

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАЗОРОВ В БЕСКОНТАКТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД

© 2006 А.В. Иванов, С.В. Коробченко

Воронежский государственный технический университет

Предложена методика расчета зазоров в уплотнениях насосов и турбин ТНА ЖРД, учитывающая изменение зазоров, связанное с силовыми и температурными деформациями роторных и статорных элементов уплотнений, с зазорами по посадкам и допусками на изготовление, в том числе допусками на изготовление торцовых поверхностей.

В насосах и турбинах турбонасосных агрегатов могут использоваться различные типы уплотнений. Наиболее часто в турбо-насосных агрегатах используются уплотнения с гарантированным зазором, которые можно разделить на неподвижные и самоустанавливающиеся. В неподвижном уплотнении уплотнительный элемент жестко закреплен в корпусе. В самоустанавливающемся уплотнении уплотнительный элемент корпуса выполнен в виде подвижного в радиальном направлении кольца, которое опирается своим торцом о торец корпуса.

К достоинству неподвижных щелевых уплотнений следует отнести наличие в щели гидромеханических сил, направленных в сторону, противоположную поперечному смещению ротора. При таком смещении щелевые уплотнения играют роль вспомогательных опор, благодаря чему снижаются прогибы ротора и нагрузки на его основные опоры. Это особенно важно для гибких роторов, рабочая частота вращения которых выше первой критической частоты вращения, и для жестких роторов, работающих вблизи критической частоты вращения. При работе ротора вблизи критической частоты вращения или при прохождении им критической частоты вращения гидромеханические демпфирующие силы в щели уплотнения снижают прогибы ротора и нагрузки на его опоры. Однако необходимо иметь в виду, что возможна неустойчивая работа таких щелевых уплотнений, как и уплотнений с плавающими кольцами. Вероятность неустойчивой работы плавающего кольца может быть снижена в полуподвижных уплотнениях, в особенности в уплотнениях с подпружиненным в осевом направлении кольцом.

Существенное влияние на работоспособность уплотнительных узлов оказывает

величина зазора в уплотнительной щели. В общем случае имеется два типа причин, вызывающих изменение зазора между роторными и статорными частями уплотнения:

– монтажные смещения, вызванные наличием радиального зазора в подшипнике, погрешностями изготовления деталей агрегата и особенностями технологического процесса сборки, такими как непараллельность торцев, несоосность посадочных поверхностей, неперпендикулярность посадочных диаметров и торцев, взаимный разворот деталей, усилие затяжки крепежных гаек;

– эксплуатационные смещения, вызванные условиями работы агрегата – температурными и силовыми деформациями, изгибом вала от действия гидравлических и газовых сил, нагрузками от дисбалансов, колебаниями.

На величину монтажных смещений, то есть смещений осей уплотнительных поверхностей относительно геометрической оси, которое имеется в собранном агрегате перед его запуском, влияют три группы факторов: конструктивная схема агрегата, фактические погрешности изготовления деталей и технологический процесс сборки и контроля узлов уплотнений.

Конструктивная схема агрегата определяет количество и взаимное расположение деталей, которые могут привести к смещению роторной и статорной частей уплотнения. Смещение определяется приведенными ниже погрешностями изготовления этих деталей:

- несоосностью посадочных и уплотнительных диаметров по ротору и статору;
- непараллельностью упорных торцев;
- неперпендикулярностью упорных торцев относительно посадочных диаметров.

При сборке агрегата на величину смещения влияют смещения деталей ротора и статора в пределах монтажных зазоров, разворот деталей ротора друг относительно друга, усилия затяжки крепежных гаек и стяжных винтов ротора, а также способ соединения корпусов. Правильно выбранная методика контроля процесса сборки и собранных узлов позволяет обнаружить сборочные единицы с недопустимыми сочетаниями погрешностей изготовления, влияющих на величину смещений и направлять их на перекомплектовку.

