УДК 629.7.036.54-63:621.675

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАЗДЕЛЕНИЯ НАСОСА И ТУРБИНЫ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ДОЖИГАНИЕМ

А.И. Дмитренко

ОАО КБХА, д.20, ул. Ворошилова, г. Воронеж, Россия, 394006,
тел. (473) 234-65-65, 263-36-80; факс (473) 234-65-71, 276-84-40. E-mail: cadb@comch.ru
Открытое акционерное общество «Конструкторское бюро химавтоматики» (ОАО КБХА)

В статье на примере двигателя без газогенератора рассмотрены условия безопасного функционирования системы разделения насоса и турбины турбонасосных агрегатов (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) с дожиганием. Приведены зависимости, показывающие, что условия исключения утечки газа из турбины в насос определяются как конструктивными параметрами турбонасосного агрегата, так и характеристиками магистралей и режимами работы ЖРД. Приведено обоснование выбора соотношения давления в разделительной полости и давления, создаваемого насосом. Обращено внимание на необходимость использования эффективных уплотнений разделительной полости.

RELIABILITY ASSURANCE FOR SEPARATION OF PUMP AND TURBINE IN TURBOPUMP UNITS OF STAGED-COMBUSTION LIQUID ROCKET ENGINES

A.I. Dmitrenko

Open Stock Company «Konstruktorskoe Buro Khimavtomatiky» (OSC KBKhA),
20, Voroshilova str., Voronezh, Russia, 394006
Ph.: +7(473) 234-61-25, fax +7(473) 276-84-40, E-mail: cadb@comch.ru
Open Stock Company "Konstruktorskoe Buro Khimavtomatiky" (OSC KBKhA)

The paper considers an expander cycle engine as an example of safety functioning criteria for pump and turbine separation system in turbopump (TPA) for staged-combustion liquid rocket engines (LRE). The paper gives dependences reflecting that conditions of exclusion of fluid leakage from turbine to pump are determined both by design factors of the turbopump assembly and by feedline characteristics and by LRE operation modes. Justification for selection of relationship between pressure in inter-propellant cavity and pressure created by the pump is represented here. The paper emphasizes the necessity of effective inter-propellant cavity seals application.



Анатолий Иванович Дмитренко
Anatoly Ivanovish Dmitrenko
Сведения об авторе: канд. техн. наук, главный конструктор ОАО «Конструкторское бюро химавтоматики», лауреат Государственной премии Российской Федерации, академик Российской академии космонавтики им. К.Э. Циолковского, член-корреспондент Международной академии астронавтики.
Область научных интересов: турбонасосные агрегаты жидкостных ракетных двигателей - проектирование; испытания; опоры, осевая разгрузка и динамика роторов.
Публикации: около 130 научных работ, из них 71 патент и авторские свидетельства на изобретения.
Author's personal data: Candidate of Technical Sciences, Chief Designer, OSC "Konstruktorskoe Buro Khimavtomatiky", Laureate of Russian Federation State Prize, Academician of Tsiolkovsky Russian Academy of Astronautics, Corresponding Member of International Academy of Astronautics.
Professional experience and fields of R&D: LRE turbopump assemblies – designing, testing; supports, thrust balancing, and rotor dynamics.
Published works: about 130 scientific publications, including 71 patents and author's certificates for inventions.

«Международный издательский дом научной периодики «Спейс

"International Publishing House for scientific periodicals "Space

ВВЕДЕНИЕ

В жидкостных ракетных двигателях с дожиганием турбонасосные агрегаты (ТНА) выполняются по одновальной схеме (один главный турбонасосный агрегат) или по двухвальной схеме (два главных турбонасосных агрегата). В ТНА одновальной схемы и в ТНА горючего двухвальной схемы рядом с турбиной располагается насос, работающий на жидкости совместимой с рабочим газом турбины. В ТНА двигателей с дожиганием давление газа в полости турбины значительно выше давления в полости за разгрузочными отверстиями крыльчатки насоса. При протечке из турбины газа повышенного давления нарушается работоспособность подшипников, расположенных между насосом и турбиной, а поступление газа в насос приводит к кавитационному срыву его характеристик. В результате этого происходит аварийное прекращение работы двигателя. При разработке и эксплуатации ЖРД особого внимания заслуживает система разделения насоса и турбины ТНА, задачей которой является исключение возможности протечки газа из турбины в насос при минимальном снижении экономичности ТНА.

СХЕМА РАЗДЕЛЕНИЯ НАСОСА И ТУРБИНЫ ТНА

Надежность и экономичность турбонасосных агрегатов (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) с дожиганием зависят от конструкции и параметров системы разделения насоса и турбины, состоящей из разделительной полости, в которую из насоса подводится жидкость с давлением, превышающим давление к смежной полости турбины. Надежность системы разделения обеспечивается гарантированным исключением протока газа из турбины в насос, экономичность – минимальными утечками жидкости из разделительной полости.

На примере двигателя без газогенератора с двухвальной схемой ТНА (рис. 1), включающей турбонасосный агрегат горючего (ТНАГ) и турбонасосный агрегат окислителя (ТНАО), рассмотрим особенности условий работы и выбора параметров системы разделения насоса и турбины ТНАГ.

Типовое разделение насоса и турбины ТНА (рис. 2) состоит из разделительной полости 2, в которую из насоса через отвод горючего 1 подводится рабочая жидкость повышенного давления. Уплотнения 3 и 5 ограничивают утечку жидкости из разделительной полости в полости насоса и турбины. В разделительной полости установлены подшипники 4, охлаждаемые жидкостью, подводимой в разделительную полость. Превышение давления жидкости в разделительной полости 2 по отношению к давлению газа в смежной полости турбины исключает возможность протечки газа через подшипники и далее в насос.

Через уплотнения турбины 3 и насоса 5 происходят утечки жидкости из разделительной полости в полости насоса и турбины, ухудшающие экономичность как насоса, так и турбины. Снижение утечек особенно

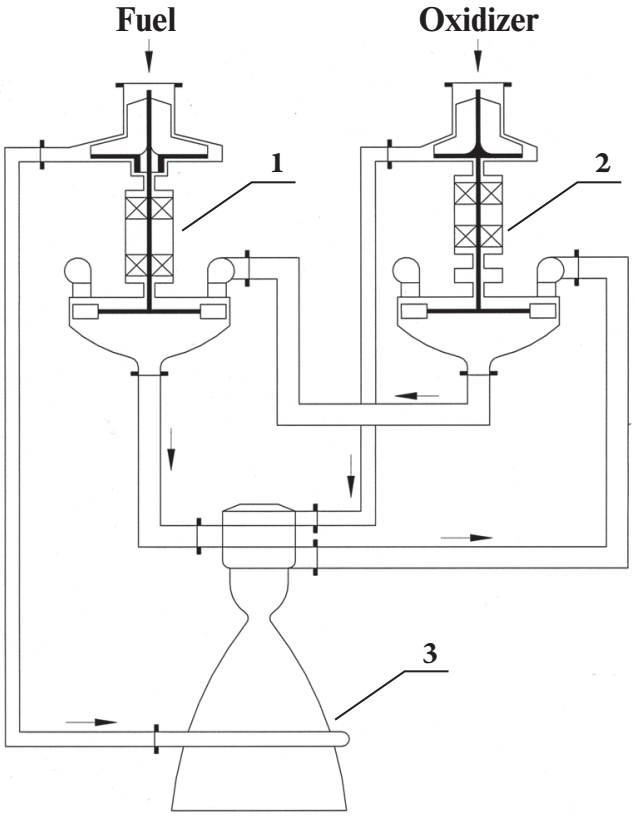


Рис. 1. ЖРД без газогенератора с двухвальной схемой ТНА
1 – ТНА горючего,
2 – ТНА окислителя,
3 – камера

