

УДК 629.7.036.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ В СРЕДЕ ANSYS

© 2010 А.В. Швецов, Ф.В. Паровай

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 15.04.2010

В данной статье рассмотрен метод определения фактических собственных частот трубопровода ДЛА в среде ANSYS, произведена оценка его частотной отстройки.

Ключевые слова: трубопровод, собственная частота колебаний, вибрационная надежность, кинематическое возбуждение, опора.

Нормальное функционирование двигателей летательных аппаратов и различного рода энергетических установок в значительной степени зависит от безотказной работы гидропневмосистем, основным элементом которых являются трубопроводы. Функции, выполняемые гидропневмосистемами, чрезвычайно разнообразны. Это топливные системы основных форсажных камер двигателей; масляные системы; системы автоматического управления и регулирования и т.д. Известно, что разгерметизация или поломка, например, топливного или масляного трубопровода могут вызвать самые серьёзные последствия, их недостаточная надежность может быть не менее опасной, чем выход из строя основного узла изделия.

Высокое давление, коррозионное воздействие транспортируемых жидкостей и газов, частая смена низких и высоких температур, значительный уровень статических и динамических нагрузок предъявляют жесткие требования к проектированию трубопроводных магистралей.

Большая часть причин, приводящих к ненадежности трубопроводов, в настоящее время достаточно полно изучена. В соответствии с требованиями, предъявляемыми к магистралям, подбираются конструктивные формы, материал, производятся гидравлический и прочностной расчеты, учитывается технология изготовления, контроля и монтажа трубопроводов и т.д.

Наряду с этими мероприятиями необходимо применять современные методы расчета и проектирования трубопроводов с использованием различных программных пакетов.

Причиной разрушения трубопроводов, как правило, являются недопустимые напряжения. Возникают они в результате действия на систему трубопроводов нагрузок разного типа, из которых можно четко выделить статические, циклические и случайные.

Статические нагрузки возникают при монтаже трубопроводов вследствие неточного совпадения монтируемых сечений труб с элементами крепления.

Возникновение циклических нагрузок связано с периодическими колебаниями деталей, узлов, агрегатов и изделий в целом, а так же параметров жидкостей, протекающих внутри и снаружи трубопроводов.

Случайные нагрузки возбуждаются эпизодическими источниками.

Значительная доля дефектов трубопроводов обусловлена циклическим воздействием вибрационного характера и проявляется в виде усталостных поломок, разгерметизации, повышенного уровня вибронапряжений. Например, доля трубопроводов в усталостных поломках двигателей в процессе доводки достигает 20-25%.

Источники возникновения вибраций и механизмы их передачи на трубопроводы летательных аппаратов и двигателей чрезвычайно разнообразны, различно их влияние на динамическую прочность и надежность гидравлических систем.

Характер спектра частот колебаний трубопроводов свидетельствует о том, что причиной колебаний являются вибрации элементов конструкций изделий, с которыми тем или иным способом связаны гидравлические магистрали. Такой механизм возбуждения поперечных колебаний, когда некоторые сечения трубопровода совершают вынужденные периодические перемещения (в общем случае угловые и линейные), обычно называют кинематическим. При этом интенсивность инерционной нагрузки, распределенной по длине рассматриваемого участка трубопровода, будет зависеть от амплитуды и частоты возмущающих перемещений, а так же от величины погонной плотности трубопровода с учетом массы протекающей в нем жидкости.

Элементы конструкции, к которым присоединяются трубопроводы, иногда служат своеоб-

Швецов Антон Владимирович, аспирант.

Паровай Фёдор Васильевич, кандидат технических наук, доцент. E-mail: kipdla@ssau.ru

разными усилителями вибрации, так как представляют собой механические колебательные системы с присущим им густым спектром собственных частот. Это является характерной особенностью кинематического механизма возбуждения. В роли резонаторов оказываются тонкостенные податливые конструкции корпусов и оболочек изделия, упруго подвешенные агрегаты, ребра жесткости и т.д. При проектировании трубопроводных систем необходимо всегда учитывать это обстоятельство и устанавливать связи в тех местах, где ожидаются наименьшие амплитуды перемещений (например, в узловых точках). Кроме того, причиной возбуждения элементов конструкций деталей и узлов могут быть механическая и аэродинамическая неуравновешенность винтов, вентиляторов, роторов компрессоров и турбин, вращающихся элементов редукторов, а также акустические нагрузки от лопастей винтов, лопаток компрессоров и турбин и реактивных струй.

