

УДК 62.762
DOI: 10.12737/23161

А.В. Иванов

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ЗАЗОРА БЕСКОНТАКТНОГО УПЛОТНЕНИЯ ВЫСОКООБОРОТНОЙ ТУРБОМАШИНЫ НА ЕГО ПАРАМЕТРЫ

Проанализировано влияние формы уплотнительного зазора на подъемную силу в нем, что особенно важно при определении влияния уплотнений на критические частоты вращения ротора. Приведены эпюры давления жидкости в зазоре уплотне-

ния при отклонениях формы и перекосе осей роторного и статорного элементов уплотнения.

Ключевые слова: бесконтактное уплотнение, форма зазора, подъемная сила, перекося, конусность, эллипсность.

A.V. Ivanov

INFLUENCE OF GAP FORM IN NON-CONTACT SEAL OF HIGH-SPEED TURBOMACHINE UPON ITS PARAMETERS

Consolidation is one of the most significant elements in any turbomachine defining both economy and capacity for work of a unit. In high-speed pumps and turbines which belong turbo-pump units (TPU) of liquid-propellant engines (LPE) to, one uses mainly non-contact seals and in the first place groove seals. A radial seal gap its value and a form is a basic factor defining parameters and characteristics of sealing. In the paper there is shown the influence of geometrical characteristics of a non-contact seal gap in a high-speed turbomachine upon its characteristics. The influence of the form of a sealing gap upon carrying capacity in it is analyzed that is particularly significant at the definition of seal influence upon critical frequencies of rotor rotation. The mutual misalignments in rotor and stator elements of a seal result in rotor stability reduc-

tion, the occurrence of additional radial loads upon bearings. Deviations in a surface form and deformations of sealing elements result in the pressure redistribution in a seal gap that, in its turn, changes forces character affecting a rotor from the side of a seal and, hence, its dynamic characteristics. The analysis of the influence upon carrying capacity in a seal gap of such factors as ellipse, obliquity, barreling, saddling is carried out. The results shown in the paper allow defining the tolerances influence upon manufacturing and deformations of sealing elements upon dynamic characteristics of a high-speed turbomachine rotor at the stage of designing a "rotor-bearings-seals" system.

Key words: noncontact seal, gap form, carrying capacity, misalignment, obliquity, ellipse.

Уплотнение - один из наиболее ответственных элементов любой турбомашин, определяющих как экономичность, так и работоспособность агрегата. В высокооборотных насосах и турбинах, к которым относятся турбонасосные агрегаты (ТНА) жидкостных ракетных двигателей (ЖРД), применяют в основном бесконтактные уплотнения, в первую очередь щелевые. Радиальный уплотнительный зазор, его величина и форма - основной фактор, определяющий параметры и характеристики уплотнения. Факторы, влияющие на зазор в уплотнении, приведены на рис. 1.

Стремление к снижению массы конструкции, что особенно важно для двигателей летательных аппаратов, часто приводит к снижению жесткости деталей и

сборочных единиц, что способствует повышению их деформаций в рабочих условиях. Для насосов и турбин это приводит к ухудшению условий работы уплотнений и опор роторов [1].

Статорные элементы уплотнений роторов часто либо входят в состав корпусов, либо жестко с ними завязаны. В процессе работы агрегата они подвергаются существенному силовому и температурному воздействию. В процессе цикла «запуск - работа на номинальном (стационарном) режиме - останов» чередуются динамические и стационарные воздействия. При стационарном режиме материал детали находится в условиях упругости, прочность обусловлена действующими напряжениями и критериями кратковременного разрушения.

