

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТИПА БЕСКОНТАКТНОГО УПЛОТНЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РЕЖИМА РАБОТЫ

Иванов А.В.

*НПО Энергомаш им. академика В.П. Глушко,
ул. Бурденко, 1, Химки, Московская область, 141400, Россия
e-mail: iav308@inbox.ru*

Статья поступила в редакцию 23.05.2021

Рассмотрено влияние бесконтактных уплотнений на экономичность насоса жидкостного ракетного двигателя (ЖРД) на режимах регулирования. Показано, что при создании насосов турбонасосных агрегатов (ТНА) ЖРД нельзя рассматривать зазор в уплотнении как величину постоянную, независимо от режима работы. Приведены зависимости, позволяющие на начальном этапе проектирования оценить величину зазора в уплотнении. В процессе создания насосов должны быть оценены величины не только рабочих зазоров, определяющих расход через уплотнение, но и величины минимальных гарантированных зазоров, обеспечивающих бесконтактную работу уплотнения. Показано, что анализ влияния уплотнений на характеристики и работоспособность насосов необходим уже на ранних стадиях проектирования.

Ключевые слова: бесконтактное уплотнение, рабочий зазор, минимальный гарантированный зазор, роторный элемент уплотнения.

Введение

Уплотнения насосов турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей — ключевой элемент, определяющий объемный коэффициент полезного действия (КПД) насоса. При этом выбор типа уплотнения влияет не только на характеристики, но и на работоспособность насоса. В уплотнениях насосов ТНА ЖРД применяются как бесконтактные, так и прирабатывающиеся уплотнения [1, 2]. В статье рассмотрены наиболее часто применяемые в отечественной и мировой практике при проектировании насосов бесконтактные уплотнения: уплотнения с плавающими и полуподвижными кольцами, щелевые уплотнения с фиксированной гладкой стенкой, лабиринтные уплотнения. Основное отличие уплотнений с плавающим и полуподвижным кольцом в том, что в уплотнении с плавающим кольцом сила трения по торцу кольца меньше гидромеханических сил в радиальном уплотнительном зазоре, поэтому плавающее кольцо отслеживает все биения ротора и при его нормальной работе всегда расположено концентрично относитель-

но ротора, однако такую конструкцию достаточно сложно реализовать из-за высоких перепадов давления на уплотнениях насосов ТНА ЖРД, поэтому в полуподвижном кольце сила трения по торцу превышает гидромеханические силы в радиальном уплотнительном зазоре, а концентричность взаимного положения роторного и статорного элементов уплотнения обеспечивается за счет их местных соударений на переходных режимах работы. В отечественной практике применяются все перечисленные типы бесконтактных уплотнений [1–6], в зарубежной — как правило, лабиринтные уплотнения [7–9], в меньшей степени — щелевые уплотнения [9–11], а уплотнения с плавающими кольцами используются преимущественно в уплотнениях, отделяющих один компонент от другого [12]. Ограниченно уплотнения с плавающими кольцами применяются в конструкции насосов ТНА, разработанных в Южной Корее, Бразилии, КНР [11, 13–15]. На рис. 1 приведены схемы бесконтактных уплотнений [2, 9].

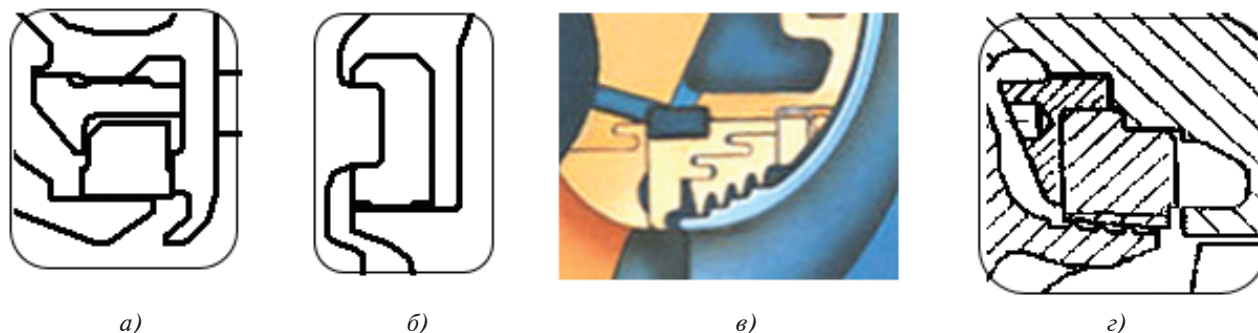


Рис. 1. Бесконтактные уплотнения насосов ТНА: а – уплотнение с полуподвижным кольцом; б – щелевое уплотнение; в, г – лабиринтные уплотнения

При анализе работы насоса на режимах регулирования двигателя зазор в уплотнении обычно рассматривают как величину постоянную, равную величине зазора на номинальном режиме работы [16, 17]. Такой подход, особенно на начальных стадиях проектирования, характерен как для отечественной, так и для мировой практики. Это было обосновано для насосов двигателей без дожигания генераторного газа после турбины, когда давление подачи и окружные скорости относительно невысоки и, как следствие, невысок уровень деформаций элементов уплотнения – роторного и статорного, что позволяло не учитывать их влияние на величину зазора и утечек (расхода) через уплотнение. Переход к двигателям с дожиганием генераторного газа сопровождался ростом давления и окружных скоростей, что привело к необходимости учета влияния деформаций элементов конструкции уплотнения на его характеристики [18–20], а необходимость регулирования работы двигателя, включающего работу на режимах форсирования и дросселирования по тяге – от 25 до 120 % от номинального значения, потребовала знания значений параметров насосов на всех режимах работы.

Еще одной задачей при проектировании является выбор величины зазора, обеспечивающей бесконтактную работу уплотнения на всех режимах работы – от захлаживания до останова двигателя.

Таким образом, на всех режимах работы при проектировании уплотнений проточной части насосов для них должны быть определены два вида зазоров: рабочий зазор, определяющий расходные характеристики уплотнения – объемный КПД насоса, и минимальный гарантированный зазор между роторным и статорным элементами уплотнения, определяющий условия бесконтактной работы уплотнения. Задача определения

этих зазоров уже на ранних стадиях проектирования насосов ТНА, особенно на режимах регулирования тяги ЖРД, является актуальной и ранее в отечественной и мировой практике не рассматривалась.

Радиальный рабочий зазор определяется исходя из величин монтажного зазора, обеспечиваемого при сборке насоса, силовых и термических деформаций элементов уплотнения, вызванных воздействием перепадов давления, центробежных сил, разности температуры конструкции при сборке и работе.

Минимальный гарантированный зазор определяется исходя из локального уменьшения расстояния между роторным и статорным элементами уплотнения, вызванного изменением формы поверхностей при изготовлении, монтаже и эксплуатации. К факторам, влияющим на минимальный гарантированный зазор, относятся: зазоры по посадкам, отклонения формы и расположения поверхностей (некруглость, несоосность, непараллельность сопрягаемых торцов, перпендикулярность просадочных диаметров и сопрягаемых торцов), поводки, вызванные сваркой, изгиб ротора при работе и т.п.

Расчет рабочего зазора в уплотнении на начальном этапе проектирования

При выборе величины монтажного радиального зазора δR_m на этапе проектирования до подробной проработки конструкции можно ориентироваться на значения, связанные с диаметром расположения уплотнения R_y :

$$\delta R_m = (0,001 \dots 0,0035) \cdot R_y.$$

При этом меньшие значения зазоров соответствуют уплотнениям с плавающими и полуподвижными кольцами, прирабатывающимся уплотнениям, а большие – щелевым уплотнениям с

фиксированной гладкой стенкой и лабиринтным уплотнениям.