Поэтому конструктору важно знать, что является источником возбуждения колебаний, так как от этого зависит характер нагружения трубопровода и уровень переменных напряжений.

При высоких частотах кинематического возбуждения превалирует динамическая нагрузка от действия массовых сил, где наиболее опасными будут резонансные колебания. Одним из основных приемов снижения напряжений в этом случае является частотная отстройка, когда стремятся установить длину пролетов и жесткость опор таковыми, чтобы в зоне рабочих чисел оборотов не было совпадения собственных частот и частот возбуждения, т. е. чтобы не наблюдалось резонансных колебаний трубопровода в пролетах между опорами.

Если же по каким-либо причинам сделать это невозможно, то прибегают к демпфированию колебаний трубопроводов. В этом случае в системе “трубопровод – опоры” допускаются резонансы, а основная задача состоит в том, чтобы ввести в систему элемент или несколько элементов, которые бы снижали амплитуду прогибов на резонансе, отводя энергию от колеблющейся системы. Таким элементом являются упругодемпфирующие опоры (УДО) различных конструкций.

В настоящее время снижение переменных напряжений в трубопроводах благодаря демпфированию колебаний с помощью упругодемпфирующих опор получает все большее распространение в конструкциях трубопроводов отечественных и зарубежных ГТД. Это объясняется высокой эффективностью демпфирования: резким снижением уровня напряжений, особенно на резонансах, и малым разбросом значений напряжений, что позволяет значительно уменьшать

неопределенность системы и, следовательно, повышать ее надежность.

Спектр собственных частот трубопроводов очень густой. Учитывая также густоту спектров возбуждающих сил и то обстоятельство, что в процессе эксплуатации собственные частоты трубопроводов могут в некоторых пределах изменяться вследствие изменения жесткости зажимов, температурных напряжений и по целому ряду других причин, можно прийти к выводу о практической невозможности избежать резонансных колебаний при столь большом числе трубопроводов ГТД.

Соответственно, одна из основных задач при устранении вибрации трубопроводов заключается в определении фактических собственных частот трубопроводов и соответствующем изменении их.

Такая задача решена на примере твердотельной модели масляного трубопровода двигателя НК-36СТ диаметром 8 мм с помощью программного пакета ANSYS.

Схема расчета собственных частот разветвленных трубопроводных систем ДЛА приведена на рис. 1.

Трубопровод представляет собой разветвленную систему сложной конфигурации. Формирование геометрической схемы трубопровода и создание объемной модели произведено в пакете Unigraphics NX 3.

Вид построенной модели показан на рис. 2.

Готовая 3D-модель трубопровода импортируется в программный пакет ANSYS, где осуще-

