

**СООБЩЕНИЯ
ОБЪЕДИНЕННОГО
ИНСТИТУТА
ЯДЕРНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ
ДУБНА**

9-85-881

**А.Т.Василенко, В.М.Романов, Л.М.Онищенко,
Ю.Н.Осадченко**

**ОПЫТ СОЗДАНИЯ
МАНЖЕТНОГО ВЫСОКОВАКУУМНОГО
УПЛОТНЕНИЯ СКОРОСТНОГО ВАЛА**

1985

Известна довольно широкая гамма устройств, обеспечивающих уплотнение вращающегося вала. Например, бесконтактные уплотнения^{/1/}, контактные^{/2/}, уплотнения магнитной жидкостью^{/3/}, применение волновых муфт^{/4,5/} и двигателей с экранированным ротором^{/5/} для ввода вращательного движения в вакуумный объем и т.д. Каждое устройство характеризуется той или иной мерой совершенства и соответствующим набором недостатков.

Уплотнение валов манжетами не назовешь самым совершенным, но оно самое дешевое, самое простое в эксплуатации, не требующее высокой квалификации обслуживающего персонала. Этим объясняется желание конструкторов расширить область применения манжет, найти такие технические решения, которые позволяют увеличить ресурс работы манжет в экстремальных условиях.

Цель данной работы - создание узла высоковакуумного уплотнения манжетами вала ротора вариатора, вращающегося со скоростью 3600 об/мин (линейная скорость трущихся пар уплотнений от 18,8 до 22,6 м/с) в вакууме $p = 2 \cdot 10^{-6}$ Тор. Масса ротора 1,6 т. Ротор вращается в поле наведенной радиации, в рассеянном постоянном магнитном поле. Вал ротора находится под высокочастотным потенциалом до 2 кВ. Манжеты и подшипники могут смазываться только высоковакуумным, вязким маслом. Двухроторный вариатор частоты применен в фазотроне Объединенного института ядерных исследований^{/6/}. Роторы расположены соосно и жестко связаны между собой специальными муфтами и промежуточным валом. При такой компоновке один конец вала любого ротора имеет высоковакуумное уплотнение со стороны атмосферы, а второй, находящийся в высоком вакууме, в области подшипниковой опоры уплотнен от протечки масла, подводимого к подшипнику для его смазки. При этом давление в подшипниковой полости равно $10^{-2} \div 16^{-3}$ Тор. Предъявляются большие требования к герметичности подшипниковой полости, так как миграция масла из нее в высоковакуумный объем вариатора приводит к уменьшению электрической прочности между роторными и статорными лопатками вариатора частоты. Следствием снижения электрической прочности является уменьшение допустимого рабочего напряжения, что крайне нежелательно.

Конструктивные особенности: вал выполнен из высокопрочной немагнитной и малотеплопроводной стали с охлаждением водой, которая подводится к нему через специальную муфту водоподвода с сальниковыми уплотнениями /применены манжеты/. Толщина стенок вала 15 мм, с целью повышения ремонтпригодности на диаметре 120 мм первоначально были установлены втулки из стали 12X18H10T, предусматривались манжеты из резины IV группы.

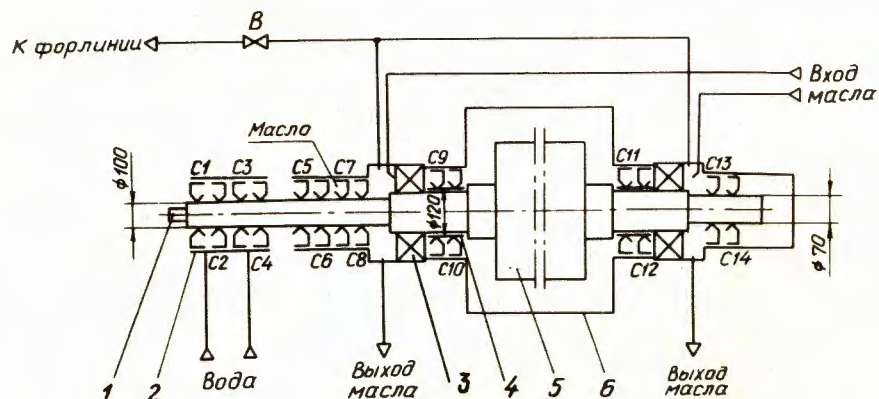


Рис.1. Упрощенная схема манжетного высоковакуумного уплотнения вала по проекту. 1 - вал ротора вариатора, 2 - муфта водоподвода, 3 - подшипник шариковый, 4 - втулка $\phi 120$ мм, 5 - ротор, 6 - корпус вакуумный, В - вентиль.

