**I. ТЕОРІЯ ПРОЦЕСІВ ТА МАШИН****Банах Л. Я.****Никифоров А. Н.***Институт
Машиноведения
Российской
академии наук***Ройзман В. П.***Хмельницкий
национальный
университет***УДК 61.2+68.1:62.755****ВИБРОГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ И
ОТСУТСТВИЕ КРИТИЧЕСКОЙ
СКОРОСТИ В
МНОГОСЕКЦИОННЫХ
РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ**

Статья посвящена проблеме снижения уровня вибраций в многосекционных быстроходных роторных системах при прохождении критических скоростей. Разработана динамическая модель системы «многодисковый гибкий ротор – плавающие уплотнительные кольца» с учетом гидродинамических сил в зазорах. Для такой системы обобщен способ виброгашения колебаний с помощью уплотнительных колец. Найдены параметры системы, обеспечивающие как виброгашение, так и отсутствие критической скорости.

The paper is dedicated to the problem of reducing vibration in multi-sectional high-speed rotor systems on passing critical speed. Dynamic model of the system "multi-disk flexible rotor – floating sealing bush" that considers hydrodynamic force in the gaps has been created. The method for reducing vibration with sealing bushes is generalized for such system. System parameters are found to provide as reducing vibration so preventing critical speed.

Введение.

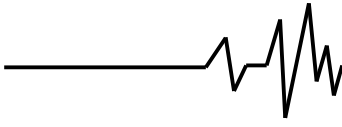
Зачастую при построении динамической модели роторов турбонасосных агрегатов (ТНА) и (или) газотурбинных двигателей (ГТД) не принимают во внимание наличия зазоров в подшипниках и уплотнениях, считая, что продольная ось ротора совпадает с осью подшипников.

В действительности из-за наличия зазоров в подшипниках картина движения ротора осложняется, так как ось вала может получить дополнительное смещение, а, значит, при вращении возникнут дополнительные неуравновешенные силы. Очевидно, минимальные вибрации будут в случае расположения цапф внутри зазора, когда вал как бы вращается в пространстве вокруг своего центра инерции.

Трудность теоретической трактовки этого вопроса, всегда предполагающей наличие опор, без которых центр вращения и неуравновешенность не определены, велика и

может явиться предметом специального исследования. И все же на основании отечественных и зарубежных данных, опубликованных в печати, можно считать, что при достаточно свободных зазорах в подшипниках критические частоты вращения отсутствуют или, точнее, критические состояния подавлены.

В работах В.Я. Натанзона [1] рассматривается вопрос о возможности подавления критического состояния при отрыве ротора от опоры. Действительно, в этих случаях, когда ротор не касается одного (или нескольких) подшипников, количество его опор на этих режимах уменьшается, он становится менее жестким, и его критические скорости смещаются в более низкий частотный диапазон. Однако следует заметить, что увеличение зазора не может превышать нормативных величин. В противном случае амплитуда колебаний может оказаться выше допустимой.



Из опыта фирмы Боинг [2] следует, что для уменьшения вибраций необходимо увеличивать радиальные зазоры в подшипниках и применять специальные подшипники с плавающими кольцами-втулками и зазорами до 0,18 мм. Как было установлено, неуравновешенность турбин приводит к большим нагрузкам на опоры лишь в случае малых радиальных зазоров. С увеличением зазоров вибрации почти исчезают.

В осуществлении реальной возможности работы цапфы внутри зазора подшипника положительную роль играют наличие масляной пленки под давлением, в которой возможно некоторое перемещение вала на высоте. Положительным следует считать и то обстоятельство, что при наличии осевой силы вал в радиально-упорном подшипнике может занимать положение, промежуточное между крайними и удерживаться в таком положении силами трения, возникающими вследствие действия осевой силы. Такие возможности обеспечивает радиальное смещение центра вращения, необходимое для самоуравновешивания ротора. Это необходимое смещение невелико даже при относительно большом значении дисбаланса и «поглощается» зазорами. Так при роторе компрессора весом 1000 н и значении дисбаланса 1 н см смещение центра масс равно всего 0,01 мм.

При вращении горизонтального ротора, когда центробежные силы больше его веса и в подшипниках имеются зазоры, вал «всплывает». Наличие в зазоре масляного слоя (подшипники скольжения, плавающие кольца - втулки и др.) обеспечивает самоустановку вала, при которой суммарные неуравновешенные силы стремятся к нулю и вращение происходит почти вокруг истинного центра инерции.

Следует заметить, что дисбаланс увеличивает нагрузку на опоры при угловой скорости $\omega < \omega_{кр}$, но разгружает опору и может вернуть вал внутрь опоры в случае $\omega > \omega_{кр}$. Это обусловлено тем, что за критической скоростью вращения положение эксцентриситета изменено на 180° по отношению к его упругой линии по сравнению с докритической, и силы от вращения оси по радиусу зазора и вращения ротора вокруг своей оси направлены в разные стороны.

Следует отметить работы [3], [4] в которых «бескритическое» состояние ротора, выполненного из двух концентрично

расположенных и жестко связанных между собой оболочек различной жесткости (гибких роторов) с радиальными зазорами между ними, ограниченными допустимым взаимным прогибом достигалось за счет изменения жесткости ротора при взаимном касании и критическая скорость таким способом вводилась из рабочего диапазона частот.

В предлагаемой статье обосновывается новый, отличный от описанного выше, механизм подавления критических состояний роторов ТНА и ГТД путем учета гидродинамических и гидростатических свойств жидкости (газа), находящейся под давлением в зазорах – бесконтактных уплотнениях с плавающими кольцами.

Такие бесконтактные уплотнения с плавающими кольцами, которые в чем-то напоминают плавающие в масле втулки в зазорах подшипников, устанавливаются на всех турбинных и рабочих (компрессорных) ступенях ротора.

1. Динамическая модель системы «многомассовый гибкий ротор - среда - плавающие уплотнительные кольца».

