

УДК 621.01

ДИНАМИКА ТРУБНЫХ СИСТЕМ ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОГО СОЕДИНЕНИЯ В ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ОПОРАХ

С.М. Каплунов, Т.Н. Фесенко, Н.А. Ченцова
Институт машиноведения РАН, Россия, Москва

Аннотация

В основу теоретического изучения вынужденных колебаний трубок пучка теплообменного оборудования положены известные из экспериментальных и теоретических исследований данные о гидродинамических силах и движении труб. Трубные пучки подвергаются действию одновременно нескольких типов возбуждения, поэтому очевидна необходимость включения их в математические модели вибрации пучков. Представленная ниже модель применима для расчетной оценки отклика ячейки трубного пучка при воздействии на него одновременно вихревого и гидроупругого механизмов возбуждения.

Ключевые слова: *теплообменный аппарат, колебания трубок пучка, оценка интенсивности вибраций, механизмы возбуждения.*

При проектировании теплообменных аппаратов (ТА) возникают следующие задачи: выделение областей параметров, где невозможна нормальная работа пучка по причине чрезмерных вибраций и оценка интенсивности вибраций при различных значениях параметров. Решение этих задач служит исходным материалом для последующих расчетов по виброненадежности и долговечности работы теплообменного пучка.

В распространенных конструкциях ТА для ограничения амплитуд вибрации трубных элементов, возбуждаемых набегающим потоком охлаждающей среды, устанавливаются промежуточные опоры, через которые с гарантированным зазором проходят трубки, несущие в себе теплоноситель. Величины зазоров и количество опор определяют степень снижения виброактивности систем. При этом значительно уменьшается вероятность усталостного излома трубных элементов в сечениях заделки их в трубные доски. Однако появляется другая проблема – разрушение трубок в местах их опирания на перегородки по причине механического истирания, возникающего из-за наличия в этих зонах интенсивного фрикционного проскальзывания, т.е. рассматриваемый случай характеризуется комбинированным процессом нагружения.

Преимущественный акцент в исследованиях износа делается на динамический анализ теплообменных аппаратов различного назначения. Общеизвестно, что линейный анализ (линейное опирание в промежуточных опорах) может давать в ряде случаев совершенно неправильные результаты для трубок, установленных с малыми зазорами по отношению к промежуточным опорам. Ввиду наличия указанных зазоров гидроупругие вибрации трубок могут возбуждаться по таким собственным формам, для которых те или иные опоры не являются эффективными. Тогда амплитуды вибраций будут ограничиваться ударами в этих опорах, причем такие ограничения носят

нелинейный характер. Большинство исследователей среди факторов, влияющих на износ, выделяют в первую очередь конструктивные: диаметральный зазор δ между трубкой и перегородкой; начальный эксцентриситет при установке трубы в перегородку e ; ширина перегородки; колебания материала пары, их твердость; вид и температура среды. Во вторую очередь, как следствие наличия первой группы, рассматривается группа динамических факторов: тип движения трубы, отклонение трубы под влиянием потока, частота и амплитуда сил соударения в контакте.

В основу теоретического изучения вынужденных колебаний трубок пучка положены известные из экспериментальных и теоретических исследований данные о гидродинамических силах и движении труб. Трубные пучки подвергаются действию одновременно нескольких типов возбуждения [1,2], поэтому очевидна необходимость включения их в математические модели вибрации пучков. Представленная ниже модель применима для расчетной оценки отклика ячейки трубного пучка при воздействии на него одновременно вихревого и гидроупругого механизмов возбуждения.

Приняты следующие уравнения движения для i -той трубы в направлении X и Y ячейки пучка из k труб [1].

$$EI \frac{\partial^4 W_i}{\partial z^4} + 2\varepsilon_i \rho_i F_i \frac{\partial W_i}{\partial t} + \rho_i F_i \frac{\partial^2 W_i}{\partial t^2} = \sum q_i + \sum_{l=1}^N R_{il}^x \delta(z - z_l), \quad (1)$$

$$EI \frac{\partial^4 U_i}{\partial z^4} + 2\varepsilon_i \rho_i F_i \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho_i F_i \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} = \sum f_i + \sum_{l=1}^N R_{il}^y \delta(z - z_l), \quad (2)$$

где R_{il}^x, R_{il}^y – проекции на оси X и Y соответственно реакции промежуточных опор, U_j, W_j – перемещения l -й трубы в Y и X направлениях. Гидродинамические силы, которые зависят от движения труб, подробно описаны в работах авторов [3].