По проекту разработчика и изготовителя вариатора вал со стороны атмосферы уплотнялся четырьмя манжетами, а по маслу - двумя, как показано на рис.1. Стендовые испытания показали всю несостоятельность такого решения. В месте контакта губки манжеты с валом при скорости скольжения $18,8 \div 22,6$ м/с выделяется значительная мощность из-за трения скольжения. Вследствие плохой теплопроводности вала /а в местах установки втулок еще добавляется тепловое сопротивление перехода/ мощность от потерь трения отводится при большой /около 160°C / температуре на кромке манжеты.

Оценка теплового режима проводилась следующим образом. Экспериментально была найдена мощность потерь на погонный сантиметр кромки манжеты, находящейся в контакте с валом. Она составила $16,7$ Вт. Предполагалось, что вся мощность потерь в виде теплоты отводится в вал с полоски шириной $B = 0,5$ мм, длиной $l = 10$ мм, тогда /7/

$$\Delta T = \frac{P}{\lambda \cdot \pi \cdot l} \cdot \ln \frac{4l}{B},$$

P - мощность потерь, Вт; B - ширина полоски, с которой снимаются потери; l - длина полоски; λ - коэффициент теплопроводности вала, равный $16,2 \text{ Вт м}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$;

$$T = \frac{16,7}{16,2 \cdot \pi \cdot 0,01} \cdot \ln \frac{4 \cdot 10}{0,5} = 144,5^\circ.$$

Перегрев кромки манжеты чрезмерно высок. Большой перегрев является основной причиной малого ресурса манжеты.

Перегрев для случая установки втулки из хромистой бронзы, $\lambda = 346,7 \text{ Вт м}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$, составит

$$T = \frac{16,7}{346,7 \cdot \pi \cdot 0,01} \cdot \ln \frac{4 \cdot 10}{0,5} = 6,7^\circ.$$

Как видно, при интенсификации охлаждения зоны трения тепловой режим кромки манжеты весьма легкий и не является определяющим в ее долговечности. На передний план выходят фрикционные характеристики пары резина-бронза и потери мощности в резине от токов высокой частоты.

Резина IV группы имеет тенденцию схватывания с металлом, в итоге манжета быстро разрушается. Поэтому перешли к резине с улучшенными антифрикционными характеристиками. Но и в этом случае уплотнение парой сталь-резина даже кратковременно не обеспечивает стабильного значения давления в вакуумном объеме. Манжеты в муфте ввода воды в вал разрушаются через $15-20$ мин при давлении 1 кг/см^2 (требуемое давление 2 кг/см^2), несмотря на то, что они находились в потоке воды. Легко видеть /см. рис.1/, что манжеты C5, C10, C11 и C14 не смазываются, а C8 смазывается плохо. Можно было ожидать коренного улучшения работоспособности узлов уплотнения на пути интенсификации охлаждения, уменьшения потерь от трения за счет улучшения условий смазки, уменьшения удельного давления губок манжет на вал^{2/}, а также за счет применения специального наполнителя резиновой смеси для манжет, уменьшающего коэффициент трения.

Программа работ по созданию узлов уплотнения осуществлялась по отмеченной выше схеме. Кроме того, манжеты, лишенные смазки в узлах уплотнения, были выброшены как избыточные, даже вредные, так как продукты их разрушения являлись одной из причин ускоренного износа удовлетворительно смазываемых манжет.