Для быстровращающихся роторов используются, как правило, различные виды бесконтактных уплотнений (щелевые, лабиринтные, плавающие). Плавающие кольца могут самоцентрироваться вокруг ротора благодаря воздействию гидродинамических сил в радиальном зазоре, поэтому они обладают хорошими герметическими свойствами. Однако, присутствие гидродинамических сил существенно меняет вибрационные характеристики роторов. Тем не менее, с помощью этих же сил можно обеспечить динамическое гашение колебаний роторов, при определенном выборе параметров бесконтактных уплотнений. Ранее это было показано для одномассового ротора [7]. Покажем, что это справедливо и в общем случае многомассовых роторов и найдем для них необходимые условия виброгашения. Гидродинамические силы, кроме того, создают условия для возможности исчезновения критической скорости.

Возможность возникновения этих эффектов для общего случая многомассового ротора, исследуем на примере турбонасосного агрегата (ТНА). Основным элементом агрегата является быстровращающийся ротор (рис.1), номинальная скорость вращения $\omega_n = 125000$ об/мин. расположена вблизи третьей критической скорости.

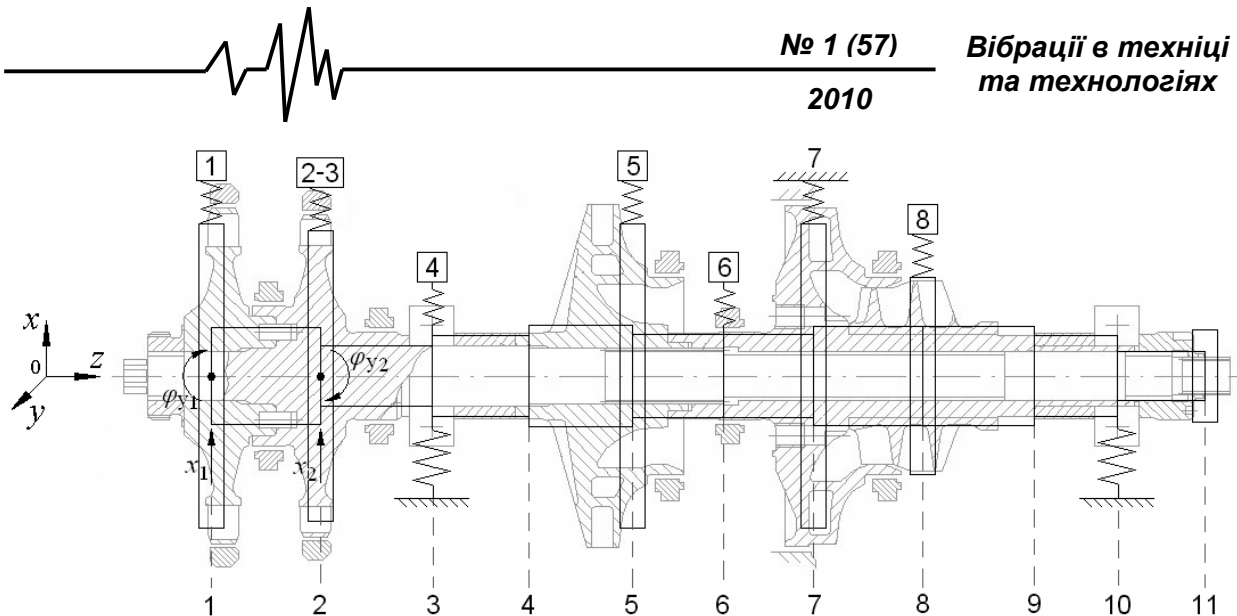


Рис. 1. Расчетная модель ротора с уплотнительными кольцами
1,2 – турбинные колеса, 5,7,8 – рабочие колеса 3,10 – подшипники, 1-8 – плавающие
уплотнительные кольца 1-11 – узлы балочных конечных элементов

Перетеканию среды в смежных полостях ТНА препятствуют уплотнительные кольца [1]-[8], которые установлены в различных сечениях ротора с малыми (0.05 мм) радиальными зазорами и имеют возможность только радиальных перемещений. Опорами ротора служат два подшипника качения 3,10, внешние обоймы которых опираются на упруго-демпферные опоры (УДО) в виде пакета гофрированных металлических лент. УДО хорошо себя зарекомендовали как способ демпфирования колебаний ротора и уменьшения нагрузок на подшипники.

2. Определение динамических характеристик роторной системы: упруго-инерционные, демпфирующие, гидродинамические.

Упругие и инерционные характеристики.

Ротор имеет, в основном, изгибные колебания, в то время как продольные и крутильные колебания играют несравненно меньшую роль. При построении расчетной модели поперечных колебаний ротора использован метод конечных элементов [8]. При этом каждый участок вала рассматривается как двухузловой упругий, инерционный балочный конечный элемент с диаметром d и длиной l . Если соотношение d/l больше $1/2$, то необходимо еще учитывать деформации сдвига [8].

Рассматриваемый ротор был разделен на 10 последовательных балочных элементов. Следовательно, колебания в плоскости (xz) с координатами (x, φ_y) описывают матрицы жесткости и инерции размерностью 22×22 . Для пространственных колебаний необходимо еще

рассмотреть колебания в горизонтальной плоскости (yz). Матрица жесткости, описывающая колебания в горизонтальной плоскости K_y , очевидно, полностью аналогична, но теперь она уже связывает координаты (y, φ_x) . Следовательно, порядок системы уравнений для пространственных колебаний ротора равен 44.

Аналогично строится и матрица инерции. Но в ней еще необходимо учесть такие элементы ротора, как рабочие и турбинные колеса и другие детали, обладающие существенными массами и моментами инерции (рис.2). Расчет показал, что упругие свойства колес и лопаток начинают проявляться при очень высоких частотах колебаний - свыше 10000 Гц. Таким образом, в рассматриваемом частотном диапазоне (500-2000 Гц) их можно рассматривать как абсолютно твердые тела.

