

6. Изжеуров Е.А. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик упруго пористого материала МР для систем двигателей летательных аппаратов: Дис. канд. техн. наук. - Куйбышев: КуАИ, 1973.

УДК 621.643:539.433

В.А.Борисов, Н.Д.Войтех, Г.Н.Маркушин, Ф.В.Паровай

ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕРМЕТИЧНОСТИ НИППЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ ВИБРАЦИИ

В связи с большим ресурсом современных ГТД возникает необходимость исследования длительного влияния различных видов нагружения на работоспособность элементов двигателя, например, на работоспособность многочисленных соединений трубопроводов, ресурс которых при проведении эквивалентных испытаний двигателей практически не выявляется. Это объясняется, во-первых, тем, что форсирование режимов во время испытаний двигателей мало влияет на интенсивность нагружения соединений трубопроводов, во-вторых, основной причиной отказа соединений трубопроводов является нарушение герметичности соединений, а не их прочность.

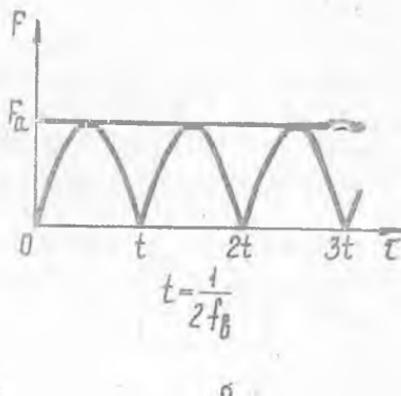
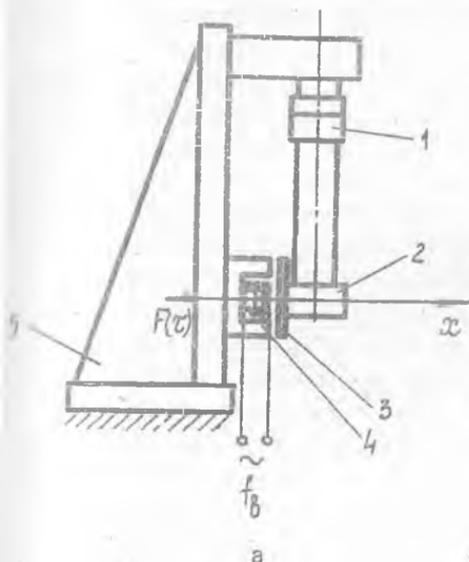
В работе определяется влияние длительного, предельно-допустимого по прочности виброн нагружения трубопровода на герметичность соединений с упругим сферическим ниппелем, выполненным по ОСТ 00764-75. Для упрощения количественной оценки герметичности в качестве испытательной среды используется воздух. Форсирование процесса испытания обеспечивается за счет увеличения частоты виброн нагружения до 500 Гц вместо 100 Гц на двигателе.

Исследуются образцы соединения $d_y = 20$ мм, состоящие из штуцера, ниппеля с отрезком трубки длиной 78 мм и накидной гайки. Трубки на конце заглушены и снабжены канавкой для крепления груза. На поверхности трубок у корня ниппеля наклеиваются тензодатчики.

Образцы монтируются на испытательном стенде в вертикальном положении (рис. 1, а). При этом штуцер образца вворачивается в стакан, закрепленный на кронштейне. Через стакан в образец поступает сжатый воздух под давлением 5 МПа (50 кгс/см²). Виброн нагружение создается динамическим возбуждением образцов при помощи электромаг-

шта. Переменная сила, действующая на конец образца, вызывает в трубке переменные изгибальные напряжения, амплитуда которых у корня штифеля достигает $\sigma_a = 49 \pm 5$ Мп (500 ± 50 кгс/см²). Эта величина во всех испытаниях поддерживается постоянной. Для получения таких напряжений при высокой частоте колебаний испытания проводятся на резонансном режиме. На

конец трубки крепится груз, обеспечивающий необходимую частоту собственных колебаний образца. Масса груза подобрана



Р и с. 1. Схема испытательного стенда: а - схема возбуждения образца; б - график зависимости возбуждающей силы от времени; 1 - соединение; 2 - груз; 3 - якорь; 4 - электромагнит; 5 - кривошип

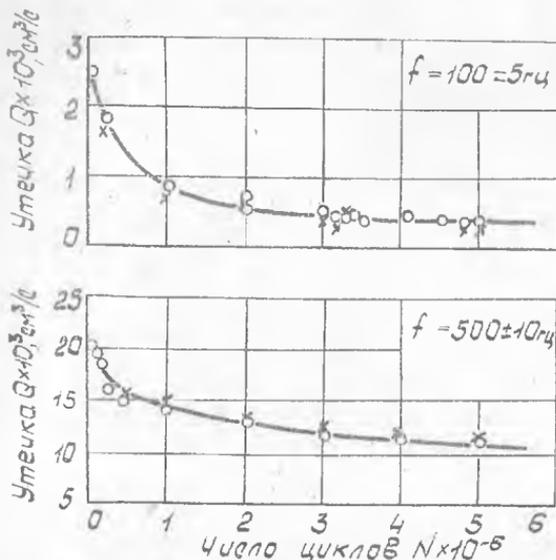
опытным путем и составляет 2565 и 150 г. Частота колебаний соответственно 100 ± 5 и 500 ± 10 Гц.

Как видно из рис. 1б, возбуждающая сила имеет пульсирующий характер. Вследствие несимметричного нагружения колебания образца происходят около смещенного в сторону электромагнита положения. Показано, что величина этого смещения не зависит от частоты колебаний и не оказывает влияния на величину утечки.

Для сбора утечки воздуха через соединение края накидной гайки герметизируются резиновой манжетой. Утекающий воздух отводится в мензурку с водой, где определяются размеры и количество пузырьков в единицу времени. Показано, что погрешность измерения утечки не превышает 30%.