На рис.2 приведена новая схема уплотнения вала сальниками, в которой реализованы отмеченные соображения по увеличению долговечности и надежности узла уплотнения. Как видно, вал со стороны атмосферы уплотнен тремя манжетами. При этом дополнительное устройство обеспечивает редуцирование давления атмосферы p_a в пространствах между манжетами C5 и C6 с $0,8-1,0/p_a$ до $0,5p_a$ между манжетами C6 и C7. Редуцирование давления атмосферы позволяет снизить давление кромки манжеты на вал. Охлаждение трущихся кромок манжет улучшено за счет установки втулки из хромистой бронзы, коэффициент теплопроводности которой мало отличается от коэффициента теплопроводности меди. Под втулку диаметром 100 мм подведена вода, а втулки диаметром 120 мм водой не охлаждаются. Заменен только материал. Как выяснилось, на этих втулках условия теплоотвода от манжет заметно хуже охлаждаемых водой.

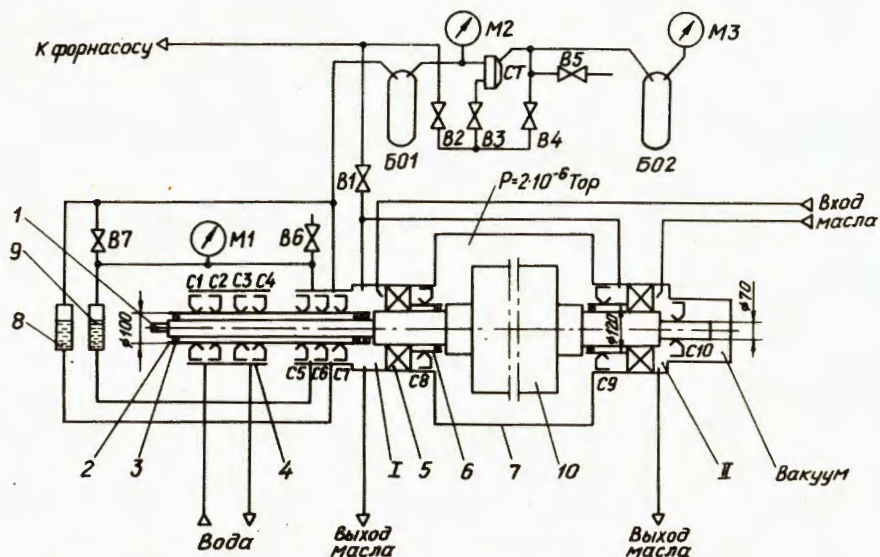


Рис.2. Упрощенная схема манжетного высоковакуумного уплотнения вала с редуцированием давления в межманжетном /сальниковом/ пространстве. 1 - вал; 2 - втулка $\phi 100$ мм; 3 - уплотняющая резина; 4 - муфта водоподвода; 5 - подшипник шариковый; 6 - втулка $\phi 120$ мм; 7 - корпус вакуумный; 8,9 - масломерные объемы; 10 - ротор; B0 - балластный объем; B - вентиль; M - мановакуумметр; C - сальник /манжета/; Ст - стабилизатор давления.

Несколько слов, поясняющих схему рис.2. Сначала откачивают корпус 7 вариатора, затем откачивают до форвакуума через вентиль B1 подшипниковые полости I и II. В балластном объеме B02 через вентили B2 и B4 устанавливают давление, равное половине атмосферного / $0,5 p_a$ /. При закрытом вентиле B4 и открытых B2 и B7, вентилем B3 устанавливают по мановакуумметру M1 давление между манжетами C5 и C6 $0,8$. Далее при закрытом вентиле B7 и открытых B2 и B3 по манометру M2 устанавливают давление $0,5 p_a$ между манжетами C6 и C7, которое на уровне $0,5 p_a$ поддерживается автоматически стабилизатором СТ /вентили B2 и B3 все время открыты/. Объемы 8 и 9 выполняют две функции: являются указателями уровня масла в межманжетных пространствах, а также сборниками масла при его тепловом расширении или динамическом выбросе. Манжета C5 введена только по соображениям создания хороших условий смазки манжеты C6. На ней либо нет перепада давления, либо он незначителен, что способствует удержанию масла под кромкой манжеты. Шестая и седьмая манжеты работают под перепадом давления, равным $0,5 p_a$. Втулка диаметром 100 мм напрессована на вал, и по отношению к нему уплотнена тремя 0-образными резинками. Охлаждающая вода циркулирует вдоль образующих цилиндра. Втулки 6 диа-

метром 120 мм также уплотнены по отношению к валу 0-образной резинкой. Необходимость в них была выявлена при испытании устройства по схеме рис.1. Найдено, что прессовая посадка втулок 6 не обеспечивает необходимой герметичности. При прорыве атмосферы в подшипниковые полости I и II в высоковакуумном объеме вариатора давление резко увеличивается. Шарикоподшипники 5 взяты с текстолитовым сепаратором. Смазываются они принудительно герметизированными шнековыми насосами.