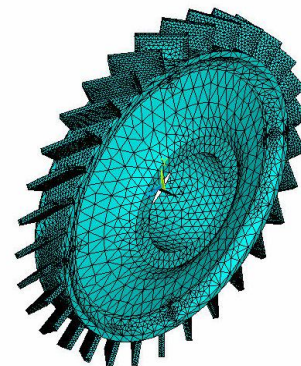
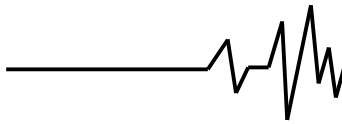


Рис. 2. Конечно-элементная модель колеса турбины



$$D_{int} = \eta \begin{bmatrix} K_x^* & 0 \\ 0 & K_y^* \end{bmatrix}, \quad D_n = \eta \begin{bmatrix} 0 & K \\ -K & 0 \end{bmatrix},$$

η - коэффициент трения для материала вала (для стали $\eta \approx 0.0001$), K^* - матрица жесткости вала без учета жесткостей опор.

Гидродинамические силы в зазорах уплотнительных колец.

Динамическая связь ротора с плавающими уплотнительными кольцами с учетом действия гидро(газо)динамических сил в зазорах, включает как упруго-демпфирующие, так и циркуляционные составляющие.

Расходно-силовые характеристики бесконтактных уплотнений определяются распределением давления спирального течения жидкости (газа) в зазоре. Окружное течение, прежде всего, связано с вращением ротора. Действие перепада давления приводит к течению в осевом направлении. В уплотнениях в отличие от подшипников скольжения осевой перепад давления обеспечивает неразрывность расходного течения во всем кольцевом зазоре.

Для определения поля давлений $p_0(z, \theta)$ в зазоре между вращающимся ротором и уплотнительным кольцом служит уравнение Рейнольдса [12], которое без учета слабо влияющих сил инерции жидкости имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\delta^3}{k_z} \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(\frac{\delta^3}{k_\theta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) = \mu (0,5\omega - \dot{\theta}) \frac{\partial \delta}{\partial \theta}. \quad (1)$$

Отличительной особенностью этой задачи, в отличие от масляного слоя в подшипниках, является, то что оба граничных условия (на роторе и на кольце) подвижны. Внутренняя стенка принадлежит колеблющемуся ротору, а внешняя - уплотнительному кольцу (рис.3), и ширина зазора определяется разностью их смещений:

$$\delta = \delta_0 - \Delta \cos \theta = \delta_0 (1 - \chi \cos \theta), \quad (2)$$

где $\chi = \Delta / \delta_0$.

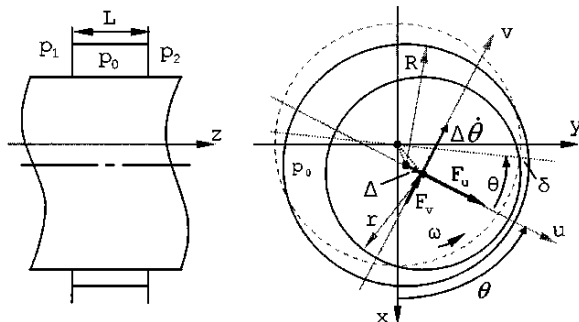


Рис. 3. Схема кольцевого зазора плавающего уплотнения

Граничными условиями для распределения давлений на входе и выходе уплотнительного кольца, т. е. для (1) являются [13]:

$$z = 0, \quad p_0 = \frac{P_1 - P_2}{1 + \eta(1 - \chi \cos \theta)} \quad \text{и}$$

$$z = L, \quad p_0 = 0, \quad (3)$$

или если разложить p_0 в ряд Тейлора по χ и ограничиться линейным членом:

$$z = 0, \quad p_0 = \frac{P_1 - P_2}{1 + \eta} \left(1 + \frac{\chi \eta}{1 + \eta} \cos \theta \right) \quad \text{и}$$

$$z = L, \quad p_0 = 0,$$

где $\eta \approx 75 \delta_0 / L$ - обратный коэффициент гидравлического сопротивления кольцевого дросселя.

Для ламинарного течения в (1) $k_z = k_\theta = 12$. При больших линейных скоростях или в случае маловязких жидкостей течение становится турбулентным

$$\left(Re = \frac{2\rho\delta_0 w}{\mu} > 2400, \quad Re_\theta = \frac{2\rho\delta_0 \omega R}{\mu} > 2400 \right),$$

и коэффициенты k_z, k_θ зависят от числа Рейнольдса:

$$k_z \approx 0,005 Re, \quad k_\theta \approx 0,005 Re_\theta. \quad (4)$$

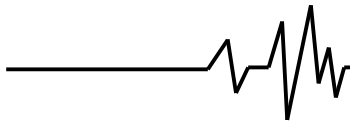
При стационарном вращении ротора ($\omega = const$) коэффициенты турбулентности k_z, k_θ можно считать постоянными, поэтому полагая $z = L\bar{z}$ и умножая слева и справа на $k_z L^2 / \delta^3$, уравнение Рейнольдса (1) можно переписать в виде:

$$\frac{\partial^2 p_0}{\partial \bar{z}^2} + \frac{k_z}{k_\theta} \left(\frac{L}{R} \right) \frac{\partial^2 p_0}{\partial \theta^2} + \frac{3 k_z}{\delta} \left(\frac{L}{R} \right)^2 \frac{\partial \delta}{\partial \theta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} =$$

$$= \frac{\mu k_z L^2}{\delta^3} (0,5\omega - \dot{\theta}) \frac{\partial \delta}{\partial \theta}.$$

В коротком кольцевом зазоре с малым отношением L/R преобладает осевой поток, поэтому пренебрегают вторым и третьим слагаемыми [6,9]. В этом случае с учетом зависимости для текущего зазора от окружной координаты (2), функция давления после двойного интегрирования по \bar{z} имеет вид:

$$p_0 = \frac{\mu k_z L^2 (0,5\omega - \dot{\theta}) \chi \sin \theta}{\delta_0^2 (1 - \chi \cos \theta)^3} \frac{\bar{z}^2}{2} + C_1 \bar{z} + C_2.$$



Далее определяя из линеаризованных граничных условий (3) константы C_1, C_2 , можно найти решение уравнения Рейнольдса для короткого кольцевого зазора:

$$p_0 = \frac{\Delta p}{1 + \eta} \left(1 + \frac{\chi \eta}{1 + \eta} \cos \theta \right) (1 - \bar{z}) + \frac{\mu k_z L^2 (0,5\omega - \dot{\theta})}{\delta_0^2} \frac{\bar{z}^2 - \bar{z}}{2} \chi \sin \theta, \quad (5)$$

где принято во внимание, что $\frac{\chi \sin \theta}{(1 - \chi \cos \theta)^3} \approx \chi \sin \theta$.

