

УДК 621.0, 621.8

## ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛЬ И ЭФФЕКТЫ ЗАКРИТИЧЕСКОГО РОТОРА, ВРАЩАЮЩЕГОСЯ В ПЛАВАЮЩИХ УПЛОТНЕНИЯХ

© Людмила Яковлевна Банах, Андрей Николаевич Никифоров

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благоданова Российской академии наук, Москва, Россия

[banl@inbox.ru](mailto:banl@inbox.ru)

**Аннотация.** В статье предложена математическая модель роторной системы реального турбонасосного агрегата жидкостного ракетного двигателя. Модель учитывает неуравновешенность ротора, гироскопические моменты рабочих колес, податливость и демпфирование опор, а также гидродинамические жесткости и колебания плавающих уплотнительных колец. Подходы, использованные при ее построении, легко могут быть распространены на любые подобные роторные системы. Разработан метод исследования динамики гибкого ротора при прямой и обратной его прецессии. Метод позволяет вдвое уменьшить размерность характеристической и модальной матрицы системы, что существенно упрощает расчет ее АЧХ. Рассчитаны колебания ротора вследствие его дисбаланса с учетом действия гидродинамических сил и колебаний уплотнительных колец. Установлено, что критические скорости и амплитуды колебаний ротора в случае неподвижных уплотнений всегда повышаются, а в случае плавающих – могут значительно уменьшаться при определенных значениях гидродинамических сил. Формируются два явления – исчезновение критической скорости и динамическое гашение колебаний ротора плавающими кольцами.

**Ключевые слова:** Многосекционный ротор, плавающие уплотнения (кольца), колебания, математическая модель.

### 1. Ротор турбонасоса как объект исследования.

Во многих реактивных двигателях и газовых турбинах подача горючего в камеру сгорания осуществляется турбонасосными агрегатами последнего поколения, например [1]. Их главным рабочим органом является вращающийся с угловой скоростью в несколько десятков и даже сотен тысяч оборотов в минуту ротор с турбиной, крыльчатками, упруго-демпферными опорами и бесконтактными уплотнениями, который преобразует кинетическую энергию струи отработавших газов в механическую работу подачи топлива. При этом, как правило, номинальные обороты превышают первую или даже вторую собственную частоту ротора.

Скорости вращения такого порядка заставили конструкторов отказаться от контактных герметизирующих устройств (сальники, манжеты) и использовать различные виды уплотнений с гарантированным зазором, к которым относятся щелевые и лабиринтные уплотнения [2], а также уплотнения с плавающими кольцами [3]. Щелевые уплотнения представляют собой цилиндрические втулки, жестко закрепленные в корпусе. Часто уплотняющая поверхность втулок делается с лабиринтными канавками (рис.1). Уплотнения с плавающими кольцами выполняются в виде подвижных в радиальном направлении втулок (колец), которые опираются своими торцами на корпус. Их преимущество в том, что они в процессе работы самоустанавливаются относительно уплотнительной поверхности ротора, отслеживая все его перемещения. Бесконтактные уплотнения характеризуется работой с постоянной утечкой среды через дросселирующие зазоры между ними и ротором. Но в то же время это определяет целый ряд их преимуществ: они работают почти без износа, практически не имеют ограничений по окружной скорости, уплотняемые давления ограничиваются лишь допустимыми утечками и силовыми деформациями. Как правило,

применяются плавающие кольца сравнительно высокой жесткости, и установленные с радиальным зазором порядка 0.05...0.1 мм, что сводит утечки к минимуму.

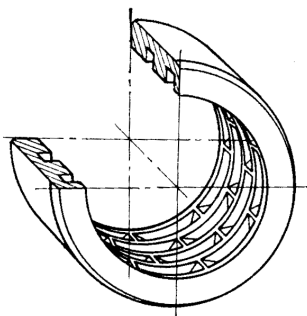


Рис.1. Лабиринтное уплотнение

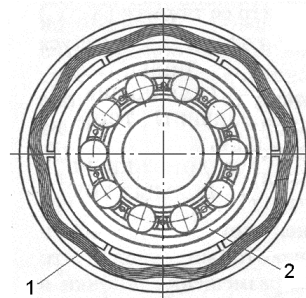


Рис.2. Упруго-демпферная опора:  
1 - демпфер, 2 - подшипник качения

Высокие эксплуатационные скорости вращения ротора объясняются стремлением к большой производительности турбонасоса при одновременном снижении его массы, габаритов и стоимости. Однако с увеличением частоты вращения стремительно возрастает уровень вибраций роторов.

