

Оценку изменения волновых сопротивлений при отклонении величины $\bar{\ell}$ от значения $\bar{\ell} = 1/4$ можно провести с помощью коэффициента рассогласования Γ_{ω} , учитывающего изменение модуля и аргумента волнового сопротивления гасителя по формуле

$$\Gamma_{\omega} = \sqrt{\frac{|\bar{Z}_{ci}|^2 - 2 \cdot |\bar{Z}_{ci}| \cdot \bar{Z}_{cia} \cdot \cos \varphi_{ci} + \bar{Z}_{cia}^2}{|\bar{Z}_{ci}|^2 + 2 \cdot |\bar{Z}_{ci}| \cdot \bar{Z}_{cia} \cdot \cos \varphi_{ci} + \bar{Z}_{cia}^2}}, \quad (23)$$

где $|\bar{Z}_{ci}|, \varphi_{ci}$ - текущие значения модуля и аргумента волнового сопротивления гасителя; \bar{Z}_{cia} - величина активного волнового сопротивления гасителя при частоте, соответствующей значению $\bar{\ell} = 1/4$.

Список литературы

1. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. - М.: Машиностроение, 1980. - 156с.
2. Головин А.Н. Разработка гасителей колебаний жидкости для трубопроводных цепей двигателей и систем летательных аппаратов: Диссертация на соиск. учен. степ. канд. техн. наук.- Куйбышев, 1983.- 164 с.

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЁТА ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КРИВОЛИНЕЙНОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ ЕГО СИЛОВОМ ВОЗБУЖДЕНИИ

Шахматов Е.В., Прокофьев А.Б., Макарьянц Г.М.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Необходимость исследования виброакустических характеристик трубопроводов обусловлена требованиями повышения надёжности гидромеханических систем. В частности, заслуживает серьёзного внимания вопрос возбуждения вибрации трубопроводов пульсациями давления рабочей жидкости.

Авторами была разработана конечно-элементная модель для расчёта виброакустических характеристик коленообразного трубопровода [1], проведено её сравнение с существующими аналитическими моделями, показана высокая сходимость результатов. Однако, вопрос исследования распределения вибропараметров по длине трубопровода заслуживает более тщательного рассмотрения, так как существующие в настоящее время

математические модели используют большое число допущений и упрощений.

Отметим основные положения разработанной модели [1]. Задаются геометрические размеры Г-образного трубопровода (рис. 1), частота и

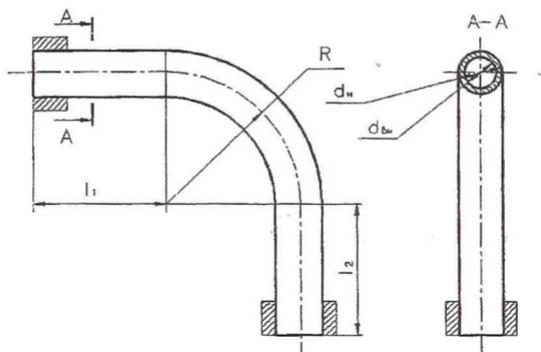


Рис. 1. Основные геометрические размеры исследуемого трубопровода

амплитуда пульсаций давления на входе и динамическая нагрузка присоединённой гидравлической цепи (акустическая нагрузка). Принимаются следующие допущения: линейная постановка задачи, отсутствие силы тяжести, трения в материале трубопровода и опорах, внешней возмущающей силы, кинематического возбуждения трубопровода и опор, силы трения в жидкости, трения между жидкостью и стенкой.

Геометрические размеры исследуемого трубопровода (см. рис. 1): длина прямолинейного входного участка $l_1 = 200$ мм; радиус колена $R = 200$ мм; длина прямолинейного выходного участка $l_2 = 200$ мм; наружный и внутренний диаметры $d_n = 22$ мм и $d_{vn} = 20$ мм.

Результатом расчётов по этой модели является распределение пульсаций давления и вибропараметров по длине трубопровода (подробное описание см. [1]).

Для проверки адекватности разработанной модели были проведены аналитические расчёты по известной методике [2]. В этой работе рассматривается изогнутый участок трубопровода. При этом полагается, что система совершает колебательные движения под действием неуравновешенной силы давления в Г-образном участке. Далее распределённая нагрузка заменяется сосредоточенным усилием R (рис. 2), а сам трубопровод моделируется как изогнутый Г-образный стержень с эквивалентной жёсткостью. Сосредоточенное усилие рассчитывается по соотношению

$$R = \sqrt{2} \cdot A_p \cdot \pi \cdot r,$$

где A_p – амплитуда пульсаций давления; r – внутренний радиус трубопровода.

