (число форм и собственных частот равно удвоенному числу труб). Таким образом, трубный пучок имеет набор собственных частот, заключенный в некотором диапазоне вокруг каждой собственной частоты колебаний одиночной трубы [3] рис.5.

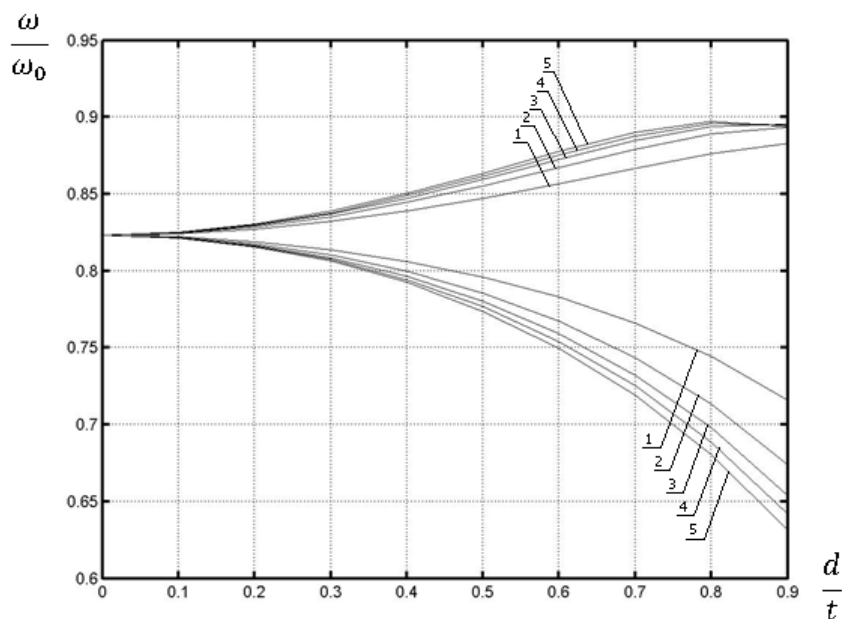


Рис. 5. Спектр относительных собственных частот для ряда труб в зависимости от густоты ряда. Сходимость решения в зависимости от количества труб в ряду [3]:

1 – решение для 3-х трубок; 2 – для 5-и трубок; 3 – для 7-и трубок; 4 – для 9-и трубок; 5 – для 12-и трубок.

Программа, разработанная авторами в среде Matlab 6.5, позволяет определить относительные собственные частоты колебаний трубных систем произвольной конфигурации и густоты в различных жидких средах. В результате, с помощью данной программы получены зависимости относительных собственных частот колебаний регулярных трубных пучков для большинства типов современных теплообменных аппаратов в зависимости от относительного параметра густоты трубной решетки [2,3]. Приведенные обобщенные данные могут быть использованы для проектирования, расчетов и частотной отстройки современных теплообменников [3]. Конструктивные особенности трубного пучка, такие как: диаметры трубок (внешний и внутренний), плотность жидкой среды внутри трубок и плотность окружающей жидкости в потоке, а также плотность материала трубки, учтены в параметре m_1 .

6. Частотная отстройка конструктивных элементов в потоке жидкости. Разделение частот колебаний (собственных и возбуждения) определяется коэффициентом частотной отстройки k , равным отношению собственной частоты колебаний элемента конструкции f_1 к ближайшей к ней частоте превалирующей составляющей спектра возбуждения f_0 в потоке жидкости. На этапе отладки системы существенно определить расположение и границы частотных областей, чтобы частотная отстройка была произведена внесением наименьших конструктивных изменений. Диапазон частотных областей следует определять с учетом специфики динамических характеристик системы и механизма возбуждения. Результатом численного моделирования должно быть получение значения коэффициента частотной отстройки k , при котором вибрации на выходе системы не превышают допустимых пределов. Рассматривается узкополосная система, на которую действует узкополосный шум. Обозначим декременты колебаний фильтра (потока) и конструкции, на которую действует шум, соответственно δ_0 и δ_1 . Предполагая, что $f_0 - f_1 \ll f_0$ и затухание малым, получим из точного выражения, приведенного в [9,10], приближенную инженерную формулу для относительной дисперсии

$$D_0 = \frac{a^2}{1 + a^2} \cdot \frac{z^2}{(z - 1)^2 + a^2},$$

где $z = f_1/f_0$, $a = \delta_0(n+1)/2\pi n$, $n = \delta_0/\delta_1$.

Эта приближенная зависимость сравнивалась с зависимостью, полученной численным интегрированием на ЭВМ с использованием точного выражения для АЧХ системы и с известным выражением [9].