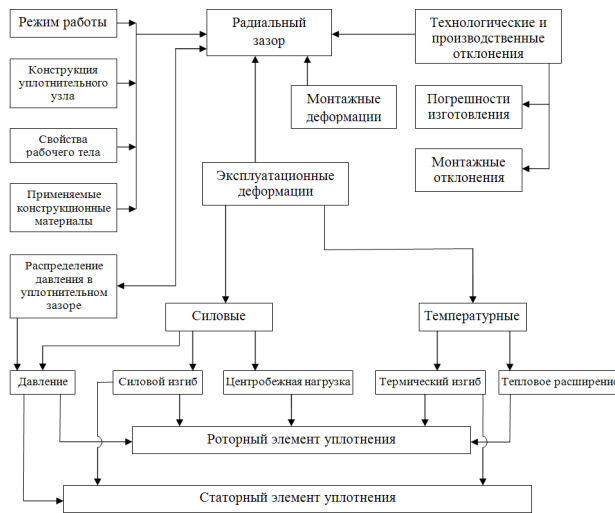


Рис. 1. Факторы, влияющие на радиальный зазор в уплотнении

На переходных режимах, включающих запуск, останов, переход с одного стационарного режима на другой, температурные поля неравномерны, разности температур и температурные напряжения, как правило, достигают максимальных значений. Наличие концентраторов напряжений может привести к появлению пластических деформаций при запусках и остановках. При стационарном режиме при воздействии повышенных температур может наблюдаться ползучесть [2]. Таким образом, прочность статорных элементов уплотнения, как замкнутых на корпусные элементы (щелевые и лабиринтные уплотнения), так и не замкнутых на них (уплотнения с плавающими и полуподвижными кольцами), должна оцениваться с учетом характеристик термоусталости и ползучести. Нестационарные (неравномерные) температурные поля приводят к короблению элементов статора, в первую очередь корпусов. Вследствие разности температур частей корпуса происходит искривление оси корпуса и его выпучивание, что приводит к изменению зазоров в уплотнениях, возможному задеванию и износу элементов уплотнения. При значительных задеваниях (касаниях) в уплотнениях ситуация может усугубляться возможным прогрессирующим тепловым искривлением ротора с весьма серьезными последствиями, особенно для кислородных насосов.

При расчете уплотнения основной задачей является определение расхода рабочего тела через него. В то же время анализ динамики роторных систем требует определения сил, действующих на ротор. В системе «ротор – уплотнения – опоры» существенные трудности связаны с расчетом гидромеханических сил в уплотнительном зазоре. Для уплотнений проточной части насосов и турбин ТНА ЖРД характерны перепады давления до 35 МПа и окружные скорости роторного элемента уплотнения до 600 м/с, при этом, в зависимости от его конструкции, уплотнение может вести себя как дополнительная опора жидкостного трения.

Моделирование течения рабочего тела в уплотнительном зазоре должно учитывать две особенности: 1) малая (сотни или десятки микрон) величина радиального уплотнительного зазора; 2) достаточно сложная геометрия радиального зазора. Нахождение распределения давления в зазоре между роторным и статорным элементами уплотнения основано на совместном решении уравнений гидромеханики, отражающих три фундаментальных закона сохранения: импульса, массы и энергии. Основными допущениями, принятыми в расчете поля давления, являются следующие:

- рабочее тело уплотнения – сплошная среда, заполняющая весь зазор;
- рабочее тело уплотнения считаем ньютоновской жидкостью;
- среду считаем изотропной;
- вследствие малой величины уплотнительного зазора по сравнению с длиной и радиусом уплотнения не учитываем его кривизну;
- изменение термодинамических параметров по толщине смазочного уплотнительного зазора считаем несущественным;
- полагаем значительными градиенты скоростей только в направлении нормали к уплотнительным поверхностям, а скорость рабочего тела в этом направлении считаем малой;
- полагаем, что движение ротора относительно статора в осевом направлении не влияет на режим течения;

– пренебрегаем действием сил поверхностного натяжения, инерции и тяжести рабочего тела, а также изменением объема рабочего тела, связанным с изменением температуры;

– скольжение рабочего тела относительно роторной и статорной поверхностей уплотнения и ротора отсутствует (явление адсорбции), а скорость граничных слоев

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho \vec{F} - grad \left(p + \frac{2}{3} \mu div \vec{V} \right) + 2 div (\mu def \vec{V}), \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + div (\rho \vec{V}) = 0,$$

где $\vec{V} = (v_x, v_y, v_z)$ – вектор скорости рабочего тела; \vec{F} – плотность распределения массовых сил; $def \vec{V}$ – деформация поля вектора; \vec{V} – тензор скоростей деформации.