Рабочий зазор в бесконтактном уплотнении равен разности монтажного зазора и деформаций элементов уплотнения под действием силовых и температурных факторов:

$$\delta R_p = \delta R_m - \delta R_d;$$

$$\delta R_d = \delta R_{\text{сил}} + \delta R_T;$$

$$\delta R_{\text{сил}} = \delta R_{\text{сил}}^{\text{ст}} + \delta R_{\text{сил}}^{\text{рот}};$$

$$\delta R_{\text{сил}}^{\text{ст}} = \delta R_{\Delta p}^{\text{ст}} + \delta R_{\text{монт}}^{\text{ст}};$$

$$\delta R_{\text{сил}}^{\text{рот}} = \delta R_{\Delta p}^{\text{рот}} + \delta R_{\text{цс}}^{\text{рот}};$$

$$\delta R_T = \delta R_T^{\text{ст}} + \delta R_T^{\text{рот}},$$

где δR_p – радиальный рабочий зазор в уплотнении;

$\delta R_{\text{сил}}$ – радиальные силовые деформации элементов уплотнения;

δR_T – радиальные термические деформации элементов уплотнения;

$\delta R_{\text{сил}}^{\text{ст}}$ – радиальные силовые деформации статорного элемента уплотнения;

$\delta R_{\text{сил}}^{\text{рот}}$ – радиальные силовые деформации роторного элемента уплотнения;

$\delta R_{\Delta p}^{\text{ст}}$ – радиальные силовые деформации статорного элемента уплотнения под действием перепада давления на уплотнении;

$\delta R_{\text{монт}}^{\text{ст}}$ – радиальные силовые деформации статорного элемента уплотнения под действием монтажных напряжений, вызванных воздействием на элементы конструкции усилий при сборке и эксплуатации агрегата и двигателя;

$\delta R_{\Delta p}^{\text{рот}}$ – радиальные силовые деформации роторного элемента уплотнения под действием перепада давления на уплотнении;

$\delta R_{\text{цс}}^{\text{рот}}$ – радиальные силовые деформации роторного элемента уплотнения под действием центробежных сил;

$\delta R_T^{\text{ст}}$ – радиальные термические деформации статорного элемента уплотнения;

$\delta R_T^{\text{рот}}$ – радиальные термические деформации роторного элемента уплотнения.

При расчете зазоров в уплотнении необходимо учитывать направление деформаций роторного и статорного элементов уплотнения. Если силовая или температурная деформация ведет к уменьшению зазора, то ее следует учитывать со знаком «+»; если деформация ведет к увеличению зазора – со знаком «-». Например, при расчете термических деформаций элементов конструкции мы видим, что изменение размеров статорного элемента уплотнения ведет к уменьшению уплотнительного зазора, а роторного – к его увеличению. Зависимость для расчета термических деформаций примет вид:

$$\delta R_T = \delta R_T^{\text{ст}} + (-\delta R_T^{\text{рот}}) = \delta R_T^{\text{ст}} - \delta R_T^{\text{рот}}.$$

Именно радиальный зазор в уплотнении определяет расходные характеристики уплотнения – расходную составляющую КПД насоса. Термические деформации оцениваются по применяемым материалам с учетом изменения температуры при работе по сравнению с температурой при сборке и термического коэффициента линейного расширения использованного материала. Если на этапе проектирования нет возможности точно оценить силовые и температурные деформации на номинальном режиме работы из-за непроработанности конструкции, можно воспользоваться следующим соотношением:

$$\delta R_d = (0,1 \dots 0,6) \cdot \delta R_m.$$

Меньшие значения соответствуют уплотнениям небольшого диаметра малонагруженных насосов ТНА ЖРД, большие значения – большим диаметрам и нагруженным агрегатам, в первую очередь двигателей с дожиганием генераторного газа с давлением в камере сгорания не менее 16 МПа.

Для последующей оценки влияния зазора в уплотнении важно знать, какая часть деформаций приходится на роторную, а какая – на статорную часть уплотнения. Для первоначальной оценки можно принять:

$$\delta R_d^{\text{рот}} = 0,3 \delta R_d;$$

$$\delta R_d^{\text{ст}} = 0,7 \delta R_d,$$

где $\delta R_{\text{д}}^{\text{рот}}$ – суммарные радиальные деформации роторного элемента уплотнения;

$\delta R_{\text{д}}^{\text{ст}}$ – суммарные радиальные деформации статорного элемента уплотнения.

В общем случае можно считать, что термические деформации при работе ТНА изменяются несущественно, но в случае необходимости их учета при проектировании ТНА, зная температуру рабочего тела и термические деформации на номинальном режиме, можно определить их по следующей зависимости:

$$\delta R_{\text{т}} = \frac{\Delta T \cdot \alpha}{\Delta T_{\text{н}} \cdot \alpha_{\text{н}}} \cdot \delta R_{\text{т}}^{\text{н}},$$

где ΔT , $\Delta T_{\text{н}}$ – разница температуры при сборке и работе для рассчитываемого и номинального режима работы;

α , $\alpha_{\text{н}}$ – температурный коэффициент линейного расширения для рассчитываемого и номинального режима работы;

$\delta R_{\text{т}}^{\text{н}}$ – термические деформации для номинального режима работы.

В зависимости от режима работы силовые деформации от действия перепада давления изменяются пропорционально отношению перепадов давления, а деформации от центробежных сил – пропорционально частоте вращения ротора:

$$\delta R_{\text{д}}^{\text{ст}} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{н}}} \cdot \delta R_{\text{дн}}^{\text{ст}};$$

$$\delta R_{\text{д}}^{\text{рот}} = \frac{\omega}{\omega_{\text{н}}} \cdot \delta R_{\text{дн}}^{\text{рот}},$$

где Δp , $\Delta p_{\text{н}}$ – перепад давления на уплотнении для рассчитываемого и номинального режима работы;

ω , $\omega_{\text{н}}$ – частота вращения ротора для рассчитываемого и номинального режима работы;

$\delta R_{\text{дн}}^{\text{ст}}$, $\delta R_{\text{дн}}^{\text{рот}}$ – радиальные силовые деформации статорного и роторного элементов уплотнения на номинальном режиме.

На начальном этапе проектирования можно считать, что

$$\delta R_{\text{д}}^{\text{ст}} = \frac{P}{P_{\text{н}}} \cdot \delta R_{\text{дн}}^{\text{ст}};$$

$$\delta R_{\text{д}}^{\text{рот}} = \sqrt{\frac{P}{P_{\text{н}}}} \cdot \delta R_{\text{дн}}^{\text{рот}},$$

где P , $P_{\text{н}}$ – тяга двигателя для рассчитываемого и номинального режима работы.

Анализ влияния рабочего зазора на экономичность насоса

Расходная составляющая КПД определяется по следующей зависимости:

$$\eta_{\text{р}} = \frac{\dot{m}_{\text{н}}}{\dot{m}_{\text{н}} + \sum_1^n \dot{m}_{\text{у}}},$$

где $\dot{m}_{\text{н}}$ – массовый расход на выходе из насоса;

$\sum_1^n \dot{m}_{\text{у}}$ – суммарный массовый расход через все уплотнения проточной части насоса.