Fig. 1. Expander-cycle LRE with two-shaft TPA design scheme
1 – Fuel TPA,
2 – Oxidizer TPA,
3 – Chamber

важно для малоразмерных ТНА, в которых даже небольшая утечка жидкости в полость турбины приводит к значительному снижению экономичности агрегата вследствие уменьшения полезного расхода газа через сопловой аппарат и балластировки газа на входе в колесо турбины неорганизованной утечкой холодной жидкости.

ФАКТОРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ВЫБОР ВЕЛИЧИНЫ ДАВЛЕНИЯ В РАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ ПОЛОСТИ НАСОСА И ТУРБИНЫ

Перепад давлений на уплотнении турбины 3 (см. рис. 2) определяется зависимостью

$$\Delta P_u = P_{rp} - \Delta P_{sp} - P_{pu}, \quad (1)$$

где ΔP_u – перепад давлений на уплотнении;
P_{rp} – давление в разделительной полости,
ΔP_{sp} – перепад давлений на подшипнике,
P_{pu} – давление после уплотнения.
Давление на выходе из уплотнения можно выразить как

$$P_{pu} = P_{sa} - \Delta P_d, \quad (2)$$

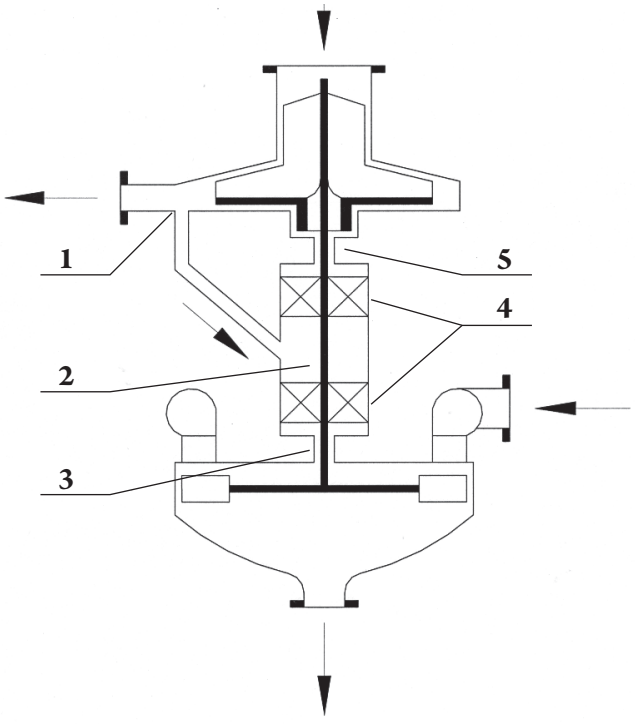


Рис. 2. ТНА горючего
1 – отвод в разделительную полость,
2 – разделительная полость, 3 – уплотнение турбины,
4 – подшипники, 5 – уплотнение насоса

Fig.2. Fuel TPA
1 – discharge into Inter-propellant seal,
2 – Inter-propellant seal (IPS), 3 – Turbine seal,
4 – bearings, 5 – pump seal

где P_{sa} – давление после соплового аппарата ТНАГ;
ΔP_d – понижение давления из-за закрутки газа в полости между диском колеса турбины и корпусом.

В результате подстановки в (1) выражения (2) получим

$$\Delta P_u = P_{rp} + \Delta P_d - \Delta P_{sp} - P_{sa}, \quad (3)$$

Давление в разделительной полости

$$P_{rp} = P_{ot} - \Delta P_p, \quad (4)$$

где P_{ot} – давление в месте отвода жидкости в разделительную полость;
ΔP_p – сопротивление канала подвода жидкости в разделительную полость.

Давление P_{ot} определим как

$$P_{ot} = P_1 + \phi \cdot \Delta P_n, \quad (5)$$

где P_1 – давление на входе в насос;
$\phi = \Delta P_{ot} / \Delta P_n$ – коэффициент, учитывающий отношение повышения давления в насосе до места отвода жидкости в разделительную полость к перепаду давлений, создаваемому насосом;
ΔP_n – перепад давлений, создаваемый насосом.

Подставляя (5) в (4), получим

$$P_{rp} = P_1 + \phi \cdot \Delta P_n - \Delta P_p, \quad (6)$$

После соответствующих преобразований получим зависимость

$$\Delta P_u = P_1 + \phi \cdot \Delta P_n + \Delta P_d - \Delta P_p - \Delta P_{sp} - P_{sa}, \quad (7)$$

Перепад давлений, создаваемый насосом,

$$\Delta P_n = \Delta P_{nk} + P_k - P_1 = \Delta P_{nt} + P_{sa} - P_1, \quad (8)$$

где ΔP_{nk} – сопротивление тракта от выхода из насоса до камеры сгорания, включая перепады давлений на турбине ТНАО и на головке камеры;
P_k – давление в камере сгорания;
ΔP_{nt} – сопротивление тракта от выхода из насоса до колеса турбины.

Давление на выходе соплового аппарата

$$P_{sa} = P_k + \Delta P_{tk}, \quad (9)$$

где ΔP_{tk} – сопротивление тракта от входа в колесо турбины до камеры сгорания, включая перепад давлений на головке камеры.

