

УДК 62-762.001.5

А.И.Белосов, В.А.Зрелов, С.В.Фалалеев

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛАСТИЧНЫХ ТОРЦОВЫХ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ

В последнее время появились работы, указывающие на возможность создания торцовых уплотнений с податливыми рабочими поверхностями, имеющих высокие эксплуатационные свойства. Такие уплотнения обладают повышенной несущей способностью, значительной жесткостью при малых зазорах, способностью противостоять ударным нагрузкам, меньшей чувствительностью к присутствию инородных частиц смазки, не требуют тщательной обработки уплотнительной поверхности, имеют малые утечки даже при значительных деформациях рабочих колец. Т.М.Башта и А.Н.Швецов /1/ выявили, что за счет прогиба поверхности торцового уплотнения, выполненной из резины, можно снизить требование к допустимой величине биения рабочего торца вращающейся детали на порядок (до 0,1 мм), при этом наименьшие потери на трение обеспечиваются при шероховатости поверхности  $R_a = 0,32$  мкм. Экспериментально были определены пределы использования эластичных торцовых контактных уплотнений:  $\Delta p$  — до 1,2 МПа,  $v$  — до 20 м/с. Поэтому применение резины и эластомерных материалов в торцовых уплотнениях быстроходных энергомашин, а также в уплотнениях, работающих в высокотемпературных и криогенных средах, не представляется возможным. В наибольшей степени удовлетворяют условиям работы торцовые газостатические уплотнения (ТГСУ) с рабочими кольцами из пористого упругодемпфирующего материала МР, эластичное покрытие которых выполнено фторопластированием. Теоретический анализ таких ТГСУ проведен в работах /2, 3/.

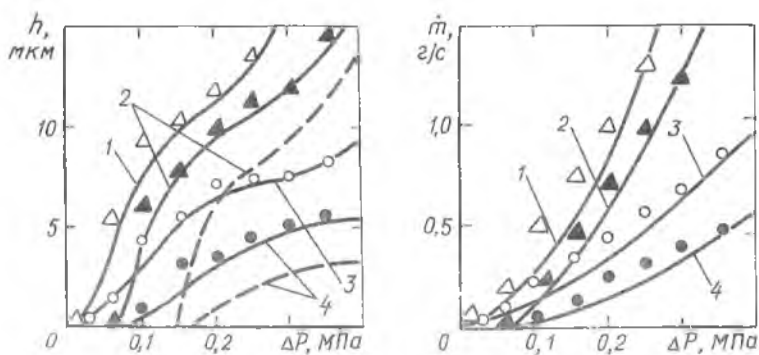
Для экспериментального исследования эластичных торцовых газостатических уплотнений был спроектирован и изготовлен специальный стенд, схема которого изображена на рис. 1. Он состоит из экспериментальной установки, привода, систем питания подшипников и уплотнительного узла, комплекса измерительной аппаратуры. Ротор 1, установленный в корпусе 2 на шарикоподшипниках 3, работоспособных при частоте вращения до  $10^3$  1/с, имеет рабочий торец с диаметральными размерами от 50 до 100 мм. Смазка подшипников осуществляется маслом от насосной станции по трубопроводам 5, 6 и 7. Прошедшее через подшипник масло сливается по трубопроводам 8 и 9. Герметизация масляных полостей осуществляется винтоканавочными уплотнениями, выполненными на обращенных к валу поверхностях втулок 10 и 11. Давление масла регистрируется манометром 12, а его расход регулируется вентилями 13 и 14. Ротор приводится во вращение посредством муфты 15 электродвигателем 16. Частота вращения ротора регистрируется электронным частотомером 17. Исследуемый уплотнительный узел расположен в крышке 18, которая крепится к корпусу установки 2. Кольцо 19, образующее пару трения с торцом ротора 1, установлено в стакане 20, имеющем возможность осевого перемещения в крышке 18 и зафиксированном от проворота. На наружной поверхности стакана установлены уплотнительные резиновые кольца 21, которые герметизируют камеру нагружения 22 и уплотняемую полость 23, питаемую воздухом через отверстия 24 в крышке 18 и 25 в стакане 20. Подача воздуха в уплотнительный узел производится от сети через осушитель сжатого воздуха 26 и трубопроводы 27, 28 и 29, его расход регулируется вентилями 30, 31, 32 и 33. Давление воздуха в сети и камерах измеряется манометрами 34, 35 и 36, а расход — через торцовые уплотнения измерительным устройством 37 (им может быть турбинный датчик расхода либо дроссельная шайба с пьезометром). Величины давлений в камерах 22 и 23 определяют нагружающую торцовый стык силу. Изменение зазора в уплотнении регистрируется токовихревым датчиком 38, сигнал с которого подается через усилитель-преобразователь 39 типа ИАВ-8 на электронный осциллограф 40. Изменяя давление в нагружающей камере 22 вентилями 32 и 33, получаем изменение зазора в уплотнении. Таким образом, установка позволяет экспериментально снять зависимости несущей способности (равной нагружающей силе) и утечек через бесконтактное уплотнение от величины зазора.



