

ЩЕЛЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ С ДЕФОРМИРУЕМОЙ ВТУЛКОЙ

SLOTTED CONDENSATION WITH THE DEFORMED BUSH

МЕЛЬНИК Виктор Александрович, с.н.с.,
Исследовательский Центр им. М.В. Келдыша, Москва, Россия.

Abstract. The specification statement of a construction and circuit of operation of slotted condensation with the deformed bush is introduced. The operating characteristic obtained with tests in a motor pump is given.

В герметизирующих устройствах компрессоров и насосов турбо-насосных агрегатов щелевые уплотнения находят самое широкое применение в межступенных уплотнениях и в автоматах разгрузки осевых сил, действующих на ротор.

При не вращающемся роторе герметизирующее действие щелевых уплотнений, в случае появления перепада давления на них, связано с потерями потенциальной энергии уплотняемой среды при входе в зазор, на вязкостное трение при движении в зазоре, на турбулентное перемешивание потока и на внезапное его расширение при выходе из щели. При вращающемся роторе герметизирующее действие уплотнения, кроме того, дополняется еще и созданием подвижными элементами уплотнения скоростного напора, противодействующего градиентному потоку уплотняемой среды.

Размеры зазоров в щелевых уплотнениях диктуются обычно условиями обеспечения бесконтактной работы при значительных радиальных перемещениях ротора, вызванных его массовой неуравновешенностью, особенно вблизи критической границы или на режимах переходов через критические значения частоты вращения ротора. Зазоры должны быть достаточными для исключения контакта и износа поверхностей в щелевом уплотнении, ведущего к увеличению первоначальных зазоров и к снижению вследствие этого КПД и требуемого ресурса работы агрегата. Многолетний опыт использования уплотнений в насосах позволил нормировать радиальные размеры зазоров в щелевых уплотнениях агрегатов. Так, например, стандартом США API-610 [1] приме-

нительно к центробежным насосам нефтеперерабатывающей промышленности для щелевых уплотнений, выполненных из антифрикционных материалов (чугуна, бронзы и др.), регламентированы минимально допустимые зазоры в месте установки уплотнения в зависимости от диаметра вала (таблица).

Для пар материалов, образующих щелевое уплотнение, с большой склонностью к истиранию указанные в таблице диаметральные зазоры рекомендуется увеличить еще на 0,13 мм.

При вращающемся роторе в гладких кольцевых щелях уплотнений насосов возникают значительные гидродинамические силы, обусловленные нарушением симметрии поля давлений. Эти силы возрастают с увеличением перепада давления в уплотнении, частоты вращения ротора и отношения длины уплотнения к радиальному зазору. Они играют существенную роль в общей системе сил, действующих на ротор быстроходного высоконапорного насоса.

Таблица 1 - Размеры минимальных диаметральных зазоров в щелевых уплотнениях для центробежных насосов нефтеперерабатывающей промышленности согласно требованиям стандарта США API-610

Диаметр ротора D , мм	Минимальный диамет- ральный зазор h , мм	h/D , %
<50,0	0,25	0,5
50,0...63,5	0,28	0,44...0,56
63,5...76,0	0,3	0,4...0,47
76,0...89,0	0,35	0,4...0,46
89,0...101,6	0,4	0,4...0,45
101,6...114,3	0,4	0,35...0,4
114,3...127,0	0,4	0,32...0,35
127,0...152,0	0,43	0,28...0,34
> 152,0	0,43 + 0,025 мм на каж- дые дополнительные 25 мм	

Экспериментальные исследования, проведенные с натурным ротором питательного насоса, показали [2], что собственно щелевые уплотнения повышают критическую частоту вращения ротора и снижают амплитуду его резонансных колебаний. Однако такое положительное влияние щелевые уплотнения оказывают в том случае, когда форма щели в направлении градиентного потока среды в ней является конфузурной [2]. При диффузорной форме щели, как показали исследования [2], даже при малых значениях диффузорности, например из-за деформа-

ций, в щелях возникают значительные силы, увеличивающие прогиб ротора, что, в свою очередь, ухудшает его вибрационное состояние.