На специальном стенде были проведены испытания конструктивной схемы рис.2 с использованием манжет из фторированной, силиконовой резины, а также из резины первой группы с наполнением дисульфидом молибдена /несколько процентов/. Наилучшие результаты получены на манжетах с дисульфидом молибдена. Худшие - на манжетах из силиконовой резины.

Сравним схемы 1 и 2 по результатам испытаний. В устройстве по схеме рис.1 установлены манжеты из резины I группы. При скорости вала 2400 об/мин и давлении воды 1 кг/см^2 , что меньше нормы, через 5 мин появилась течь воды, произошла разгерметизация вакуумного объема. Через 15 мин манжеты муфты водоподвода пришли в полную негодность. При установке манжет с дисульфидом молибдена полный ресурс их работы увеличился до 24 ч.

Испытание устройства по схеме рис.2. На вал напрессованы втулки из хромистой бронзы, при этом втулка диаметром 100 мм водоохлаждаемая, давление воды на входе 2 кг/см^2 /такое давление обеспечивает необходимый режим охлаждения ротора вариатора/, цилиндрическая поверхность под манжетами 5-7 хромирована, толщина слоя 50 мкм. Чтобы получить в сжатые сроки необходимые данные по стойкости манжет, изготовленных из разных материалов и по разной технологии, смонтировали манжеты 1,4,5,6,9 из резины первой группы с наполнением дисульфидом молибдена. Манжеты 2,3,7 и 8 - из резины первой группы, фторированные. Манжета 10 - из силиконовой резины одной из фирм ФРГ. Скорость испытания - 3600 об/мин. Силиконовая манжета полностью разрушилась через 225 ч. Через 535 ч манжета 8 потрескалась, при этом ширина контактной кромки увеличилась до 1,5 мм, в то время как манжета 9 сохранила эластичность, а кромка уширилась до $0,2 \pm 0,3$ мм. У манжеты 7 контактная кромка уширилась до 1 мм в основном за счет ее деформации, манжеты 5 и 6 - без следов износа. В таблице показан износ втулок и манжет.

В муфте водоподвода через 840 ч работы появилась сильная течь через манжеты 2 и 3. Разница глубин 1 и 4 канавок объясняется включением в резину первой манжеты абразива. Под манжетами 5-7 выработки нет, хромовое покрытие заполировано. Легко заметить преимущества манжет из резины I группы с наполнением дисульфидом молибдена. Следует заметить, что у манжет 8-10 смазка исключительно обедненная. Это обстоятельство неизбежно ведет к повышенным потерям от трения. Тем не менее, целесообразно улучшать теплосъем от втулок 6, а не улучшать смазку. Обильная смазка увеличит миграцию масла в высоковакуумный объем.

Таблица

Номер манжеты	Ширина выработанной канавки, мм	Глубина выработанной канавки, мм	Ширина контактной кромки манжеты, мм	Время работы, ч
1	2	1	3,6÷4,8	840
2	4	0,3	5,6÷6,2	840
3	4	0,5	4,1÷5,3	840
4	2	0,2	2,1÷2,7	840
5	0	0	0,2	982
6	0	0	0,2	982
7	0	0	0,4	447
8*	0	0	4	447
9	0	0	0,3 0,4	982
10	0	0	0,4 0,5	447

* Под манжетой 8 посадка втулки на вал была ослаблена, поэтому тепловой режим кромки манжеты стал более напряженным.

