

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ТОРЦОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ СО СТРУКТУРАМИ ОБРАТНОГО НАГНЕТАНИЯ

Хао Мумин,
Китайский нефтяной университет,
Фалалеев С.В.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Теоретические и экспериментальные исследования различных авторов [1,2 и др.] показали, что преимущества торцовых уплотнений со структурами обратного нагнетания (упрощенно ТУСОН) состоят в том, что утечка уплотняемых сред практически отсутствует, а пара трения уплотнения работает в бесконтактном режиме. В этом случае исключается загрязнение окружающей среды, почти полностью устраняется изнашивание торцовых поверхностей, повышаются надёжность и стабильность работы уплотнения, снижаются потери мощности на трение, повышается экономичность турбомашин. Вследствие этого фирма FLEXIBOX рекомендует использовать ТУСОН, исследованные в работе [2], в качестве стандартных концевых уплотнений в различных турбомашинах, особенно для герметизации легкокипящих и легковоспламеняющихся сред, а также сред, содержащих твердые примеси. Также такие уплотнения хорошо себя зарекомендовали в турбомашинах с высокими частотами вращения роторов, при которых традиционные торцовые контактные уплотнения работают неудовлетворительно.

В части работ [1,3-6] исследуются конструкции уплотнений со спиральными канавками, расположенными со стороны атмосферы на внутреннем диаметре (рис. 1). Однако такие конструкции обладают существенным недостатком: из буферной жидкости или атмосферы в торцовый зазор всасываются твердые примеси с диаметром меньшим величины зазора, что усиливает изнашивание уплотнительных поверхностей. Уплотнения, исследованные в работе [2], не имеют такого недостатка. Однако поиск перспективных конструкций уплотнений продолжается.

Новые конструкции ТУСОН

На основе многочисленных испытаний, проведенных в Китайском нефтяном университете, предложены перспективные конструкции ТУСОН: ТУСОН со спиральными канавками на середине уплотнительной поверхности (рис. 2,а), ТУСОН с односторонними двухрядными спиральными канавками (рис. 2,б) и ТУСОН с двухсторонними двухрядными спиральными канавками (рис. 2,в). В табл. 1 показаны конструктивные параметры новых конструкций ТУСОН.

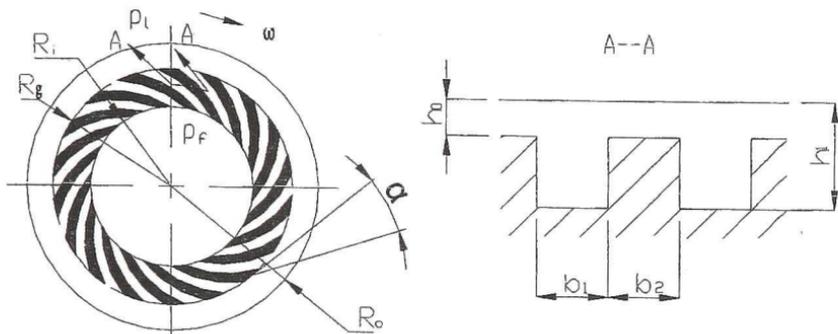


Рис. 1. Конструкция торцевой поверхности ТУСОН

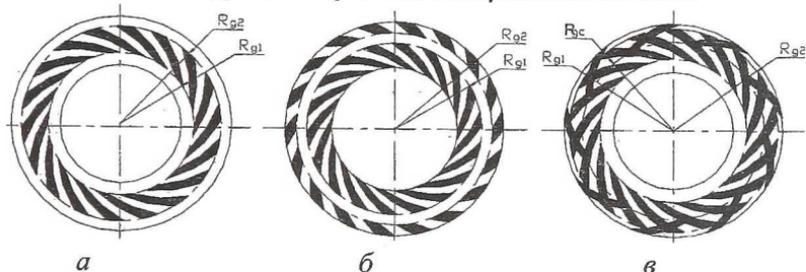


Рис. 2. Новые конструкции торцевых уплотнений со структурами обратного нагнетания:
 а— со спиральными канавками на середине поверхности;
 б— с односторонними двухрядными спиральными канавками;
 в— с двухсторонними двухрядными спиральными канавками