Влияние упругой деформации деталей на статические характеристики щелевых уплотнений впервые проанализировал Камал [3,4]. Им были предложены методы анализа течения среды в щелевом уплотнении на основе решения уравнения Рейнольдса с учетом деформаций поверхностей вала и корпуса при нагружении уплотнения (рис.1).

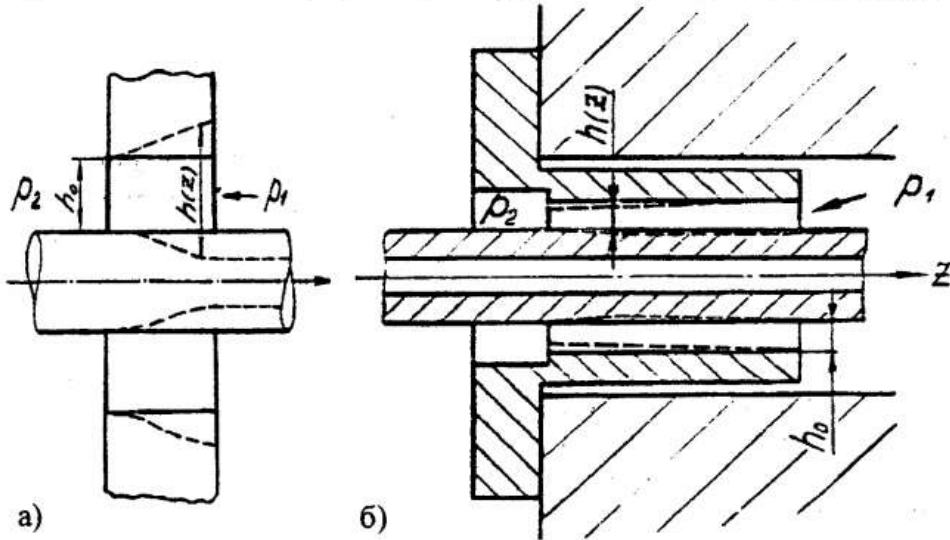


Рисунок 1

На рис. 1,а штриховыми линиями показана форма щели в обыкновенном щелевом уплотнении при высоком нагружающем перепаде давления. Размер кольцевой щели от h_0 на выходе из уплотнения, т.е. на стороне низкого давления p_2 , растет в соответствии с зависимостью $h(z)$ ко входу в уплотнение со стороны высокого давления p_1 .

На рис. 1, б показана аналогичная картина поведения щелевого уплотнения втулочного типа при высоком перепаде давления уплотняемой среды на уплотнении.

Анализ, выполненный Камалом, показал, что рост перепада давления на исследованных им щелевых уплотнениях ведет к образованию конфузурной формы зазора в уплотнении.

Подобный анализ позднее был выполнен Харрисом [5] для щелевого уплотнения, предложенного Моррисоном и нашедшего применение в узлах механизмов с возвратно-поступательным движением. Для анализа деформаций оболочки кольца и вала Харрис применил метод конечных элементов. Распределение давления в уплотнении, перемещения уплотняющих поверхностей и утечки определялись совместным решением уравнений гидродинамики и упругости. Было доказано, что

рост перепада давления на щелевом уплотнении Моррисона может привести к образованию диффузорной формы зазора в уплотнении.

Использовать деформируемые щелевые уплотнения для вращающихся валов предложил Г.В. Макаров [6]. Им же были разработаны конструкции и основы расчета уплотнений с деформируемой втулкой, нагружаемой редуцированным перепадом от полного давления на уплотнении.

Таким образом, из изложенного выше следует, что недостатком обыкновенных щелевых уплотнений является низкая радиальная жесткость плоской кольцевой щели, вследствие чего ротор может касаться стенки статора при малых зазорах в таких уплотнениях, что приводит к местному износу поверхностей и росту щели. Кроме того, при больших перепадах давления на щелевом уплотнении форма щели в направлении продольной оси может становиться диффузорной, что может стать причиной снижения критической частоты ротора. Поэтому следует стремиться к получению конфузорной формы уплотняющей щели между ротором и статором, это гарантирует высокую радиальную жесткость и демпфирование слоя уплотняемой среды в щели, а значит, - надежность и высокое качество работы узла уплотнения [2]. При этом приемлемая конфузорность формы щели в уплотнении возникает тогда, когда отношение размеров щелей на входе в уплотнение и на выходе из него будет (с учетом точности изготовления) близким к двум, т.е. к теоретически оптимальному значению [2]. Образование конфузорных щелей в уплотнениях из-за малых размеров зазоров между ротором и статором (см. таблицу) связано с необходимостью получения малых значений конусности поверхностей щелевого уплотнения.

