



Рис. 1. Последовательность штамповки деталей стеснённым изгибом

Для согласования напряжённо - деформированного состояния материала в зоне пластического деформирования с заданными силовыми и геометрическими параметрам процесса стеснённого изгиба при штамповке эластомером получено решение краевой упругопластической задачи осадки цилиндрической волны материала детали в процессе выполнения окончательной операции штамповки эластомером методом стеснённого изгиба.

**Моделирование, таким образом, заключается в решении краевой задачи пластического деформирования трубы с исчезновением упругой зоны под действием равномерного внешнего давления.**

В результате решения краевой задачи получены выражения для определения утолщения материала детали в радиусной зоне её борта  $\delta$ , и для

определения давления эластомера  $p^*$  в виде:

$$\delta = \frac{\sqrt{1+2\nu+\nu^2+2a\nu}-1}{\nu},$$

$$p^* = \frac{2}{\sqrt{3}} k \left( \frac{2a+\nu}{2(1+a)} \right)^n \cos \left( \frac{7\pi}{6} - \Theta_2 \right),$$

где  $a = \frac{2 \Delta H_1}{\pi R_1^*}$ ,  $\nu = \frac{s}{R_1^*}$ , - безразмерные параметры.

Значение  $\Theta_2$  определяется в результате численного решения трансцендентного уравнения, которое с учётом (17) представлено в следующем виде:

$$\sin \Theta_2 e^{\left( \frac{2\pi}{\sqrt{3}} - \sqrt{3}\Theta_2 \right)} = \frac{\sqrt{3}}{2(1+2\nu+\nu^2+2a\nu)},$$

причём значение  $\Theta_2$  определено на интервале от  $\frac{2\pi}{3}$  до  $\pi$ .

Сравнивая полученные теоретические и экспериментальные величины давления эластомера, сделан вывод, что расчётные формулы, полученная исходя из условия плосконапряжённого состояния материала заготовки, дают достаточно точное соответствие с экспериментальными величинами давления эластомера, создаваемого при штамповке детали со стеснённым изгибом.

**Выводы.** Разработанная методика расчета рабочего давления полиуретана, учитывающая утолщение и упрочнение материала в процессе формообразования бортов листовых деталей стеснённым изгибом имеет хорошее соответствие с экспериментальными данными.

УДК 629.7.036.3

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТРУБОПРОВОДОВ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ANSYS

© 2012 Швецов А.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королева  
(национальный исследовательский университет), Самара

# THEORETICAL RESEARCHES OF DYNAMICS OF PIPELINES OF AVIATION ENGINE WITH THE USE OF ANSYS

© 2012 Shvetsov A.V.

Samara state aerospace university of the name of academician S.P. Korolyov  
(national research university), Samara

One over of basic tasks is brought at the removal of vibration of pipelines, consisting in determination of actual natural frequencies of pipelines and corresponding change them. The method of determination of natural frequencies of pipeline of engines of aircrafts is considered in the environment of ANSYS, the estimation of his frequency rebuilding is produced.

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

В соответствии с требованиями, предъявляемыми к трубопроводам АД, 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.

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.

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.

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

Готовая 3D – модель трубопровода импортируется в программный пакет ANSYS, где осуществляется формирование расчетной схемы и массива исходных данных трубопровода (задаются граничные условия) и далее рассчитывается методом конечных элементов.

Закрепление трубопровода в концевых сечениях было принято жестким. Промежуточные опоры трубопровода принимаем упругими с кольцевой втулкой из МР.

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.

В результате расчета получаем набор данных, соответствующих разным частотам собственных колебаний, каждая из которых имеет свой порядковый номер. BANSYS это выводит 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

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

**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 ВОЗМОЖНОСТЬ СОКРАЩЕНИЯ СРОКОВ ПОСЛЕДУЮЩЕЙ ВИБРАЦИОННОЙ ДОВОДКИ ЗА СЧЕТ ОПЕРЕЖАЮЩИХ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ЧАСТОТНОЙ ОТСТРОЙКЕ И ДЕМПФИРОВАНИЮ.**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМОВКИ КРУТОИЗОГНУТОГО ПАТРУБКА**

собственных форм колебаний исследуемого трубопровода в пространстве.

Для снижения переменных напряжений в трубопроводах, возникающих при воздействии 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:

- 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.

В таблице 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.