Уравнения справедливы как для ламинарного, так и для турбулентного режима течения. С учетом сделанных допущений о пренебрежении влиянием массовых и инерционных сил, за исключением сил турбулентной вязкости, а также помня о малости градиентов скоростей по осям x и z и незначительности скорости v_y вследствие малой толщины слоя, уравнение Навье-Стокса в проекциях на оси координат запишем в следующем виде:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right) - \frac{\partial (\rho \bar{v}'_x \bar{v}'_y)}{\partial y}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = - \frac{\partial (\rho \bar{v}'_y^2)}{\partial y}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} \right) - \frac{\partial (\rho \bar{v}'_z \bar{v}'_y)}{\partial y}.$$

Постоянство давления по высоте уплотнительного зазора позволяет непосредственно проинтегрировать первое и третье уравнения этой системы по координате y . Следуя [5], введем коэффициенты турбулентности K_x и K_z , учитывающие влияние

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu K_x \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right); \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu K_z \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} \right).$$

В итоге получим основное уравнение для определения поля давления – уравнение Рейнольдса, обобщенное для случая

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3 \rho}{\mu K_x} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3 \rho}{\mu K_z} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h) - 12 \rho V + 12 h \frac{\partial \rho}{\partial t},$$

где значения скоростей U и V в точках на поверхности ротора находятся по следующим зависимостям при рассмотрении

$$U = \omega R + \dot{X} \cos \alpha - \dot{Y} \sin \alpha; \quad V = \dot{X} \sin \alpha + \dot{Y} \cos \alpha.$$

Уравнение баланса энергий для однофазного течения рабочего тела:

$$\rho h \left[\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial t} + C_p \frac{\partial T}{\partial t} \right] + \rho \left(\frac{U h}{2} - \frac{h^3}{12 \mu K_x} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \left[\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial x} + C_p \frac{\partial T}{\partial x} \right] - \frac{\rho h^3}{12 \mu K_z} \frac{\partial p}{\partial z} \left[\frac{\partial I}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial z} + C_p \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\partial p}{\partial t} h + \frac{U h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{U^2}{h} \mu K_x.$$

рабочего тела равна скорости прилегающих поверхностей.

В основу изучения движения рабочего тела в уплотнительном зазоре положены два фундаментальных уравнения гидромеханики, отражающие законы сохранения импульса и массы [3; 4], - уравнение Навье-Стокса и уравнение неразрывности:

ний о пренебрежении влиянием массовых и инерционных сил, за исключением сил турбулентной вязкости, а также помня о малости градиентов скоростей по осям x и z и незначительности скорости v_y вследствие малой толщины слоя, уравнение Навье-Стокса в проекциях на оси координат запишем в следующем виде:

дополнительной турбулентной вязкости. Коэффициенты турбулентности линейно, но с достаточной точностью аппроксимируют зависимость турбулентных напряжений от вязкого напряжения:

турбулентного течения вязкого сжимаемого рабочего тела:

движения ротора в декартовой системе координат:

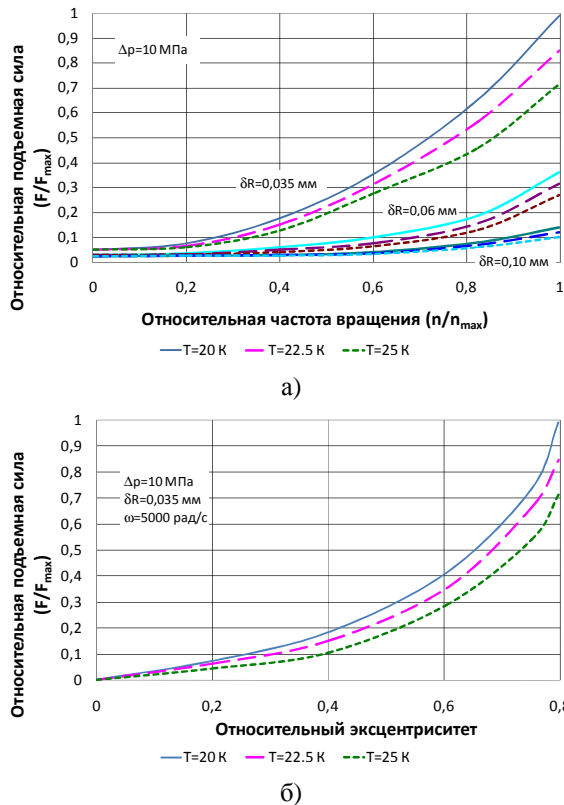


Рис. 2. Зависимость подъемной силы от радиального зазора (а), эксцентриситета (б) и температуры рабочего тела