Из практики известно, что получение малой конусности в деталях с помощью механической обработки сопряжено со значительными трудностями технологического порядка [7].

Значительный интерес поэтому представляют конструкции щелевого уплотнения с деформируемой втулкой [6]. При нагружении такого узла уплотнения рабочим перепадом давления втулка щелевого уплотнения деформируется с малой конусностью, образуя конфузорную форму радиальной щели между втулкой и ротором. Этим достигаются как снижение протечек, так и высокая гидростатическая жесткость слоя уплотняемой среды.

Однако заметными недостатками щелевого уплотнения, предложенного Г.В. Макаровым, являются значительные габаритные размеры узла, что объясняется необходимостью использования пружинного элемента и манжеты, трудность расчетного прогнозирования для получения оптимальных размеров и формы основной радиальной щели уплотнения, зависящей от деформации втулки, а также отсутствие меха-

низма поддержания оптимальных параметров формы щели в диапазоне рабочих значений давления.

Основываясь на известных теоретических положениях и экономических соображениях, можно сформулировать следующие основные требования к конструкции щелевого уплотнения с деформируемой втулкой:

- она должна обеспечивать образование конфузорной формы щели при нагружении узла уже небольшим перепадом давления, причем конфузорность щели должна быть оптимальной в широком диапазоне нагружения;
- она должна быть технологичной как в отношении изготовления, так и в отношении монтажа в агрегате.

Выполнение этих требований и стало содержанием разработки конструкции узла щелевого уплотнения [8].

Высказанные выше соображения были положены в основу разработанной схемы щелевого уплотнения с деформируемой втулкой (рис. 2). На рис. 2, а показан продольный разрез узла уплотнения до нагружения его рабочим перепадом давления, а на рис. 2, б - схема деформирования тонкостенной втулки при нагружении узла уплотнения перепадом давления, а также эпюры гидростатических давлений, нагружающих тело тонкостенной втулки.

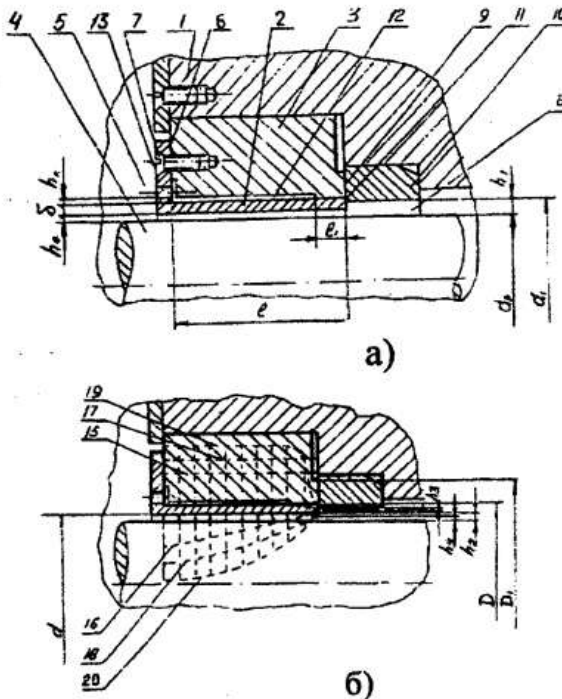


Рисунок 2

Щелевое уплотнение имеет (см. рис. 2, а) корпус 1, тонкостенную втулку 2 толщиной δ с внутренним диаметром d (см. рис. 2, б) и длиной $l \geq \sqrt{\delta d}$, установленную в обойму 3 (см. рис. 2, а) с радиальным зазором h_0 по отношению к ротору 4.