В зависимости от размерности насоса, его параметров можно считать, что

$$\sum_1^n \dot{m}_{\text{у}} = (0,10 \dots 0,35) \cdot \dot{m}_{\text{н}},$$

т.е. относительная величина расхода утечек

$$\sum_1^n \bar{m}_{\text{у}} = \frac{\sum_1^n \dot{m}_{\text{у}}}{\dot{m}_{\text{н}}} = 0,10 \dots 0,35.$$

При этом меньшие значения соответствуют насосам большой размерности со значением коэффициента быстроходности насоса $n_{\text{с}} = 80 \dots 100$, бóльшие – малорасходным насосам с $n_{\text{с}} = 20 \dots 30$. Тогда выражение для определения расходной составляющей КПД примет вид:

$$\eta_{\text{р}} = \frac{1}{1 + \sum_1^n \bar{m}_{\text{у}}}.$$

На режимах, отличных от номинального, расходный КПД можно определить, используя соотношение:

$$\eta_{\text{р}} = \bar{\eta}_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{рн}},$$

где $\bar{\eta}_{\text{р}} = \frac{\eta_{\text{р}}}{\eta_{\text{рн}}}$ – отношение расходного КПД для рассчитываемого и номинального режимов работы.

Можно считать, что на режимах регулирования массовый расход пропорционален соотношению тяг на текущем и номинальном режиме, тогда:

$$\dot{m}_H = \frac{P}{P_H} \cdot \dot{m}_{HH},$$

где \dot{m}_{HH} – массовый расход через насос на номинальном режиме.

Массовый расход утечек через уплотнения проточной части насоса пропорционален перепаду давления на уплотнении и радиальному зазору в уплотнении. Считая, что перепад давления на уплотнении пропорционален тяге двигателя, а величина зазора в уплотнении определяется деформациями роторного и статорного элементов уплотнений, получим:

$$\sum_1^n \dot{m}_y = \frac{\delta R_p}{\delta R_{pH}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_H}} \cdot \sum_1^n \dot{m}_{yH},$$

где δR_{pH} – радиальный рабочий зазор на номинальном режиме;

\dot{m}_{yH} – массовый расход через уплотнение на номинальном режиме.

Тогда расходный КПД на режиме, отличном от номинального, можно определить по следующей зависимости:

$$\eta_p = \frac{1}{1 + \frac{\delta R_p}{\delta R_{pH}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_H}} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{yH}},$$

где $\sum_1^n \bar{m}_{yH}$ – относительная величина расхода утечек на номинальном режиме работы насоса.

Отношение расходного КПД для любого режима работы и номинального режима работы есть относительный расходный КПД:

$$\bar{\eta}_p = \frac{1 + \sum_1^n \bar{m}_{yH}}{1 + \frac{\delta R_p}{\delta R_{pH}} \cdot \sqrt{\frac{P}{P_H}} \cdot \sum_1^n \bar{m}_{yH}}.$$

Используя полученную зависимость для относительного расходного КПД, определим влияние режима работы двигателя на его изменение. Для примера возьмем профиль тяги двигателя, аналогичный профилю тяги двигателя РД180 (рис. 2) при его работе на первой ступени ракеты-носителя (РН) «Атлас» [21] и профиль тяги двигателя RS-25 (SSME), рис. 3, при его работе в составе многоразовой транспортной космической системы (МТКС) Space Shuttle [7]. При этом конструкцию двигателя и его агрегатов для анализа использовать не будем.

Влияние изменения зазоров в уплотнениях рассмотрим для относительного расхода утечек

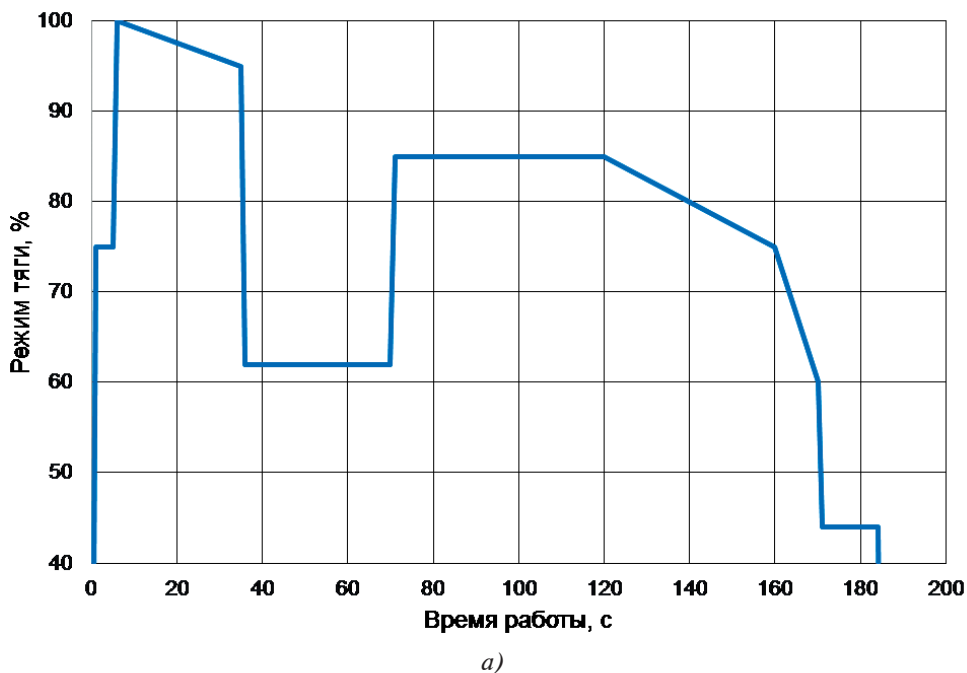


Рис. 2 (начало)

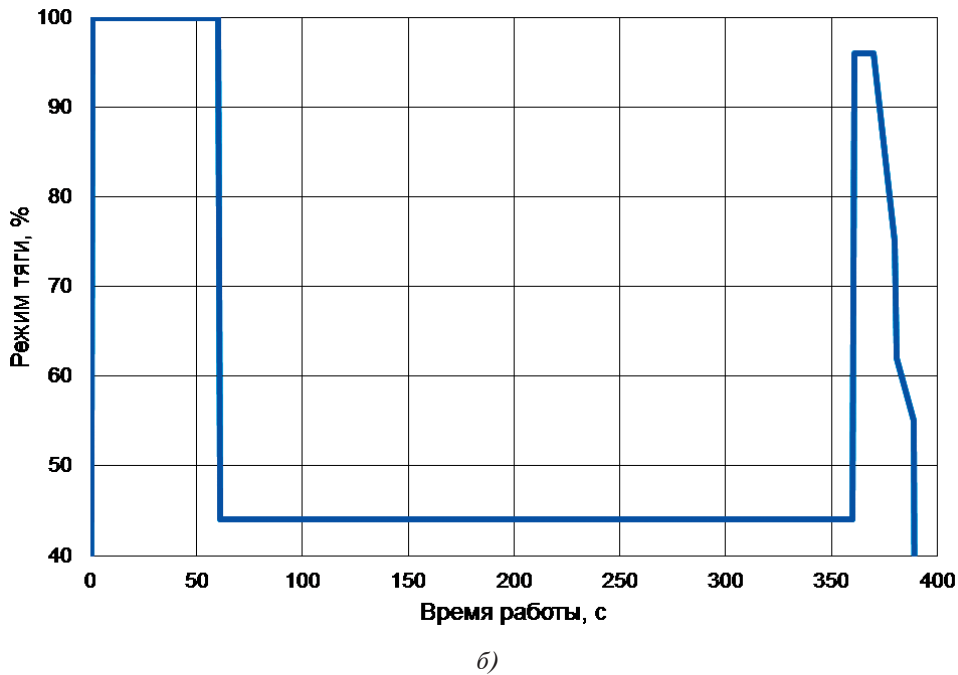


Рис. 2. Профиль тяги двигателя первой ступени РН «Атлас»: а — РН «Атлас III»; б — РН «Атлас V» тяжёлого класса