Подставляя (9) в (8), получим

$$\Delta P_n = P_k + \Delta P_{tk} + \Delta P_{nt} - P_1, \quad (10)$$

С использованием выражения (8) зависимость (7) примет вид

$$\Delta P_u = \phi \cdot \Delta P_{nt} + \Delta P_d - \Delta P_p - \Delta P_{sp} - \left[(1-\phi) \cdot \left(P_k + \Delta P_{tk} - P_1 \right) \right], \quad (11)$$

Критический перепад давлений на уплотнении $\Delta P_{ukr} = 0$, соответствующий началу утечки газа из турбины в насос, достигается при коэффициенте

$$\phi_{kr} = \frac{P_k + \Delta P_{tk} + \Delta P_p + \Delta P_{sp} - \Delta P_d - P_1}{P_k + \Delta P_{tk} + \Delta P_{nt} - P_1}, \quad (12)$$

Произведя преобразования с использованием зависимости (10), получим

$$\phi_{kr} = 1 - \frac{\Delta P_{nt} + \Delta P_d - \Delta P_p - \Delta P_{sp}}{\Delta P_n}, \quad (13)$$

Величины ΔP_d и ΔP_{sp} составляют незначительную долю от перепада давлений ΔP_n, создаваемого насосом, при незначительной величине сопротивления канала подвода жидкости в разделительную полость $\left(\Delta P_p \to 0\right)$

$$\phi_{kr} \approx 1 - \frac{\Delta P_{nt}}{\Delta P_n}, \quad (14)$$

В двигателях без газогенератора отношения $\Delta P_{nt} / \Delta P_n$ может составлять величину около 0,5, которой соответствует $\phi_{kr} \approx 0,5$. При этом следует иметь

«Международный издательский дом научной периодики «Спейс

© Scientific Technical Centre «TATA», 2013

в виду, что увеличение сопротивления канала подвода жидкости в разделительную полость ΔP_p приводит к увеличению ϕ_{kr}.

Из уравнения (11) следует, что при $\phi = 1$, что соответствует отводу горючего в разделительную полость с выхода насоса,

$$\Delta P_u = \Delta P_{nt} + \Delta P_d - \Delta P_d - \Delta P_{sp}\ , \qquad (15)$$

Как следует из уравнения (15), при отводе горючего в разделительную полость с выхода насоса ($\phi = 1$) и $\left(\Delta P_p + \Delta P_{sp}\right) \to 0$ перепад давлений на уплотнении разделительной полости со стороны турбины всегда будет положительным при всех режимах работы двигателя и при любом сочетании сопротивлений трактов двигателя. Следовательно, чем больше величина соотношения давления в разделительной полости и давления, создаваемого насосом, тем меньше рассогласование давлений в насосе и турбине и тем меньшее влияние оказывают характеристики магистралей и режимы работы ЖРД на давление в разделительной полости. При снижении ϕ до значений близких 0,5 существует вероятность протечки газа из турбины в насос. Практически могут рассматриваться два случая отвода горючего в разделительную полость: с выхода насоса ($\phi = 1$) из полости на выходе крыльчатки ($\phi \approx 0,7$). Иногда величина давления за крыльчаткой недостаточна для обеспечения требуемого перепада на уплотнении турбины. В этом случае отвод в разделительную полость может выполняться по профилированным каналам, обеспечивающим повышение давления в разделительной полости за счет использования динамического напора потока после крыльчатки [1]. Как будет показано ниже, при любом конструктивном исполнении отвода в разделительную полость сопротивление каналов подвода в разделительную полость должно быть минимальным.

Приведенные зависимости показывают качественно влияние параметров двигателя и самого турбонасосного агрегата на условия работы системы разделения насоса и турбины. Так как все параметры ЖРД с дожиганием взаимосвязаны, то изменение характеристик любого агрегата или режимов работы двигателя приводит к изменению параметров всех других агрегатов. Поэтому вариантные проработки при проектировании двигателя или вносимые в двигатель изменения в процессе его эксплуатации должны сопровождаться расчетным анализом системы разделения насоса и турбины с использованием расчетов параметров двигателя.

УПЛОТНЕНИЯ РАЗДЕЛИТЕЛЬНОЙ ПОЛОСТИ НАСОСА И ТУРБИНЫ

Одной из задач, решаемых при разработке системы разделения насоса и турбины, является обеспечение минимальных утечек жидкости из разделительной полости, которые ухудшают экономичность, как насоса, так и турбины.

Снижения утечек из разделительной полости можно достичь двумя путями. Первый путь – это уменьшение давления в разделительной полости до безопасного уровня, исключающего возможность протечки газа из турбины в насос. Однако, как следует из зависимости (11), определение безопасной величины давления в разделительной полости является сложной задачей ввиду наличия некоторых трудно учитываемых факторов.

Второй путь – это использование эффективных уплотнений разделительной полости, позволяющих обеспечить достаточно высокий перепад давлений на уплотнении турбины при низкой величине утечки жидкости в турбину.

Для ограничения утечек в уплотнении турбины могут использоваться следующие типы уплотнений: щелевое уплотнение, лабиринтное уплотнение, уплотнение с самоустанавливающимся кольцом [2] и импеллерное уплотнение. Щелевое и лабиринтное уплотнения выполняются с достаточно большим радиальным зазором для компенсации монтажных и рабочих смещений элементов уплотнений, выполненных на валу и в корпусе. Но лабиринтное уплотнение более эффективно по сравнению со щелевым уплотнением.

Уплотнение с самоустанавливающимся кольцом имеет рабочий радиальный зазор, существенно меньший, чем в уплотнениях щелевом и лабиринтном, так как самоустанавливающееся кольцо имеет возможность радиального перемещения при смещении вала относительно корпуса при сборке и во время работы. Такие уплотнения широко используются в турбонасосных агрегатах двигателей, созданных в КБХА.

Импеллерное уплотнение исключает утечку жидкости в полость турбины, так как в нем происходит испарение жидкости на границы раздела жидкости и газа, практически не оказывающее влияния на характеристики турбины. Для разделения насоса и турбины с имеллерным уплотнением со стороны турбины перепад давлений на импеллере должен подчиняться равенству

$$\Delta P_{imp} = \Delta P_g + \Delta P_j\ , \qquad (16)$$

где ΔP_g, ΔP_j – требуемый запас по давлению для исключения утечки, соответственно, газа в насос и жидкости в турбину.

Требуемая величина давления в разделительной полости при использовании импеллерного уплотнения определяется равенством

$$P_{rp} = P_{sa} + \Delta P_g + \Delta P_j\ , \qquad (17)$$

Как следует из равенства (17), при использовании импеллерного уплотнения величина давления в разделительной полости по сравнению со щелевым и лабиринтным уплотнениями должна быть больше на величину требуемого запаса по давлению, исключающего утечку жидкости в турбину. Поэтому импеллерное уплотнение обычно используется с отводом жидкости в разделительную полость с выхода насоса ($\phi = 1$). Импеллерное уплотнение требует дополнительной затраты мощно-

"International Publishing House for scientific periodicals "Space

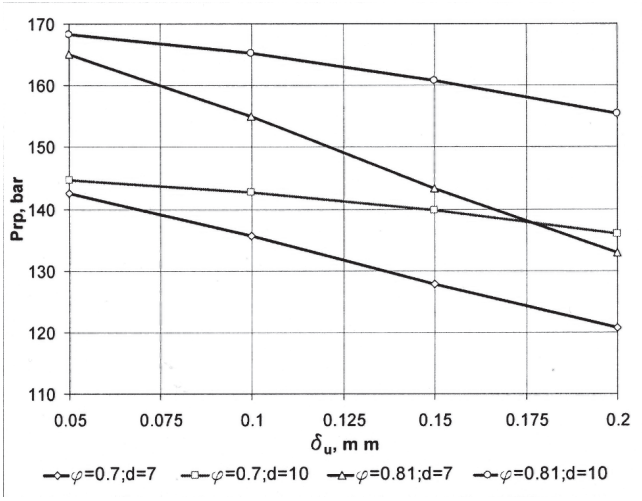


Рис. 3. Давление в разделительной полости

Fig. 3. Pressure in Inter-propellant seal (IPS)