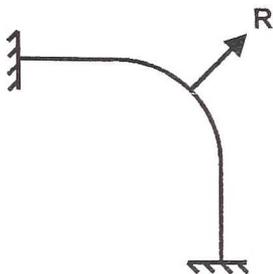


Рис. 2. Схема нагружения трубопровода в модели [2]

Движение трубопровода рассматривается как колебания под действием изменяющейся квазистатической нагрузки. Сразу следует отметить достаточно серьезные допущения, принятые в постановке задачи [2]. Во-первых это не учёт распределённости параметров рабочей жидкости (в модели [2] не учитываются волновые процессы в жидкости). Такое допущение будет некорректным при длине рассматриваемого участка, сопоставимой с длиной волны давления, то есть при $l \leq \frac{\lambda}{6}$, где l – длина

участка; λ – длина волны при частоте пульсаций f . Таким образом, при больших длинах трубопровода, либо при высоких частотах колебаний, следует ожидать определённой погрешности расчёта, возрастающей с увеличением указанных характеристик. Во-вторых, в модель [2] не введены граничные условия на выходе гидравлической подсистемы исследуемого участка (то есть входной импеданс присоединённой гидравлической цепи). В то же время, опыт эксплуатации трубопроводных систем показывает, что, например, бегущая и стоячая волна в жидкости приводят к различному уровню силового возбуждения. В-третьих, модель [2] разработана для случая работы механической подсистемы в дорезонансном режиме, то есть с ростом частоты (в том числе при переходе через резонанс по первой форме) также следует ожидать увеличение погрешности расчёта.

С учётом вышесказанного сравнение результатов будем производить в низкочастотной области, где рассмотренные допущения модели [2] достаточно корректны. Для рассматриваемого трубопровода эта область сверху ограничивается частотой $f=280$ Гц ($\lambda \geq l \cdot 6 = 0.714 \cdot 6 = 4,284$ м) или при скорости звука $c=1202$ м/с см. [1] $f \leq 280$ Гц).

Результаты расчёта в виде амплитудно-частотной характеристики относительной виброскорости, представляющей собой отношение максимальной виброскорости на длине рассматриваемого участка к амплитуде пульсаций давления на входе в него, для обеих моделей приведены на рис. 3.

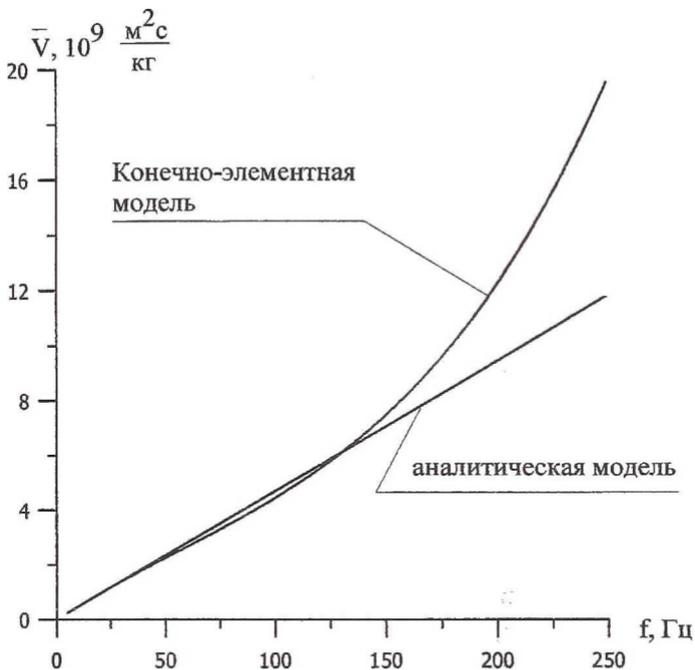


Рис. 3. Зависимость относительной виброскорости $\bar{V} = \frac{V}{A_p}$ от частоты

Результаты моделирования вибропараметров трубопровода в низкочастотной области для конечно-элементной модели [1] и аналитической модели [2] совпадают с достаточной точностью. До частоты 150 Гц расхождение результатов расчёта не превышает 5%, что приемлемо при определении вибропараметров. Как и ожидалось, с увеличением частоты вынужденных колебаний расхождение результатов увеличивается, что обусловлено не учётом в модели [2] резонансных свойств как гидравлической, так и механической подсистем. Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ и Минпромнауки РФ (гранты ТО2-06.8-2815 и МК-2338.2003.08).

Список литературы

1. Макарянц Г.М., Прокофьев А.Б., Шахматов Е.В. Моделирование виброакустических характеристик трубопровода с использованием метода конечных элементов// Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – Самара, 2002, Т.2., №1.
2. Гладких А.Г., Хачатурян С.А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. – М.: Машгиз, 1959. – 243 с.