Выражения для проекции реакций опор на оси X и Y в уравнениях (1), (2) принимают следующий вид:

$$\begin{aligned} R_{il}^x(t) &= -C[r_{il}(t) - \delta_{il}] (\cos \varphi + f_n \sin \varphi) \eta [r_{il} - \delta_{il}], \\ R_{il}^y(t) &= -C[r_{il}(t) - \delta_{il}] (\sin \varphi + f_n \cos \varphi) \eta [r_{il} - \delta_{il}], \end{aligned} \quad (3)$$

где φ – фазовый угол, f_n – коэффициент трения в условиях контакта.

В расчетах используются имеющиеся опытные данные по коэффициентам трения с учетом жидкой пленки в опорах с зазорами. В нормальном направлении при ударе диссипация энергии не учитывается. Для решения данной задачи использован метод пошагового интегрирования Вильсона.

Предложенная математическая модель позволяет провести исследования влияния конструкционных параметров на величины, определяющие виброизнос труб в местах их контакта с промежуточными опорами.

В качестве примера проведем параметрический анализ динамики для конструкции со следующими параметрами:

длина $L = 3,98$ м;

вариация диаметрального зазора в опорах $0,05 \div 1,4$ мм;

5 упругих ограничителей на расстояниях $l_i = 0,672; 1,331; 1,99;$

$2,649; 3,308$ м, трение в опорах с коэффициентом $f_n = 0,2$.

Рис.1 показывает зависимость результирующего перемещения труб $|U(f)|$, в среднем сечении для значений радиального зазора $\delta = 0,00005$ м и

$\delta = 0,0001$ м при изменении частоты возбуждения от 1 до 100 Гц. Скорость потока принята $V = 5$ м/сек. Как видно из графика, при уменьшении величин зазоров максимумы амплитуд колебаний смещаются в область больших частот. При

стремлении зазора к 0 резонансные частоты будут приближаться к значениям, соответствующим собственным частотам расчетной схемы с 5-ю промежуточными опорами.

При увеличении зазоров резонансные частоты падают. Зная поле допусков на зазоры можно определить диапазон изменения резонансных частот для исследуемой системы.

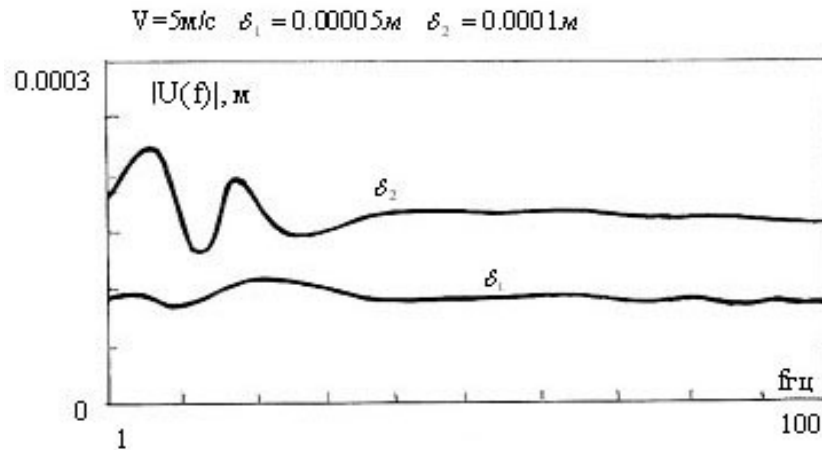


Рис.1

На данном этапе расчетный анализ показал, что в отклике трубного пучка преобладают резонансные частоты. При этом величины зазоров в промежуточных опорах оказывают на резонансные частоты существенное влияние (рис. 1).

При изменении амплитудных значений сил возбуждения, что соответствует варьированию скорости набегающего потока и фиксированных значений зазоров, наблюдается уход резонансных частот в более высокий диапазон. Это объясняется изменением условий опирания в опорах при увеличении скоростного напора (см. рис. 2).