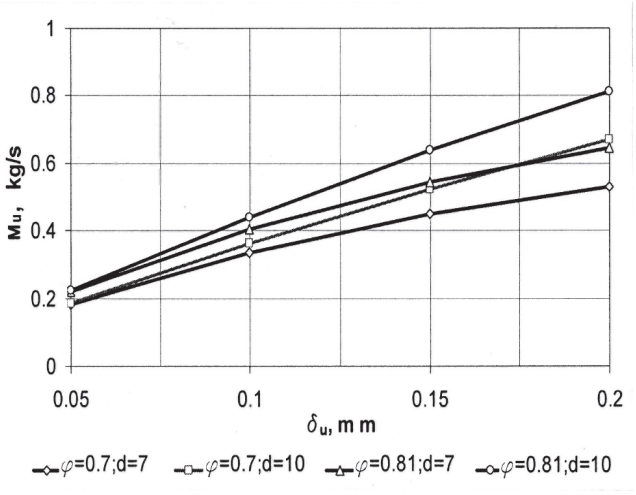


Рис. 4. Утечка жидкости в турбину

Fig. 4. Fluid leakage into turbine

сти, однако достоинство этого типа уплотнения заключается в исключении утечки жидкости в турбину. Импеллерное уплотнение используется в насосах, использующих высококипящие жидкости, и не применяется в насосах, работающих на криогенных жидкостях.

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ РАЗДЕЛЕНИЯ НАСОСА И ТУРБИНЫ

Как следует из зависимости (11), на условия работы системы разделения насоса и турбины влияют внешние и внутренние факторы. Внешние факторы определяются параметрами двигателя. К таким факторам относятся давление на входе и выходе турбины и давление на выходе насоса, величина давления в камере и величины сопротивлений всех трубопроводов и агрегатов магистрали от выхода насоса до камеры. Перепад давлений на уплотнениях зависит также от экономичности насоса и турбины, как ТНАГ, так и ТНАО. Кроме того, на перепад давлений на уплотнениях разделительной полости значительное влияние оказывает регулирование параметров двигателя. При этом следует иметь в виду, что при модернизации двигателя или изменении его рабочих режимов в процессе эксплуатации вносимые изменения, могут изменить характеристики магистралей и агрегатов, что может повлиять на запас по перепаду давления на уплотнении турбины.

Для детального изучения влияния режимов работы или изменения конструктивных параметров двигателя необходимо проводить соответствующие расчеты системы разделения насоса и турбины с использованием параметров насоса и турбины, полученных из уточненного расчета параметров двигателя.

К внутренним факторам, определяемым конструкцией ТНА, относятся:

- давление после соплового аппарата турбины, зависящее от выбора степени реактивности турбины;

- давление в месте отвода жидкости в разделительную полость;

- геометрические размеры канала подвода жидкости в разделительную полость

- радиальный зазор в уплотнении, зависящий от его конструктивного выполнения.

Применительно к возможному конструктивному исполнению разделения насоса и турбины выполнено расчетное исследование влияния величины радиального зазора в уплотнениях на величины утечки жидкости в турбину и давления в разделительной полости при двух значения коэффициента ϕ и при величине диаметра канала подвода в разделительную полость 7 и 10 мм. Расчет проводился при изменении величины радиального зазора от 0,05 до 0,2 мм. Зазор 0,05 мм соответствует уплотнению с самоустанавливающимся кольцом, зазор 0,2 мм – щелевому или лабиринтному уплотнению.

При увеличении зазора в уплотнениях с 0,05 мм до 0,2 мм происходит значительное снижение величины давления в разделительной полости (рис. 3). При $\phi = 0,7$ и диаметре канала подвода d=7 мм снижение давления составляет ~22 бара. Увеличение диаметра канала подвода до 10 мм приводит к снижению давления в разделительной полости до 9 бар.

Как следует из рис. 4, при зазоре в уплотнениях 0,05 мм утечка в турбину практически не зависит от коэффициента ϕ и диаметра канала подвода. При увеличении зазора в уплотнениях с 0,05 мм до 0,2 мм величина утечки возрастает в 3,0 – 3,6 раза.

Из условия неразрывности потока течение через разделительную полость подчиняется равенству

$$\mu_p \cdot F_p \cdot \sqrt{\Delta P_p} = \mu_{un} \cdot F_{un} \cdot \sqrt{\Delta P_{un}} + \mu_{ut} \cdot F_{ut} \cdot \sqrt{\Delta P_{ut}} \quad , \qquad (18)$$

где μ , F , ΔP – соответственно коэффициент расхода, площадь, перепад давлений.

В равенстве (18) индексы p, n и t относятся соответственно к каналу отвода, уплотнению насоса и уплотнению турбины.

«Международный издательский дом научной периодики «Спейс

© Scientific Technical Centre «TATA», 2013

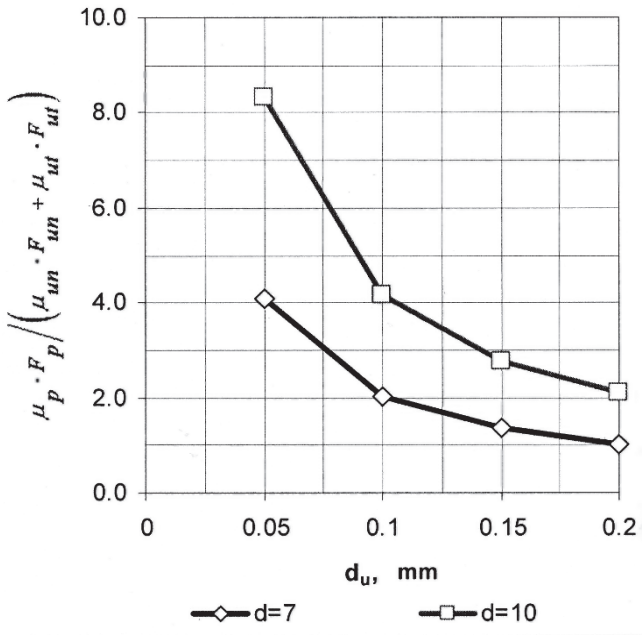


Рис. 5. Соотношение параметров канала отвода и уплотнений

Fig. 5. Discharge line parameters vs. Seal parameters

Если в равенстве (18) принять $\Delta P_{un} = \Delta P_{ut} = \Delta P_u$, получим

$$\frac{p \cdot p}{\mu_{un} \cdot F_{un} + \mu_{ut} \cdot F_{ut}} \sqrt{\Delta P_p}, \qquad (19)$$

Как следует из рис. 5, при диаметре канала отвода d=10 и зазоре в уплотнении δ=0,05 мм, которые обеспечивают высокий перепад давлений на уплотнении турбины при малой величине утечки жидкости, для обеспечения подобия по перепадам давлений в канале отвода и в уплотнениях величина отношения $\mu_p \cdot F_p / (\mu_{un} \cdot F_{un} + \mu_{ut} \cdot F_{ut})$ должна быть более 8.