Например, в пределах одного корпуса биение обрабатываемых на данной операции поверхностей относительно базовой поверхности вызывается радиальным и осевым биением шпинделя станка из-за неточности его опор, торцевым и радиальным биением патрона или планшайбы в местах закрепления обрабатываемого корпуса, неперпендикулярностью базового торца корпуса к базовому отверстию, жесткостью закрепления корпуса, неодинаковостью глубины резания по окружности из-за несоосности припуска, биением обрабатываемой детали из-за ее дисбаланса. При центровке обрабатываемого корпуса на оправке зазор по посадке также может увеличить биение. В литых деталях дополнительная несоосность может быть вызвана несимметричностью механических свойств материала, которая всегда имеет место в отливках и определяется схемой заливки, условиями кристаллизации материала и наличием примесей.

Несоосность посадочных поверхностей под подшипники в роторе в несколько раз меньше, чем в статоре, так как обычно эти поверхности выполняются в одной детали. Однако из-за большего числа слагаемых величин перекоса в агрегате соосность по валу следует задавать достаточно точно. Непараллельность торцев деталей, закрепленных на валу, приводит к ощутимым величинам перекосов (смещений) уплотнительных поверхностей. Неперпендикулярность торца детали ротора по отношению к посадочной поверхности при значительной длине и отсутствии зазора по посадке на вал также приводит к увеличению перекоса. В роторы турбомашин часто представляют собой кон-

струкцию, выполненную в виде пакета отдельно изготовленных деталей, центрирующихся друг относительно друга или по валу, например ТНА двигателя SSME (рис. 1) [1]. При этом детали ротора монтируются на вал вместе с внутренним кольцом подшипника и затягиваются общей гайкой. В этом случае несоосность какой-либо уплотнительной поверхности представляет собой результирующую погрешность всех деталей, входящих в состав ротора, и поэтому расчет величины несоосностей значительно усложняется. Затяжка таких деталей, как правило, производится со значительным осевым усилием, которое приводит к устранению зазоров по стыкам и изгибу вала.

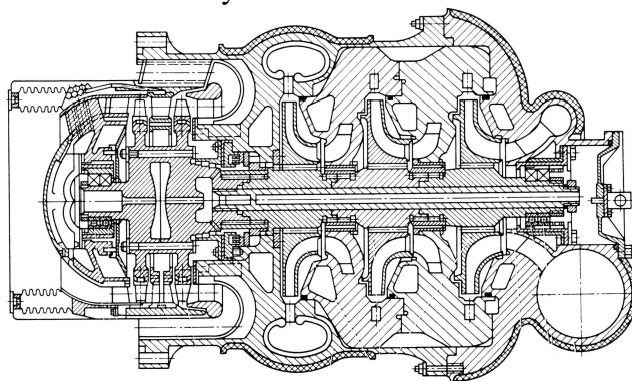


Рис. 1. Конструктивная схема ТНА ЖРД SSME

Кроме того, к изгибу может привести неперпендикулярность заплечиков валов по отношению к резьбам, выполненным на валу. При установке на вал по резьбе гайка может в пределах зазора по резьбе смещаться в радиальном направлении и поворачиваться для выборки перекоса, обеспечивая плотное прилегание торца гайки к сопрягаемому торцу детали ротора, и выравнивать усилие затяжки по окружности. При этом может быть допущено биение торца гайки относительно среднего диаметра резьбы не более половины гарантированного зазора по резьбе, однако при назначении допусков следует учитывать уменьшение зазора по резьбе при наличии покрытий резьбового соединения. Для достижения стабильной и осесимметричной жесткости ротора необходимо за счет усилия затяжки обеспечить плотное беззазорное прилегание всех торцев его деталей. Достаточная стяжка деталей ротора должна быть обеспечена и при деформациях вала от внешних гидравлических и

газодинамических нагрузок, а также дисбалансных нагрузок. Необходимая величина усилия затяжки зависит от размеров деталей ротора, от величин погрешностей их изготовления, от жесткости ротора и от величины и характера нагружения его внешними и внутренними силами. Следует отметить, что при креплении деталей, входящих в роторный или статорный пакеты, с помощью группового резьбового соединения из-за неравномерности усилия затяжки дополнительно появляется погрешность, связанная с упругими деформациями материала и контактными деформациями на стыковых поверхностях. Эти дополнительные погрешности должны быть учтены при расчете углового отклонения уплотнительных поверхностей ротора или статора.