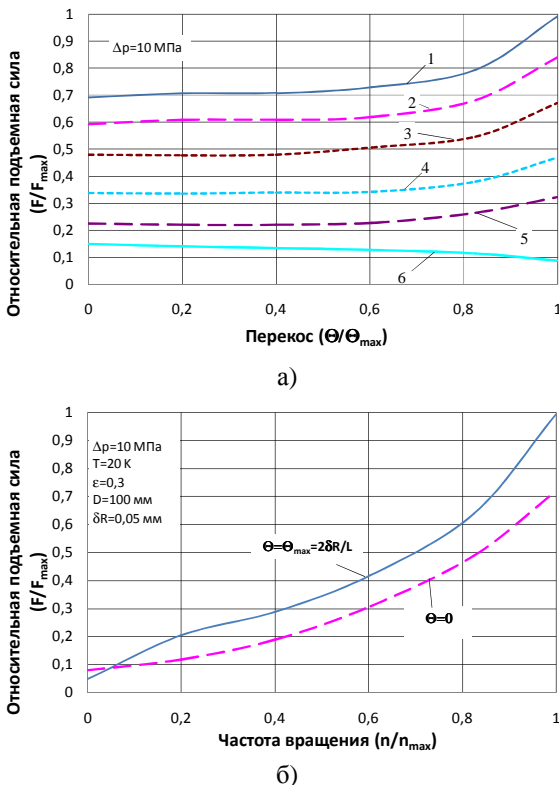


Рис. 3. Влияние перекоса (а) и скорости вращения (б) на подъемную силу:
 1 – $\omega=9000$ рад/с; 2 – $\omega=7000$ рад/с; 3 – $\omega=5000$ рад/с; 4 – $\omega=3000$ рад/с; 5 – $\omega=1000$ рад/с;
 6 – $\omega=0$ рад/с

Система уравнений – Рейнольдса и баланса энергий – является неопределенной, так как число неизвестных параметров превышает число уравнений. Дополнительными соотношениями, доопределяющими эту систему, являются зависимости теплофизических свойств рабочего тела от давления и температуры, а также уравнение состояния, связывающее плотность, давление и температуру: $\mu = \mu(p, T)$; $I = I(p, T)$; $f(p, \rho, T) = 0$.

Анализ влияния формы зазора на подъемную силу в уплотнении проводился для уплотнений водородных насосов.

Рис. 2а показывает зависимость подъемной силы от величины радиального зазора δR при различных частотах вращения ω и температуре рабочего тела T . Видно, что увеличение радиального зазора сопровождается снижением подъемной силы. Отрицательное влияние на подъемную силу оказывает и увеличение температуры рабочего тела, сопровождающееся снижением его вязкости.

Увеличение эксцентриситета \bar{e} приводит к увеличению подъемной силы (рис. 2б). Здесь же видно, что в области малых эксцентриситетов ($\bar{e} < 0,5$) характеристика уплотнения «подъемная сила – перемещение» имеет почти линейный характер, что позволяет использовать для анализа задач динамики ротора понятие динамических коэффициентов рабочего тела в уплотнительном зазоре, линейно аппроксимирующих его реакции. Увеличение температуры рабочего тела сопровождается снижением подъемной силы из-за роста концентрации газовой фазы, падения вязкости и плотности рабочего тела.

На рис. 3а представлено влияние перекоса осей роторного и статорного элементов уплотнения. При малых частотах вращения или неподвижном вале подъемная сила формируется за счет гидростатического эффекта. Перекос приводит к ее снижению вследствие уменьшения гидравлического сопротивления в направлении увеличения зазора и, следовательно, уменьшения градиента давления в нагруженной зоне. С ростом частоты вращения ситуация меняется, при $\bar{\Theta} > 0,7$ можно наблюдать существенный рост подъемной

силы. Преобладание гидродинамического эффекта приводит к большему росту давления в нагруженной зоне вследствие нелинейности характеристики уплотнения. Отметим некоторое уменьшение подъемной силы при малых скоростях по сравнению с неподвижным ротором (рис. 3б).