Следовательно, для разделения насоса и турбины необходимо использовать высокоэффективные уплотнения, обеспечивающие при высоком перепаде давлений на уплотнении турбины низкие величины утечки жидкости в турбину. Чем эффективнее уплотнения разделительной полости, тем меньше утечки жидкости из разделительной полости и меньше влияние конструктивных параметров ТНА на давление в разделительной полости. Уплотнения с малым радиальным зазором позволяют выполнять подвод жидкости из полостей высокого давления вплоть до ($\phi = 1$) проточной части с выхода насоса, что уменьшает влияние на перепад давлений на уплотнении турбины параметров двигателя и допусков изготовления канала подвода и элементов уплотнений разделительной полости.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На безопасность эксплуатации и экономичность турбонасосного агрегата оказывают влияние параметры системы разделения насоса и турбины, которые зависят, как от конструктивных параметров турбонасосного агрегата, так и от характеристик магистралей и режимов работы двигателя.

Чем больше величина соотношения давления в разделительной полости и давления, создаваемого насосом, тем меньшее влияние оказывают характеристики магистралей и режимы работы ЖРД.

Возможность утечки газа из турбины в насос исключается на всех режимах работы двигателя и при любых сочетаниях сопротивлений магистралей двигателя, если отвод жидкости в разделительную полость выполняется с выхода насоса и при минимальном сопротивлении канала отвода.

Для уменьшения утечек из разделительной полости в насос и турбину и упрощения конструкции турбонасосного агрегата отвод жидкости в разделительную полость может быть выполнен из проточной части насоса. При этом достаточность запаса по перепаду давлений на уплотнении турбины должна быть определена с учетом влияния конструктивных параметров турбонасосного агрегата и характеристик магистралей и режимов работы двигателя.

Чем эффективнее уплотнения разделительной полости, тем меньше утечки жидкости из разделительной полости и меньше влияние конструктивных параметров ТНА на давление в разделительной полости. Эффективным средством снижения утечек из разделительной полости является использование применяемых в КБХА уплотнений с самоустанавливающимся кольцом.

Список литературы

[1] Патент 2395706 РФ МПК F02K9/48, F04D13/04. Турбонасосный агрегат/Константинов Ю.И., Пиунов В.Ю., Смирнов И.А., Фабрин Ю.Н., Холопова И.Ю.//2010.

[2] Патент 2138716 РФ. Уплотнение вала/Дмитренко А.И., Иванов А.В., Кравченко А.Г. //1999.

"International Publishing House for scientific periodicals "Space

INTRODUCTION

The Staged-Combustion Liquid Rocket Engine turbopump assemblies (TPA) are single shafted (one main turbopump) or two-shafted (two main turbopumps). In single-shaft TPA and two-shaft FTPA, a pump operating with liquid compatible with turbine operating fluid is located near by the turbine. The turbine cavity gas pressure in staged-combustion engine TPAs is significantly higher than in cavity downstream the discharge orifices of pump impeller. In the event of gas leakage from the turbine under increased pressure, operability of bearings located between pump and turbine is broken, but gas supply to the pump results in cavitation stall of its characteristics. As a result of this event, the engine failure shut down occurs. At LRE development and operation, special attention is paid to the TPA separation system between pump and turbine which is intended for exclusion of probable gas leakage from turbine to pump at minimum reduction of TPA efficiency.

TPA PUMP AND TURBINE SEPARATION SYSTEM LAYOUT

Reliability and efficiency of staged-combustion liquid propulsion turbopump assemblies (TPA) depend on design and parameters of the pump and turbine separation system consisting of the inter-propellant cavity in which the liquid is supplied from the pump under pressure exceeding the pressure to neighboring turbine cavity. The separation system reliability is provided by guaranteed exclusion of fluid flow from turbine to pump, efficiency is provided by minimum liquid leakage from inter-propellant cavity.

Using an example of the expander cycle engine with two-shaft TPA (Fig. 1), including fuel turbopump assembly (FTPA) and oxidizer turbopump assembly (OTPA), the peculiarities of operation conditions and parameter selection for FTPA separation system shall be considered.

A typical TPA pump and turbine separation (Fig. 2) consists of an inter-propellant cavity 2, to which an overpressure working liquid is delivered from the pump through fuel outlet 1. Seals 3 and 5 limit a liquid leak from inter-propellant cavity to pump and turbine cavities. Bearings 4 cooled by liquid supplied to inter-propellant cavity are installed in the inter-propellant cavity. Liquid overpressure in inter-propellant cavity 2 against the fluid pressure in neighboring turbine cavity excludes the probable fluid leak through bearings and further to the pump.

There are liquid leaks through turbine seals 3 and pump seals 5 from inert-propellant cavity to pump and turbine cavities that impair efficiency both of the pump and turbine. Leakage reduction is especially important for small-size TPAs in which even small liquid leak into turbine cavity leads to substantial reduction of the assembly efficiency due to the useful fluid flow rate reduction through the nozzle block and of fluid ballasting at turbine wheel inlet by non-organized leak of cold liquid.

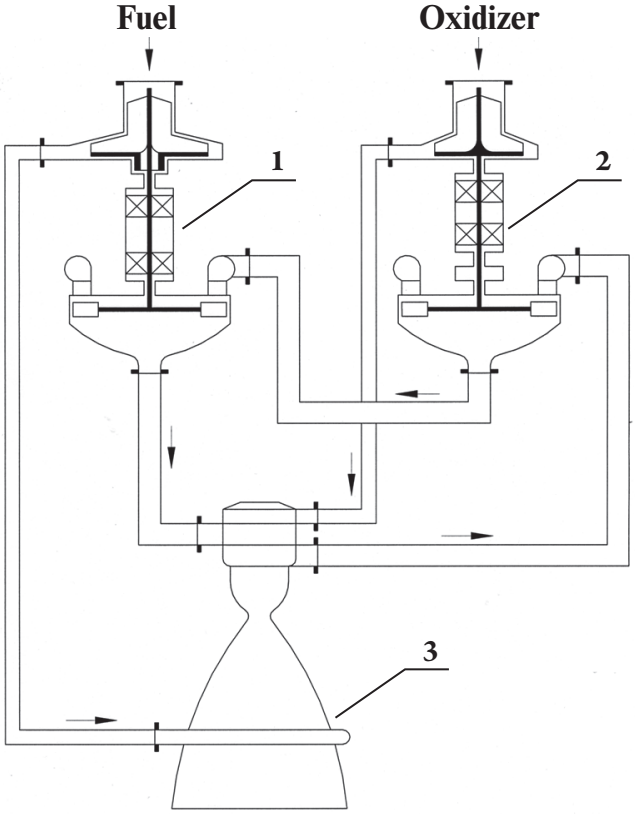


Fig. 1. Expander-cycle LRE with two-shaft TPA design scheme
1 – Fuel TPA,
2 – Oxidizer TPA,
3 – Chamber

Рис. 1. ЖРД без газогенератора с двухвальной схемой ТНА
1 – ТНА горючего,
2 – ТНА окислителя,
3 – камера

FACTORS DEFINING SELECTION OF PRESSURE VALUES IN PUMP AND TURBINE INTER-PROPELLANT CAVITY

Pressure drop at turbine seal 3 (see Figure 2) is defined by dependence

$$\Delta P_u = P_{rp} - \Delta P_{sp} - P_{pu}, \quad (1)$$

where ΔP_u – pressure drop at seal;
P_{rp} – pressure in inter-propellant cavity,
ΔP_{sp} – pressure drop at bearing,
P_{pu} – pressure downstream seal.