Таблица 1

Конструктивные параметры исследованных ТУСОН

Параметр	Вариант конструкции		
	1 (а)	2 (б)	3 (в)
Внутр. радиус r_i , мм	30.5	30.5	30.5
Внеш. радиус r_o , мм	37.5	37.5	37.5
Радиус r_g , мм	$R_{g1} = 31,5$; $R_{g2} = 36,5$	$R_{g1} = 34,5$; $R_{g2} = 36,2$	$R_{g1} = 31,5$; $R_{g2} = 36$; $R_{gc} = 34,5$
Кэф. нагрузки β	0.71	0.71	0.71
Угол, α°	21	21	21
Отношение, γ	$\gamma = (R_o - R_{g2} + R_{g1} - R_i) / (R_o - R_i) = 0.7142$	$\gamma = (R_{g2} - R_{g1}) / (R_o - R_i) = 0.7857$	$\gamma = (R_{g1} - R_i) / (R_o - R_i) = 0.8571$
Отношение $\delta = b_1 / b_2$	1.0	1.0	1.0
Глубина канавок H , мкм	9.5	9.5	9.5
Число канавок N	18	18	18

Экспериментальное оборудование

На рис. 3 представлена фотография экспериментального стенда для исследования торцовых уплотнений, на рис. 4 показана схема экспериментальной установки. В экспериментальной установке используются оппозитно расположенные два торцовых уплотнения с целью исключения осевой нагрузки на подшипники. Правое уплотнение является контактным, а левое уплотнение - исследуемое ТУСОИ.

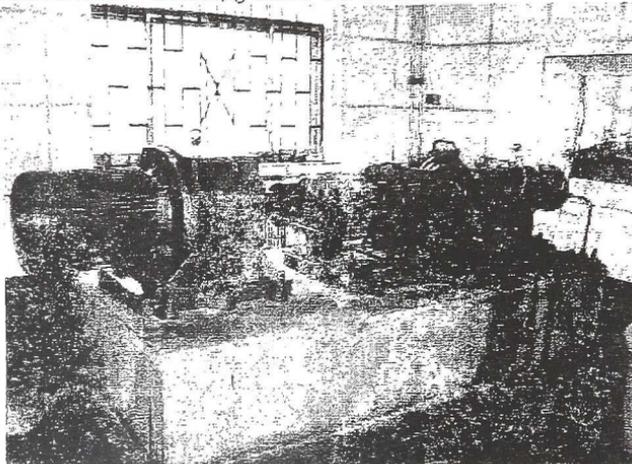


Рис. 3. Экспериментальный стенд

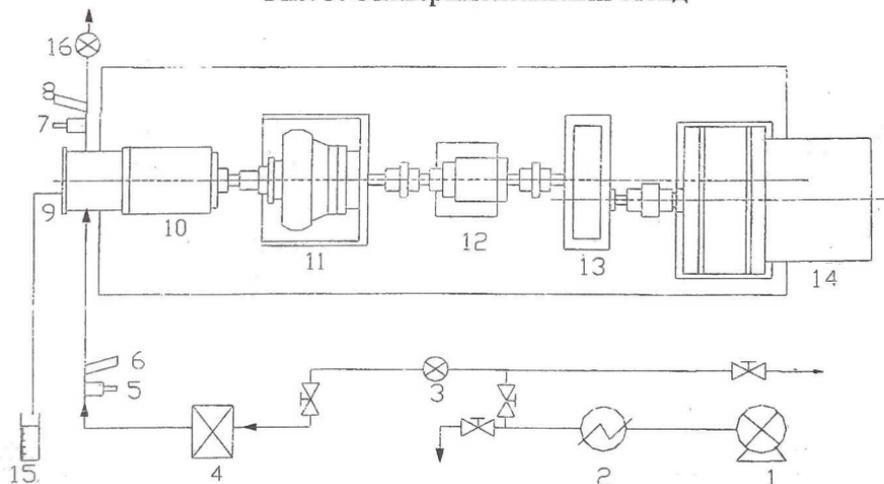


Рис.4. Схема установки для испытания уплотнения:

1— насос; 2— гаситель колебаний; 3, 16— электромагнитный клапан; 4— фильтр; 5 и 7— датчики давления; 6 и 8— датчики температуры; 9— испытательная камера; 10— камера подшипников; 11— дифференциальный механизм; 12— устройство для измерения мощности трения и частоты вращения; 13— дифференциальный механизм; 14— мотор; 15— измеритель утечки