При характерных для рассматриваемых систем величин уровня относительной дисперсии больше 0.1 и значениях декремента колебаний меньше 0.4 эти зависимости совпадают с достаточной для практического применения точностью [9,10]. График этой зависимости приведен на рис 6.

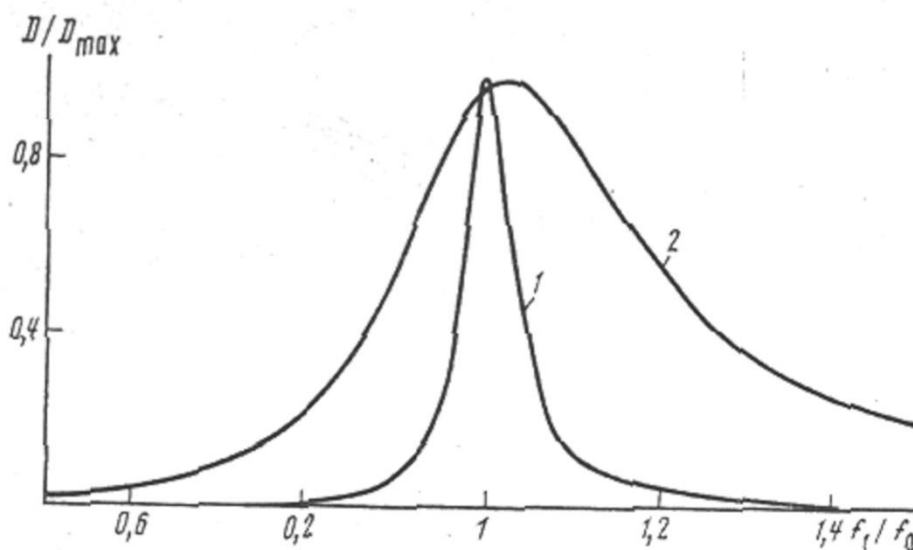


Рис. 6. Зависимость относительной дисперсии от частотной отстройки для случая узкополосного возбуждения: 1 – декремент колебаний 0,1, 2 – декремент колебаний 0,5.

Значения коэффициента частотной отстройки k определяются из (3) для относительной дисперсии [6,10]

$$k = \frac{1 - a^2(D_0^{-1} - 1)}{1 \pm a\sqrt{D_0^{-1} - 1}},$$

где знак плюс соответствует случаю $f_1 > f_0$, знак минус – случаю $f_1 < f_0$.

Таким образом, получены приближенные зависимости между дисперсией вынужденных случайных колебаний и частотной отстройкой системы при узкополосном возбуждении. Эти зависимости позволяют определить необходимое значение коэффициента частотной отстройки так, чтобы уровень амплитуды отклика не превышал допустимого предела. Соотношение между дисперсией случайного процесса и математическим ожиданием амплитуды A зависит от коэффициента регулярности случайного процесса на выходе системы. Для консервативной оценки можно принять $A \approx (2D)^{0.5}$.

Приведенные оценки частотной отстройки и уровня дисперсии динамического отклика позволяют с использованием обобщенных данных по демпфированию характерных колебательных процессов еще на стадии опытно-конструкторской отработки системы получить конкретные рекомендации по характеру и объему необходимых конструктивных изменений с целью реализации определенного повышения вибрационной прочности рассматриваемой конструкции.

7. Выводы

1. При проектировании рассматриваемых конструкций с целью предотвращения интенсивных резонансных вибраций, следует разделить собственные частоты колебаний упругих элементов и ближайшие характерные частоты возбуждения.
2. Предложенный подход позволяет достаточно оперативно и наглядно осуществить относительно трудоемкую процедуру выбора параметров трубного пучка в соответствии с заданными требованиями по его частотной отстройке.
3. В соответствии с результатами предшествующих исследований было показано, что для расчета присоединенных масс и собственных частот колебаний большого трубного пучка с количеством труб $N > 100$ достаточно выделить типовую ячейку из 5-7 элементов и получить для нее нижнюю и верхнюю границы собственных частот для трубного пучка.
4. Предлагаемый подход обеспечивает получение необходимых данных без привлечения сложного и дорогостоящего натурального физического эксперимента, ограничиваясь численными исследованиями на основании предложенной методики с использованием метода дискретных вихрей.

