

## АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ИЗМЕНЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ НАСОСОВ И ТУРБИН ТНА ЖРД

© 2011 А. В. Иванов

Воронежский государственный технический университет

В статье рассмотрены факторы, влияющие на изменение зазоров в уплотнениях высокооборотных турбомашин, предложены аппроксимирующие зависимости для анализа изменения зазора в процессе работы агрегата. Показано, что для высокооборотных агрегатов нежелательно при проведении расчета и анализа работы турбомашин использовать предположение постоянства зазора на всех режимах работы.

*Уплотнение, ротор, статор, зазор, турбомашин, деформации.*

При создании высокооборотных турбомашин одним из ключевых моментов является выбор зазора между роторным и статорным элементами уплотнения. Выбор оптимальных величин и анализ изменения зазоров в уплотнениях проточной части играют важную роль при создании уплотнительного узла, так как именно зазоры во многом определяют эффективность и работоспособность конструкции. Особенно актуальной эта задача является для турбонасосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей, элементы конструкции которых подвергаются значительным силовым и температурным деформациям (перепады давления на элементах уплотнения до 60 МПа, температуры до 1000 К, окружные скорости роторных элементов уплотнений до 600 м/с). Важность проблемы выбора зазора обусловлена следующим:

– снижение зазора ведет к уменьшению утечек через уплотнения, то есть повышению экономичности турбомашин;

– уменьшение зазора приводит к росту вероятности возникновения фрикционного или ударного контакта между роторным и статорным элементами уплотнения, то есть повреждению уплотнительных поверхностей и, возможно, выходу агрегата из строя.

В турбонасосных агрегатах наиболее широкое распространение получили неподвижные и самоустанавливающиеся уплотнения с гарантированным зазором.

Для бесконтактных уплотнений можно выделить три вида зазоров – монтажные, рабочие и минимальные гарантированные зазоры. Монтажные зазоры – зазоры между роторным и статорным элементами уплотнения при сборке, определенные как полуразность диаметров, исходя из предположения о концентричном взаимном расположении ротора и статора. Рабочие зазоры – за-

зоры между ротором и статором с учетом силовых и температурных деформаций, полученные из условия осесимметричности деформаций, определяющие расход через уплотнение. Минимальные гарантированные зазоры – зазоры, определенные с учетом силовых и температурных деформаций, а также возможного взаимного монтажного и эксплуатационного смещения элементов конструкции, определяющие работоспособность уплотнения [1].

В общем случае имеется два типа причин, вызывающих изменение зазора между роторными и статорными частями уплотнения:

– монтажные смещения, то есть смещения осей уплотнительных поверхностей относительно геометрической оси, которые имеются в собранном агрегате перед его запуском, на них влияют три группы факторов: конструктивная схема агрегата, особенности технологического процесса и фактические погрешности изготовления деталей, технологический процесс сборки и контроля узлов уплотнений;

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

Номинальные значения радиальных зазоров в уплотнениях назначают исходя из опыта проектирования и статистики эксплуатации аналогичных агрегатов или расчетным путем. Как правило, используется комбинация этих двух способов. Обычно для каждого уплотнения выполняется расчет напряженно-деформированного состояния на номинальном режиме работы. Так же выполняются расчеты динамики изменения теплового состояния конструкции в процессе

работы агрегата [2]. Эти расчеты выполняются в специализированных САЕ-системах с применением метода конечных элементов с целью определения номинальных значений деформаций элементов уплотнения, назначения номинальных монтажных и рабочих зазоров. Расчет монтажных и эксплуатационных смещений производится по предельным, наиболее неблагоприятным с точки зрения работоспособности сочетаниям допусков размеров, формы и расположения поверхностей. Выполнение расчета методом конечных элементов для каждого режима работы (запуска, останова, перехода с режима на режим) является сложным, длительным и трудоемким процессом. В связи с этим целесообразно проведение расчета динамики изменения радиального зазора с использованием упрощенных зависимостей. Такие зависимости должны удовлетворять следующим требованиям:

1) универсальность – должны обеспечивать возможность расчета значений радиального минимального гарантированного и рабочего зазоров для любой лопаточной машины: насоса, турбины, компрессора;

2) простота – не должны требовать применения дополнительных расчетов с использованием САЕ-систем;

3) высокая точность – должны учитывать все доступные при проектировании роторного и статорного элементов уплотнения данные о деформациях элементов уплотнения, допусках размеров, формы и расположения поверхностей.