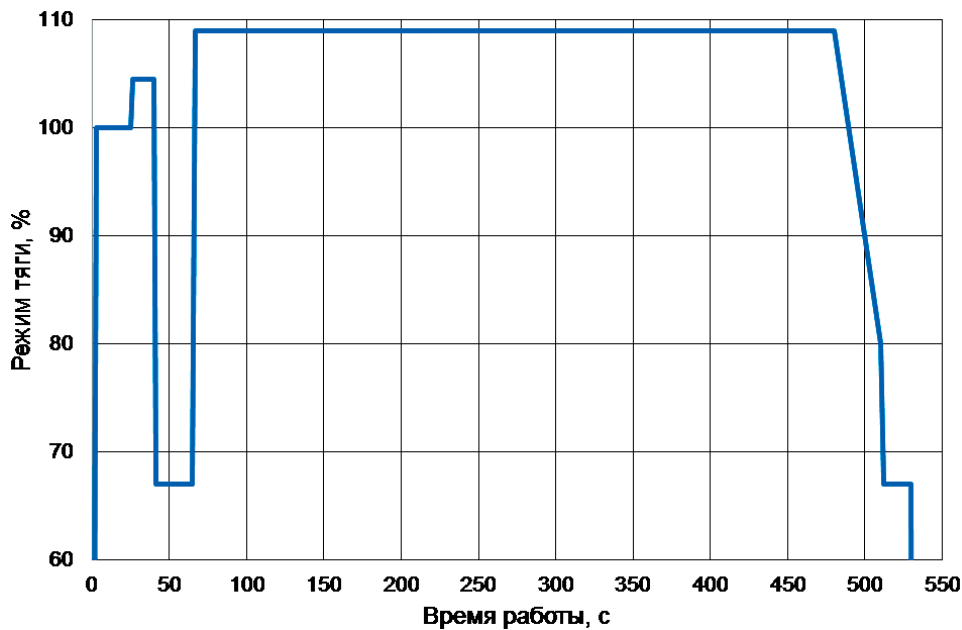


Рис. 3. Профиль тяги двигателя первой ступени МТКС Space Shuttle

через уплотнения насоса $\sum_1^n \bar{m}_{ун}$, равного 0,1; 0,15; 0,2 и 0,25. Результаты расчетного анализа влияния приведены на рис. 4–6.

Из рисунков видно, что расходный КПД, а следовательно, и суммарный КПД насоса существенно зависит от режима работы двигателя. Особенно сильно влияние зазоров в уплотнении проявляется при низких режимах работы. Таким образом, при создании многорежимных двигателей для точного расчета параметров на режимах

регулирования необходимо учитывать влияние величины зазоров в уплотнениях на значение КПД насоса. Надо учитывать и то, что относительное влияние типа уплотнения на величину расходного КПД будет одинаковым, а абсолютное влияние — различным. Это связано с тем, что различные типы уплотнений имеют свои особенности в выборе величины радиального уплотнительного зазора, свои значения коэффициентов расхода через уплотнения, различное влияние на

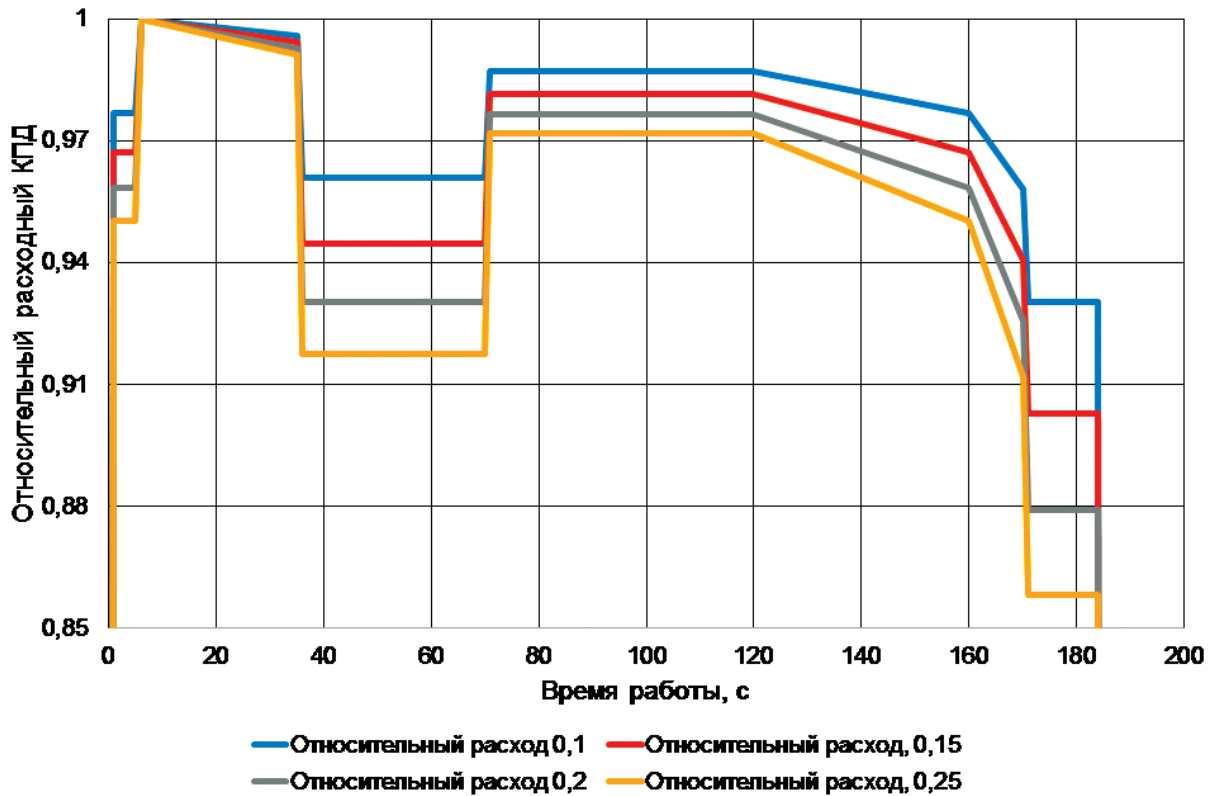


Рис. 4. Изменение относительного расходного КПД при различных значениях относительного расхода утечек (профиль тяги РН «Атлас III»)