На стороне полости 5 уплотняемой среды с высоким давлением тонкостенная втулка 2 связана с обоймой 3 устройством фиксации от осевого смещения в форме разъемного соединения. Устройство фиксации выполнено в виде сопряжения 6 торцовых поверхностей фланца 7 тонкостенной втулки 2 и обоймы 3.

На стороне полости 8 уплотняемой среды с низким давлением тонкостенная втулка 2 установлена частью цилиндрической поверхности длиной l_1 по посадке в обойму 3, образуя сопряжение 9 цилиндрических поверхностей.

Тонкостенная втулка 2 опирается торцовой поверхностью в упорную втулку 10 корпуса, образуя торцовое сопряжение 11. Внутренний диаметр упорной втулки 10 больше диаметра d ротора 4 на величину $2\delta + h_0$. Устройство деформирования тонкостенной втулки 2 выполнено в виде кольцевой полости 12, расположенной между тонкостенной втулкой 2 и обоймой 3 со стороны полости уплотняемой среды 5 высокого давления. Кольцевая полость 12 соединена с полостью 5 высокого давления каналами 13.

Уплотнение работает следующим образом.

При появлении незначительного перепада давления Δp на щелевом уплотнении между полостью 5 высокого давления и полостью 8 низкого давления тонкостенная втулка 2 подвергается воздействию давления: на наружной поверхности диаметром D в полости 12 (эпюра 14) и на внутренней поверхности диаметром d (эпюра 15) (рис. 2, б).

Возникающие сжимающие распределенные нагрузки во втулочной части тела L-образной тонкостенной втулки 2 (см. рис. 2, а), максимальный уровень которых по результирующей эпюре располагается со стороны ее свободного конца заставляют изменяться тонкостенную втулку так, что уменьшается ее внутренний диаметр d и вследствие этого уменьшается зазор h_2 на выходе из щелевого уплотнения, а значит, и площадь проходного сечения между деформируемой тонкостенной втулкой 2 (см. рис. 2, а) и ротором 4.

Это приводит к изменению эпюры давления в уплотняющей щели, что становится особенно заметным с ростом перепада Δp давления, нагружающего узел щелевого уплотнения.

Изменение деформации тонкостенной втулки с ростом изменения перепада давления на уплотнении и связанное с этим изменение размера h_2 (см. рис. 2, б) выходной щели уплотнения характеризуются:

- изменением размера h_2 выходной щели уплотнения с ростом перепада давления до некоторого порогового значения;
- стабильным размером h_2 выходной щели уплотнения при перепаде давления на узле щелевого уплотнения выше некоторого порогового значения.

При росте перепада давления на щелевом уплотнении растет сжимающая нагрузка на наружной поверхности D тонкостенной втулки 2 (эпюра 16). Такой характер эпюры 16 сохранится до существования торцового сопряжения поверхностей 11 втулки 2 и упорной втулки 10. На внутренней поверхности диаметром d втулки 2 рост перепада давления приводит к изменению полноты формы эпюры 7 по сравнению с треугольной формой (см. эпюру 15). С уменьшением радиального зазора h_2 между ротором 4 и свободным концом деформируемой тонкостенной втулки 2 форма эпюры 17 давления будет изменяться в сторону увеличения ее полноты.

При некотором пороговом значении перепада давления на узле уплотнения тонкостенная втулка 2, из-за уменьшения текущего значения наружного диаметра D ее концевой участка, выходит из контакта в сопряжении 11 с упорной втулкой 10.

Это происходит из-за того, что наружный диаметр D концевой участка тонкостенной втулки 2 станет меньше внутреннего диаметра d_1 упорной втулки 10. Начнется истечение уплотняемой среды из кольцевой полости 12, через образовавшийся зазор между цилиндрическими поверхностями тонкостенной втулки 2 и упорной втулки 10, сопровождающееся падением давления по длине кольцевой полости 12. Эпюра давления в кольцевой полости 12, имевшая до начала истечения смазки из этой полости характер формы, присущей эпюре 16, после начала истечения приобретает форму эпюры 15, а в несущей уплотняющей щели эпюра давления приобретает форму 19.