Рассмотрим уплотнения ротора с гарантированным зазором. Радиальный рабочий зазор в уплотнении  $\Delta R_p$  равен разнице монтажного зазора  $\Delta R_m$  и суммы величин силовых и термических деформаций  $\Delta R_d$  вращающегося и неподвижного уплотнительных элементов:

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

Местный минимальный зазор

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

где  $\delta R_\phi = \delta R_\phi^{сб} + \delta R_\phi^{раб}$  – местное уменьшение радиуса уплотнительной поверхности корпуса, вызванное отклонениями ее формы при изготовлении и сборке ( $\delta R_\phi^{сб}$ ) и отклонениями формы из-за воздействия силового и температурного нагруже-

ния при работе ( $\delta R_\phi^{раб}$ );

$\varepsilon = \varepsilon_{сб} + \varepsilon_{раб}$  – смещение оси уплотнительной поверхности ротора относительно оси уплотнительной поверхности статора при сборке ( $\varepsilon_{сб}$ ) и за счет силового и температурного нагружения при работе ( $\varepsilon_{раб}$ ).

Монтажный зазор в уплотнении равен разнице радиусов уплотнительных поверхностей статорного  $R_{y.c}$  и роторного  $R_{y.p}$ , измеренных при сборке:

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

Величина монтажного зазора выбирается из условия выполнения условия  $\Delta R_{min} > 0$  на всех режимах работы. Суммарное значение силовых и термических деформаций определяется как

$$\Delta R_d = \delta R_{c.d} + \delta R_{p.c} - \delta R_{p.d} + (\delta R_{p.t} - \delta R_{c.t}), \quad (3)$$

где  $\delta R_{c.d}$  – деформация уплотнительного элемента корпуса от перепада давления на уплотнении;

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

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

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

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

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

Величина смещения осей уплотнительных поверхностей

$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_{p.c} + \varepsilon_{с.и} + \varepsilon_{пр} + \varepsilon_d + \varepsilon_{к.т} + \varepsilon_\pi, \quad (4)$$

где  $\varepsilon_p$  – монтажное смещение оси поверхности уплотнительного элемента ротора относительно оси его вращения, вызванное зазорами по посадочным поверхностям деталей, отклонениями взаимного расположения поверхностей деталей при изготовлении, зазорами в подшипниках;

$\varepsilon_{p.c}$  – монтажное смещение осей уплотнительных элементов статора при сборке

агрегата, вызванное зазорами по посадкам деталей и отклонениями взаимного расположения поверхностей деталей при их изготовлении;

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

$\varepsilon_{пр}$  – радиус прецессии ротора в процессе работы;

$\varepsilon_{д}$  – смещение осей уплотнительных элементов при работе вследствие силовых и термических деформаций корпусов агрегата;

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

$\varepsilon_{п}$  – смещение осей уплотнительных элементов, вызванное прогибом ротора под воздействием гидродинамических сил в полостях агрегата.

Из уравнений (1), (2) следует:

$$\Delta R_p = \Delta R_{min} + \delta R_{\phi} + \varepsilon. \quad (5)$$

Приведенные зависимости справедливы для любых типов бесконтактных уплотнений.

Как следует из зависимостей (2), (3), (4), выбор минимальной, но достаточной для безопасной работы величины монтажного зазора является сложной задачей, так как при этом требуется учесть целый ряд составляющих деформаций и смещений осей уплотнительных элементов. Эта задача осложняется еще и тем, что величины и векторные направления деформаций и смещений осей носят вероятностный характер.

В соответствии с зависимостью (5) минимальное значение рабочего зазора  $\Delta R_p$  в уплотнении обеспечивается при минимальных значениях  $\delta R_{\phi}$  и  $\varepsilon$ . Таким образом, 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. Схема расчета зазоров в уплотнении с фиксированной гладкой стенкой приведена на рис. 1.