реальные уплотнительные узлы различных агрегатов. С этой целью исследуемые узлы устанавливаются в крышку 18 вместо стакана 20.

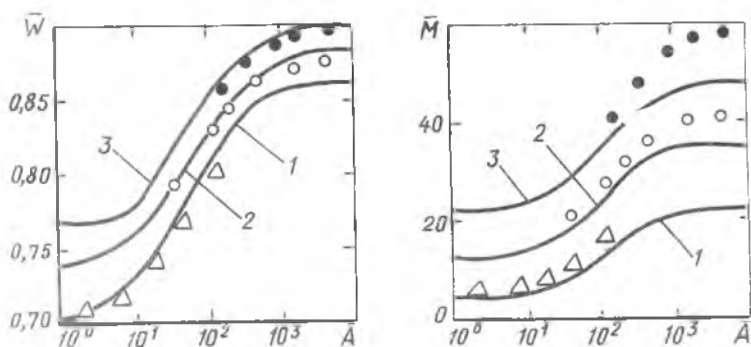
Приведенные данные указывают на особые преимущества использования стэнда для экспериментальных исследований торцовых бесконтактных уплотнений: возможность получения на одном экспериментальном образце результатов по торцовым уплотнениям с различной степенью нагруженности (имитация диаметра расположения вторичного уплотнения и силы от упругого элемента); определение в процессе эксперимента величины несущей способности и жесткости рабочего слоя уплотнения; получение необходимой информации о динамическом поведении уплотнения (изменение зазора, несущей способности, утечек при увеличении частоты вращения ротора); возможность испытания реальных уплотнительных узлов агрегатов и т.д.

На описанном стэнде были испытаны эластичные ТГСУ, контактирующие кольца которых изготовлены из материала МР, покрытого фторопластом [2]. Уплотнения имели следующие параметры: высота кольца из материала МР 4 мм; пористость материала МР  $\Gamma = 0,4 \dots 0,6$ ; толщина фторопласта 0,5 мм; внутренний и наружный радиусы уплотнительного пояса 34 и 44 мм; внутренний и наружный радиусы кольцевой газостатической камеры 38 и 40 мм; число дросселей в виде питающих канавок 12; эквивалентный диаметр дросселя 0,6 мм.