В общем случае величина несоосностей уплотнительных поверхностей ротора, состоящего из пакета деталей, складывается из суммы погрешностей радиального расположения поверхностей центрирующих и уплотнительных элементов и суммы погрешностей расположения стыковых (торцовых) поверхностей деталей, входящих в роторный пакет.

В уплотнениях следует различать радиальный зазор ΔR_p , определяющий расходные характеристики уплотнения, и местный гарантированный зазор ΔR_{min} , определяющий работоспособность уплотнения. Радиальный рабочий (эксплуатационный) зазор в уплотнении ΔR_p равен разнице монтажного зазора ΔR_m и суммы величин силовых и термических деформаций ΔR_d вращающегося и неподвижных уплотнительных элементов

$$\Delta R_p = \Delta R_m - \Delta R_d. \quad (1)$$

Местный минимальный зазор

$$\Delta R_{min} = \Delta R_m - \Delta R_d - \delta R_\phi - \delta R_{||} - \varepsilon, \quad (2)$$

где δR_ϕ – местное уменьшение радиуса уплотнительной поверхности корпуса, вызванное отклонениями ее формы при сборке и при работе;

$\delta R_{||}$ – изменение зазора, связанное с отклонениями изготовления торцовых поверхностей деталей ротора;

ε – смещение оси уплотнительной поверхности ротора относительно оси уплот-

нительной поверхности корпуса.

Схема изгиба ротора, связанная с неточностями изготовления торцовых поверхностей роторных деталей приведена на рис. 2.

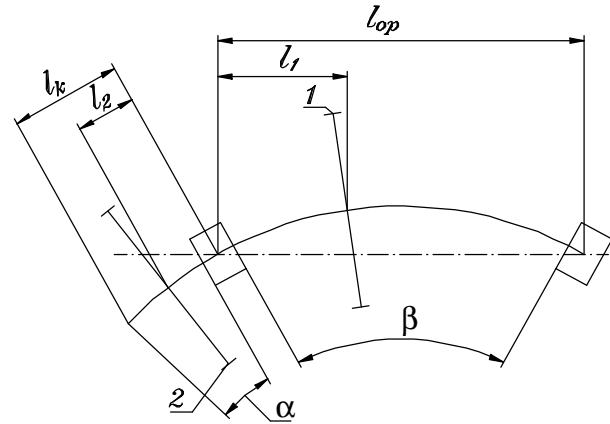


Рис. 2. Схема изгиба ротора

1 – межопорная уплотнительная поверхность ротора; 2 – консольная уплотнительная поверхность ротора

Изменение уплотнительного зазора, связанное с отклонениями в изготовлении торцовых поверхностей для уплотнения, расположенного между опорами ротора, может быть определено следующим образом:

$$\delta R_{||} = l_1 \cdot \frac{\beta \cdot l_1}{l_{op}},$$

где l_1 – расстояние от опоры до уплотнения вдоль оси ротора;

l_{op} – расстояние между опорами ротора;

$\beta = \sum_{i=1}^{n-1} (\beta_{i(i+1)} + \beta_{(i+1)i})$ – суммарный угол искривления оси ротора между опорами, вызванный неточностями изготовления торцовых поверхностей;

$$\beta_{i(i+1)} = \frac{\delta_{mi(i+1)}}{D_{i(i+1)}}; \quad \beta_{(i+1)i} = \frac{\delta_{m(i+1)i}}{D_{(i+1)i}};$$