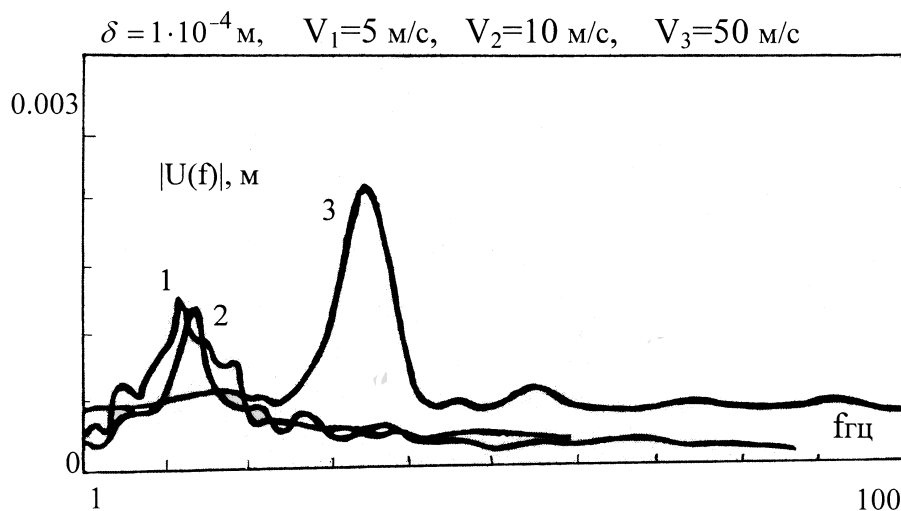


Рис.2

По расчетам для трубки с 5-ю промежуточными опорами 1-я собственная

частота $f_1 = 70$ Гц. По нашим расчетам $f_R \sim 12$ Гц при $V = 5$ м/с, $f_R \sim 13$ Гц при $V = 10$ м/с и $f_R \sim 35$ Гц при $V = 50$ м/с и $\delta = 0,01$ мм. Для трубки без промежуточных опор $f_1 = 2$ Гц. Можно сделать вывод о том, что расчеты преобладающих в отклике частот проводить по схеме с общим и полным линейным опиранием не правомерно. Благодаря предложенному подходу к решению данной динамической задачи, можно видеть, какая схема опирания наиболее вероятно будет реализована для конкретной конструкции, что и позволяет находить соответствующие собственные частоты. Например, для $V = 5$ м/с и $\delta = 0,07$ мм реализуется схема с 3-мя промежуточными опорами и для нее $f_1 = 11$ Гц, что соответствует полученным амплитудно-частотным зависимостям (рис. 2).

Величины зазоров оказывают существенное влияние на осредненные силы контакта R , которые являются определяющими для величин виброизноса. На рис. 3,а представлены зависимости значений R от величин зазоров δ в опорах 1, 2, 3 при скорости набегающего потока $V = 5$ м/с. Значения осредненных сил контакта в опорах 4,5 совпадают со значениями R в опорах 2 и 1, соответственно. На рис.3,б дана зависимость динамической составляющей перемещения трубки A_y от величины зазора. При выборе оптимальных величин зазоров следует находить компромиссный вариант для значений осредненных контактных нагрузок в опорах и уровня перемещений.

На рис.4 даны аналогичные зависимости, но при скорости набегающего потока $V = 10$ м/с. Проводя сравнение зависимостей данных на рис.3 и рис.4 можно сказать, что при увеличении скорости набегающего потока от 5 до 10 м/с не наблюдается существенного изменения уровня контактных нагрузок, а происходит их перераспределение по всем опорам (таблица 1)