Первое слагаемое давления представляет статическую часть давления, обусловленную осевым течением под действием перепада давления $\Delta p = p_1 - p_2$, второе обусловлено вращением ротора.

Проекции на оси u и v результирующей поля давления жидкости (5) определяются интегралами:

$$F_u = -LR \int_0^{2\pi} \int_0^1 p_0 \cos \theta d\theta d\bar{z} = -\frac{\pi LR \Delta p \eta}{2(1 + \eta)^2} \chi = -k_h \Delta, \quad (6)$$

$$F_v = -LR \int_0^{2\pi} \int_0^1 p_0 \sin \theta d\theta d\bar{z} = \frac{\pi \mu k_z L^3 R}{12 \delta_0^2} (0,5\omega - \dot{\theta}) \chi = 0,5\omega d_h \Delta - d_h \Delta \dot{\theta},$$

где $k_h = \frac{\pi LR \eta}{2 \delta_0 (1 + \eta)^2} \Delta p$, $d_h = \frac{\pi \mu k_z L^3 R}{12 \delta_0^2}$ -

гидродинамические коэффициенты (характеристики жесткости и демпфирования) уплотнительного кольца.

Первое выражение определяет действие в кольцевом зазоре упругой гидродинамической силы $F_s = k_h \Delta$, которая стремится установить кольцо концентрично относительно ротора, даже когда тот не вращается. Второе - связано с вращением ротора и содержит неконсервативную $F_n = 0,5\omega d_h \Delta$ и демпфирующую $F_d = d_h \Delta \dot{\theta}$ гидродинамические силы. Их соотношение определяет или провоцирование, или препятствование прямой прецессии ротора.

Упругая гидродинамическая сила F_s , порождаемая протеканием жидкости в дросселирующем зазоре под действием перепада давлений $\Delta p = p_1 - p_2$, направлена против вектора относительного смещения ротора и кольца Δ . Учитывая значимость этой силы для процессов всплывания и

самоцентрирования кольца, важно рассмотреть более подробно физику ее происхождения. Тем более, что сила F_s перпендикулярна направлению потока, ее порождающего, а это уже само по себе явление с первого взгляда необычное.

Пусть исходным положением кольца на роторе является эксцентрическое их взаиморасположение, как на (рис.4). Тогда в нижней своей половине зазор окажется больше чем в верхней, а гидравлическое сопротивление нижней половины зазора будет меньше верхней. Соответственно, средняя осевая скорость течения жидкости в нижней части зазора будет больше, чем в верхней. Но по закону Бернулли, если изменяется скорость движущейся жидкости, меняется и давление:

$$\frac{\rho w_1^2}{2} + p' = \frac{\rho w_2^2}{2} + p''.$$

Так как $p'' > p'$, то возникает упругая гидродинамическая сила, направленная по линии центров ротора и кольца против вектора их относительного смещения Δ , то есть где образуется наибольшая разность давлений.

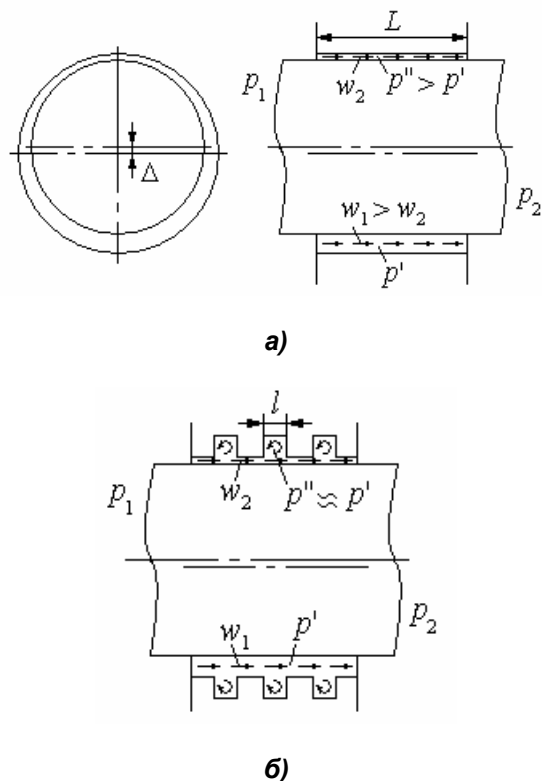
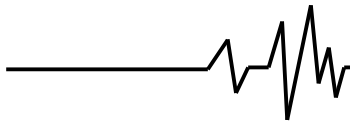


Рис. 4. Возникновение упругой гидродинамической силы и влияние лабиринтных канавок на уплотняющей поверхности кольца



Распределение давления по окружности в зазоре между ротором и уплотнением часто считают линейным [13]. Однако, если при разложении функции p_0 (3) в ряд Тейлора принять во внимание слагаемые, содержащие χ^2, χ^3, χ^4 и т.д., то можно установить, что упругая характеристика гидродинамической силы на самом деле жестко-нелинейная. В частности, если учтены слагаемые до члена, содержащего χ^3 , то:

$$F_s = \frac{\pi LR \Delta p \eta}{2(1+\eta)^2} \left[\chi + \frac{3\eta^2}{4(1+\eta)^2} \chi^3 \right]. \quad (7)$$

Уплотнительные кольца с гладкой рабочей поверхностью обладают сравнительно низкой герметичностью. Кольца с лабиринтными канавками на уплотняющей поверхности (рис.5) позволяют снизить протечки за счет дополнительных местных сопротивлений по длине дросселирующего зазора. Внезапное расширение-сужение зазора (рис.4б), а также меняющиеся направления канавок "тормозят" течение, которое принимает принципиально иной характер – возникают вихри и застойные зоны. Средняя осевая скорость течения в кольцевом зазоре $w = \sqrt{2\Delta p \eta / \rho}$ уменьшается из-за стремления обратного коэффициента гидравлического сопротивления η к нулю. В свою очередь это приводит к существенному уменьшению упругой гидродинамической силы и соответственно гидростатической жесткости кольца. Падение характеристик также объясняется сравнительно свободным перетоком жидкости в окружном направлении по лабиринтным канавкам, что приводит к выравниванию давлений p', p'' .