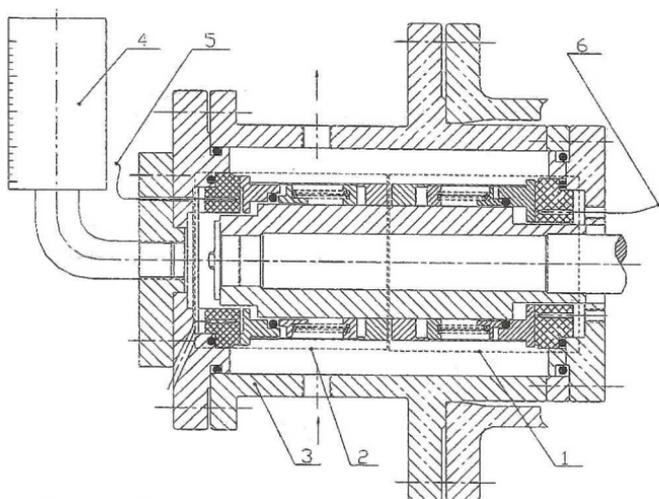


Рис.5. Расположение испытуемых уплотнений:
 1— контактное уплотнение; 2— ТУСОН; 3— испытательная камера; 4— резер-
 вуар для буферной жидкости; 5 и 6— датчики температуры

Условия эксперимента:

уплотняемая среда - чистая вода;
 рабочее давление: $P_f = 0 \dots 3$ МПа;
 частота вращения ротора: $n = 0 \dots 3000$ об/мин

Конструктивные параметры исследованных уплотнительных колец, показанных на рис.2, получены при оптимизации по максимальной осевой жёсткости смазочного слоя при нулевой утечке жидкости [7] и даны в табл. 1.

В качестве неподвижного кольца применяется углеграфит с пропиткой фенолформальдегидной смолой, в качестве вращающегося кольца, на котором выполнены структуры обратного нагнетания, — карбид вольфрама.

Параметры уплотнений (давление уплотняемой среды и частота вращения вала) в процессе испытаний регулируются компьютером. Измеряемые параметры: давление уплотняемой среды; входная и выходная температуры; утечки уплотняемой среды; температуры на торцевой поверхности уплотнений; частота вращения вала; мощность трения. Все сигналы датчиков, исключая утечку жидкости, автоматически обрабатываются компьютером.

Анализ экспериментальных данных

Герметичность

Утечка уплотняемой среды является важнейшим параметром для уплотнения. В торцовом контактном уплотнении устанавливается контакт уплотнительных поверхностей с целью уменьшения утечки уплот-

няемой среды через торцовый зазор. Из-за шероховатости поверхностей действительная площадь контакта в паре трения меньше, чем номинальная площадь, и это служит причиной утечки уплотняемой среды через стык уплотнительных колец.

На основе использования гидродинамического эффекта от спиральных канавок на торцовой поверхности ТУСОН можно обратно нагнетать в зазор уплотняемую среду, утекающую из полости высокого давления со стороны наружного диаметра в сторону внутреннего диаметра в полость с низким давлением. За счет этого можно полностью устранить утечку уплотняемой среды в атмосферу.

На рис. 6 приведены зависимости утечки уплотняемой среды от перепада давления для трёх конструкций при частоте вращения ротора 2950 об/мин. Для конструкций 1 и 2 утечка через зазор появляется при давлении выше 1,4 МПа и резко увеличивается с повышением давления, а для конструкции 3 утечка не наблюдается до давления 2,4 МПа. Это указывает на то, что конструкция 3 имеет более широкую область работы с нулевой утечкой уплотняемой жидкости.

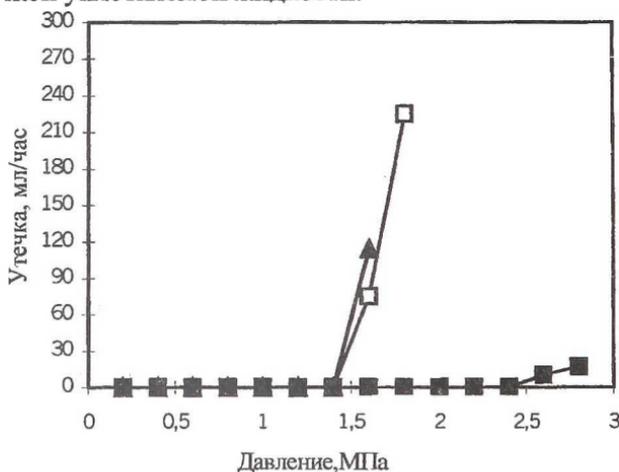


Рис.6. Зависимость утечки уплотняемой среды от перепада давления:

▲ - для конструкции 1; □ - для конструкции 2; ■ - для конструкции 3

Температура в зоне контакта уплотнительных поверхностей

Повышение температуры контактирующей торцовой поверхности при работе связано в основном с трением смазки в паре трения уплотнения и вращением одного из колец уплотнения в уплотняемой жидкости. Испытания и эксплуатация уплотнений показывают, что чрезвычайно высокое повышение температуры торцовой поверхности часто приводит к значительной термической деформации уплотнительных колец, старению резиновых вторичных уплотнений, что является причиной выхода

уплотнений из строя и недопустимо большой утечки уплотняемой среды в атмосферу. Поэтому на практике часто используются различные конструктивные мероприятия для того, чтобы улучшить режим трения уплотнения и снизить температуру на торцевой поверхности.