$\delta_{mi(i+1)}$ – допустимое торцовое биение i -й детали в месте ее сопряжения с $i+1$ деталью; $\delta_{m(i+1)i}$ – допустимое торцовое биение $i+1$ детали в месте ее сопряжения с i -й деталью; $D_{i(i+1)}$ – номинальный диаметр i -й детали в месте ее сопряжения с $i+1$ деталью; $D_{(i+1)i}$ – номинальный диаметр $i+1$ детали в месте ее сопряжения с i -й деталью.

Для уплотнения, расположенного консольно по отношению к опорам, изменение зазора, связанное с отклонениями изготовления торцовых стыковых поверхностей роторных деталей может быть определено следующим образом:

$$\delta R_{//} = l_2 \cdot \frac{\alpha \cdot l_2}{l_k},$$

где l_2 – расстояние от опоры до уплотнения вдоль оси ротора;

l_k – расстояние от опоры до крайней точки консоли по которой определяется угол искривления оси ротора;

$\alpha = \sum_{i=1}^{n-1} (\alpha_{i(i+1)} + \alpha_{(i+1)i})$ – суммарный угол искривления оси консоли ротора, вызванный неточностями изготовления торцовых поверхностей;

$$\alpha_{i(i+1)} = \frac{\delta_{mi(i+1)}}{D_{i(i+1)}}; \quad \alpha_{(i+1)i} = \frac{\delta_{m(i+1)i}}{D_{(i+1)i}};$$

$\delta_{mi(i+1)}$ – допустимое торцовое биение i -й детали в месте ее сопряжения с $i+1$ деталью; $\delta_{m(i+1)i}$ – допустимое торцовое биение $i+1$ детали в месте ее сопряжения с i -й деталью; $D_{i(i+1)}$ – номинальный диаметр i -й детали в месте ее сопряжения с $i+1$ деталью; $D_{(i+1)i}$ – номинальный диаметр $i+1$ детали в месте ее сопряжения с i -й деталью.

Монтажный зазор в уплотнении равен разнице радиусов уплотнительных поверхностей корпуса $R_{y.k}$ и ротора $R_{y.p}$, измеренных при сборке:

$$\Delta R_m = R_{y.k} - R_{y.p}.$$

Величина монтажного зазора выбирается в соответствии с зависимостью (2). Суммарное значение силовых и термических деформаций определяется как

$$\Delta R_\delta = \delta R_{\delta.k} + \delta R_{p.y} - \delta R_{p.\delta} + (\delta R_{p.p} - \delta R_{k.k}),$$

где $\delta R_{\delta.k}$ – деформация уплотнительного элемента корпуса от перепада давлений на уплотнении;

$\delta R_{p.y}$, – деформация уплотнительного элемента ротора от центробежных сил;

$\delta R_{p.\delta}$ – деформация уплотнительного элемента ротора от перепада давлений на уплотнении;

$\delta R_{p.p}$ – термическая деформация уплотнительного элемента ротора;

$\delta R_{k.k}$ – термическая деформация уплотнительного элемента корпуса.

Термические деформации $\delta R_{p.p}$, $\delta R_{k.k}$ имеют положительное значение, если температура конструкции выше температуры деталей при сборке и отрицательное значение при температуре конструкции ниже температуры деталей при сборке.

Силовые деформации в уплотнениях ТНА двигателей без дожигания были малы. Основной вклад вносили температурные деформации, так как для крыльчаток насосов часто использовались алюминиевые сплавы. В двигателях с дожиганием существенно возросли силовые деформации элементов уплотнений, особенно в кислородно-водородных ЖРД, в которых повышенные деформации обусловлены более высокой напряженностью конструкции.