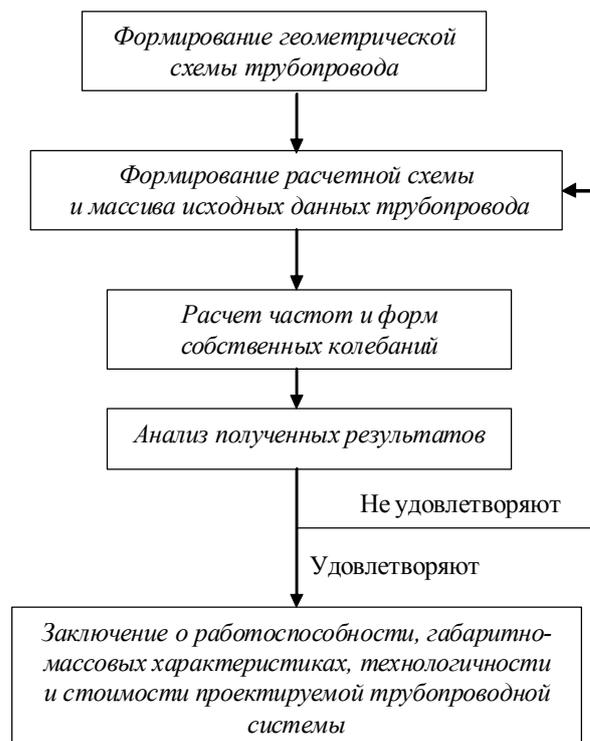


Рис. 1. Схема расчета собственных частот разветвленных трубопроводных систем ДЛА

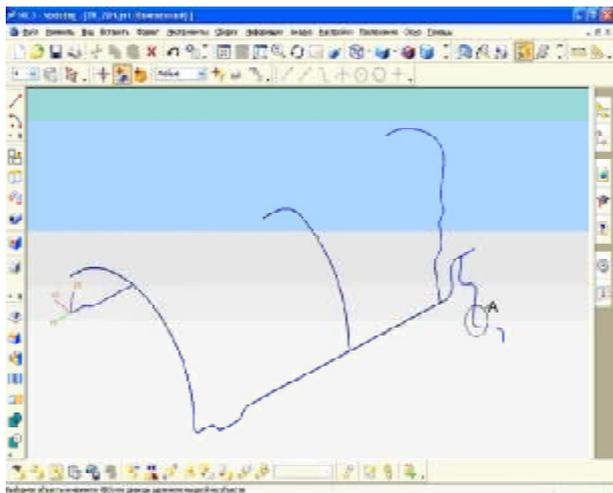


Рис. 2. 3D – модель исследуемого трубопровода в Unigraphics NX3

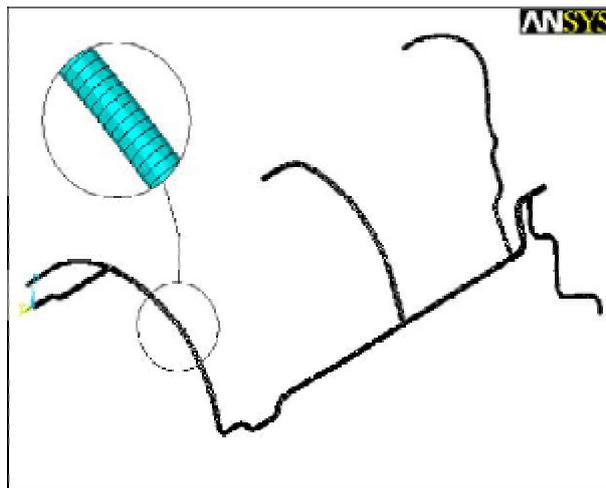


Рис. 3. Конечно-элементная модель

ствляется формирование расчетной схемы и массива исходных данных трубопровода (задаются граничные условия) и далее рассчитывается методом конечных элементов.

Конечно-элементная модель представлена на рис. 3.

Закрепление трубопровода в концевых сечениях было принято жестким. Промежуточные опоры трубопровода принимаем упругими с кольцевой втулкой из МР, коэффициенты жесткости которых следующие:

$$C_X = C_Y = C_Z = 60 \cdot 10^4 \text{ Н/м,}$$

$$C_{\theta X} = C_{\theta Y} = C_{\theta Z} = 0 \text{ Нм/рад [5].}$$

В ANSYS эти опоры моделируются с помощью элемента *COMBIN14*.

Элемент *COMBIN14* – это пружинный амортизатор (или) упругий демпфер. Он имеет продольные или крутильные свойства, что позволяет применять его в одномерных (1D), двухмерный (2D) или трехмерных (3D) задачах. Опция продольного упругого демпфера формирует одноосный элемент, воспринимающий растяжение и сжатие, имеющий до трех степеней свободы в каждом узле: перемещения в направлении осей X, Y и Z узловой системы координат. При этом свойства изгиба и кручения отсутствуют. Опция крутильного упругого демпфера формирует чистый поворотный элемент с тремя степенями свободы в каждом узле: повороты вокруг осей X, Y и Z узловой системы координат. Свойства изгиба или восприятия продольного усилия отсутствуют.

Для элемента упругого демпфера задается масса.

Вид конечно-элементной модели УДО (рис. 2, фрагмент А) представлен на рис. 4.

Для создания жестких опор, достаточно в несколько раз увеличить коэффициент жесткости УДО.