Влияние отклонений формы роторного и статорного элементов уплотнения на характеристики было исследовано на примере уплотнений с параметрами: $D = 0,1$ м; $l = 0,009$ м; $\delta R = 0,05$ мм; $T = 20$ К; рабочее тело – жидкий водород. Результаты расчетов представлены на рис. 4–6.

Уменьшение подъемной силы наблюдается при величине эксцентриситета

0,3 (величина эксцентриситета взята в отношении к радиальному зазору в уплотнении) и выше. Аналогичная картина наблюдается и при изменении скорости вращения ротора, где видимое изменение подъемной силы происходит при относительной скорости 0,3 и выше. Также отмечено, что при изменении давления на входе наблюдается быстрый рост подъемной силы в уплотнении с конусными уплотнительными поверхностями. При относительном давлении больше 0,2 рост подъемной силы замедляется, однако остается в положительной тенденции.

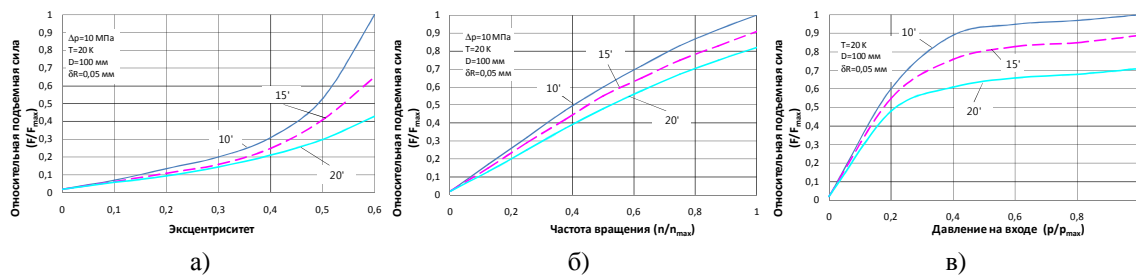


Рис. 4. Влияние конусности на подъемную силу в зависимости от эксцентриситета (а), частоты вращения (б), перепада давления (в)

Эллипсность, в отличие от конусности, не оказывает значительного влияния на подъемную силу ни при изменении скорости вращения, ни при увеличении давления на входе в уплотнение. При увеличении скорости вращения ротора подъемная сила уплотнения с эллипсными втулками уменьшилась по сравнению с уплотнением с идеальными втулками. Изменение подъемной силы при увеличении скорости вращения составило не больше 6%.

Аналогичная картина наблюдается при изменении эксцентриситета, где изменение подъемной силы не превышает 5%. Данное обстоятельство объясняется тем, что эллипсность изменяет геометрию радиального зазора в поперечном направлении, в то время как конусность - в продольном, тем самым уменьшая опорную площадь контакта (т.е. площадь, где создается эффективный гидродинамический клин и достаточный перепад давления).

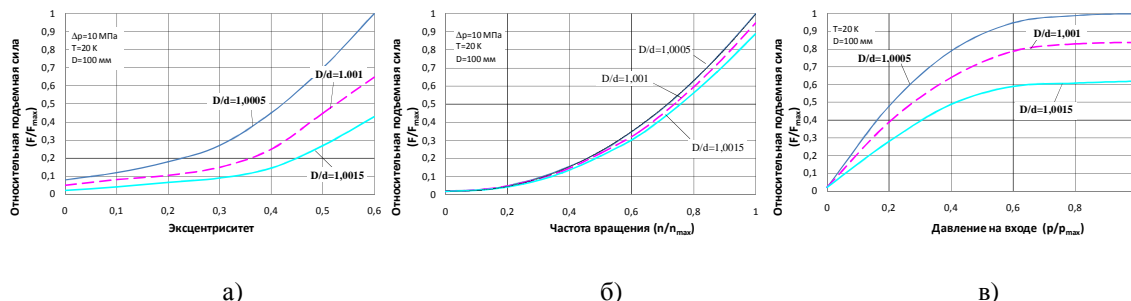


Рис. 5. Влияние эллипсности на подъемную силу в зависимости от эксцентриситета (а), частоты вращения (б), перепада давления (в)

При проведении численного эксперимента было выявлено, что влияние, оказываемое на подъемную силу седлообразностью поверхностей уплотнения, идентично влиянию бочкообразности (при сохранении исходной формы одного из эле-

ментов уплотнения). Данное обстоятельство объясняется тем, радиальные зазоры, сформированные этими отклонениями формы, одинаковы. Поэтому в дальнейшем результаты по седлообразности представлены не будут.