Неизбежные технологические отклонения при изготовлении, неточность сборки и конструктивные особенности роторов нарушают осевую симметрию. Центр масс в некоторых поперечных сечениях не совпадает с геометрическим центром сечений. Силы инерции неуравновешенных масс пропорциональны квадрату частоты вращения и порождают вынужденные колебания роторов в виде синхронной прецессии с частотой, равной частоте вращения. В силу технологических особенностей изготовления турбонасоса, вал его ротора получается сравнительно уравновешенным в отличие от рабочих колес, имеющих на порядок большие диаметры. Современные средства балансировки позволяют снижать значение остаточного дисбаланса колес до 1.0 г·мм. Это значит, что для колеса с массой 300 г эксцентриситет будет составлять 0.003 мм. Однако в процессе сборки (насадки рабочих колес на вал) и эксплуатации возникает разбалансировка ротора, которая приводит к увеличению эксцентриситета. Принято считать, что значение эксцентриситета в местах посадки колес может достигать значений 0.01 мм. По крайней мере, такие значения эксцентриситета используются в расчетах при оценке реакции системы на внешнее возбуждение на этапе проектирования турбонасосов.

Значительная вибрация снижает надежность и долговечность любого агрегата. Даже кратковременные выходы вибраций за допустимые пределы часто приводят к заклиниванию подшипников, искривлению или перелому ротора, возгоранию турбонасоса из-за контактов роторов с уплотнениями [4] и другим опасным авариям.

Эффективным и универсальным способом гашения вибраций роторов является установка роторов на упруго-демпферные опоры. Эти опоры представляют собой подшипниковые узлы в конструкцию, которых введены демпферы сухого, жидкостного или комбинированного трения. В турбонасосах часто используются демпферы, состоящие из пакета гофрированных металлических лент [5] и помещенные в кольцевую щель между шарикоподшипником и корпусом (рис.2).

Проблема высокого уровня вибраций становится острее в случае «зарезонансного» ротора, который принято называть гибким, ибо при вращении с частотой выше собственной он изгибается. Поперечные (изгибные) колебания ротора, вращающегося с частотой близкой к собственной, сопровождаются значительными амплитудами. Такое резонансное состояние возникает при разгоне-останове и чрезвычайно опасно. В момент прохождения резонансной или критической скорости ротор теряет динамическую устойчивость под действием собственной остаточной неуравновешенности. В том числе возможен аварийный останов

турбонасоса и соответственно двигателя. Очевидно, что риск такого сценария может быть уменьшен, посредством динамического анализа ротора турбонасоса на основе адекватной его математической модели с целью определения параметров, обеспечивающих малый уровень его колебаний, а также выработки соответствующих рекомендаций.

## 2. Модель ротора в бесконтактных уплотнениях.

Ротор с турбиной, крыльчатками, упруго-демпферными опорами и жесткими, плавающими уплотнительными кольцами при рассмотрении его динамики в поперечных направлениях, без учета его продольных и крутильных колебаний, которые играют несравненно меньшую роль [6], достаточно просто моделируется на основе конечно-элементного подхода. Его сущность в том, что ротор разбивается на последовательные участки, которым соответствуют изменения поперечного сечения вала, а также геометрические центры рабочих колес, подшипников и уплотнений (рис.3).