Сборка соединения проводится в соответствии с принятой в производстве технологией: накидная гайка заворачивается от руки и затем затягивается ключом на 75° . Перед сборкой уплотнительные поверхности образцов обезжириваются бензином.

Полученные результаты представлены в виде зависимостей утечки Q от числа циклов колебаний N . Примеры их приведены на рис. 2. Наибольшее число циклов составляет $25 \cdot 10^6$ при частоте колебаний 500 Гц.



Р и с. 2. Изменение утечки с наработкой числа циклов нагружения при различной частоте колебаний: о - статическая утечка; х - динамическая утечка

Р и с. 2. Изменение утечки с наработкой числа циклов нагружения при различной частоте колебаний: о - статическая утечка; х - динамическая утечка

колебаниях образца, так и при выключенном возбуждении. Утечка, измеренная при колебаниях образца, названа динамической, а при отсутствии колебаний - статической. В большинстве случаев динамическая утечка несколько выше статической, однако, разница между утечками находится в пределах точности замера.

Влияния частоты вибронгружения на характер зависимости $Q=f(N)$ не обнаружено. Интенсивность снижения величин утечки при частоте колебаний 100 Гц немного выше, чем при частоте 500 Гц, но это различие было также в пределах точности измерения.

Все испытанные образцы (20 штук) при внутреннем давлении воздуха 5 МПа дают утечку как в начале, так и в конце испытаний. При этом наблюдается значительный разброс по образцам величины начальной утечки вследствие различий в качестве изготовления, хотя эти различия были в пределах допусков и технических требований. В процессе испытаний утечка измеряется как при

Самым важным результатом эксперимента является подтверждение того, что с увеличением числа циклов нагружения величина утечки снижается. Причем значительное снижение утечки наблюдается только при наработке первых $(2-3) \cdot 10^6$ циклов нагружения и составляет 25-75% от начальной величины. После наработки $3 \cdot 10^6$ циклов величина утечки стабилизируется.

Такие же результаты получены ранее при продольном вибронгружении фланцевого соединения [1]. Показано, что характер зависимости $Q = f(N)$ определяется двумя факторами: изменением усилия затяжки при циклическом нагружении и приработкой поверхностей в результате микроперемещений при вибрациях. Поскольку усилие затяжки с наработкой может только падать, то действие первого фактора всегда приводит к увеличению утечки. Причиной падения усилия затяжки является виброползучесть деталей соединения, которая особенно сильно проявляется в начальный период нагружения [2]. Однако, если в соединении имеется упругий элемент, то падение усилия затяжки существенно замедляется.

Действие второго фактора на герметичность соединения менее изучено. В работе [1] обнаружено снижение утечки с ростом числа циклов нагружения, несмотря на заметное падение усилия затяжки. Это объясняется приработкой уплотнительных поверхностей, а именно: разрушением микронеровностей и сглаживанием уплотнительных поверхностей. Кроме того, при вибрации усиливается пластическая деформация микронеровностей. Подобная приработка поверхностей стыка описана в работе [3], где показано, что она является одной из причин падения усилия затяжки. Исследование герметичности в работе не проводится.

В рассматриваемом соединении не обнаружено падение усилия затяжки. По-видимому, оно незначительно, что объясняется большой упругостью сферического ниппеля и, следовательно, высоким значением коэффициента основной нагрузки соединения [4]. В то же время приработка уплотнительных поверхностей имеет место, о чем свидетельствует круговая полоска в месте контакта после испытаний. Действием последнего фактора и объясняется снижение утечки с наработкой количества циклов нагружения.

Результаты работы позволяют предположить, что и дальнейшее увеличение продолжительности вибронгружения не скажется на герметичности исследованного типа соединений.

Л и т е р а т у р а

1. Б о р и с о в В.А., В о й т е х Н.Д., П а ш и н Е.А. Надежность трубопроводных систем при вибрации. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1977, вып. 4.

2. К а р п А.В. Релаксационные процессы в циклически нагружаемых резьбовых соединениях как фактор, определяющий ресурс затяжки. - В сб.: Исследование, конструирование и расчет резьбовых соединений. - Ульяновск: Ульяновск. политехнич. ин-т, 1973, вып. I.

3. К у х т е н к о в М.М., К у х т е н к о в К.М. Износ стыка фланцев затянутого болтового соединения. - В сб.: Исследование, конструирование и расчет резьбовых соединений. - Ульяновск: Ульяновск. политехнич. ин-т, 1973, вып. I.

4. С т а р ц е в Н.И. Трубопроводы газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976.

УДК 532.595.001

Л.И.Бруднов, А.Н.Головин, В.П.Шорин

К РАСЧЕТУ СОБСТВЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ТИПА АКУСТИЧЕСКИХ ФИЛЬТРОВ НИЖНИХ ЧАСТОТ

При выборе той или иной схемы гасителя колебаний давления рабочей жидкости для конкретной трубопроводной системы необходимо знать собственные характеристики гасителей [1-3]. Учитывая то, что частоты колебаний в современных гидравлических магистралях авиационных двигателей чаще лежат в пределах 100-3000 Гц, расчеты собственных характеристик необходимо вести с учетом распределенности параметров по длине элементов гасителя.

В статье приведен расчет собственных характеристик так называемых Г-, Т-, П-образных звеньев акустических фильтров нижних частот (АФНЧ). Гидравлические схемы указанных звеньев изображены на рис. 1. При условии сосредоточенности элементов собственные характеристики указанных на рис. 1 схем соответственно в верхнем и нижнем ряду описываются одними и теми же формулами. Поэтому целесообразно сравнить поведение собственных характеристик при условии распределенности параметров для обоих видов гасителей.