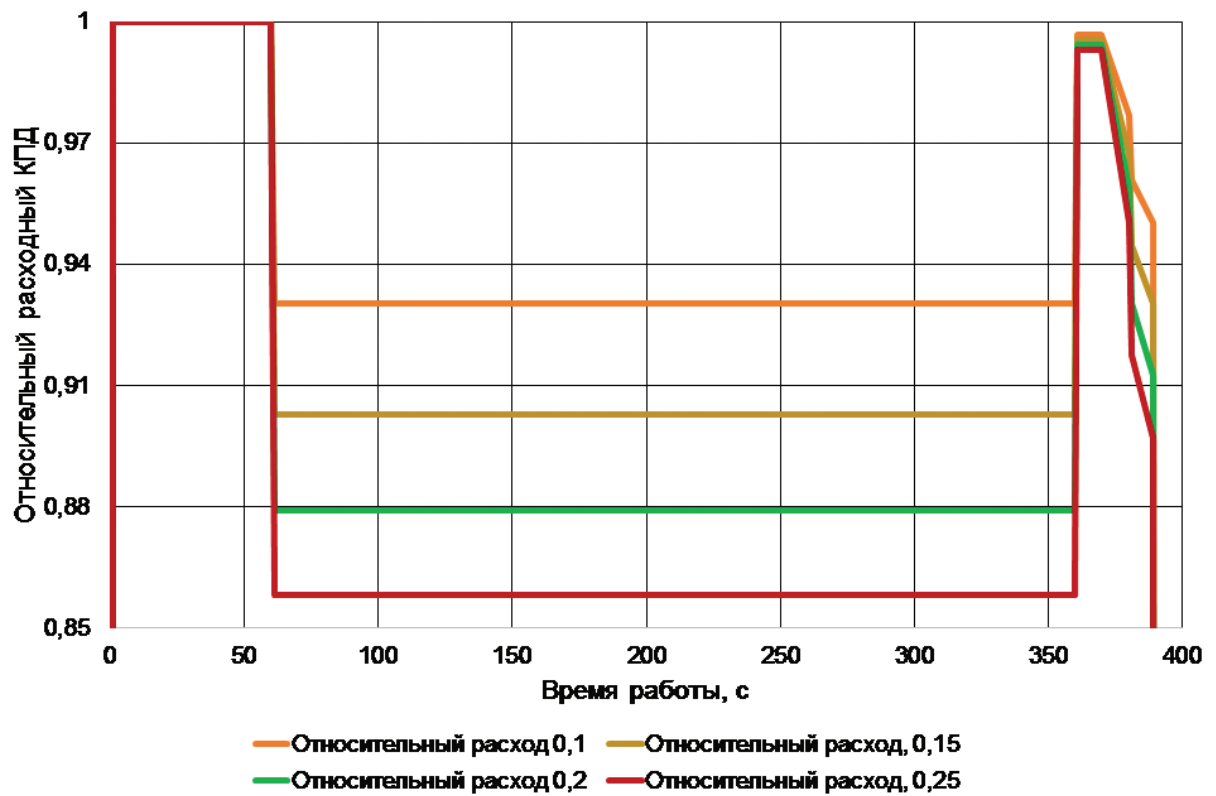


Рис. 5. Изменение относительного расходного КПД при различных значениях относительного расхода утечек (профиль тяги РН «Атлас V» тяжёлого класса)

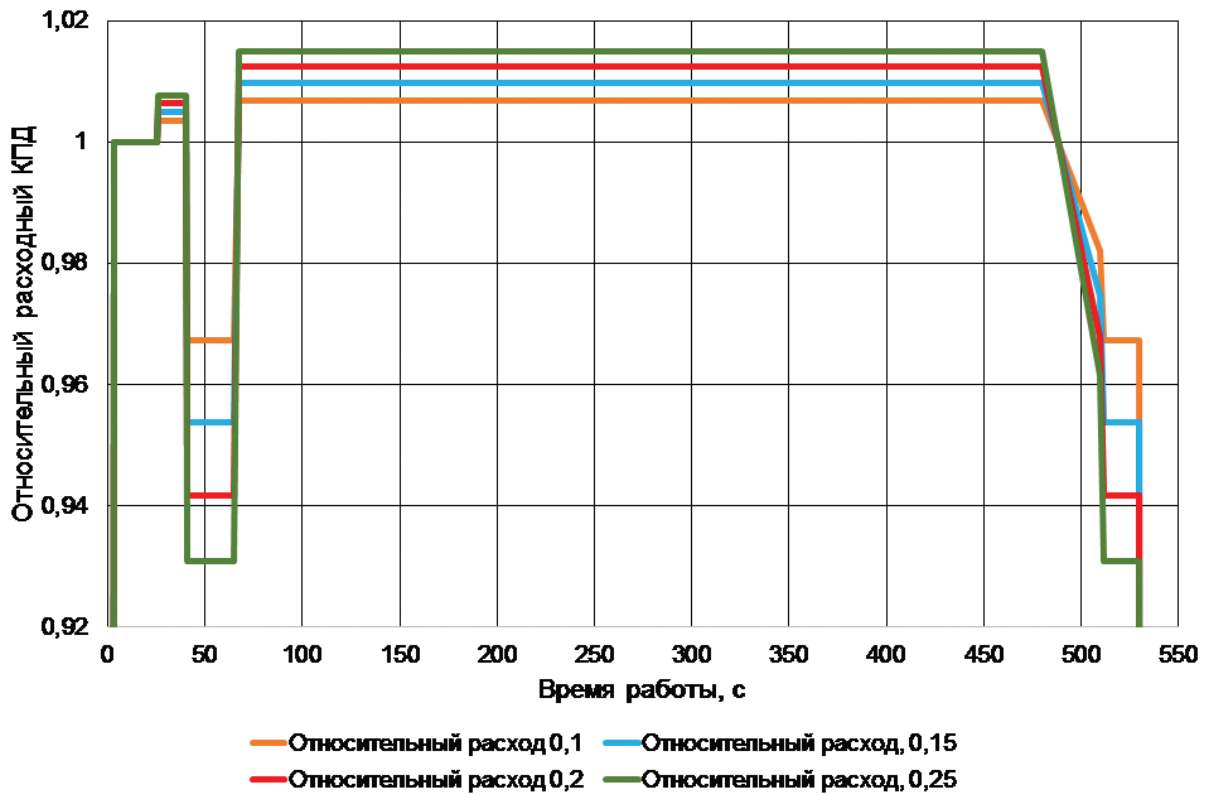


Рис. 6. Изменение относительного расходного КПД при различных значениях относительного расхода утечек (профиль тяги МТКС Space Shuttle)

динамические характеристики и устойчивость ротора турбонасосного агрегата. Поэтому, проектируя насос, надо проводить комплексный сопоставительный анализ целесообразности применения того или иного типа уплотнений в конструкции насоса.

Анализ изменения минимального гарантированного зазора

Кроме определения расходных характеристик и их влияния на экономичность насоса, вторым важным вопросом при проектировании бесконтактных уплотнений является обеспечение гарантированного зазора между роторным и статорным элементами уплотнения на всех режимах работы. Величина минимального гарантированного зазора в уплотнении может быть определена по следующей зависимости:

$$\delta R_{\min} = \delta R_p - \delta R_{\text{см}},$$

где $\delta R_{\text{см}}$ — радиальная несоосность между роторным $\delta R_{\text{см}}^{\text{рот}}$ и статорным $\delta R_{\text{см}}^{\text{ст}}$ элементами уплотнения, вызванная смещением элементов конструкции относительно идеальной геометрической оси при сборке и работе за счет несоосности по-

садочных поверхностей, зазоров по посадкам и в подшипниках, непараллельности упорных торцов, неперпендикулярности упорных торцов относительно посадочных диаметров, неперпендикулярности упорных торцов относительно резьбы крепежных элементов и т.п.

При проектировании для различных типов уплотнений можно принять следующие значения:
 — для уплотнений с плавающими и полуплывущими кольцами

$$\delta R_{\text{см}} = (0,02...0,1) \cdot \delta R_M;$$

— для щелевых уплотнений с фиксированной гладкой стенкой и лабиринтных уплотнений

$$\delta R_{\text{см}} = (0,05...0,25) \cdot \delta R_M.$$

На примере профилей тяги тех же двигателей оценим изменение минимального гарантированного зазора (рис. 7–9). На рисунках приведены значения относительного минимального гарантированного зазора — его значения, отнесенного к величине радиального монтажного зазора:

$$\delta \bar{R}_{\min} = \frac{\delta R_{\min}}{\delta R_M}.$$

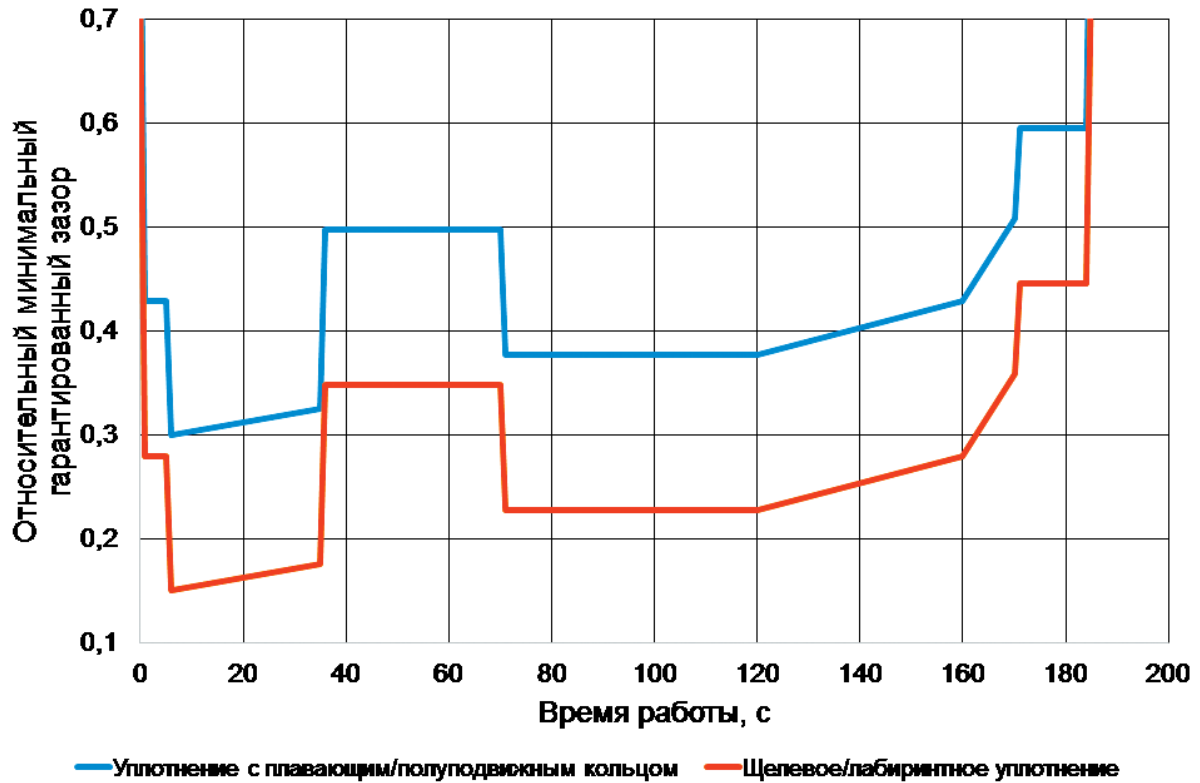


Рис. 7. Изменение относительного минимального гарантированного зазора для различных типов уплотнений (профиль тяги РН «Атлас III»)

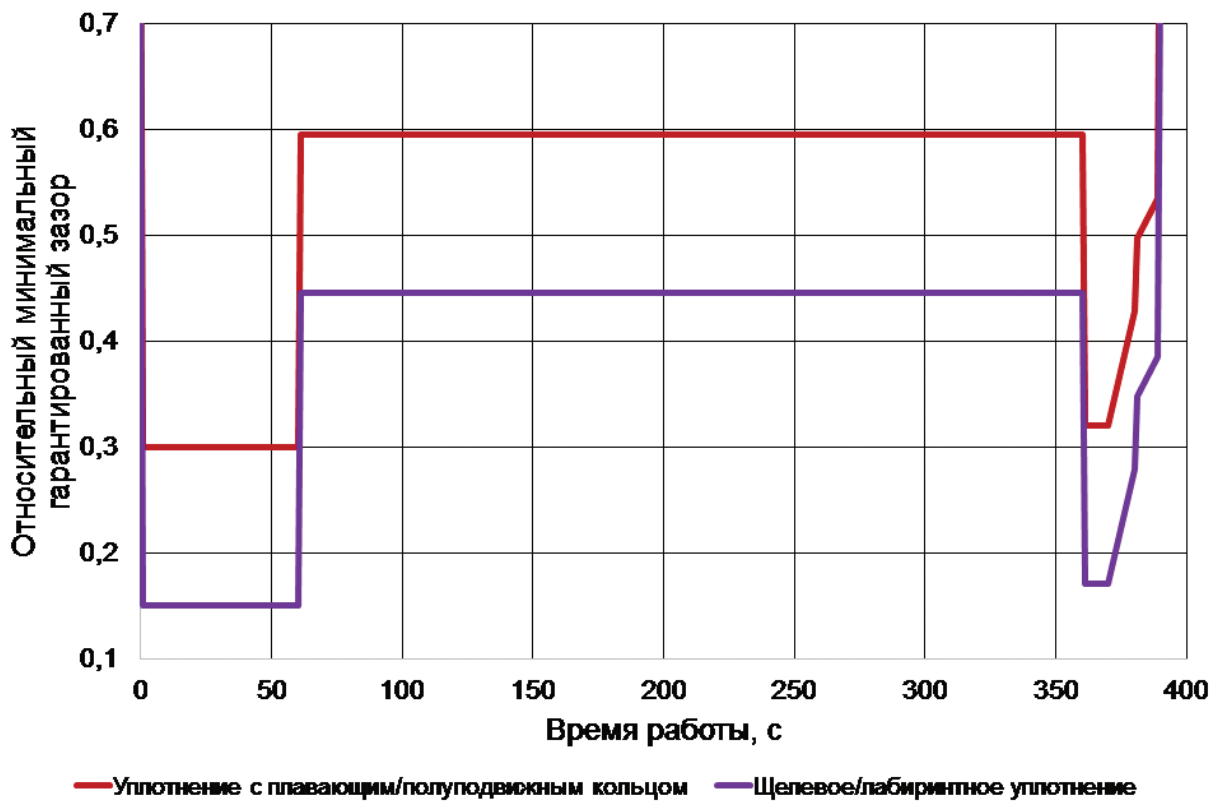


Рис. 8. Изменение относительного минимального гарантированного зазора для различных типов уплотнений (профиль тяги РН «Атлас V» тяжёлого класса)

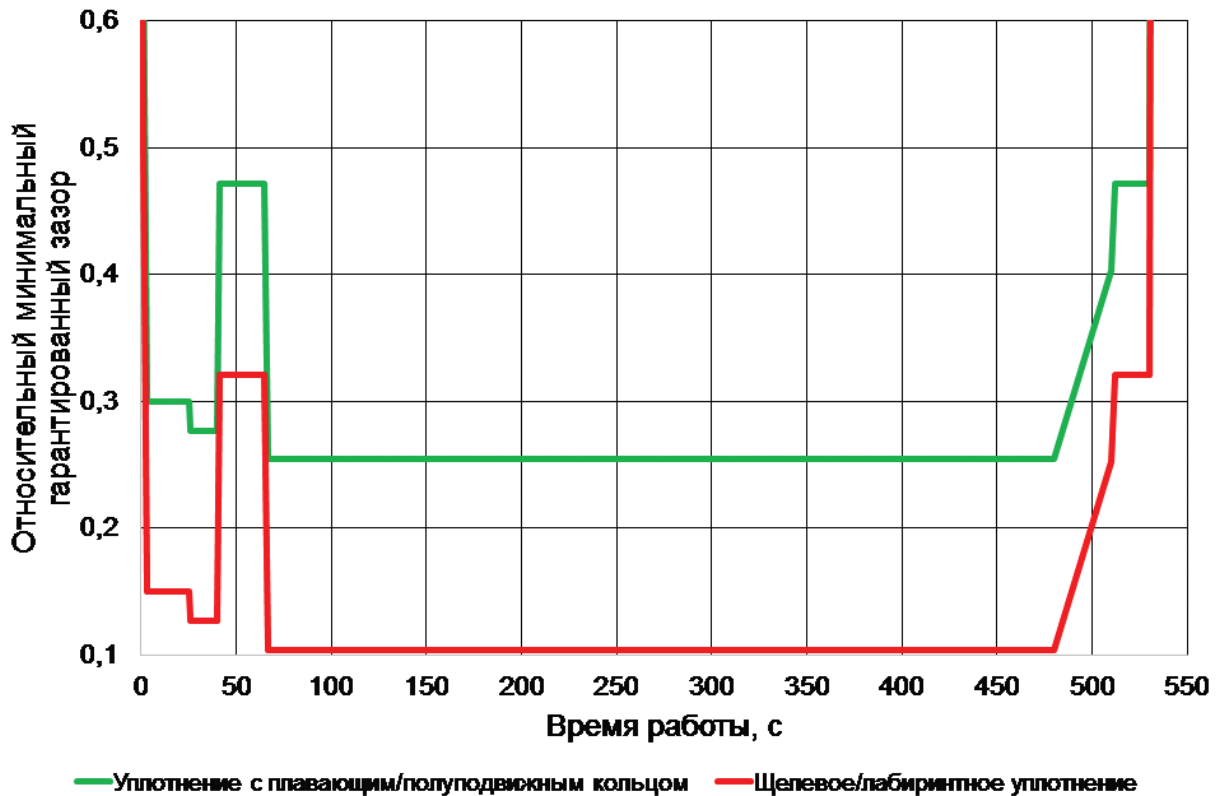


Рис. 9. Изменение относительного минимального гарантированного зазора для различных типов уплотнений (профиль тяги МТКС Space Shuttle)