На рис. 7 приведены зависимости повышения температуры торцевой поверхности по сравнению с температурой среды для конструкций 2 и 3 от давления уплотняемой среды при постоянной скорости $n=2950$ об/мин. Из анализа рис. 7 следует, что температура контактирующей поверхности для конструкций 2 и 3 возрастает с повышением давления уплотняемой среды, и конструкция 3 более предпочтительна.

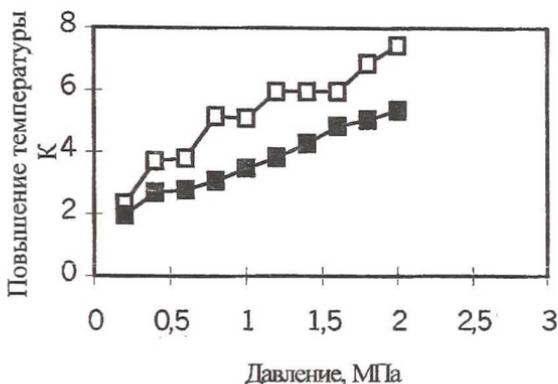


Рис. 7. Зависимости температуры торцевой поверхности от давления уплотняемой среды:

□ - для конструкции 2; ■ - для конструкции 3

Рассмотрим влияние наличия буферной жидкости во внешней (атмосферной) полости на повышение температуры торцевой контактирующей поверхности ТУСОН. В качестве буферной среды применялась чистая вода под атмосферным давлением. На рис. 8 показано наличие влияния буферной среды на повышение температуры торцевой поверхности при скорости вращения $n=2950$ 1/мин для конструкции 2. Экспериментальные данные показывают, что повышение температуры при наличии буферной среды ниже. Это можно объяснить как дополнительным охлаждением пары трения, так и улучшением режима смазки при наличии буферной среды. Поэтому очевидно, что торцовые уплотнения с обратным нагнетанием лучше работают при наличии буферной жидкости.

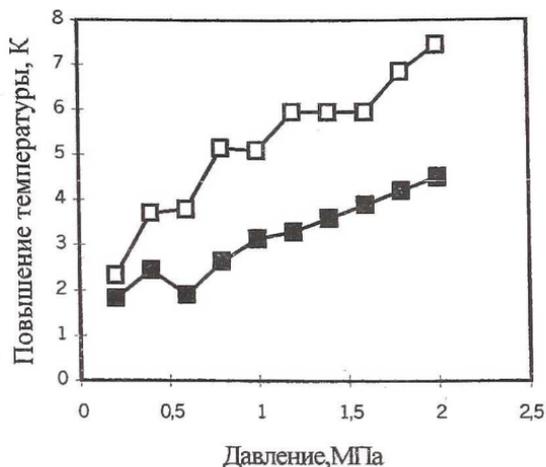


Рис. 8. Влияние наличия буферной жидкости на повышение температуры торцевой поверхности для конструкции 2:

□ - без буферной жидкости; ■ - с буферной жидкостью

Потери мощности на трение в торцовом зазоре

На рис. 9 приведены зависимости потери мощности на трение в торцовом зазоре для трёх конструкций уплотнений с буферной жидкостью при скорости вращения $n=2950$ об/мин. Потеря мощности на трение повышается с увеличением давления уплотняемой среды, однако при одинаковом давлении мощность трения для конструкции 3 значительно ниже, чем для конструкций 1 и 2. Это означает, что конструкция 3 ТУ-СОН более экономична. По экспериментальным данным, приведенным на рис.9, могут быть оценены величины рабочих зазоров с использованием методики, предложенной в работе [2].

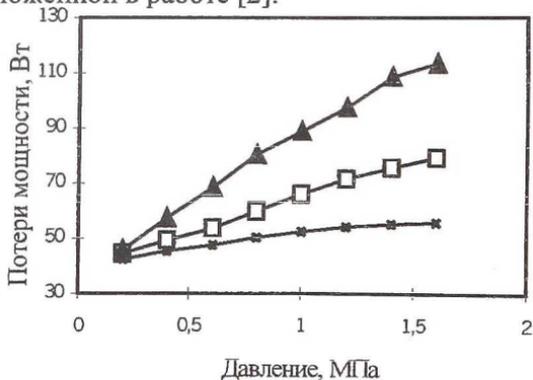


Рис. 9. Зависимость потери мощности на трение от давления уплотняемой среды при наличии буферной жидкости:

▲ - для конструкции 1; □ - для конструкции 2; ■ - для конструкции 3

Способность обратного нагнетания буферной жидкости

Экспериментальные результаты показывают, что повышение температуры торцевой поверхности ТУСОН в значительной степени снижается при наличии буферной среды. Поэтому необходимо исследовать способность обратного нагнетания буферной среды в зазор, для того чтобы разработать новые ТУСОН с улучшенными характеристиками.