Список литературы

1. Проблемы аэроупругости и динамика машин, С.М. Каплунов, Н.Г. Вальес, Т.Н.Фесенко. В книге: Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения/ под ред. Н.А. Махутова, Ю.Г. Матвиенко, А.Н. Романова. С. 314-344. - М.: Ленанд, 2018 г. -720 с. ISBN: 978-5-9710-5873-1 Тираж 400 экз.
2. Лыкина. Н.А., Вальес Н.Г. Разработка основ современного подхода при решении задач частотной отстройки конструктивных элементов в турбулентном потоке среды / Н.А.Лыкина, Н.Г. Вальес //XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и

- студентов по проблемам машиноведения: сб. трудов конференции. – Москва, 2019. – С. 330-333.
3. Динамика и прочность водо-водяных энергетических реакторов/Н.А.Махутов, Ю.Г.Драгунов, К.В.Фролов и др.; Отв.ред. Н.А.Махутов.- М.: Наука, 2004. -440 с.
 4. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. ПНАЭ Г-7-002-86. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 528 с.
 5. Чжень И.Н.Вибрации и шум в трубчатых теплообменниках, вызываемые дорожками Кармана в потоке газа. - Конструирование и технология машиностроения. - М., Мир, 1968. - т. 90, № 1. - С. 137-150.
 6. Фролов К.В., Махутов Н.А., Каплунов С.М. и др. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем/отв. Ред. Каплунов С.М., Смирнов Л.В.- М.: Наука, 2002. - С.397.
 7. Жукаускас А., Улинскас Р., Катинас В. Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб. - Вильнюс: Мокслас, 1984. - 312 с.
 8. Добросельский К.Г.Методика исследования поперечного обтекания цилиндра в гидродинамической трубе. // НГУ, Новосибирск, Вестник НГУ. Серия: Физика. – 2013. - т. 8, вып. 4. - С. 110-117.
 9. Диментберг М.Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. - М.: Наука, 1980. - 368 с.
 10. Pikovsky A., Rosenblum M., Kurths J. Synchronization. A Universal. Concepts in Nonlinear Sciences. // Cambridge: Cambridge University Press, 2001. - 433 p.

References

1. Problems of aeroelasticity and dynamics of machines, S. M. Kaplunov, N. G. Valles, T. N. Fesenko. In the book: Problems of strength, technogenic safety and structural materials science/ edited by N. A. Makhutov, Yu. G. Matvienko, A. N. Romanova. С. 314-344. - М.: Lenand, 2018. -720 p. ISBN: 978-5-9710-5873-1 Circulation 400 copies.(in Russian).
2. Lykina N. A., Valles N. G. Development of the basics of a modern approach to solving problems of frequency tuning of structural elements in a turbulent flow of the medium / N. A. Lykina, N. G. Valles // XXXI International Innovative Conference of young scientists and students on problems of machine science: collection of conference proceedings. - Moscow, 2019. - P. 330-333.(in Russian).
3. Dynamics and strength of water-water power reactors/N. A. Makhutov, Yu. G. Dragunov, K. V. Frolov, etc.; Ed. N. A. Makhutov. М.: Nauka, 2004.- 440 p.(in Russian).
4. Norms of calculation for the strength of equipment and pipelines of nuclear power plants. PNAE G-7-002-86. - Moscow: Energoatomizdat, 1989. - 528 p.(in Russian).
5. Zhen I. N. Vibrations and noise in tubular heat exchangers caused by Pocket tracks in the gas flow. - Design and technology of mechanical engineering. - М.: Mir, 1968. - vol. 90, No. 1. - P. 137-150.(in Russian).
6. Frolov K. V., Makhutov N. A., Kaplunov S. M., etc. Dynamics of structures of hydroaeroelastic systems. / Ed. Kaplunov S. M., Smirnov L. V. - М.: Nauka, 2002. - P. 397.(in Russian).
7. Zhukauskas A., Ulinskas R., Katinas V. Hydrodynamics and vibrations of streamlined pipe bundles. - Vilnius: Mokslas, 1984. - 312 p.(in Russian).
8. Dobroselsky K. G. Methodology for studying the transverse flow of a cylinder in a hydrodynamic pipe. // NSU, Novosibirsk, Bulletin of NSU.Series: Physics. – 2013. - vol. 8, issue 4. P. 110-117.(in Russian).
9. Dimentberg M. F. Nonlinear stochastic problems of mechanical vibrations. Moscow: Nauka, 1980. 368 p.(in Russian).
10. Pikovsky A., Rosenblum M., Kurths J. Synchronization. A Universal. Concepts in Nonlinear Science. // Cambridge: Cambridge University Press, 2001. - 433 p.

Дата поступления: 17 августа 2021 г.