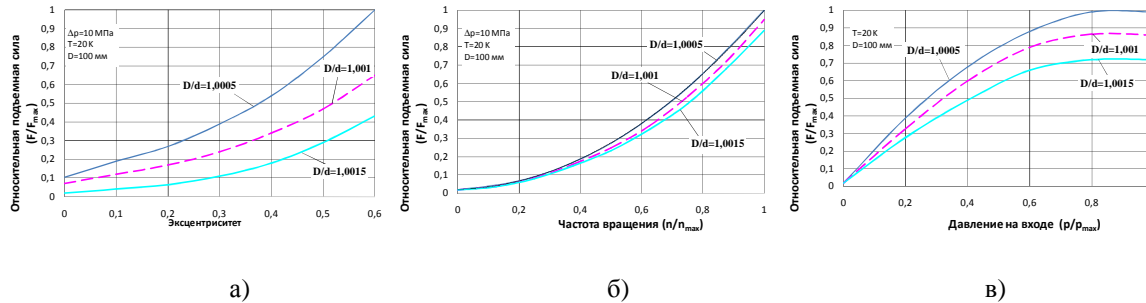


Рис. 6. Влияние бочкообразности на подъемную силу в зависимости от эксцентриситета (а), частоты вращения (б), перепада давления (в)

Подъемная сила в уплотнении при бочкообразности его поверхностей имеет существенное изменение лишь при изменении скорости вращения, в то время как при увеличении давления на входе и эксцентриситета это изменение не более 5...6%.

Перекосы плавающих колец относительно уплотнительных поверхностей крыльчаток приводят к снижению устойчивости уплотнений и появлению дополнительных радиальных нагрузок на подшипники. На рис. 7 показаны эпюры давления жидкости в щели уплотнения при отклонениях формы и перекосе осей роторного и статорного элементов уплотнения.

Отклонения формы поверхностей и деформации элементов уплотнения приводят к перераспределению давления в уплотнительном зазоре, что, в свою очередь, меняет характер сил, действующих на ротор со стороны уплотнения, и, следовательно, на его динамические характери-

стики. Например, участок щели, показанный на нижней части рисунка (рис. 7е), при перекосе осей становится конфузурным, а в верхней части – диффузурным. Как видно из приведенных эпюр, суммарное давление на уплотнительную поверхность конфузурного участка плавающего кольца значительно больше, чем на диффузурный участок. Поэтому плавающее кольцо сместится относительно крыльчатки, увеличивая размер щели на конфузурном участке и уменьшая на диффузурном. При этом утечка через конфузурный участок будет существенно превышать утечку через диффузурный участок, что приведет к изменению давления в полости крыльчатки (давление в зоне диффузурного участка будет больше давления в зоне конфузурного участка), то есть к появлению дополнительной радиальной нагрузки. В то же время перепад давления на пояс крыльчатки действует в противоположную сторону.