При этом фактором, ограничивающим деформирование свободно конца втулки 2, становится достижение в узле щелевого уплотнения определенного соотношения размеров входных и выходных участков щелей в кольцевой полости 12 и в уплотняющей щели, определяющего формы эпюр давлений нагружающих тонкостенную втулку по поверхности диаметром D в кольцевой полости 12 и по поверхности диаметром d в основной уплотняющей щели между этой втулкой и ротором 4. Если при этом в конструкции узла щелевого уплотнения внутренний диаметр d_1 упорной втулки 10 будет больше диаметра d_p ротора 4 на величину $2\delta + h_0$, то отношение размеров щелей на входе в уплотнение и на выходе из него будет (с учетом точности изготовления) близким к двум, т.е. к теоретически оптимальному, при перепадах давления выше заданного расчетного порогового значения.

Для проверки сформулированных положений был изготовлен экспериментальный узел щелевого уплотнения с деформируемой втулкой. В комплект узла входили тонкостенная L-образная деформируемая втулка с толщиной 0,5 мм втулочной части и несколько сменных упорных втулок. Были выполнены сравнительные испытания щелевого уплотнения с деформируемой втулкой и обычного щелевого уплотнения.

Полученные в ходе экспериментов результаты измерений после их обработки представлены на рис. 3 в виде зависимости утечки через узел уплотнения от перепада давления на уплотнении.

Экспериментальные исследования показали, что использование предложенного конструктивного решения узла уплотнения с L-образной деформируемой втулкой позволяет простыми средствами и в значительном диапазоне нагрузок изменять характеристики уплотнительного узла.

По сравнению с обычными конструкциями узлов щелевых уплотнений разработанная конструкция щелевого уплотнения с деформируемой втулкой позволила снизить утечки в 2 раза.

Конструкция щелевого уплотнения с деформируемой втулкой может найти широкое применение в турбонасосах и компрессорах для повышения как их объемного КПД, так и устойчивости ротора и его критической частоты.

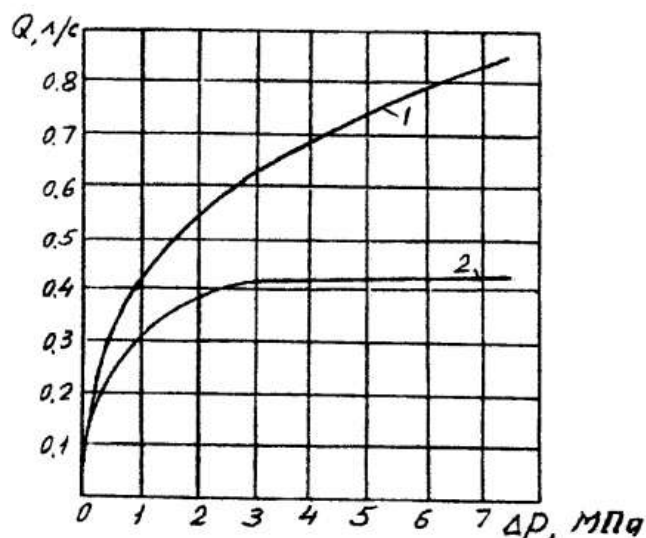


Рисунок 3

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Centrifugal Pumps for General Refinery Services ANSI/API STD 610-1981.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение. 1980.
3. Камал М.М. Уплотнение с высоким давлением в зазоре // Труды американского общества инж.-механиков. Проблемы трения и смазки, 1968, №2. С. 111-116.
4. Ван Н.М, Камал ММ. Упругогидродинамические эффекты во втулочных уплотнениях. Труды Американского Общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1970, № 2. С. 140-144.
5. Харрис Х.Д. Упругогидродинамический анализ втулочного уплотнения высокого давления // Труды Американского Общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1974, № 4. С. 45-51.
6. Макаров Т.В. Уплотнительные устройства. Л.: Машиностроение, 1973 – 232 с.
7. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение. 1982. С. 67-72.
8. Мельник В.А. Щелевое уплотнение ротора. Патент РФ №2167355, 2001.