Pressure at seal outlet may be expressed as follows

$$P_{pu} = P_{sa} - \Delta P_d, \quad (2)$$

where P_{sa} – pressure downstream FTPA nozzle block;
ΔP_d – pressure reduction due to gas swirl in cavity between turbine wheel disc and housing.

As a result of substitution of expression (2) in expression (1) the following will be received

$$\Delta P_u = P_{rp} + \Delta P_d - \Delta P_{sp} - P_{sa}, \quad (3)$$

«Международный издательский дом научной периодики «Спейс
SPACE

© Scientific Technical Centre «TATA», 2013

Pressure in inter-propellant cavity

$$P_{rp} = P_{ot} - \Delta P_p , \quad (4)$$

where P_{ot} – pressure in the point of liquid discharge into inter-propellant cavity;

ΔP_p – resistance of channel of liquid supply into inter-propellant cavity.

Pressure P_{ot} shall be defined as follows

$$P_{ot} = P_1 + \phi \cdot \Delta P_n , \quad (5)$$

where P_1 – pressure at pump inlet;

$\phi = \Delta P_{ot} / \Delta P_n$ – coefficient considering relationship between pump pressure increase upstream liquid discharge into inter-propellant cavity and pump pressure drop;

ΔP_n – pump pressure drop.

Substituting (5) into (4), the following will be received

$$P_{rp} = P_1 + \phi \cdot \Delta P_n - \Delta P_p , \quad (6)$$

After corresponding transformations the following dependence will be received

$$\Delta P_u = P_1 + \phi \cdot \Delta P_n + \Delta P_d - \Delta P_p - \Delta P_{sp} - P_{sa} , \quad (7)$$

Pump pressure drop,

$$\Delta P_n = \Delta P_{nk} + P_k - P_1 = \Delta P_{nt} + P_{sa} - P_1 , \quad (8)$$

where ΔP_{nk} – resistance of duct from pump discharge to combustion chamber including pressure drops at OTPA turbine and at chamber injector head;

P_k – combustion chamber pressure;

ΔP_{nt} – resistance of duct from pump discharge to turbine wheel.

Pressure at nozzle block outlet

$$P_{sa} = P_k + \Delta P_{tk} , \quad (9)$$

where ΔP_{tk} – resistance of duct from turbine wheel inlet to combustion chamber including pressures drop at chamber injector head.

Substituting (9) into (8), it will be as follows

$$\Delta P_n = P_k + \Delta P_{tk} + \Delta P_{nt} - P_1 , \quad (10)$$

Using an expression (8), dependence (7) will become as follows

$$\Delta P_u = \phi \cdot \Delta P_{nt} + \Delta P_d - \Delta P_p - \Delta P_{sp} - \left[\left(1 - \phi\right) \cdot \left(P_k + \Delta P_{tk} - P_1 \right) \right] , \quad (11)$$

Critical pressure drop at seal $\Delta P_{ukr} = 0$, corresponding to start of fluid leak from turbine to pump is achieved by using coefficient

$$\phi_{kr} = \frac{P_k + \Delta P_{tk} + \Delta P_p + \Delta P_{sp} - \Delta P_d - P_1}{P_k + \Delta P_{tk} + \Delta P_{nt} - P_1} , \quad (12)$$

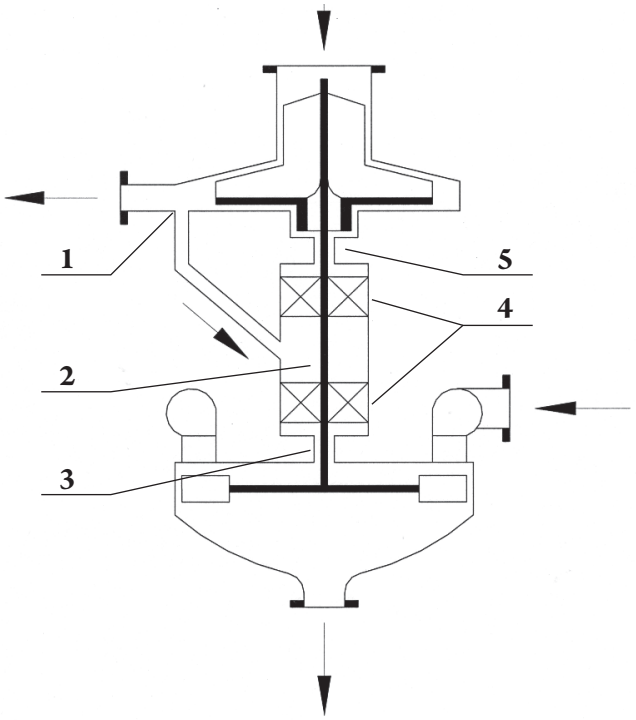


Рис. 2. ТНА горючего
1 – отвод в разделительную полость,
2 – разделительная полость, 3 – уплотнение турбины,
4 – подшипники, 5 – уплотнение насоса

Fig.2. Fuel TPA
1 – discharge into Inter-propellant seal,
2 – Inter-propellant seal (IPS), 3 – Turbine seal,
4 – bearings, 5 – pump seal

After transformation with usage of dependence (10), the following will be received

$$\phi_{kr} = 1 - \frac{\Delta P_{nt} + \Delta P_d - \Delta P_p - \Delta P_{sp}}{\Delta P_n} , \quad (13)$$

Subject to the fact that values ΔP_d and ΔP_{sp} are insignificant part of pump pressure drop ΔP_n, with insignificant resistance value of liquid supply duct into inter-propellant cavity $\left(\Delta P_p \to 0\right)$

$$\phi_{kr} \approx 1 - \frac{\Delta P_{nt}}{\Delta P_n} , \quad (14)$$

In expander cycle engines, relationships $\Delta P_{nt} / \Delta P_n$ may be equal to value about 0.5, $\phi_{kr} \approx 0.5$ corresponds to it. At the same time it shall be taken into account that increase in resistance of liquid supply duct to inter-propellant cavity ΔP_p leads to increase in ϕ_{kr}.

