

ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ТОРЦОВОГО ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ

Фалалеев С.В., Балякин В.Б., Новиков Д.К., Седов В.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет

DYNAMIK EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE FACE GAS DYNAMIC SEAL

Falaleev S.V., Balyakin V.B., Novikov D.K., Sedov V.V. In this article we described mathematic model of the face gas dynamic seal and made experimentally an analysis of its dynamic. Mathematic model, face gas dynamic seal, dynamic.

Значительная часть повреждений в уплотнениях происходит в результате возникновения в них опасной вибрации. Поэтому необходимо исследование динамики торцовых газодинамических уплотнений (ТГДУ) с целью выявления их эксплуатационных ограничений.

В настоящее время используется несколько динамических моделей ТГДУ. Анализ существующих и перспективных конструкций ТГДУ показал, что наиболее корректной является динамическая модель, состоящая из 3-х масс. Прижим установлен в корпусе турбомшины и поджимается к невращающемуся кольцу набором пружин. Вторичное уплотнение, установленное между невращающимся кольцом и прижимом, представляется элементом, обладающим жесткостью, демпфированием и сухим трением. Между невращающимся кольцом и вращающейся втулкой находится безынерционная упруго-вязкая подвеска (рабочий слой). Между вращающейся втулкой и торцом ротора находится вторичное уплотнение, которое представляется элементом, обладающим жесткостью, демпфированием и сухим трением. К ротору втулка прижимается в осевом направлении неуравновешенной силой и имеет ограничитель перемещений в виде зазора. На вал втулка монтируется либо на гофрированный демпфер, либо на резиновое кольцо. Взаимное осевое перемещение в этом элементе моделируется сухим трением. Торцы ротора передают воздействие на ТГДУ, имеющие осевую и угловую составляющие колебаний. Втулка и кольцо могут дополнительно иметь

изгибные составляющие колебаний. Изгибные колебания кольца будут компенсироваться упругими деформациями вторичного уплотнения, поэтому на прижим они передаваться не будут.

Создание аналитической методики расчёта для данной динамической модели ТГДУ затруднительно. Анализ трёхмассовой динамической модели проведем с помощью виртуального стенда, созданного с использованием программного комплекса кинематического и динамического анализа ADAMS. В этом случае можно моделировать сложное динамическое нагружение со стороны ротора.

Вначале на виртуальном стенде моделировались только осевые колебания торца ротора. Наличие осевых воздействий ротора с амплитудами величиной 100...300 мкм и частотой 100 Гц не оказывает сильного влияния на работу ТГДУ. Однако при росте частоты колебаний до 200 Гц при амплитуде 200 мкм минимальная величина зазора снижается до 1 мкм, а при амплитуде 300 мкм – до 0,3 мкм.

Далее имитировалось вращение ротора вала с торцовым биением. Проведенные расчёты колебаний ТГДУ показали, что при осевой амплитуде 0,3 мм и угловой амплитуде 0,003 рад при частоте возбуждения 100 Гц отклонение величины зазора от номинального положения составляет от 0,25 до 1,5 мкм. А при частоте 200 Гц происходит соударение уплотнительных поверхностей.

Для оценки работоспособности ТГДУ при повышенных амплитудах колебаний ротора была проведена серия натурных

экспериментов на динамическом стенде. Консольно к валу экспериментальной установки, установленному на двух подшипниках в корпусе, крепится втулка ротора, на которой смонтировано ТГДУ. Технологически реализуемо как радиальное смещение втулки, так и ее перекося. В качестве определяющих параметров при экспериментах были выбраны радиальное и торцевое биение роторной втулки.

При нерасчётной работе магнитного подвеса происходят радиальные колебания ротора относительно статора с амплитудой от 0,1 мм до 0,3 мм. Для имитации этого процесса на стенде соответствующее радиальное биение (0,1; 0,2; 0,3 мм) роторной втулки ТГДУ задавалось смещением оси втулки относительно оси вращения.

Комбинация радиального и осевого биений достигалась за счёт перекося роторной втулки.

Радиальное биение вала при монтаже контролируется в районе второй ступени уплотнения, а осевое биение замеряется на торцевой поверхности роторной втулки уплотнения. В процессе работы за счёт действия динамических сил происходит увеличение амплитуды колебаний вала.

Измерение динамического радиального биения вала под второй ступенью уплотнения в горизонтальной и вертикальной плоскости производились токовихревыми датчиками с точностью 1 мкм, которое можно пересчитать в динамическое радиальное и торцевое биение первой ступени ТГДУ за счёт наличия жёсткой кинематической связи. Результаты измерений фиксировались и обрабатывались блоком РХИ производства фирмы «National Instruments».

В процессе экспериментальных исследований получено следующее. Радиальное смещение вала с эксцентриситетом $e = 0,1, 0,2$ и $0,3$ мм (без перекося вала) практически не влияет на работу ТГДУ при частоте 90 Гц.

При наличии перекося вала утечки воздуха через ТГДУ растут. В процессе проведения серии экспериментов были выявлены

предельные амплитуды колебаний вала. После работы ТГДУ с перекося вала (радиальное смещение вала составило 0,3 мм, а торцевое биение втулки вала - 0,25 мм) на рабочем режиме (частота возбуждения вала 90 Гц) были обнаружены фрагменты изнашивания графита на наружном диаметре уплотнительного кольца. При повторном запуске на этом режиме произошёл аварийный останов стенда из-за возникновения значительных угловых колебаний деталей ТГДУ. Вначале утечки воздуха достигли предельных значений (90 нормолитров в минуту), а затем произошло заклинивание графитового кольца из-за того, что резиновое уплотнительное кольцо (вторичное уплотнение) попало в возникший зазор между графитовым кольцом и блоком уплотнения, и оно не смогло отслеживать колебания твёрдосплавного кольца.

Таким образом, проведенные исследования динамики ТГДУ показывают, что уплотнение удовлетворительно работает при осевых, либо при радиальных амплитудах вибрации ротора до 250...300 мкм с частотой до 100 Гц. Наличие вибрации с частотой 200 Гц, особенно при наличии одновременно осевых и угловых колебаний, делает ТГДУ неработоспособным, либо требует ограничения амплитуды колебаний. На основании проведенных численных и натурных экспериментов рекомендуется для ТГДУ предельное значение амплитуд радиальных колебаний принять равным 0,3 мм, а осевых – 0,2 мм при частоте до 100 Гц. При частоте 200 Гц рекомендуется половина этих значений. Опыт ООО «Газпром трансгаз Самара» показал, что обеспечение в эксплуатации амплитуд осевых и радиальных колебаний ротора величиной не более 50 мкм при допустимости на переходных режимах кратковременных повышений до 100...130 мкм не приводит к нарушению работы ТГДУ. Это качественно подтверждает достоверность полученных результатов.