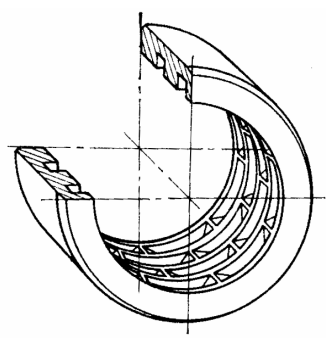


Рис. 5. Уплотнительное кольцо с лабиринтными канавками на рабочей поверхности

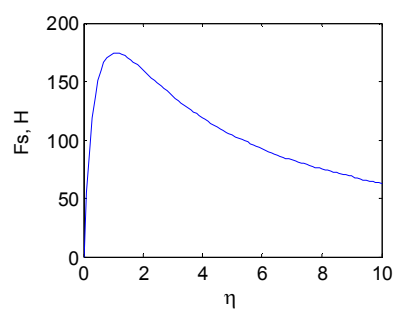


Рис. 6. Зависимость упругой гидродинамической силы от обратного коэф. г/д сопротивления

Зависимость упругой гидродинамической силы от коэффициента η иллюстрирует (рис.6). График $F_s = f(\eta)$ построен по формуле (7) для кольца с параметрами $L = 6,4$ мм, $R = 24,5$ мм, $\Delta p = 5,394$ МПа, $\chi = 0,5$. Как видно, сила F_s достигает максимума при $\eta = 1$, при других значениях она резко уменьшается. Следовательно, для лучшего самоцентрирования кольца целесообразно выбрать его параметры в соответствии с соотношением $L / \delta_0 \approx 75$, так, чтобы упругая гидродинамическая сила в кольцевом зазоре принимала наибольшую величину.

В турбонасосных агрегатах перепад давления на уплотнениях рабочих колес зависит от напора ступени, который в свою очередь пропорционален квадрату частоты вращения ротора

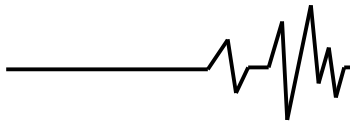
$$\Delta p = \Delta p_n \frac{\omega^2}{\omega_n^2},$$

где Δp_n - перепад давления, соответствующий номинальной частоте вращения ω_n . В связи с этим, гидростатическая жесткость уплотнительных колец, а также коэффициент, определяющий неконсервативные газодинамические силы турбин, имеет вид:

$$k_h = k_h^n \frac{\omega^2}{\omega_n^2}, \quad k_T = k_T^n \frac{\omega^2}{\omega_n^2}, \quad (8)$$

где k_h^n, k_T^n - значения коэффициентов при номинальной скорости вращения.

Коэффициент, определяющий демпфирующие и неконсервативные



гидродинамические силы, пропорционален величине k_z (4) или числу Рейнольдса $Re = 2\rho\delta_0 w / \mu$. Но $w = \sqrt{2\Delta p \eta / \rho}$, поэтому гидродинамическое демпфирование, пропорционально частоте вращения: $d_h = d_h^n \omega / \omega_n$.

3. Уравнение колебаний системы «многомассовый ротор – среда-плавающие уплотнительные кольца».

При объединении дисков, опор и уплотнений с балочной моделью ротора, получается математическая модель системы «многомассовый ротор – среда-плавающие уплотнительные кольца» (рис.1) с учетом гироскопических моментов **G**, демпфирующих характеристик **D**, **D_{int}**, **D_n**, циркуляционных гидродинамических сил в зазорах **H**. Колебания этой системы описываются матричным уравнением с 56 степенями свободы. Из них 44 степени свободы определяют поперечные и угловые перемещения одиннадцати узлов ротора, а остальные 12 – поперечные колебания шести плавающих уплотнительных колец в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

$$M\ddot{q} + (\omega G + D_{ext} + D_{int})\dot{q} + (K + \omega D_n + 0,5\omega H)q = F(t),$$

где **D_{int}**, **D_n** – матрицы внутреннего демпфирования ротора. Кольца являются достаточно жесткими. Рассматривается идеально сбалансированный вал с неуравновешенными рабочими колесами, эксцентриситет которых составляет $a = 10^{-5}$ м.

Благодаря разработанным методам редукции удалось понизить порядок уравнений до 10. Изложенный способ моделирования роторной системы повторяет компьютерная программа, написанная в среде MATLAB [6], [10-13].

4. Сравнение характера колебаний ротора в жестких щелевых уплотнениях и в плавающих уплотнительных кольцах.

Динамическая модель исследуемого ротора в случае жестких (неподвижных) щелевых уплотнений принципиально упрощается. В этом случае расчетной моделью ротора ТНА вместо (рис.1) будет многоопорный гибкий ротор, связанный с корпусом газо/гидродинамическими силами уплотнений (рис.7).

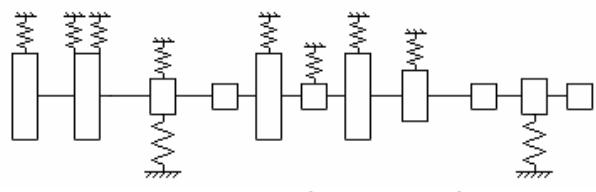


Рис. 7. Расчетная модель исследуемого ротора при жестких щелевых уплотнениях

Результат расчета вынужденных колебаний исследуемого ротора рис.7 для диапазона скоростей вращения $0 \div \omega_n$, в плоскости первого подшипника представлен на (рис.8). Здесь первый резонансный пик соответствует скорости вращения 43021 об/мин., а второй – частоте 62043 об/мин. (табл.1).