Твердость хромистой бронзы выше, чем у меди, но недостаточна для достижения высокой стойкости в паре трения с резиной. Поэтому первоначально наружные поверхности втулок полностью были покрыты слоем хрома. Однако выяснилась неудовлетворительная стойкость покрытия под кромками наиболее сильно нагруженных манжет. Более того, кромки разрушенного покрытия ускоряли износ манжет. Поэтому в следующих экспериментах, а также в рабочем варианте хромовое покрытие на участке манжет 1÷4 не наносилось.

По результатам проведенных исследований схема рис.2 высоковакуумного уплотнения быстровращающегося вала была взята за основу и внедрена на вариаторе фазотрона ОИЯИ.

На рис.3 показана реальная конструкция левой опоры вала вариатора с узлами высоковакуумного уплотнения 8, уплотнения по маслу 9 и по воде 1. Первоначальный диаметр вала 100 мм был проточен до 90 мм, на который посажена втулка 3 с аксиальными каналами для охлаждения ее водой. Втулка на валу от протечки воды в атмосферу уплотнена одним резиновым кольцом, а от протечки в подшипниковую полость - двумя кольцами. Хорошо видны вход и выход воды в вал, жиклер, через который подается масло для смазки подшипника, и сливное отверстие для масла.

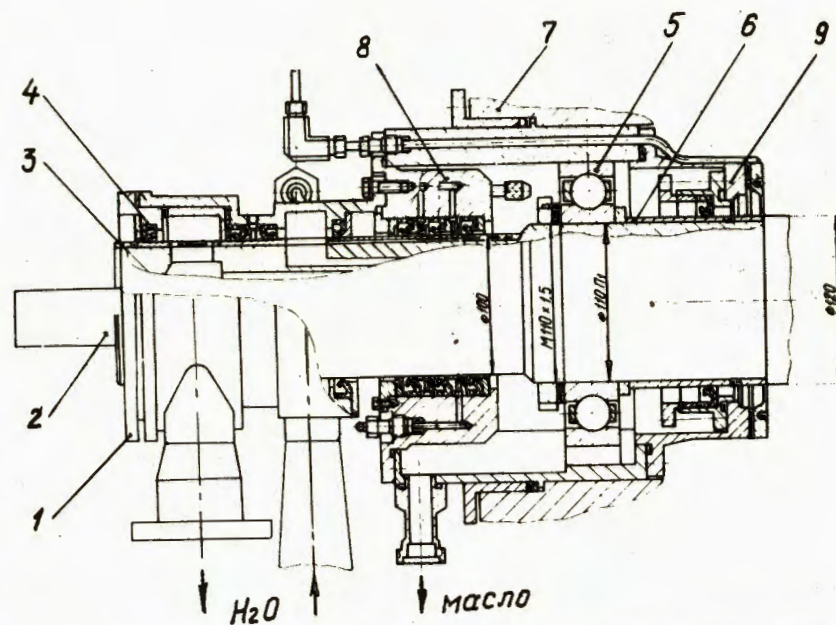


Рис.3. Конструкция левой опоры вала с узлами уплотнения. 1 - муфта водоподвода с манжетными уплотнениями входа и выхода воды, 2 - вал, 3 - втулка из хромистой бронзы $\phi 100$ мм, 4 - манжета, 5 - подшипник шариковый, 6 - втулка из хромистой бронзы $\phi 120$ мм, 7 - корпус вариатора, 8 - корпус высоковакуумного уплотнения вала, 9 - узел уплотнения вала по маслу.

К моменту написания этой статьи ускоритель проработал 700 ч. На исследовательском стенде невозможно было воспроизвести все рабочие условия. Отсутствовало высокочастотное электромагнитное поле, радиация, рассеянное магнитное поле. Поэтому можно было ожидать сокращения рабочего ресурса манжет прежде всего из-за воздействия на них высокочастотного электромагнитного поля. После наработки на ускорителе 700 ч появилась возможность объективной оценки влияния высокочастотного поля на общий ресурс манжет. Контрольная разборка показала, что нет заметных изменений в эластичности манжет 6÷10, а износ кромок сальников 5÷7 не обнаружен. Установлено также, что миграция масла из подшипниковых полостей в высоковакуумный объем с давлением $2 \cdot 10^{-6}$ Тор из-за продольной вибрации вала столь незначительна, что не оказывает заметного влияния на уменьшение электрической прочности вариатора.