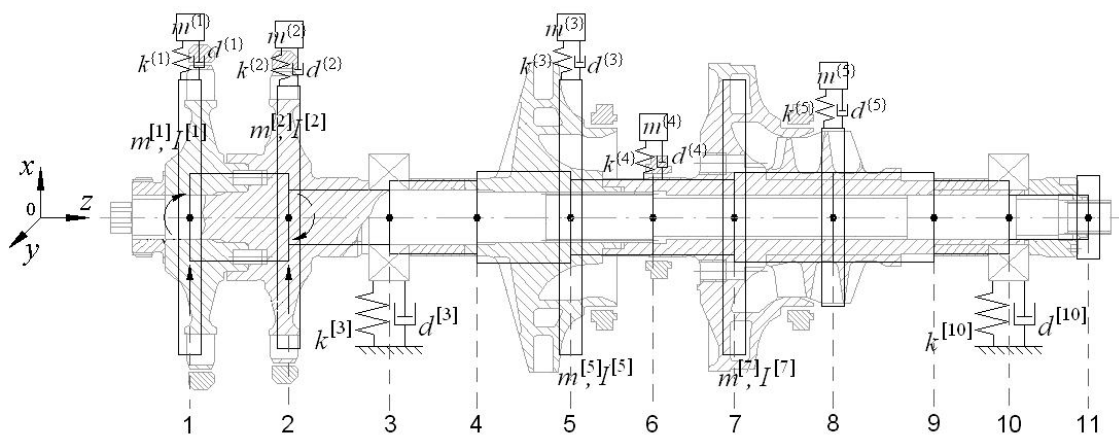


Рис.3. Модель реального ротора турбонасоса

При этом каждый  $i$ -ый участок ротора рассматривается как двухузловой, инерционный с учетом массовых характеристик рабочего колеса, присоединенного к этому участку, а также как упругий с учетом жесткости опоры, связанной с этим участком, конечный элемент с диаметром  $d$  и длиной  $l$  (см. табл. 2). Или выражаясь математически, далее для каждого конечного элемента рассчитываются следующие матрицы инерции и жесткости по формулам:

$$\mathbf{M}^{(i)} = \frac{m_g}{420} \begin{bmatrix} 156 + m^{[i]} & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 + I^{[i]} & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{11}^{(i)} & \mathbf{M}_{12}^{(i)} \\ \mathbf{M}_{21}^{(i)} & \mathbf{M}_{22}^{(i)} \end{bmatrix}, \quad (1)$$

$$\mathbf{k}^{(i)} = \frac{2EJ}{l^3} \begin{bmatrix} 6 + k^{[i]} & 3l & -6 & 3l \\ 3l & 2l^2 & -3l & l^2 \\ -6 & -3l & 6 & -3l \\ 3l & l^2 & -3l & 2l^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11}^{(i)} & \mathbf{k}_{12}^{(i)} \\ \mathbf{k}_{21}^{(i)} & \mathbf{k}_{22}^{(i)} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где  $(i)=1, 2, \dots, n$  - порядковый номер конечного элемента,  $[i]=1, 2, \dots, n+1$  - порядковый номер узла,  $m_g$  - масса участка вала ротора длиной  $l$ ,  $E$  - модуль упругости,  $J=\pi d^4/64$ .

Добавки в матрицах (1) и (2):  $m^{[i]}=420m_k/m_g$  - масса и  $I^{[i]}=420I_k/m_g$  - диаметральный момент инерции рабочего колеса, расположенного на  $i$ -ом узле,  $k^{[i]}=k_n l^3/(2EJ)$  - жесткость опоры, присоединенной к  $i$ -ому узлу.





$$Re = 2\rho\delta w/\mu,$$

где  $\rho$  - плотность жидкости,  $w = \sqrt{2\Delta p\eta/\rho}$  - скорость где  $\Delta p_n$  - перепад давления, соответствующий номинальной частоте вращения  $\omega_n$ . В связи с этим, гидродинамические жесткости уплотнительных колец изменяются по зависимостям вида:

$$k^{(i)} = k_n^{(i)} \frac{\omega^2}{\omega_n^2},$$

где  $k_n^{(i)}$  - значения коэффициентов при номинальной скорости вращения. течения жидкости.

Отсюда, гидродинамическое демпфирование пропорционально частоте вращения:

$$d^{(i)} = d_n^{(i)} \frac{\omega}{\omega_n}.$$

В общем случае порядок глобальных матриц равен не  $2(n+1)+m$ , а  $4(n+1)+2m$ , т. е. матрицы **M**, **K** и **D** в случае осесимметричной системы “гибкий ротор – уплотнительные кольца” относятся как к горизонтальному, так и к вертикальному направлениям:

$$[M] = \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix}, [D] = \begin{bmatrix} \mathbf{D} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{D} \end{bmatrix}.$$

Динамической особенностью быстровращающихся роторов являются так называемые гироскопические моменты, которые пропорциональны скорости вращения  $\omega$  и осевым моментам инерции рабочих колес  $\bar{I}^{[i]}$ . Они могут существенно изменять критические скорости и формы колебаний роторов, поэтому их необходимо учитывать в математических моделях. В нашем случае гироскопические члены  $\omega\bar{I}^{[i]}$  необходимо вводить кососимметричной матрицей порядка  $4(n+1)+2m$ , причем таким образом, чтобы их положение в матрице определялось следующими индексами для строк и столбцов:

$$\omega[\bar{I}] = \omega \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \bar{\mathbf{I}} \\ -\bar{\mathbf{I}} & \mathbf{0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & 0 & \dots & I_{2[i], 2[i]+2(n+1)+m} = \omega\bar{I}^{[i]} & \dots \\ \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ \dots & I_{2[i]+2(n+1)+m, 2[i]} = -\omega\bar{I}^{[i]} & \dots & 0 & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \end{bmatrix}$$