Для проведения расчета принято, что суммарная величина деформаций на номинальном режиме работы $\delta R_d = 0,5 \cdot \delta R_m$, суммарное радиальное смещение не зависит от режима работы и составляет для уплотнений с плавающими и полуподвижными кольцами $\delta R_{cm} = 0,1 \cdot \delta R_m$, для щелевых и лабиринтных уплотнений $\delta R_{cm} = 0,25 \cdot \delta R_m$.

На основании приведенного анализа можно заключить, что выбор типа уплотнения существенно влияет на величину минимального гарантированного зазора для обеспечения бесконтактной работы уплотнения; особенно тщательное внимание необходимо уделять режимам форсирования, при которых силовые деформации превышают значения на номинальном режиме работы. Анализ достаточности зазоров следует проводить уже на ранних стадиях проектирования, так как ошибки в выборе величины зазоров в уплотнениях могут привести к необходимости существенного изменения конструкции для достижения заданных значений параметров двигателя. Для обеспечения бесконтактной работы уплотнения на всех режимах работы можно либо изменить тип применяемого уплотнения на тот,

в котором влияние монтажных смещений на зазор минимально, либо использовать конструктивно-технологические мероприятия, направленные на уменьшение влияния допусков на изготовление: повышение точности изготовления посадочных диаметров, повышение требований к допускам формы и расположения поверхностей, введение селективной сборки ответственных элементов и т.п.

Выводы

Проведенный анализ показывает, что уже на ранних стадиях проектирования необходимо учитывать влияние зазора в уплотнении на экономичность насоса в зависимости от режима его работы.

Выбор типа уплотнения оказывает существенное влияние на величину минимального гарантированного зазора в уплотнении, поэтому анализ его изменения и допустимой величины необходимо проводить начиная с ранних стадий проектирования. Ошибки в выборе величины зазора могут при доводке двигателя привести к доработкам и необходимости существенного изменения конструкции.

Библиографический список

1. *Дмитренко А.И., Иванов А.В.* Анализ уплотнений проточной части насосов и турбин ТНА ЖРД // Научно-технический юбилейный сборник КБ Химавтоматики. – Воронеж: ИПФ «Воронеж», 2001. С. 364–370.
2. *Чванов В.К., Кашкаров А.М., Ромасенко Е.Н., Толстиков Л.А.* Турбонасосные агрегаты ЖРД конструкции НПО Энергомаш // Труды НПО Энергомаш. 2004. №22. С. 81–99.
3. *Левочкин П.С., Чванов В.К., Васильев В.С., Тимусhev С.Ф.* Повышение эффективности и ресурса турбин турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей при применении двусторонних радиальных лабиринтных уплотнений гребешкового типа // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17. № 4. С. 81–92.
4. *Иванов А.В.* Исследование влияния уплотнений на колебания высокооборотного ротора // Авиационные двигатели. 2020. № 1 (6). С. 39–48.
5. *Falaleev S.V.* The Methodology for Calculating the Hydrodynamic Characteristics of a Mechanical Seal with Leakage Steam Formation // Journal of Friction and Wear. 2021. Vol. 42. No. 1, pp. 50–55. DOI: 10.3103/S1068366621010037
6. *Бадун О.П., Дешевых С.А., Иванов Я.Н.* Особенности использования плавающих колец в кислородных насосах // Вестник двигателестроения. 2016. № 2. С. 115–121.
7. Space Shuttle Main Engine Orientation. 1998, http://www.lpre.de/p_and_w/SSME/SSME_PRESENTATION.pdf
8. *Zhao Y., Wang C.* Shape Optimization of Labyrinth Seals to Improve Sealing Performance // Aerospace. 2021. Vol. 8. No. 4, p. 92. DOI: 10.3390/aerospace8040092
9. *Иванов А.В., Белоусов А.И., Дмитренко А.И.* Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД. – Воронеж: ВГТУ, 2011. – 283 с.
10. *Xu J., Li C., Miao X.* et al. An Overview of Bearing Candidates for the Next Generation of Reusable Liquid Rocket Turbopumps // Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2020. Vol. 33. No. 1. Article id.26. DOI: 10.1186/s10033-020-00442-6
11. *Pfützenreuter L., De Almeida D., Pagliuco C.* et al. Current Status on Joint L75 Engine Development with Focus on Turbopump Activities // 3AF Space Propulsion Conference. 2018, <https://www.researchgate.net/publication/325595258>
12. *Tokunaga Y., Inoue H., Hiromatsu J.* et al. Rotordynamic Characteristics of Floating Ring Seals in Rocket Turbopumps // International Journal of Fluid Machinery and Systems. 2016. Vol. 9. No. 3, pp. 194–204. DOI: 10.5293/IJFMS.2016.9.3.194
13. *Lee Y.B., Shin S.K., Ryu K.* et al. Test Results for Leakage and Rotordynamic Coefficients of Floating Ring Seals in a High-Pressure, High-Speed Turbopump // Tribology Transactions. 2005. Vol. 48. No. 3, pp. 273–282. DOI: 10.1080/05698190590948250
14. *Li G., Zhang Q., Huang E.* et al. Leakage performance of floating ring seal in cold/hot state for aero-engine // Chinese Journal of Aeronautics. 2019. Vol. 32. No. 9, pp. 2085–2094. DOI: 10.1016/j.cja.2019.03.004
15. *Liu Zh., Xia P., Zhang G.* et al. Floating-ring seals movement mechanism and its influence on stability of a rotor system // Journal of Shock and Vibration. 2016. Vol. 35. No. 9, pp. 110–116.
16. *Овсянников Б.В., Боровский Б.И.* Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.
17. *Sulinov A.V., Shabliy L.S., Zubanov V.M.* Simulation Methodology of the Screw-Centrifugal Pump for Liquid Hydrogen // Journal of Physics: Conference Series. 2017. Vol. 803. DOI: 10.1088/1742-6596/803/1/012161
18. *Назаров В.П., Яцуенко В.Г., Коломенцев А.И.* Конструктивно-технологические факторы стабильности энергетических параметров турбонасосных агрегатов ракетных двигателей // Вестник Московского авиационного института. 2014. Т. 21. № 5. С. 101–105.
19. *Andriievskiy M.V., Mitikov Y.O.* Influence of propellant leakage from pump area into turbine area on turbopump operation stability // Space Science and Technology. 2021. Vol. 27. No. 1, pp. 97–102. DOI: 10.15407/knit2021.01.097
20. *Zhang K., Jiang X., Li S.* et al. Transient CFD Simulation on Dynamic Characteristics of Annular Seal under Large Eccentricities and Disturbances // Energies. 2020. Vol. 13. No. 16. DOI: 10.3390/en13164056
21. *Каторгин Б.И., Семенов В.И., Чванов В.К., Челюкис Ф.Ю.* Разработка и внедрение на мировой рынок мощного маршевого ЖРД РД180 // Труды НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко. 2003. № 21. С. 150–171.