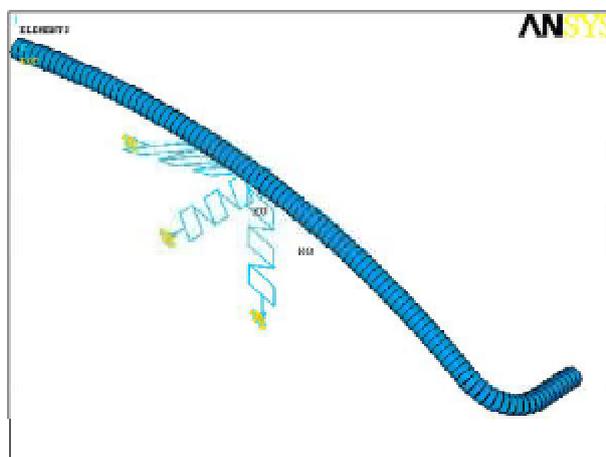


Рис. 4. Конечно-элементная модель УДО

В результате расчета получаем набор данных, соответствующих разным частотам собственных колебаний, каждая из которых имеет свой порядковый номер. В ANSYS это выглядит следующим образом:

**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****

	SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	180.10	1	1	1	
2	244.14	1	2	2	
3	332.34	1	3	3	
4	376.43	1	4	4	
5	417.38	1	5	5	
6	428.92	1	6	6	
7	442.19	1	7	7	
8	463.41	1	8	8	
9	486.13	1	9	9	
10	508.76	1	10	10	

Проводится анализ полученных результатов, определяется вид собственных форм колебаний исследуемого трубопровода в пространстве.

На рис. 5 представлена форма колебаний, соответствующая первой собственной частоте.

Для снижения переменных напряжений в трубопроводах, возникающих при воздействии

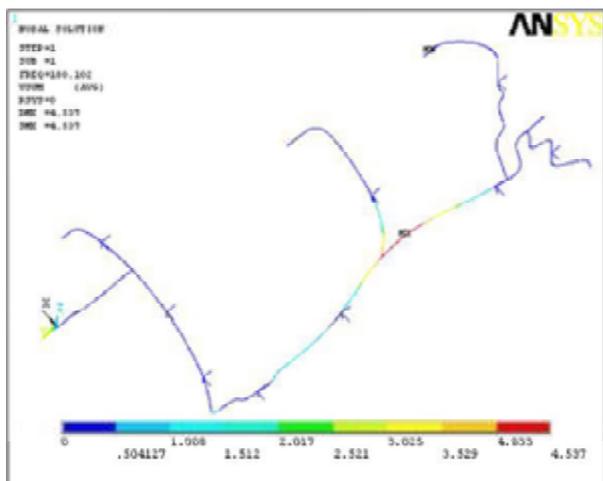


Рис. 5. Форма колебаний соответствующая первой собственной частоте

на трубопровод возбуждающих сил от перемещения опор (кинематическое возбуждение) и пульсаций давления в системе, при аэродинамическом и других видах возбуждения, возможно использовать следующие принципы повышения вибрационной надежности трубопроводных систем (как и вообще – колебательных систем [3]):

- снижение виброактивности источника колебаний;
- частотную отстройку;
- введение демпфирования в систему (в случае трубопроводов – УДО);
- повышение предела выносливости материала трубопроводов;
- изменение формы колебаний.

Наиболее простыми при реализации являются принципы частотной отстройки и демпфирования. Им соответствует определенная конструкция опор и их расстановка по длине трубопровода.

При частотной отстройке должно быть выполнено условие, по которому собственная частота трубопровода не должна совпадать ни с одной из частот возбуждения в некотором заданном интервале частот.

При широком спектре частот возбуждения, который обычно имеет место на ГТД, наиболее надежной будет односторонняя отстройка вверх, когда минимальная собственная частота трубопровода устанавливается выше максимальных частот возбуждения. Поскольку коэффициент динамического усиления колебаний трубок в резонансе довольно большой, то достаточна отстройка на 20-30% [7]:

$$f_{c\ min} \varepsilon \geq (1,2...1,3)f_{v\ max},$$

где $f_{c\ min}$ – минимальная собственная частота трубопровода;

$f_{v\ max}$ – максимальная частота возбуждения.