According to equation (11), at $\phi = 1$, that corresponds to fuel discharge into inter-propellant cavity from pump discharge,

$$\Delta P_u = \Delta P_{nt} + \Delta P_d - \Delta P_d - \Delta P_{sp} , \quad (15)$$

Following the equation (15), at fuel discharge into inter-propellant cavity from pump discharge ($\phi = 1$) and $\left(\Delta P_p + \Delta P_{sp}\right) \to 0$ pressure drop at inter-propellant

"International Publishing House for scientific periodicals "Space

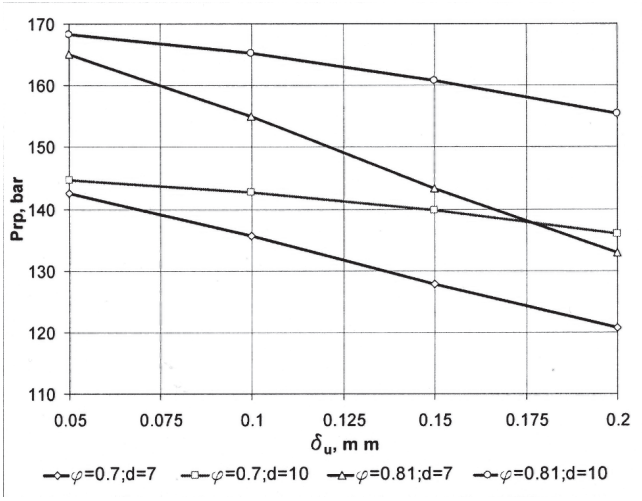


Рис. 3. Давление в разделительной полости

Fig. 3. Pressure in Inter-propellant seal (IPS)

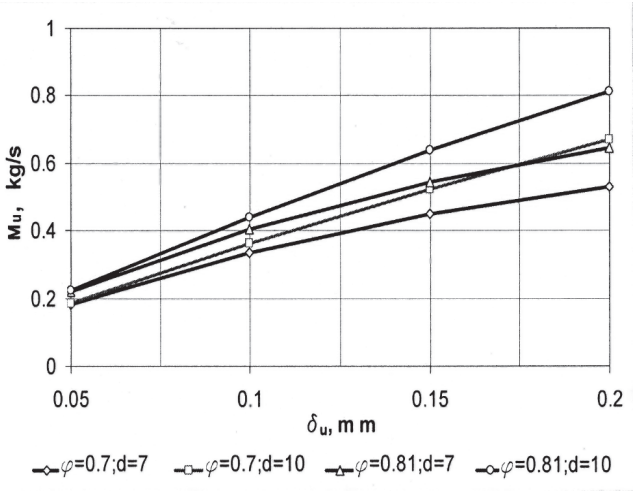


Рис. 4. Утечка жидкости в турбину

Fig. 4. Fluid leakage into turbine

cavity seal from turbine side will be always positive at all engine thrust levels and at any combination of engine ducts resistances. Therefore, the higher is the value of relationship between inter-propellant pressure and pump pressure, the less is pump and turbine pressures mismatch and the less is effect of duct characteristics and LRE operation thrust levels on inter-propellant cavity pressure. When ϕ is reduced down to values close to 0.5 there is a risk of gas leaking from turbine to pump. Two cases of fuel discharge into inter-propellant cavity may be considered in practice: from pump discharge ($\phi = 1$) and from cavity at impeller discharge ($\phi \approx 0.7$). Sometimes pressure value downstream impeller is insignificant to provide the required turbine seal pressure drop. In this case, discharge into inter-propellant cavity may be fulfilled through profiled ducts providing inter-propellant pressure rise by using dynamic flow head rise downstream the impeller [1]. It will be shown below that at any layout of discharge into inter-propellant cavity the resistance of supply ducts to inter-propellant cavity shall be minimal.

Dependences given above show a qualitative influence of the engine parameters and the turbopump assembly on pump and turbine separation system operating conditions. Since all staged-combustion LRE parameters are inter-connected, changes in performances of any component or engine thrust levels lead to change in parameters of all other components. So, trade studies, when designing an engine or making changes in engine in the process of its operation, shall be accompanied with calculation analysis of pump and turbine separation system using engine parameter calculation.

PUMP AND TURBINE INTER-PROPELLANT CAVITY SEAL

At the development of pump and turbine separation system, one of the tasks is to provide minimum liquid leaks from inter-propellant cavity that reduce efficiency both of the pump and the turbine.

The leak reduction may be provided by two ways. First – to reduce inter-propellant cavity pressure down to safety level excluding probable gas leaks from turbine to pump. Though, as it follows from dependence (11), evaluation of safety inter-propellant pressure value is a complicated task since there are some factors difficult to be taken into account.

Second – to use effective inter-propellant cavity seals enabling to provide rather high pressure drop at turbine seal with low value of liquid leak into turbine.

To limit leaks in turbine seal, the following types of seals may be used: slot seal, labyrinth seal, seal with self-adjusting ring [2] and impeller seal. Slot and labyrinth seals are performed with radial clearance large enough in order to compensate assembly and operational displacements of shaft and casing seal elements. Labyrinth seal, though, is more efficient compared to the slot one.

Seal with self-adjusting ring has operational radial clearance which is much smaller than those of slot and labyrinth seals, as the self-adjusting ring has the ability of radial displacement during shaft translation with relation to casing during the assembly and performance phases. Such seals are widely used in turbopumps of the engines produced at KBKhA.

Impeller seal excludes the possible leak to turbine cavity, since liquid evaporation occurs on liquid-gas boundary which basically has no influence on turbine performance. To separate pump and turbine with impeller seal at turbine side, impeller delta pressure shall meet the following condition:

$$\Delta P_{imp} = \Delta P_g + \Delta P_j, \qquad (16)$$

where ΔP_g, ΔP_j are the required pressure margins to exclude the leak of gas and liquid to pump and turbine respectively.

The required pressure value of inter-propellant cavity while using the impeller seal shall be defined based on the following equation:

$$P_{rp} = P_{sa} + \Delta P_g + \Delta P_j, \qquad (17)$$

«Международный издательский дом научной периодики «Спейс

© Scientific Technical Centre «TATA», 2013

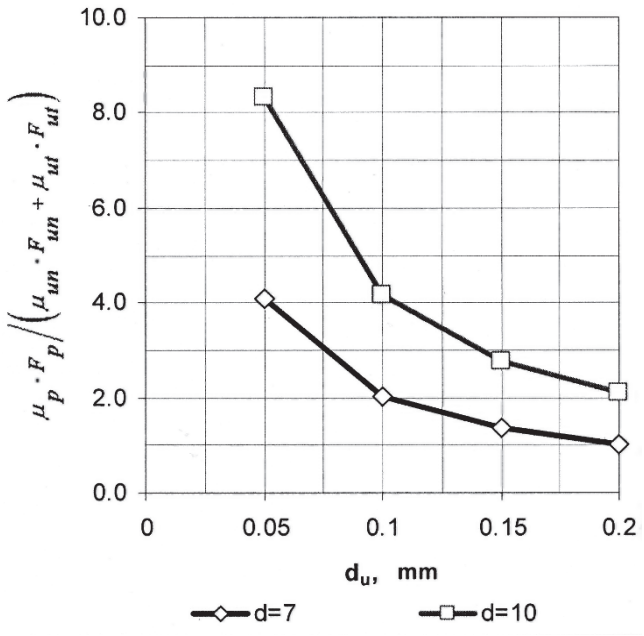


Рис. 5. Соотношение параметров канала отвода и уплотнений

Fig. 5. Discharge line parameters vs. Seal parameters

As can be derived from the equation (17), while using the impeller seal, pressure value in inter-propellant cavity compared to slot and labyrinth seals shall exceed the required pressure margin to avoid leak to turbine. Therefore, impeller seal is usually used with liquid discharge to inter-propellant cavity of pump outlet ($\phi = 1$). Impeller seal requires additional power input, though the advantage of this approach is in fact to eliminate leakage to turbine. Impeller seal is used in pumps operating with high-boiling liquids; it is not used in pumps operating with cryogenic liquids.

CHOOSING DESIGN PARAMETERS FOR PUMP – TURBINE SEPARATION SYSTEM

As can be derived from the equation (11), pump – turbine separation system is influenced by a number of external and internal factors. External factors are defined by engine parameters. Such factors include turbine inlet and outlet pressure and pump inlet and outlet pressure as well as resistance of all pipelines and feedline assemblies between the pump outlet and the chamber. Delta pressure on inter-propellant seals depends also on the efficiency of pump and turbine – both of FTPA and OTPA. Besides, delta pressure of inter-propellant seals is influenced by engine parameter adjustment. It shall also be kept in mind that for engine modernization or modification of its operating modes in course of operation, the modifications performed might affect the characteristics of feedlines and assemblies which might have an influence on turbine seal delta pressure margin.

For detailed investigation of influence of operational modes or modified engine design parameters it is required to accordingly perform the computational analyses of pump-turbine separation system using pump and turbine parameters based on the updated analysis of engine parameters.

Listed below are the internal factors defined by turbopump design:

- Pressure downstream the turbine nozzle depending on turbine reactivity rate selected;
- Pressure at location of discharge to the inter-propellant cavity;
- Dimensions of liquid feed channel to the inter-propellant cavity;
- Radial clearance in sealing depending on its design configuration.

As for the possible design implementation of pump – turbine separation, analysis of influence of seal radial clearance value on values of leak to turbine and inter-propellant cavity pressure at two values of ϕ coefficient and at diameter values of feed channel to inter-propellant cavity 7 and 10 mm. Analysis was performed at radial clearance varying between 0,05 and 0,2 mm. Clearance 0,05 mm corresponds to seal with self-adjusting ring; clearance 0,2 mm corresponds to slot or labyrinth seal.

When the seal clearance increases from 0,05 mm to 0,2 mm, pressure value in inter-propellant cavity is significantly decreased (see Fig. 3). At $\phi = 0,7$ and feed channel diameter d=7 mm, pressure is decreased by ~22 bar. Increasing feed channel diameter up to 10 mm leads to the decreased pressure in inter-propellant cavity to 9 bar.

As can be seen from Fig. 4, at seal clearance 0,05 mm, leak to turbine basically does not depend on coefficient ϕ and feed channel diameter. When the seal clearance increases from 0,05 mm to 0,2 , leak value is increased by a factor of 3,0 – 3,6.

Based on the condition of flow continuity, flow through the inter-propellant seal is subject to the following equation:

$$\mu_p \cdot F_p \cdot \sqrt{\Delta P_p} = \mu_{un} \cdot F_{un} \cdot \sqrt{\Delta P_{un}} + \\ + \mu_{ut} \cdot F_{ut} \cdot \sqrt{\Delta P_{ut}} \quad , \qquad (18)$$

where μ , F , ΔP are flow coefficient , square area and delta pressure accordingly.

In equation (18), p, n and t rely to discharge channel, pump seal and turbine seal respectively.

If we assume $\Delta P_{un} = \Delta P_{ut} = \Delta P_u$ in equation (18), we have

$$\frac{\mu_p \cdot F_p}{\mu_{un} \cdot F_{un} + \mu_{ut} \cdot F_{ut}} = \sqrt{\frac{\Delta P_u}{\Delta P_p}} , \qquad (19)$$

As can be derived from Fig. 5, at discharge channel diameter d=10 and seal clearance δ=0,05 mm providing for turbine seal high delta pressure at low liquid leak value; in order to provide for similar delta pressure values in discharge channel and seals, $\mu_p \cdot F_p / (\mu_{un} \cdot F_{un} + \mu_{ut} \cdot F_{ut})$ is to exceed the value of 8.

Therefore, in order to separate pump and turbine, high-efficiency seals providing for low turbine leak values at high delta pressure are to be used. The more efficient are the inter-propellant seals, the less are the leaks from

"International Publishing House for scientific periodicals "Space

inter-propellant cavity and less is the influence of turbopump design parameters on inter-propellant pressure. Seals with small radial clearance allow to perform liquid feed from high pressure cavities to pump flowpath discharge ($\phi = 1$) which decreases the influence of engine parameters as well as of the tolerances for manufacturing the feed channel and inter-propellant seals on delta pressure.

CONCLUSION

Turbopump performance safety and efficiency are influenced by the parameters of pump – turbine separation system depending both on turbopump design parameters as well as on the characteristics of engine feedline and operational modes.

The greater is the value of pressure ratio between inter-propellant cavity pressure and pump pressure, the less shall be the influence of feedline characteristics and liquid-propellant rocket engine operational modes.

Gas leak from turbine to pump is excluded at all engine operational modes and at any combinations of engine feedline resistance values, provided that the discharge of the liquid to inter-propellant cavity occurs at pump outlet and at minimal resistance of discharge channel.

In order to decrease leakage from inter-propellant cavity to pump and turbine and simplify turbopump design, liquid discharge to inter-propellant cavity may be performed from the pump flowpath. Sufficiency of delta pressure margin at turbine seal shall be defined considering the influence of turbopump design parameters as well as characteristics of feedlines and engine operational modes.

The more efficient are the inter-propellant seals, the less shall be the leakages from the inter-propellant cavity as well as the influence of turbopump design parameters on inter-propellant cavity pressure. An efficient solution to reduce the leakage from inter-propellant cavity is introducing seals with self-adjusting rings used at KBKhA.

References

[1] Patent 2395706 RF MPK F02K9/48, F04D13/04. Turbopump assembly/ Y.Konstantinov, I.Smirnov, Y.Fabrin, I.Kholopova//2010.

[2] Patent 2138716 RF. Shaft seal/I.Dmitrenko, A.Ivanov, A.Krvchenko//1999.

«Международный издательский дом научной периодики «Спейс

© Scientific Technical Centre «TATA», 2013