В принятых обозначениях уравнения динамики для деформируемого ротора ТНА с турбиной, крыльчатками, упруго-демпферными опорами и плавающими уплотнительными кольцами без учета его продольных и крутильных колебаний в конечно-элементной формулировке имеют вид:

$$[M]\{\ddot{q}\} + (\dot{\varphi}[\bar{I}] + [D])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}, \tag{6}$$

$$I_0\ddot{\varphi} = M$$

где  $\{q\}$  - вектор степеней свободы, т. е. вектор радиальных и угловых перемещений узлов ротора, а также радиальных перемещений уплотнительных колец,  $\{F\}$  - вектор нагрузок,  $\varphi$  - угол вращения ротора,  $I_0$  - осевой момент инерции ротора,  $M$  - крутящий момент на роторе.

В турбонасосах значение крутящего момента  $M$  зависит от давления газов перед турбиной и угловой скорости  $\dot{\varphi}$ . Эта зависимость обычно задается в виде совместной характеристики турбины (крутящий момент  $M_1$ ) и насоса (момент сопротивления, связанный с рабочей нагрузкой  $M_2$ ) [8]:

$$M = M_1 - M_2 = M_n(2 - \dot{\varphi}/\omega_n) - M_n(\dot{\varphi}/\omega_n)^2, \tag{7}$$



где  $M_n, \omega_n$  - значение крутящего момента и угловой скорости на номинальной частоте вращения.

Решением первого из независимых уравнений движения (6) в случае установившихся колебательных процессов (вынужденных колебаний) с частотой  $\lambda$  является выражение:

$$\{q\} = \{A\} e^{i\lambda t}, \quad (8)$$

где  $\{A\}$  - амплитуды перемещений.

Вектор внешних сил определяется аналогично вектору перемещений  $\{q\}$ :

$$\{F\} = \{F_{\max}\} e^{i\lambda t}, \quad (9)$$

где  $\{F_{\max}\}$  - амплитуды сил.

При подстановке (8), (9) в матричное уравнение (6) получается:

$$(-[M]\lambda^2 + i\omega[\bar{I}]\lambda + i[D]\lambda + [K])\{A\} e^{i\lambda t} = \{F_{\max}\} e^{i\lambda t}.$$

Так как зависимость от времени ( $e^{i\lambda t}$ ) одинакова для обеих частей уравнения, то:

$$(-[M]\lambda^2 + i\omega[\bar{I}]\lambda + i[D]\lambda + [K])\{A\} = \{F_{\max}\}. \quad (10)$$

Дисбалансовые нагрузки  $\{F\} = \{m\} a \omega^2 e^{i\omega t}$  порождают прямую прецессию ротора с частотой, равной частоте вращения  $\lambda = \omega$ , поэтому амплитуды вызванных неуравновешенностью (вынужденных) колебаний ротора определяет уравнение:

$$(-[M]\omega^2 + i[\bar{I}]\omega^2 + i[D]\omega + [K])\{A\} = \{m\} a \omega^2. \quad (11)$$

Здесь и далее, отталкиваясь от особенностей конструкции и эксплуатации роторов турбонасосов, для эксцентриситетов рабочих колес принимается стандартная величина ( $a = 0.01 \text{ мм}$ ), а вектор неуравновешенных масс задается массами рабочих колес  $m^{[i]}$ :

$$\{m\} = \begin{Bmatrix} \mathbf{m} \\ \mathbf{m} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \dots \\ m_{2[i]-1} = m^{[i]} \\ \dots \\ m_{2[i]-1+2(n+1)+m} = m^{[i]} \\ \dots \end{bmatrix}.$$

Уравнение вынужденных колебаний ротора (10) или частный случай (11) можно существенно упростить, понизив размерность в два раза. В частности, уравнение (10) можно представить с помощью блочной матрицы:

$$\mathbf{B}\{A\} = \begin{bmatrix} -\mathbf{M}\lambda^2 + i\mathbf{D}\lambda + \mathbf{K} & i\omega\bar{\mathbf{I}}\lambda \\ -i\omega\bar{\mathbf{I}}\lambda & -\mathbf{M}\lambda^2 + i\mathbf{D}\lambda + \mathbf{K} \end{bmatrix} \{A\} = \{F_{\max}\},$$

где  $\mathbf{M}, \mathbf{K}, \bar{\mathbf{I}}, \mathbf{D}$  - матрицы порядка  $2(n+1)+m$ .