Величина смещения осей уплотнительных поверхностей

$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_{np} + \varepsilon_{p.k} + \varepsilon_{c.u} + \varepsilon_\delta + \varepsilon_{k.m} + \varepsilon_n,$$

где ε_p – монтажное смещение оси поверхности уплотнительного элемента ротора относительно оси его вращения;

ε_{np} – радиус прецессии ротора в процессе работы;

$\varepsilon_{p.k}$ – монтажное смещение осей уплотнительных элементов при сборке агрегата, вызванное зазорами по посадкам деталей и отклонениями взаимного расположения поверхностей деталей при их изготовлении;

$\varepsilon_{c.u}$ – монтажное смещение осей уплотнительных элементов, вызванное деформациями корпусов агрегата в процессе сборки агрегата и двигателя;

ε_δ – смещение осей уплотнительных элементов при работе вследствие силовых и термических деформаций корпусов агрегата;

$\varepsilon_{k.m}$ – смещение осей уплотнительных элементов при работе, вызванное деформациями корпусов агрегата под воздействием присоединенных трубопроводов и крепежных элементов изделия;

ε_n – смещение осей уплотнительных

элементов, вызванное прогибом ротора под воздействием гидродинамических сил в полостях агрегата.

Из уравнений (1), (2) следует:

$$\Delta R_p = \Delta R_{min} + \delta R_\phi + \delta R_{||} + \varepsilon. \quad (3)$$

Приведенные зависимости справедливы для любых типов уплотнений, кроме прирабатывающихся и самоустанавливающихся.

Схема с составляющими рабочего и минимального гарантированного зазора для щелевого уплотнения приведены на рис. 3.

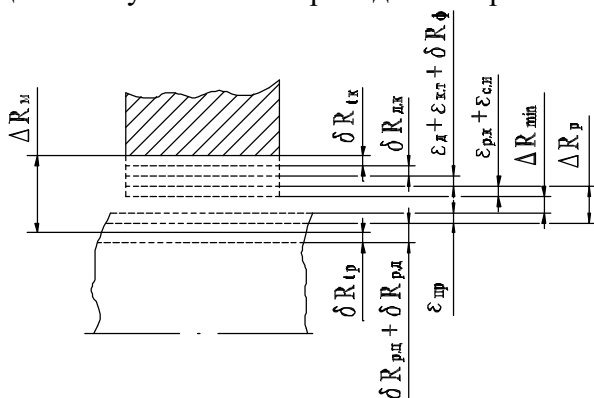


Рис. 3. Составляющие зазора в щелевом уплотнении

Как следует из зависимостей (1), (2), (3), выбор минимальной, но достаточной для безопасной работы величины монтажного зазора является сложной задачей, так как при этом требуется учесть целый ряд составляющих деформаций, смещений осей уплотнительных элементов, допусков на изготовление деталей ТНА. Эта задача осложняется еще и тем, что величины и векторные направления деформаций и смещений осей носят вероятностный, а зачастую и случайный характер.

В соответствии с зависимостью (3) минимальное значение рабочего зазора ΔR_p в уплотнении обеспечивается при минимальных значениях δR_ϕ , $\delta R_{||}$ и ε . Одним из направлений обеспечения минимального значения рабочего зазора является повышение точности изготовления деталей агрегата, повышение качества сборки агрегата и двигателя, увеличение жесткости ротора и корпусов агрегата. Более радикальным направлением является использование уплотнений с плавающими кольцами.

Уплотнения ТНА работают при высоких перепадах давлений, в результате чего на плавающее кольцо действует повышенная сила прижатия к торцу корпуса, не позволяющая ему самоустанавливаться при прецессии оси уплотнительной поверхности ротора. Такие уплотнения относятся к типу полуподвижных уплотнений [2]. В полуподвижных уплотнениях кольцо самоустанавливается относительно уплотнительной поверхности ротора, компенсируя смещения оси и прогибы ротора, но при этом не компенсируются монтажные биения уплотнительной поверхности ротора и ее биения, связанные с прецессией ротора при работе. В полуподвижном уплотнении рабочий зазор определяется соотношением

$$\Delta R_{p.n} = \Delta R_{min} + \delta R_{||} + \varepsilon_p + \varepsilon_{np}.$$