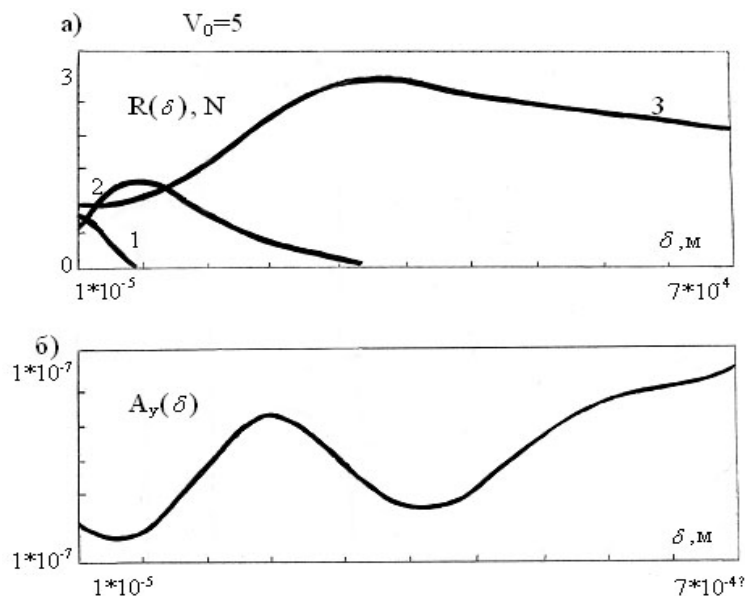


Рис.3

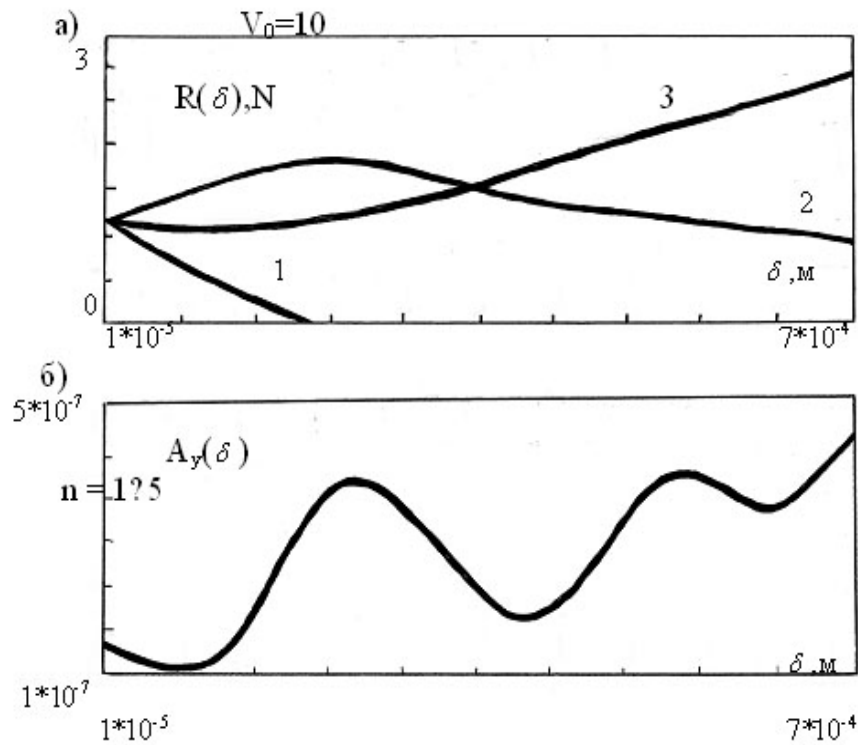


Рис. 4

Таблица 1.

$n = 1/5$; $V = 5 \text{ м/с}$; $\delta = 0,00001 \text{ м}$

n	Z (%)	R max (H)	R (H)
1	0	0,322	0,277
2	0	0,370	0,316
3	0	0,316	0,284
4	0	0,370	0,316
5	0	0,322	0,277

$V = 5 \text{ м/с}$; $\delta = 0,0007 \text{ м}$

n	Z (%)	R max (H)	R (H)
1	100	0	0
2	100	0	0
3	0	0,856	0,681
4	100	0	0
5	100	0	0

$n = 1/5$; $V = 10 \text{ м/с}$; $\delta = 0,00001 \text{ м}$

n	Z (%)	R max (H)	R (H)
1	0	1,45	1,22
2	0	1,27	1,2
3	0	1,22	1.15
4	0	1.27	1.20
5	0	1,45	1,22

$$n = 1 \div 5 ; V = 10 \text{ м/с}; \delta = 0,0007 \text{ м}$$

n	Z (%)	R max (H)	R (H)
1	100	0	0
2	0	0,93	0,77
3	0	3,13	2,61
4	0	0,93	0,77
5	100	0	0

В таблице 1 сведены данные по величинам максимальных контактных нагрузок R_{\max} и осредненным контактным нагрузкам R для двух значений радиальных зазоров δ , соответствующих крайним значениям для зависимостей $R(\delta)$ на рис.3 и рис. 4. В таблице 1 n – номер опоры, z – процентное соотношение времени полета и времени контакта трубки в зазоре. При малых зазорах трубка контактирует во всех опорах постоянно ($z = 0$) как при $V = 5$ м/с, так и при $V = 10$ м/с, а вот при радиальном зазоре $\delta = 0,07$ мм при $V = 5$ м/с работает только средняя третья опора. Следует ожидать, что для выбранной конструкции, рабочая скорость которой $V = 8,2$ м/с 1-я и 5-я опоры не будут в контакте при заданных допусках на зазоры, следовательно, резонансная частота $13 < f_R < 21$ Гц, контактные нагрузки в опорах не превысят 3Н. Исходя из этих данных, можно проводить уточненный расчет виброизноса для данной конструкции.

Разрушение трубного элемента по износу и прочности в общем случае оказывается взаимозависимым и общую надежность необходимо исследовать совместно по этим основным видам отказов [3].

Зная технологическое поле допусков на зазоры можно определить не только диапазон изменения резонансных частот для исследуемой системы, но и статистические оценки динамического отклика трубного пучка, что является в настоящее время существенным фактором повышения корректности проведения на этапе проектирования частотной отстройки конструкции в обеспечение заданной ее долговечности [1].

Работа выполнена при поддержке Российского Фонда Фундаментальных Исследований (проект 08-01-12046).

Литература

1. Фролов К.В., Махутов Н.А., Каплунов С.М. и др. Динамика конструкций гидроупругих систем. – М.: Наука, 2002. -397.
2. Аксиса Ф., Антунеш Дж., Виллар Б. Обзор методов расчета гидродинамических возбуждаемых вибраций // Теоретические основы

- инженерных расчетов. М.: Мир, 1988, № 4. С. 109 – 123.
3. Fesenko T.N., Foursov V.N., Forced oscillation of tube bundles in liquid cross-flow. Vibration problems ICOVP 2005., Springer. 2005 - p.205-212.

Поступила: 23.06.09.