Теперь можно провести преобразование вектора амплитуд, которое использует симметрию вращающегося ротора и позволяет разделить исходные уравнения на две независимые группы, соответствующие прямой и обратной прецессии. В матричной форме записи это преобразование имеет вид:

$$\{A^*\} = \frac{1}{2} \mathbf{N}\{A\}, \quad \text{где } \mathbf{N} = \begin{bmatrix} \mathbf{E} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{J} & \mathbf{J} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{J} = i\mathbf{E}.$$

Блочная матрица после преобразования амплитуд  $\mathbf{B}^*$  разделяется на два независимых блока:

$$\mathbf{B}^* = \mathbf{N}^{-1} \mathbf{B} \mathbf{N} = \begin{bmatrix} -\mathbf{M}\lambda^2 + i\mathbf{D}\lambda + \mathbf{K} + \bar{\mathbf{I}}\omega\lambda & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M}\lambda^2 + i\mathbf{D}\lambda + \mathbf{K} - \bar{\mathbf{I}}\omega\lambda \end{bmatrix}$$

Первый блок соответствует прямой прецессии симметричного ротора, а второй – обратной. Как видно, при прямой синхронной прецессии ( $\lambda = \omega$ ) динамическая матрица роторной системы существенно упрощается:

$$\mathbf{B}^* = -\mathbf{M}\omega^2 + \bar{\mathbf{I}}\omega^2 + i\mathbf{D}\omega + \mathbf{K},$$

или с учетом правой части, обусловленной дисбалансовыми нагрузками, получается:

$$(-\mathbf{M}\omega^2 + \bar{\mathbf{I}}\omega^2 + i\mathbf{D}\omega + \mathbf{K})\{\mathbf{A}^*\} = \mathbf{m} a\omega^2. \quad (12)$$

Несмотря на то, что уравнение (12) составлено из матриц и векторов порядка  $2(n+1)+m$ , оно тождественно уравнению (11) по физическому смыслу (по значениям амплитуд вынужденных колебаний ротора в зависимости от частоты вращения). Геометрический смысл уравнений (12) и (11) соответственно – это поступательные по осям  $x$ ,  $y$  и орбитальные в плоскости  $xOy$  перемещения узлов ротора и центров колец.

Изложенный способ моделирования ротора легко программно реализуется. Очевидны и другие преимущества данного способа. Во-первых, это вдвое уменьшенное число степеней свободы получаемых расчетных моделей роторов при высокой достоверности их математического описания. А во-вторых, это возможность расчета как стационарных, так и нестационарных вынужденных колебаний роторов.

### 3. Параметры реального ротора турбонасоса.

Предложенная математическая модель ротора использована для вычисления амплитуд его установившихся вынужденных колебаний. Исходные параметры приведены в табл.1-4.

**Табл.1.** Номинальные характеристики ротора

Частота вращения $\omega_n$ , $\text{с}^{-1}$	12900
Крутящий момент $M_n$ , $\text{Н}\cdot\text{м}$	137
Осевой момент инерции $I_0$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.00072
Остаточный дисбаланс рабочих колес $a$ , $\text{мкм}$	10

**Табл.2.** Размеры конечных элементов вала, исходя из реальных габаритов ротора

Элемент №	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d$ , см	2.4	1.8	2.1	2.5	2.2	2.2	2.65	2.65	2.05	1.5
$l$ , см	3	2.8	2.2	2.6	2.3	2.3	2.8	2.8	2.2	2.2

**Табл.3.** Характеристики присоединенных к валу ротора рабочих колес и УДО

I ступень турбины	$m^{[1]}$ , кг	0.231
	$I^{[1]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0000731
	$\bar{I}^{[1]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0001284
II ступень турбины	$m^{[2]}$ , кг	0.220
	$I^{[2]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0000680
	$\bar{I}^{[2]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0001163
I крыльчатка	$m^{[5]}$ , кг	0.298
	$I^{[5]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0001074
	$\bar{I}^{[5]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0001797
II крыльчатка	$m^{[7]}$ , кг	0.323
	$I^{[7]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0001355
	$\bar{I}^{[7]}$ , $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	0.0002063
Винтовое колесо	$m^{[8]}$ , кг	0.108
Упруго-демпферные опоры	$m^{[3]}=m^{[10]}$ , кг	0.052
	$k^{[3]}=k^{[10]}$ , Н/м	$40\cdot 10^6$
	$d^{[3]}=d^{[10]}$ , Нс/м	$10^3$