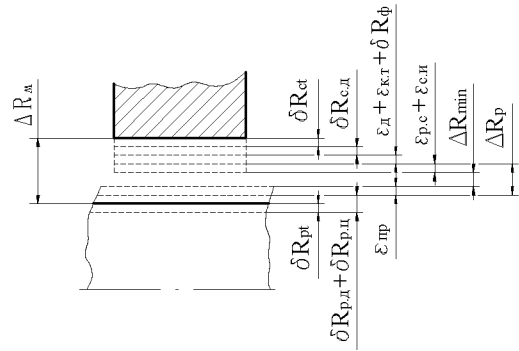


Рис. 1. Схема расчета зазоров в уплотнении с фиксированной гладкой стенкой

В уплотнении с плавающим кольцом смещение оси ротора относительно оси корпуса компенсируется радиальным смещением плавающего кольца. Кроме того, из-за отсутствия жесткой связи между кольцом и корпусом исключается возможность изменения формы уплотнительных элементов при сборке и работе. Плавающее кольцо в процессе работы за счет действия гидродинамических сил в уплотнительной щели, которые на всех режимах работы превышают силу трения по торцу кольца, самоустанавливается относительно уплотнительной поверхности ротора. При этом рабочий зазор в уплотнении равен местному минимальному зазору –  $\Delta R_p = \Delta R_{min}$ . Схема расчета зазоров в самоустанавливающемся уплотнении с плавающим кольцом приведена на рис. 2, а.

Уплотнения ТНА работают при высоких перепадах давления, 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. 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. Следует отметить, что при монтаже полуподвижное кольцо может быть смещено относительно ротора в пределах монтажного зазора и, как следствие, возможен контакт кольца и ротора. При запуске (останове), когда гидродинамические силы меньше сил трения по торцу кольца, полуподвижное кольцо выставляется относительно ротора за счет соударений

между ними [15]. При работе на режиме полуподвижное кольцо выставляется относительно ротора за счет гидродинамических сил в уплотнительной щели, так как они превышают силу трения по торцу кольца. В течение работы агрегата полуподвижное кольцо не отслеживает биений ротора, однако отслеживает положение ротора при переходе с режима на режим. В полуподвижном уплотнении рабочий зазор определяется соотношением

$$\Delta R_{p.п} = \Delta R_{min} + \varepsilon_p + \varepsilon_{пр}. \quad (6)$$

Рабочий зазор в полуподвижном уплотнении (рис. 2, б) меньше, чем в щелевом, на величину

$$\delta(\Delta R_p) = \delta R_{\phi} + \varepsilon_{p.c} + \varepsilon_{c.и} + \varepsilon_d + \varepsilon_{к.т} + \varepsilon_{п}. \quad (7)$$

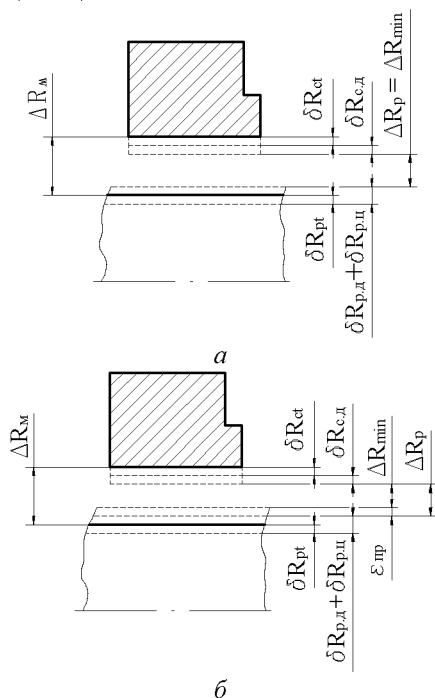


Рис. 2. Схема расчета зазоров в самоустанавливающихся уплотнениях:

а – с плавающим кольцом; б – с полуподвижным кольцом

Это главное достоинство уплотнения с полуподвижным кольцом по сравнению со щелевым уплотнением, 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.

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 – 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 величинах температуры и одинаковых конструкционных материалах элементов уплотнения, а также при условии, если рабочая температура конструкции мало отличается от температуры, при которой ведется сборка.

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. В настоящее время при создании многоразовых ЖРД многократного использования важно сохранение стабильности деформаций и зазоров от пуска к пуску ТНА.