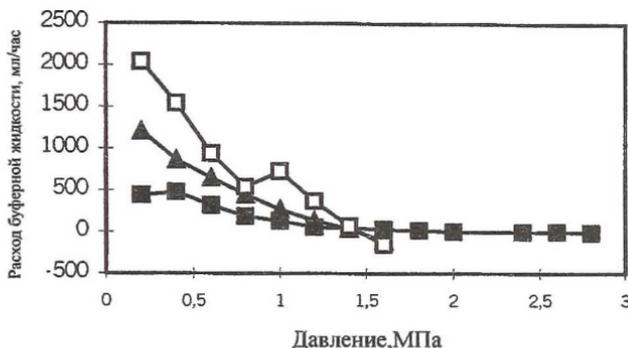


Рис. 10. Зависимости расхода буферной среды для трёх ТУСОН:
▲ - для конструкции 1; □ - для конструкции 2; ■ - для конструкции 3

На рис. 10 показаны зависимости расхода буферной среды для трёх ТУСОН. Объём буферной среды уменьшается, то есть ее расход возрастает, с увеличением давления. При этом конструкция 3 более предпочтительна.

Выводы

1. ТУСОН с двухсторонними двухрядными спиральными канавками обладают лучшими эксплуатационными характеристиками по сравнению с другими исследуемыми конструкциями уплотнений. Они более герметичны, характеризуются малой потерей мощности на трение.
2. Использование буферной жидкости можно снизить температуру торцевой поверхности и улучшить режим трения уплотнения. Поэтому для промышленного использования торцовых уплотнений с обратным нагнетанием рекомендуется применять вспомогательную систему с буферной средой.

Список литературы

1. Mueller H.K. Abdichtung bewegter Maschinenteile. -Waiblingen (Germany), 1990. -256s.
2. Фалалеев С.В., Виноградов А.С., Мюллер Х.К., Хаас В., Шефцик К. Торцовые импульсные уплотнения со структурами обратного нагне-

- тания //Труды IX Междунар. НТК «Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования», Т.1, Сумы (Украина), 1999. - С.235-244.
3. Gordon S. B., Doug Volden. Upstream Pumping: A New Concept in Mechanical Sealing Technology //Lubrication Engineering, 1990, V46, April. - P.213-217.
 4. Salant R.F., Homiller S. J. Stiffness and Leakage in Spiral Groove Upstream Pumping Mechanical Seals //Tribology Transactions, 1993, V36, No.1. -P.55-60.
 5. Tom Lai. Development of Non-contacting, Non-leaking Spiral Groove Liquid Face Seals //Lubrication Engineering, 1994, V50, No.8.- P.625-631.
 6. Tournier B., Huitri J., Bonneau D. Et al. Optimization and Performance Predication of Grooved Face Seals for Gases and Liquids //Proc. Of 14th Inter. Conf. on Fluid Sealing, 1997. - P. 351-365.
 7. Ху Данмэнь, Хао Мумин. Конструктивная оптимизация торцовых уплотнений с обратным нагнетанием //Смазка и Герметизация. - Пекин,2003, No.1. -С. 35-41 (на китайском языке).

ЗАМКНУТАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГТД

Кузнецов В.И.

Омский государственный технический университет, г. Омск

Наиболее простой газотурбинный двигатель (ГТД) - это одновальный турбореактивный двигатель (ТРД) с нерегулируемым осевым компрессором и неизменными проходными сечениями проточной части. Независимо от того, насколько широк диапазон изменения условий полета и режимов работы двигателя, один из режимов работы двигателя с фиксированными значениями M_n и H полета принимается за расчетный. Даже для одновального ТРД с неизменной геометрией проточной части число неизвестных на одно больше, чем число уравнений. Следовательно, система уравнений без дополнительных условий не имеет решения. Эти условия, замыкающие систему уравнений, описывающих работу ТРД, называют законом управления, который представляется как закон и программа регулирования двигателя. [1].

В связи с вышеизложенным, основной задачей данной работы является составление замкнутой математической модели работы ТРД без введения дополнительных условий.