ANALYSIS OF CONTACTLESS SEAL TYPE IMPACT ON THE PUMP CHARACTERISTICS OF A ROCKET ENGINE TURBO-PUMP UNIT WHILE OPERATING MODE CHANGING

Ivanov A.V.

*NPO Energomash named after academician V.P. Glushko,
1, Burdenko str., Khimki, Moscow region, 141400, Russia
e-mail: iav308@inbox.ru*

Abstract

Pump seals of liquid rocket engines turbo-pump units are the key element defining the pump volumetric efficiency. The seal type selection herewith affects not only characteristics, but the pump operability as well. Both contactless and wearing-in seals are being employed in the liquid rocket engines turbo-pumps. The article considered the contactless seals, such as seals with floating and semi-movable rings, groove seal with fixed smooth wall and labyrinth seals, as the seals most frequently employed in the pumps structure.

Very often, the gap in the seal is being considered as a constant value while the pump operation analysis on the engine regulation modes. This was substantiated for the pumps of the engines operating without the generator gas afterburning behind the turbine, when delivery pressure and peripheral velocities were relatively small and, consequently, the level of seal elements deformation, both rotor and stator, was not high. It allowed not accounting for their impact on the gap value and leakages (consumption) through the seal. Transition to the engines with generator gas afterburning was accompanied by the pressure and peripheral velocities growth. It led to the necessity of accounting for the deformation of seal structure elements impact on its characteristics. The necessity for the engine operation regulation, including both forcing and throttling modes by thrust from 25 to 120% of the rated value required knowing the pumps parameters on all operation modes.

Another task during design is selection of the clearance size, ensuring the contactless operation of seal in all engine's operating modes, from chill-down to its shutdown.

Thus, while the seals design of the pumps' air-gas channel, the two types of gaps should be determined on all operation modes: the working gap determining consumption characteristics of the seal, i.e. the pump volumetric efficiency, and minimal guaranteed gap between rotor and stator seal

elements, defining contactless operation conditions of the seal.

The article provides the dependencies for estimating the seal gap at the initial design stage.

The performed analysis demonstrates that already at the early design stages it is necessary to account for the seal gap impact on the pump efficiency with dependence on the operation mode.

The seal type selection exerts a substantial impact on the value of the seal guaranteed minimum gap. Thus, the analysis of its changing and permissible value should be performed beginning from the early design stages. The errors in the seal gap size selection may lead to modifying and necessity to the crucial changes of the structure.

Keywords: non-contact seal, working clearance, minimum guaranteed clearance, rotary seal element.

References

1. Dmitrenko A.I., Ivanov A.V. *Nauchno-tehnicheskii yubileinyi sbornik KB Khimavtomatiki*, Voronezh, IPF "Voronezh", 2001, pp. 364–370.
2. Chvanov V.K., Kashkarov A.M., Romasenko E.N., Tolstikov L.A. *Trudy NPO Energomash*, 2004, no. 22, pp. 81–99.
3. Levochkin P.S., Chvanov V.K., Vasil'ev V.S., Timushev S.F. *Vestnik Samarskogo universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroenie*, 2018, vol. 17, no. 4, pp. 81–92.
4. Ivanov A.V. *Aviatsionnye dvigateli*, 2020, no. 1(6), pp. 39–48.
5. Falaleev S.V. The Methodology for Calculating the Hydrodynamic Characteristics of a Mechanical Seal with Leakage Steam Formation. *Journal of Friction and Wear*, 2021, vol. 42, no. 1, pp. 50–55. DOI: 10.3103/S1068366621010037
6. Badun O.P., Deshevykh S.A., Ivanov Ya.N. *Vestnik dvigatelestroeniya*, 2016, no. 2, pp. 115–121.
7. *Space Shuttle Main Engine Orientation*, 1998, http://www.lpre.de/p_and_w/SSME/SSME_PRESENTATION.pdf
8. Zhao Y., Wang C. Shape Optimization of Labyrinth Seals to Improve Sealing Performance. *Aerospace*,

- 2021, vol. 8, no. 4, p. 92. DOI: 10.3390/aerospace8040092
9. Ivanov A.V., Belousov A.I., Dmitrenko A.I. *Turbonasosnye agregaty kislородno-vodorodnykh ZhRD* (Turbopump units of oxygen-hydrogen liquid-propellant engines), Voronezh, VGTU, 2011, 283 p.
 10. Xu J., Li C., Miao X. et al. An Overview of Bearing Candidates for the Next Generation of Reusable Liquid Rocket Turbopumps. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2020, vol. 33, no. 1. Article id.26. DOI: 10.1186/s10033-020-00442-6
 11. Pfützenreuter L., De Almeida D., Pagliuco C. et al. Current Status on Joint L75 Engine Development with Focus on Turbopump Activities. *3AF Space Propulsion Conference. 2018*, <https://www.researchgate.net/publication/325595258>
 12. Tokunaga Y., Inoue H., Hiromatsu J. et al. Rotordynamic Characteristics of Floating Ring Seals in Rocket Turbopumps. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2016, vol. 9, no. 3, pp. 194–204. DOI: 10.5293/IJFMS.2016.9.3.194
 13. Lee Y.B., Shin S.K., Ryu K. et al. Test Results for Leakage and Rotordynamic Coefficients of Floating Ring Seals in a High-Pressure, High-Speed Turbopump. *Tribology Transactions*, 2005, vol. 48, no. 3, pp. 273–282. DOI: 10.1080/05698190590948250
 14. Li G., Zhang Q., Huang E. et al. Leakage performance of floating ring seal in cold/hot state for aero-engine. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2019, vol. 32, no. 9, pp. 2085–2094. DOI: 10.1016/j.cja.2019.03.004
 15. Liu Zh., Xia P., Zhang G. et al. Floating-ring seals movement mechanism and its influence on stability of a rotor system. *Journal of Shock and Vibration*, 2016, vol. 35, no. 9, pp. 110–116.
 16. Ovsyannikov B.V., Borovskii B.I. *Teoriya i raschet agregatov pitaniya zhidkostnykh raketnykh dvigatelei* (Theory and calculation of power units for liquid rocket engines), Moscow, Mashinostroenie, 1986, 376 p.
 17. Sulinov A.V., Shabliy L.S., Zubanov V.M. Simulation Methodology of the Screw-Centrifugal Pump for Liquid Hydrogen. *Journal of Physics: Conference Series*, 2017, vol. 803. DOI: 10.1088/1742-6596/803/1/012161
 18. Nazarov V.P., Yatsunenkov V.G., Kolomentsev A.I. Constructive and technological factors of stability of energy parameters in turbopump assemblies of rocket engines. *Aerospace MAI Journal*, 2014, vol. 21, no. 5, pp. 101–105.
 19. Andriievskiy M.V., Mitikov Y.O. Influence of propellant leakage from pump area into turbine area on turbo-pump operation stability. *Space Science and Technology*, 2021, vol. 27, no. 1, pp. 97–102. DOI: 10.15407/knit2021.01.097
 20. Zhang K., Jiang X., Li S. et al. Transient CFD Simulation on Dynamic Characteristics of Annular Seal under Large Eccentricities and Disturbances. *Energies*, 2020, vol. 13, no. 16. DOI: 10.3390/en13164056
 21. Katargin B.I., Semenov V.I., Chvanov V.K., Chel'kis F.Yu. *Trudy NPO Energomash imeni akademika V.P. Glushko*, 2003, no. 21, pp. 150–171.