Р и с. 2. Изменение величины зазора и утечек от перепада давления:  $\Gamma = 0,5$ ; 1,  $\Delta - W_{np} = 0$ ,  $r_{y1} = 38$  мм; 2,  $\Delta - W_{np} = 100$  Н,  $r_{y1} = 38$  мм; 3,  $\circ - W_{np} = 0$ ,  $r_{y1} = 42$  мм, 4,  $\bullet - W_{np} = 100$  Н,  $r_{y1} = 42$  мм; - - - ТГСУ с жесткими уплотнительными поверхностями

На рис. 2 представлены результаты экспериментальных исследований в виде зависимостей величины зазора  $h$  и утечек  $\dot{m}$  через уплотнение от перепада давления  $\Delta p$ .  $W_{уп}$  - усилие упругого элемента,  $r_y$  - радиус расположения вторичного уплотнения. Анализ этих результатов показывает, что эластичные ТГСУ, в отличие от ТГСУ с жесткими уплотнительными поверхностями, "всплывают" при меньшем перепаде давления. Зона контактной работы эластичных ТГСУ определяется величиной усилия упругого элемента. Они раскрываются примерно при том же давлении, что и обычные ТГСУ. Однако в зоне работы с гарантированным зазором зазор и утечки у эластичных ТГСУ больше, чем у ТГСУ с жесткими уплотнительными поверхностями. Несовпадение экспериментальных и теоретических результатов (~20%) при малых давлениях уплотняемой среды, когда величина зазора в уплотнении мала (до 7 мкм), связано с учетом нелинейности зависимости величины прогиба от давления при теоретическом анализе /2/. Этим же можно объяснить увеличенные утечки в районе больших значений параметра  $\bar{A}$  (рис. 3), соответствующих малым величинам зазоров. На данном рисунке изображены зависимости утечек через уплотнение и несущей способности газового слоя от величины зазора и податливости уплотнительной поверхности в безразмерном виде.



Р и с. 3. Влияние параметров  $\bar{A}$  и  $\bar{B}$  на характеристики уплотнения:  $\bar{B}_1 = 0,33$ ; 1,  $\Delta$  -  $\bar{B} = 0,1$ ; 2,  $\circ$  -  $\bar{B} = 0,3$ ; 3,  $\bullet$  -  $\bar{B} = 0,5$

Здесь  $\bar{W}$  - коэффициент несущей способности;  $\bar{M}$  - безразмерный расход газа через уплотнение;  $\bar{A}$  - отношение гидравлических со-

противлений дросселя и рабочего зазора;  $\bar{B}$  - соотношение прогибов эластичной поверхности со стороны полостей с высоким и низким давлением рабочего тела;  $\bar{P}_1$  - отношение давлений на выходе и входе уплотнения /2/. Планирование эксперимента проводилось в соответствии с методикой, которая описана в работе /4/.

Экспериментальные исследования подтвердили правильность выбора модели эластичного ТГСУ и выявленные аналитическим путем закономерности его статических характеристик. Увеличение податливости уплотнительной поверхности приводит к повышению утечек и несущей способности газового слоя. Выявлено, что эластичные ТГСУ эффективны при меньших, чем у обычных ТГСУ, зазорах. При этом они имеют более широкий диапазон работы с гарантированным зазором при изменении перепада давления, что позволяет повысить в случае их применения эффективность уплотнительных узлов многорежимных энергомашин.

#### Библиографический список

1. Б а ш т а Т.М., Ш в е ц о в А.Н. Торцовое уплотнение вращающихся валов гидромашин с эластичным герметизирующим элементом // Вестник машиностроения. - 1976. - № 10. - С. 51-55.
2. З р е л о в В.А., Ф а л а л е е в С.В. Исследование характеристик торцового газостатического уплотнения с эластичной поверхностью // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. - Куйбышев, 1985. - С. 25-31.
3. Б е л о у с о в А.И., З р е л о в В.А., Ф а л а л е е в С.В. Исследование динамических характеристик эластичного торцового газостатического уплотнения // Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов: Межвуз. сб. - Харьков, 1986. - Вып. 2. - С. 44-49.
4. Б е л о у с о в А.И., З р е л о в В.А., Ф а л а л е е в С.В. Экспериментальное исследование торцовых газостатических уплотнений с конусным зазором // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. - Куйбышев, 1984. - С. 8-13.