Аппроксимирующие зависимости для определения составляющих деформаций роторного и статорного элементов уплотнения в предположении зависимости перепадов давления на элементах уплотнения от частоты вращения ротора можно представить следующим образом:

$$\delta R_{с.д}(\tau) = \delta R_{с.д}^{ном} (n(\tau)/n_{ном})^2$$

– силовые деформации статорного элемента уплотнения в произвольный момент времени  $\tau$ ;

$\delta R_{с.д}^{ном}$  – силовые деформации статорного элемента уплотнения на номинальном режиме работы;

$n(\tau)$  – частота вращения ротора в про-

произвольный момент времени  $\tau$ ,  $n_{\text{НОМ}}$  – номинальная частота вращения ротора;

$\delta R_{p,d}(\tau) = \delta R_{p,d}^{\text{НОМ}} (n(\tau)/n_{\text{НОМ}})^2$  – силовые деформации роторного элемента уплотнения от действия перепада давления в произвольный момент времени  $\tau$ ,

$\delta R_{p,d}^{\text{НОМ}}$  – силовые деформации роторного элемента уплотнения от действия перепада давления на номинальном режиме работы;

$\delta R_{p,c}(\tau) = \delta R_{p,c}^{\text{НОМ}} (n(\tau)/n_{\text{НОМ}})^2$  – силовые деформации роторного элемента уплотнения от действия центробежных сил в произвольный момент времени  $\tau$ ,

$\delta R_{p,c}^{\text{НОМ}}$  – силовые деформации роторного элемента уплотнения от действия центробежных сил на номинальном режиме работы;

$\delta R_{c,t}(\tau) = \Delta t_c(\tau) \cdot \alpha_c(t_c(\tau)) \cdot R_{y,c}$  – температурные деформации статорного элемента уплотнения в произвольный момент времени  $\tau$ ,

$\Delta t_c(\tau) = t_c(\tau) - t_{c,c6}$  – изменение температуры статорного элемента уплотнения;

$t_c(\tau)$  – температура статорного элемента уплотнения в произвольный момент времени  $\tau$ ,  $t_{c,c6}$  – температура статорного элемента при сборке уплотнения;

$\alpha_c(t_c(\tau))$  – температурный коэффициент линейного расширения материала статорного элемента уплотнения в зависимости от его температуры в произвольный момент времени  $\tau$ , полученный из аппроксимирующей зависимости [3];

$\delta R_{p,t}(\tau) = \Delta t_p(\tau) \cdot \alpha_p(t_p(\tau)) \cdot R_{p,p}$  – температурные деформации роторного элемента уплотнения в произвольный момент времени  $\tau$ ,

$\Delta t_p(\tau) = t_p(\tau) - t_{p,c6}$  – изменение температуры роторного элемента уплотнения;

$t_p(\tau)$  – температура роторного элемента уплотнения в произвольный момент времени  $\tau$ ,  $t_{p,c6}$  – температура роторного элемента при сборке уплотнения;

$\alpha_p(t_p(\tau))$  – температурный коэффициент линейного расширения материала роторного элемента уплотнения в зависимости от его температуры в произвольный момент

времени  $\tau$ , полученный из аппроксимирующей зависимости.

Обобщенная зависимость для определения рабочего зазора:

$$\Delta R_p = \Delta R_M - \delta R_{c,d} \left(\frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}}\right)^2 + \delta R_{p,d} \left(\frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}}\right)^2 - \delta R_{p,c} \left(\frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}}\right)^2 - (\delta R_{c,t}(\tau) - \delta R_{p,t}(\tau)).$$

Для минимального гарантированного зазора:

$$\Delta R_{\text{min}} = \Delta R_M - \left( \delta R_{\phi}^{c6} + \delta R_{\phi}^{\text{раб}} \left( t(\tau), \frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right) - \left( \varepsilon_{c6} + \varepsilon_{\text{раб}} \left( t(\tau), \frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}} \right)^2 \right) - \delta R_{c,d} \left(\frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}}\right)^2 + \delta R_{p,d} \left(\frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}}\right)^2 - \delta R_{p,c} \left(\frac{n(\tau)}{n_{\text{НОМ}}}\right)^2 - (\delta R_{c,t}(\tau) - \delta R_{p,t}(\tau)).$$

В приведенных зависимостях составляющие деформаций, отклонений формы и расположения роторного и статорного элементов уплотнения имеют положительное значение, если ведут к уменьшению монтажного зазора, отрицательные, если ведут к увеличению радиального зазора.