Таблица 1

Резонансные частоты ротора	В плавающих кольцах	39484 48545
	В щелевых уплотнениях	43021 62043 13698

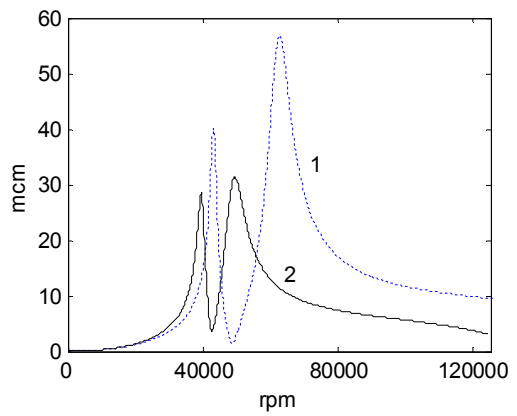


Рис. 8. АЧХ исследуемого ротора 1 – в щелевых уплотнениях 2 – в плавающих уплотнительных кольцах

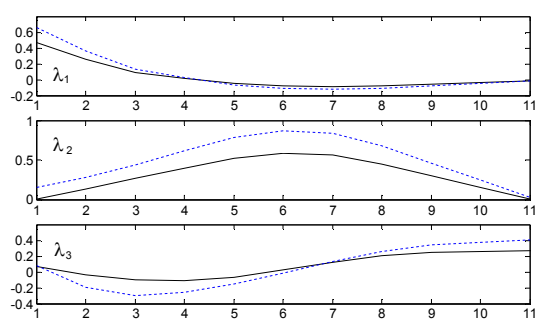
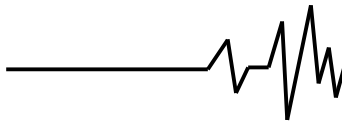


Рис. 9. Формы колебаний исследуемого ротора при вращении в плавающих уплотнительных кольцах и в щелевых уплотнениях (пункт.)



На рис.8 приведена АЧХ ротора, вращающегося в плавающих уплотнительных кольцах (кривая -2), и в жестких щелевых уплотнениях (кривая -1). Отсюда видно, что влияние газо/гидродинамических сил привносит качественное различие в вибрационные характеристики. Для ротора, вращающегося в плавающих кольцах, значения критических скоростей ниже, чем для того же ротора, вращающегося в щелевых уплотнениях (табл.1), и они не достигают номинальной скорости. Более того, как видно из рис.8, при плавающих уплотнительных кольцах наблюдается сильное (в 2 раза) снижение амплитуд колебаний ротора в окрестности второй критической скорости, а также на "зарезонансных" частотах вплоть до номинальных оборотов.

Расчет форм колебаний ротора также выявил значительное распрямление изогнутой оси ротора при вращении в плавающих уплотнительных кольцах (рис.9).

Из анализа форм собственных колебаний ротора следует, что:

- низшая форма, (на частоте 38761 об/мин.), определяется инерционными характеристиками турбинных дисков и жесткостью консоли. Первая опора (узел 3) имеет большее смещение от положения равновесия по сравнению со второй (узел 10);
- вторая форма колебаний (частота 54324 об/мин.) определяется насосными дисками, расположенными в середине между опорами. Первая опора также остается более нагруженной;
- третья форма (частота 136943 об/мин.) лежит выше номинальной скорости вращения. Для нее характерны меньшие прогибы и приблизительно одинаковые динамические нагрузки на обе опоры.

5. Динамическое гашение колебаний в многомассовой системе «ротор – среда-плавающие уплотнительные кольца».

Виброгашение колебаний в двухмассовой системе. Основные результаты.

Амплитуды колебаний двухмассовой системы «ротор -кольцо» в окрестности наиболее опасной второй критической скорости имеют вид [3]:

$$A_1 = \frac{a\omega^2(v_2^2 - \omega^2)}{(v_1^2 - \omega^2)(v_2^2 - \omega^2) - v_2^2 k_h / m_1},$$
$$A_2 = \frac{a\omega^2 v_2^2}{(v_1^2 - \omega^2)(v_2^2 - \omega^2) - v_2^2 k_h / m_1}. \quad (9)$$

Из этих выражений видно, что если парциальная частота кольца равна частоте

вращения $v_2 = \omega$, амплитуда ротора обратится в нуль $A_1 = 0$, а амплитуда кольца составит $A_2 = -m a \omega^2 / k_h$.

Физически это означает, что амплитуда прецессии неуравновешенного ротора будет стремиться к нулю при интенсивном орбитальном движении плавающего кольца вокруг ротора. Таким образом, для ротора получаем динамический гаситель, в котором роль упругого элемента играет гидростатическая жесткость, а роль инерционного элемента – само плавающее уплотнительное кольцо.

Кольцо приобретает свойство гасителя колебаний ротора, если его парциальная частота v_2 , определяемая гидростатической жесткостью, равна или близка к частоте вращения ротора: $v_2 = \sqrt{k_h / m_2} \approx \omega$.

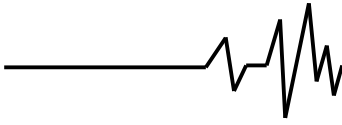
Принимая во внимание, что коэффициент $k_h = const \times \Delta p$, варьирование перепада давления позволяет "настроить" уплотнительное кольцо на любую частоту вращения.

Эффективность виброгашения зависит лишь от частотной расстройки $|v_2 - \omega|$, массы (m_2) и подвижности (C) кольца. При этом, чем меньше безразмерное отношение $|v_2 - \omega| / \omega$, но больше $\mu = m_2 / m_1$ и $c = k_h \delta_0 / F_{fr}$, тем эффективнее динамическое гашение колебаний ротора кольцом. На (рис.10) показано типичное соотношение амплитуд в системе "ротор-кольцо" при виброгашении с учетом гидродинамического демпфирования и сухого трения кольца о корпус. Анализ амплитуд ротора показывает, что эффект динамического гашения за счет интенсивных колебаний кольца позволяет снижать амплитуду ротора до 4 раз.