На основе проведенных исследований на специальном стенде, а также опытной эксплуатации ускорителя, можно утверждать, что предложенная схема рис.2 манжетных узлов вакуумного уплотнения

вполне отвечает требованиям круглосуточной эксплуатации ускорителя в течение длительного времени. Ресурс работы сальников СВ-07 ожидается равным 2000÷3000 ч. Такого же ресурса можно достичь для сальников С8 и С9, улучшив их охлаждение. Возможности для этого есть. Авторы считают, что в настоящее время ресурс сальников С1-С4 муфты водоподвода не может быть получен более 800 ч. В режиме частых остановок и пусков вариатора время надежной их работы сократится до 500 ч. Операция по замене муфты водоподвода достаточно проста, поэтому на первых порах ускоритель вполне может работать с этой муфтой. Однако этот узел, как ненадежный, после отработки нового технического решения будет заменен.

Авторы считают своим приятным долгом поблагодарить В.П.Джелепова за поддержку работы, В.Г.Сазонова за помощь в изготовлении основных узлов, И.Ф.Мальшева, Ю.М.Ермилина, В.И.Перегида за разработку и изготовление исследовательского стенда, Н.С.Серикова за наладку стенда и проведение испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения. "Машиностроение", Л., 1974.
2. Голубев Г.А. и др. Контактные уплотнения вращающихся валов. "Машиностроение", М., 1976.
3. Трение изнашивания и смазка. Справочник. "Машиностроение", М., 1979, кн.2.
4. Машиностроение №6, 1972; №7, 1973; Сборники научных трудов. Изд-во Красноярского политехн.ин-та. Красноярск, 1972, 1973.
5. Пипко Л.И. и др. Конструирование и расчет вакуумных систем. "Энергия", М., 1970.
6. Ваулина И.Г. и др. В кн.: Труды III Всесоюзного совещания по ускорителям заряженных частиц. "Наука", М., 1973, с.262, т.2.
7. Гребер Г. и др. Основы учения о теплообмене. ИИЛ, М., 1958.

Рукопись поступила в издательский отдел
9 декабря 1985 года.

Василенко А.Т. и др.

9-85-881

Опыт создания манжетного высоковакуумного уплотнения скоростного вала

Описывается конструктивная схема высоковакуумного уплотнения вала манжетами. Линейная скорость в паре трения узла уплотнения превышает 22 м/с. Давление в вакуумном объеме $5 \cdot 10^{-7} \div 2 \cdot 10^{-6}$ Тор. Цель работы: создать простое и надежное устройство узла уплотнения, способного работать при таких совместно действующих факторах, как высокий вакуум, высокочастотное электромагнитное поле, радиация, слабое рассеянное магнитное поле. Цель достигнута путем интенсификации охлаждения зоны трения, обильной смазки трущихся пар, выбора антифрикционного наполнителя в резиновую смесь манжет и редуцирования давления на кромках манжет, использованных в качестве основного уплотняющего элемента.

Работа выполнена в Лаборатории ядерных проблем ОИЯИ.

Сообщение Объединенного института ядерных исследований. Дубна 1985

Перевод авторов

Vasilenko A.T. et al.

9-85-881

Experience of the Making the Gasket Vacuum Sealing of the High Speed Driving Shaft

The constructive design of the high vacuum driving shaft sealing with the gaskets is described. The linear speed in the friction couple of the sealing is more than 22 m/s and the gas pressure in the volume is about $5 \cdot 10^{-7} \div 2 \cdot 10^{-6}$ mm Hg. Our purpose is to design a simple and reliable vacuum sealing device, adopted to run with such co-factors as high vacuum, high frequency electric field, radio-activity, stray magnetic field. The purpose is gained by the cooling intensification of the friction area, by choosing the antifriction fillin for the rubber composition of the gaskets and by pressure reducing on the edges of the gaskets, which are used as basic sealing parts.

The investigation has been performed at the Laboratory of Nuclear Problems, JINR.

Communication of the Joint Institute for Nuclear Research. Dubna 1985