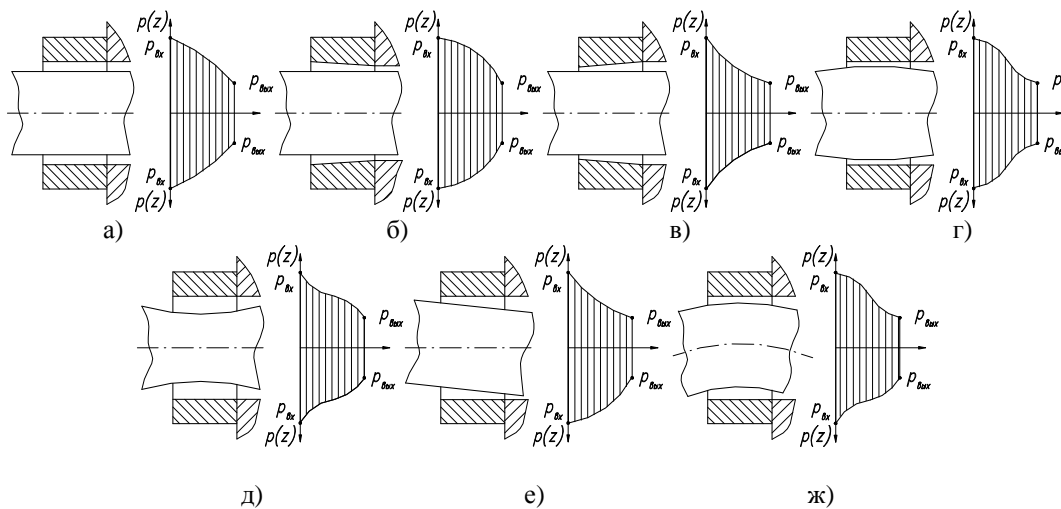


Рис. 7. Характерные эпюры давлений вдоль оси уплотнения:

а - при отсутствии деформаций; б - при конфузурной форме щели; в - при диффузорной форме щели; г - при бочкообразности роторного элемента уплотнения; д - при седлообразности роторного элемента уплотнения; е - при перекосе осей; ж - при изгибе оси ротора

Можно сделать следующие выводы. Отклонения формы поверхностей и деформации элементов уплотнения приводят к перераспределению давления в уплотнительном зазоре, что, в свою очередь, меняет характер сил, действующих на ротор со стороны уплотнения, и, следовательно, на его динамические характеристики. Результаты, приведенные в статье, позволяют на

стадии проектирования системы «ротор - опоры - уплотнения» определить влияние допусков на изготовление и деформаций элементов уплотнения на динамические характеристики ротора высокооборотной турбомшины, спрогнозировать поведение ротора при различных сочетаниях внешних и внутренних факторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Силовые деформации корпуса подшипника при нестационарных тепловых потоках / Ю.А.Равикович [и др.] // Вестник МАИ. – 2009. – Т. 16. - № 3. – С. 65–68.
2. Костюк, А.Г. Динамика и прочность турбомашин: учеб. для вузов / А.Г.Костюк. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд. дом МЭИ, 2007. – 476 с.
3. Камерон, А. Теория смазки в инженерном деле / А.Камерон. – М.: Машгиз, 1962. – 296 с.
4. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г.Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.
5. Типей, Н. Подшипники скольжения: расчет, проектирование, смазка / Н.Типей, В.Н.Константинеску [и др.]. – Бухарест: АН РНР, 1964. – 458 с.
1. Power deformations of bearing body at non-stationary thermal flows / Yu.A.Ravikovich [et al.] // *Bulletin of MAI*. – 2009. – Vol. 16. - № 3. – pp. 65–68.
2. Kostyuk, A.G. *Turbomachines Dynamics and Strength: textbook for colleges* / A.G.Kostyuk. – 3-d Edition revised and supplemented. – M.: MEI Publishers, 2007. – pp. 476.
3. Cameron, A. *Theory of Lubrication in Engineering* / A.Cameron. – M.: Machgiz, 1962. – pp. 296.
4. Loitsyansky, L.G. *Liquid and Gas Mechanics* / L.G.Loitsyansky. – M.: Drofa, 2003. – pp. 840.
5. Tipey, N. *Sliding Bearings: Computation, Design, Lubrication* / N.Tipey, V.N.Konstantinesku [et al.]. – Bucharest: AS RPR, 1964. – pp. 458.

Статья поступила в редколлегию 18.10.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор Орловского государственного университета Чернышев В.И.

Сведения об авторах:

Иванов Андрей Владимирович, д.т.н., профессор кафедры «Ракетные двигатели» Воронежского го-

сударственного технического университета, тел.: (473)-252-27-52, e-mail: iav308@inbox.ru.

Ivanov Andrey Vladimirovich, D. Eng., Assistant Prof., Prof. of the Dep. "Missile Engine", Voronezh

State Technical University, E-mail: iav308@inbox.ru.