В качестве примера приведем результаты расчета динамики изменения рабочего и местного гарантированного зазоров в процессе проведения испытаний высокооборотной турбомашины (рис. 3). Все параметры на графике, кроме времени, являются нормированными, то есть отнесенными к номинальному значению соответствующего параметра.

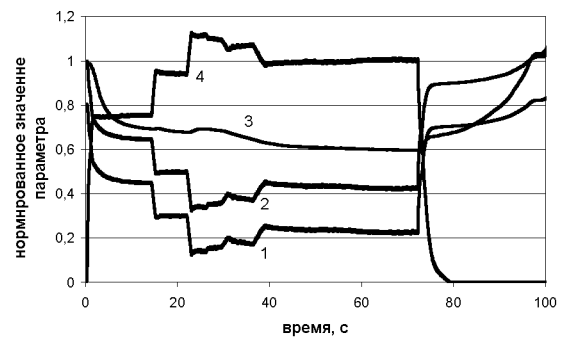


Рис. 3. Изменение параметров в процессе проведения испытания:

- 1 – минимальный гарантированный зазор;
- 2 – рабочий зазор;
- 3 – температура элементов уплотнения;
- 4 – частота вращения ротора

При выполнении расчета динамики изменения радиальных зазоров приняты следующие допущения: температура роторного и статорного элементов уплотнения одинакова; смещение осей уплотнительных поверхностей и местное уменьшения радиуса

уплотнительной поверхности корпуса постоянны, независимо от режима работы агрегата, силовые и температурные деформации элементов уплотнения имеют осесимметричный характер.

Видно, что минимальный гарантированный зазор на некоторых режимах работы составляет до 15 % от монтажного зазора, рабочий зазор – до 30 % от монтажного.

В процессе работы агрегата радиальный рабочий зазор в уплотнении может изменяться в 2–4 раза по сравнению с монтажным, а минимальный гарантированный зазор – в 2–10 раз. Таким образом, часто используемые способы применения при анализе испытаний, работы ТНА расчетов в предположении постоянства радиального зазора не всегда приемлемы.

#### **Библиографический список**

1. Дмитренко, А.И. Анализ уплотнений

проточной части насосов и турбин ТНА ЖРД [Текст] / А.И. Дмитренко, А.В. Иванов // Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики. – Воронеж: ИПФ «Воронеж». – 2001. – С. 364–370.

2. Дикун, А.В. Анализ напряженно-деформированного состояния колеса турбины ТНА с учетом теплового состояния диска ротора на основании двухмерной модели [Текст] / А.В. Дикун, П.С. Алтуни // Ракетно-космическая техника и технология 2010: труды Российской науч.-техн. конф., посвященной 50-летию образования кафедры «Ракетные двигатели» ВГТУ. – Воронеж: ВГТУ, 2010. – С. 127–128.

3. Иванов, А.В. Влияние температурных деформаций на работоспособность уплотнений криогенных насосов [Текст] / А.В. Иванов // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. – 2009. – № 3. Ч. I. – С. 29–33.

## **ANALYSIS OF RADIAL GAPS CHANGING DYNAMICS OF THE PUMP AND TURBINE ROCKET ENGINE TURBOPUMPS**

© 2011 A. V. Ivanov

Voronezh State Technical University

The paper considers the factors influencing the change in the clearance of high-speed turbomachinery seals have been proposed for approximating the dependence of the gap analysis of changes in the operation of the unit. It is shown that for high-speed machines is undesirable during the design and analysis of turbomachinery using the assumption of constancy of the gap in all operating modes.

*Seal, rotor, stator, gap, turbomachine, deformation.*

#### **Информация об авторах**

**Иванов Андрей Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Ракетные двигатели» Воронежского государственного технического университета. Тел.: (473) 262-97-16. E-mail: [iav308@inbox.ru](mailto:iav308@inbox.ru). Область научных интересов: турбонасосные агрегаты, динамика роторов, уплотнения проточной части.

**Ivanov Andrey Vladimirovich**, Candidate of Technical Sciences, associate professor of "Rocket Engines" department of Voronezh State Technical University. Phone: (473) 262-97-16. E-mail: [iav308@inbox.ru](mailto:iav308@inbox.ru). Area of research: turbopumps, rotor dynamics, flow path seals.