Отстройка по частотам оказывается не всегда приемлемой. При высоких частотах возбуждения (более 300 – 400 Гц) отстройка вверх требует малых длин участков трубопровода, что конструктивно не всегда целесообразно, а порой и невозможно. Так, если трубопровод крепится на податливых облегченных корпусах, то даже при малых расстояниях между опорами практически не обеспечивается жесткая заделка.

Практически единственным способом снижения переменных напряжений в таких случаях, когда частотная отстройка мало эффективна, является демпфирование колебаний трубопроводов. Для этого необходимо изменить конструкцию опор и вместо жестких брать податливые опоры, обладающие свойством рассеяния энергии колебаний. Первостепенная задача проектирования трубопроводов с такими опорами состоит в оптимизации числа опор, их жесткости, демпфирования и мест расстановки по длине трубопровода.

В табл. 1 приведены вычисленные значения собственных частот f_i , номинальные частоты вращения ротора турбокомпрессора f_{TK} и свободной турбины f_{CB} , а также запасы по частоте, определенные по формуле

$$\delta = \frac{f_i - f_p}{f_p} \cdot 100\%,$$

где f_p – одна из роторных частот (f_{TK}, f_{CB});

f_i – собственная частота колебания трубопровода.

Отрицательное значение δ означает, что данная собственная частота ниже сопоставляемой частоты возбуждения. Поэтому при наборе оборотов следует ожидать кратковременного резонанса на приблизительно 180,1 Гц. Кроме того, учитывая погрешность расчетного определения собственных частот, вызванную несовершенством методики замера узловых координат и ориентировочным назначением жесткости промежуточных опор, можно предположить весьма высокую вероятность резонанса на первых двух частотах, где запас не превышает 30%.

В связи с этим представляется целесообразной замена опор на опоры с материалом МР или многослойными пакетами, обладающие более высоким демпфированием [4, 5, 7]. Для повышения собственных частот необходима постановка дополнительной УДО примерно в середине участка, где имеются значительные поперечные перемещения трубопровода на всех формах колебаний.

Анализ полученных результатов свидетельствует о возможности и экономической целесообразности включения этапа расчетного исследования вибрационного состояния трубопроводов с помощью программного пакета ANSYS в процесс проектирования. Это обеспечит реальную возмож-

Таблица 1. Оценка частотной отстройки трубопровода

Частоты возбуждения, Гц		Собственные частоты трубопровода f_i , Гц				
		180,10	244,14	332,34	376,43	417,38
		Запасы по частотам, %				
f_{CB}	138,33	22,78	76,49	—	—	—
f_{TK}	212,86	-15,39	14,69	56,13	76,84	96,08

ность сокращения сроков последующей вибрационной доводки за счет опережающих мероприятий по частотной отстройке и демпфированию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах. М.: КомпьютерПресс, 2002. 224с.
2. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, 2005. 640с.
3. Белоусов А.И., Фролов В.А. Методы повышения вибрационной прочности лопаток турбомашин: Учеб. пособие. Куйбышев: КуАИ, 1983. 71 с.
4. Мальтеев М.А. Виброзащита трубопроводов на этапах проектирования и доводки двигателей летательных аппаратов. Дисс. ... канд. техн. наук. КуАИ, 1989.
5. Пашин Е.А. Исследование и разработка металлических упругодемпфирующих опор трубопроводов авиационных гидравлических систем. Дисс. ... канд. техн. наук. КуАИ, 1971.
6. Сидоренко М.К. Виброметрия газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1973. 224 с.
7. Старцев Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 272 с.
8. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справ. пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. 512 с.

DETERMINE THE ACTUAL NATURAL FREQUENCIES PIPELINES PAP IN ANSYS ENVIRONMENT FOR SOLVING PROBLEMS OF VIBRATION TOUGH.

© 2010 A.V. Shvetsov, F.V. Parovai

Samara State Aerospace University

In this article the method of determining the actual natural frequencies of the pipeline PAP in the medium ANSYS, assessed its frequency detuning.

Key words: pipeline, natural frequency, vibration reliability, cinematic excitement support.

Anton Shvetsov, Graduate Student.

Fedor Parovai, Candidate of Technics, Associate Professor.

E-mail: kipdla@ssau.ru