Из частотной диаграммы (рис.10) следует:

- критическая скорость определяется совпадением нижней собственной частоты с частотой вращения (кривая λ_2 пересекает луч $\lambda = \omega$ в т.В). При этом она заметно (на 14%) уменьшается по сравнению с ω_0 - критической скоростью ротора без уплотнения;
- резонанс на высшей собственной частоте не наступает (λ_1 и $\lambda = \omega$ не пересекаются).

Физически это означает, что порождается критическая скорость кольца, а ротор



становится “бескритическим” в окрестности своей собственной частоты ω_0 . Эффект отсутствия критической скорости ротора возникает за счет гидростатической жесткости уплотнительного кольца, которая возрастает пропорционально ω^2 и поэтому увеличивает жесткость ротора быстрее скорости вращения ω .

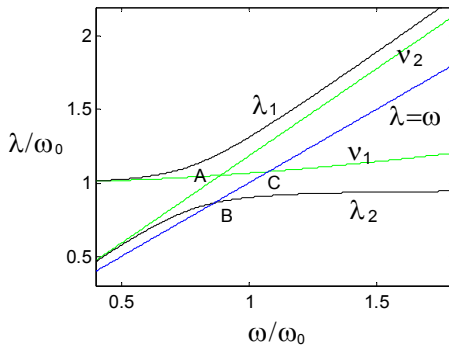


Рис. 10. Частотная диаграмма двухмассовой системы “ротор-кольцо”

Широкополосное динамическое гашение колебаний ротора за счет интенсивного движения кольца происходит, если выбор номинальных параметров кольца удовлетворяет условию

$$\sqrt{k_h^n / m_2} \approx 1,1\omega_n. \quad (10)$$

Действительно, из (9) следует, что в этом случае $A_1 = 0$.

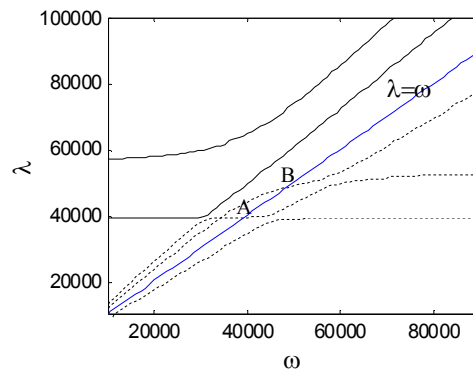
Важно заметить, отсутствие критической скорости ротора возможно только при вращении в плавающем кольце. Ротор в жестком щелевом уплотнении не “теряет” критическую скорость. В случае неподвижного кольца $\lambda_1 = v_1$, поэтому совпадение собственной частоты ротора с частотой вращения неизбежно (на рис.10 кривая v_1 пересекает луч $\lambda = \omega$ в т.С).

Отсутствие критической скорости и виброгашение колебаний в многомассовой системе “гибкий ротор - среда - плавающие кольца”.

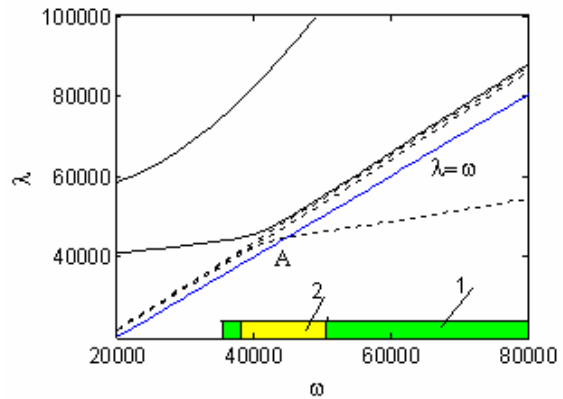
Выявленные на двухмассовой системе “ротор-кольцо” эффекты отсутствия критической скорости ротора и динамического гашения колебаний сохраняются и в многомассовой системе “гибкий ротор – плавающие уплотнительные кольца”. Условия их возникновения аналогичны установленным выше, а именно: гидростатическая жесткость

каждого кольца должна быть пропорциональна квадрату частоты вращения ($k_{hi} = k_{hi}^n \omega^2 / \omega_n^2$), кроме того, выбор номинальных параметров колец необходимо произвести так, чтобы $\sqrt{k_{hi}^n / m_{si}} \approx 1,1\omega_n$.

Покажем это для многомассовой роторной системы турбонасосного агрегата (рис.1), в котором нагнетаемое давление пропорционально ω^2 и уплотнительные кольца взаимодействуют с ротором при номинальных параметрах (табл.2). Изменение собственных частот такой системы в зависимости от частоты вращения ω иллюстрирует рис.11а.



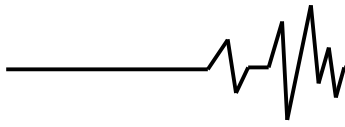
а) критические скорости колец с ненастроенными гасителями различны (т.А и В)



б) сгущение низших частот системы при настроенных гасителях(т.А), 1-зона отсутствия критической скорости, 2- зона виброгашения колебаний

Рис. 11. Частотные диаграммы системы “ротор-плавающие кольца”

Поскольку гидростатические жесткости n колец меньше жесткости ротора на изгиб, то n колец добавляют n низших собственных



частот в роторную систему (пунктирные кривые). Однако в рассматриваемой системе гидростатические жесткости отдельных колец (в частности это кольца 6 и 5) возрастают с частотой вращения так, что их парциальные частоты обгоняют ω и это очевидно из отношений $\sqrt{k_{hi}^n / m_{si}} > \omega_n$ (табл.2). Как следствие этого, низшие собственные частоты, порождаемые такими кольцами (т.е. кольцами 6 и 5), определяют критические скорости системы (т.В и т.А). На более низких частотах, соответствующих остальным кольцам, а также на высших - соответствующих самому ротору критические состояния не наступают.

Изменим теперь номинальные парциальные частоты колец, обладающих значительной гидростатической жесткостью (кольца 5, 6, 8) (табл.2) так, чтобы выполнялось условие (10). Для этого целесообразно изменять массы колец, так как корректировка гидростатических жесткостей более трудоемка и приведет к изменению подачи давления ТНА. В таблице 2 представлена процедура подбора масс уплотнительных колец, обеспечивающих виброгашение и отсутствие критической скорости.