Рабочий зазор в полуподвижном уплотнении меньше, чем в щелевом, на величину

$$\delta R_p = \delta R_\phi + \varepsilon_{p.k} + \varepsilon_{c.u} + \varepsilon_\delta + \varepsilon_{к.м} + \varepsilon_n.$$

Это главное достоинство уплотнения с полуподвижным кольцом, обеспечивающее пониженные утечки рабочей среды. В щелевых уплотнениях в связи с тем, что величины смещения оси и прогиб ротора трудно прогнозируемы, при небольших монтажных зазорах существует вероятность заклинивания ротора до его работы или выработка уплотнительных поверхностей при работе. Уплотнение с полуподвижным кольцом обладает более высокой надежностью, так как лишено указанного недостатка.

При изменении режима работы агрегата центрирующая сила в уплотнении изменяется в результате изменения перепада давлений на уплотнении, а также величины зазора в нем. Кроме того, в полуподвижном уплотнении изменяется и сила прижатия кольца к торцу. В связи с этим в процессе запуска и выключения двигателя при низких перепадах давлений на уплотнении возможен контакт уплотнительных поверхностей ротора и вращения кольца. Вращение кольца может привести к нарушению работоспособности насоса, в особенности при его работе на жидком кислороде. В настоящее время отработана конструкция полуподвижного уплотнения, в котором кольцо в осевом

направлении поджато осевой кольцевой пружиной [3].

Следует отметить, что силовые и термические деформации уплотнительных элементов и прогиб ротора могут быть определены расчетным путем с определенной погрешностью. Кроме того, силовые деформации и прогиб ротора изменяются в зависимости от режима работы, а термические деформации меняются во времени по мере достижения стационарных значений температуры конструкции. Поэтому необходимо стремиться к достижению минимальных значений деформаций и прогиба ротора. При $\Delta R_d = 0$ рабочий зазор в щелевом уплотнении $\Delta R_p = \Delta R_m$, а в уплотнении с плавающим кольцом $\Delta R_p = \Delta R_m = \Delta R_{min}$.

Разница термических деформаций уплотнительных элементов корпуса и ротора может равняться нулю при одинаковых температурах и одинаковых конструкционных материалах элементов уплотнения или при условии, если рабочая температура конструкции мало отличается от температуры, при которой ведется сборка.

Таким образом, при расчете зазоров в

уплотнениях насосов и турбин ТНА ЖРД необходимо учитывать изменение зазоров, связанное с силовыми и температурными деформациями роторных и статорных элементов уплотнений, с зазорами по посадкам и допусками на изготовление, в том числе допусками на изготовление торцовых поверхностей.

Список литературы

1. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей/ Г.Г.Гахун, В.И. Баулин, В.А. Володин и др.; Под общ. ред. Г.Г. Гахуна. – М.: Машиностроение, 1989. – 424 с.
2. Дмитренко А.И., Иванов А.В. Анализ уплотнений проточной части насосов и турбин ТНА ЖРД // Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики. – ИПФ "Воронеж", 2001. – с. 364 – 370.
3. Патент 2138716 Российской Федерации, МКИ 6F 16 J 15/44. Уплотнение вала / Дмитренко А.И., Иванов А.В., Кравченко А.Г. – 98109248/06; Заявл. 13.05.98; Опубл. 27.09.99, Бюл. № 27.

GAP CALCULATION IN ROCKET ENGINE TURBOPUMPS NONCONTACT SEALS

© 2006 A.V. Ivanov, S.V. Korobchenko

VSTU

During a rocket engine development one of the main question is calculation of the gap between pumps and turbines seal's rotor and stator elements. In this article considered gap choice with analysis of various design and production factors.