Таблица 2

Уплотнительные кольца модели (рис.1.3)		5	6	8
Массы $m_{si}, \text{г}$	Исходные	53	20	53
	Обеспечивающие условие исчезновения критической скорости и виброгашения $\sqrt{k_{hi}^n / m_{si}} \approx 1,1\omega_n$	40.7	33.3	30.8

В случае настройки колец в соответствии с табл. 2 возникает сгущение низших собственных частот системы, что приводит к существованию только одной критической скорости (т.А на рис.11,б). На этой частоте достигается эффект динамического гашения его вынужденных колебаний (рис.12).

Более того, наряду с эффектом однократного резонанса, одновременно в широком диапазоне рабочих скоростей достигается эффект динамического гашения его вынужденных колебаний (рис.12), так как гидродинамическая жесткость пропорциональна ω^2

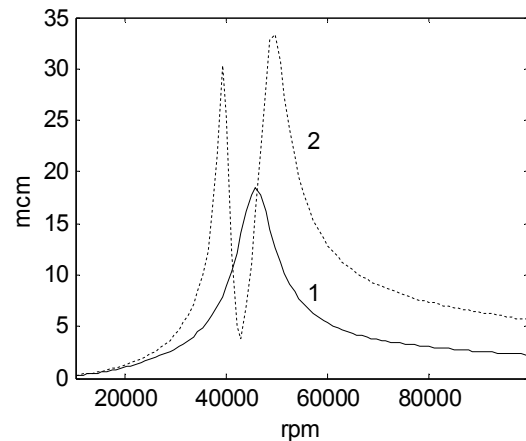


Рис. 12. АЧХ ротора в плавающих уплотнительных кольцах:
1- в случае исчезновения 2-й критической скорости и виброгашения колебаний;
2- исходная АЧХ

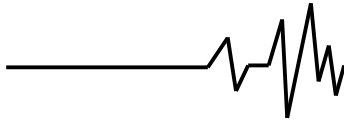
Вычислительный эксперимент свидетельствовал о том, что чем больше уплотнительных колец выполняют функцию виброгасителей, тем выше эффективность динамического гашения колебаний ротора вследствие суммирования их действия.

Кроме того, при исчезновении критических скоростей ротора амплитуда вынужденных колебаний ротора еще больше понижается.

В заключение необходимо отметить следующее. Система колец-гасителей представляется принципиально надежной, поскольку колебания колец происходят на слое жидкости при отсутствии контакта с ротором.

Анализ представленных результатов позволяет сделать следующие выводы:

- В окрестности второй критической скорости (и вплоть до номинальной) амплитуды ротора в плавающих кольцах в 2 раза ниже, чем в щелевых уплотнениях.
- Критические скорости ротора в плавающих кольцах ниже, чем в щелевых уплотнениях и не достигают рабочей скорости.
- Эффект отсутствия критической скорости ротора возникает за счет гидростатической жесткости уплотнительного кольца, которая возрастает пропорционально ω^2 и поэтому увеличивает жесткость ротора быстрее скорости вращения ω .
- Плавающие кольца могут служить гасителями колебаний, при совпадении их парциальной частоты с частотой вращения ротора.

**Література**

1. Натанзон В.Я. Критическая скорость ротора и зазоры в подшипниках качения / В.Я. Натанзон // Труды ЦИАМ: «Оборонгиз», Д.с.п. — 1957. — № 296.
 2. Вибрации роторов малоразмерных ГТД и подшипники скольжения: Экспресс-информация. «Двигателестроение». 1958. Вып. 27.
 3. В.П.Ройзман, Л.Д.Вайнгортин. Гибкий ротор. Авторское свидетельство СССР №1229621. Преоритет от 10.04.1984г. Описания изобретения. SU: 1229621 A1.
 4. Ройзман В. П. О возможности создания бескритического ротора / В. П. Ройзман // сб. тр. междунар. конф. Современные достижения в науке и образовании. — Натания, Израиль, 2007. — С. 107-109.
 5. Банах Л. Я. Анализ нестационарных колебаний быстровращающихся роторных систем с учетом газодинамических сил / Л. Я. Банах, Р. С. Ахметханов, М. А. Рудис // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2001. — № 6. — С. 16-22.
 6. Методы расчета матриц жесткости, инерции и демпфирования для сложных пространственных систем / Л. Я. Банах, М. Д. Перминов, В. Д., Петров, А. В. Синев // Виброизоляция машин и виброзащита человека – оператора. — М. : Наука, 1973. — С. 67-81.
 7. Банах Л. Я. Воздействие (аэро)гидродинамических сил на быстровращающиеся роторные системы. Механика твердого тела / Л. Я. Банах, А. Н. Никифоров. — М. : 2005. — № 6.
 8. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф. М. Диментберг. М. : АН СССР. 1959. — 247 с.
 9. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин / В 2-х книгах. Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов / В. А. Марцинковский. — Сумы : Изд-во СумДУ. — 2002. — 337 с.
 10. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я. Г. Пановко. М. : Физматгиз, 1960. — 193 с.
 11. Позняк Э. Л. Колебания роторов / Э. Л. Позняк // Справочник. Вибрации в технике. В 3т. Т.3 / Э. Л. Позняк. М. : Машиностроение, 1980. — С. 130-189.
 12. Симоновский В. И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин / В. И. Симоновский. — Харьков : Вища школа, 1986. — 128 с.
 13. Banakh L., Nikiforov A.. Wavelet Analysis of Rotor Vibration. Proc. of the Workshop «Aerospace Guidance, Navigation and Flight Control Systems» - AGNFCS'09, Samara, Russia.
- Работа выполнена в рамках Договора между Правительствами Украины и Российской Федерации о научно-техническом сотрудничестве и Договором про сотрудничество между Государственным фондом фундаментальных исследований Украины и Российским фондом фундаментальных исследований «ДФФД-РФФД-2009», утвержденным 12 мая 2009 г.