Табл.4. Характеристики присоединенных к ротору уплотнительных колец

Уплотнительное кольцо №	1	2	3	4	5
$m^{(i)}$ , г	47	45	53	20	53
$k_n^{(i)} * 10^6$ , Н/м	1.7	1	8.2	6.7	6.2
$d_n^{(i)}$ , Нс/м	63	11	253	155	124

#### 4. Основные результаты расчетов стационарных колебаний ротора в щелевых и плавающих уплотнениях.

Вычисленный на основе матричного уравнения (12) вибрационный отклик рассматриваемого ротора (рис.3) в плоскости первой опоры для всего рабочего диапазона представлен на (рис.4). Для наглядности, что влияние гидродинамических жесткостей бесконтактных уплотнений носит качественное различие, приведена АЧХ ротора, вращающегося как в плавающих уплотнительных кольцах (кривая - 2), так и в жестких щелевых уплотнениях (кривая -1). Как видно, в плавающих уплотнительных кольцах наблюдается сильное (почти в 2 раза) снижение амплитуд колебаний ротора в окрестности второй критической скорости, а также на зарезонансных частотах вплоть до номинального числа оборотов.

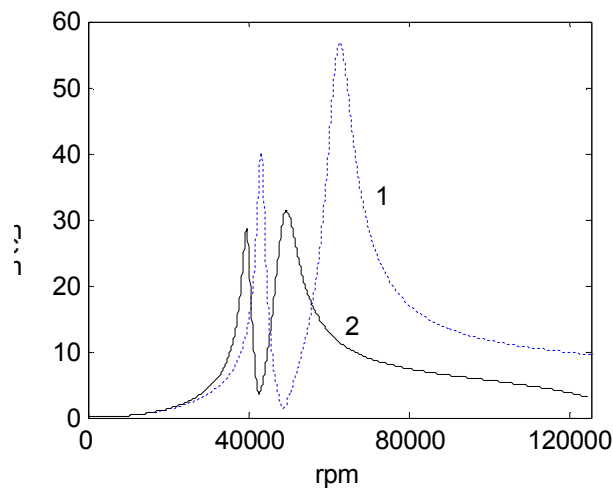
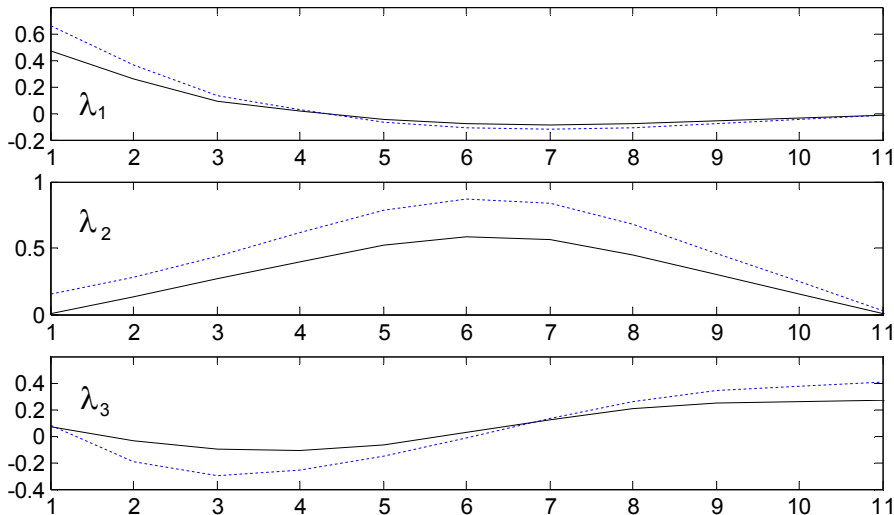


Рис.4. АЧХ рассматриваемого ротора, вращающегося в щелевых уплотнениях -1 и в плавающих уплотнительных кольцах -2

Расчет частот и форм собственных колебаний ротора на основе уравнения (12) без правой части и учета демпфирования  $(-M\omega^2 + \bar{I}\omega^2 + K)\{A^*\} = 0$  также выявил значительное улучшение динамических характеристик ротора.

Во-первых, это распрямление изогнутой оси ротора при вращении в плавающих уплотнительных кольцах (рис.5).



**Рис.5.** Три низшие формы колебаний рассматриваемого ротора при вращении в плавающих уплотнительных кольцах и в щелевых уплотнениях (пунк.)

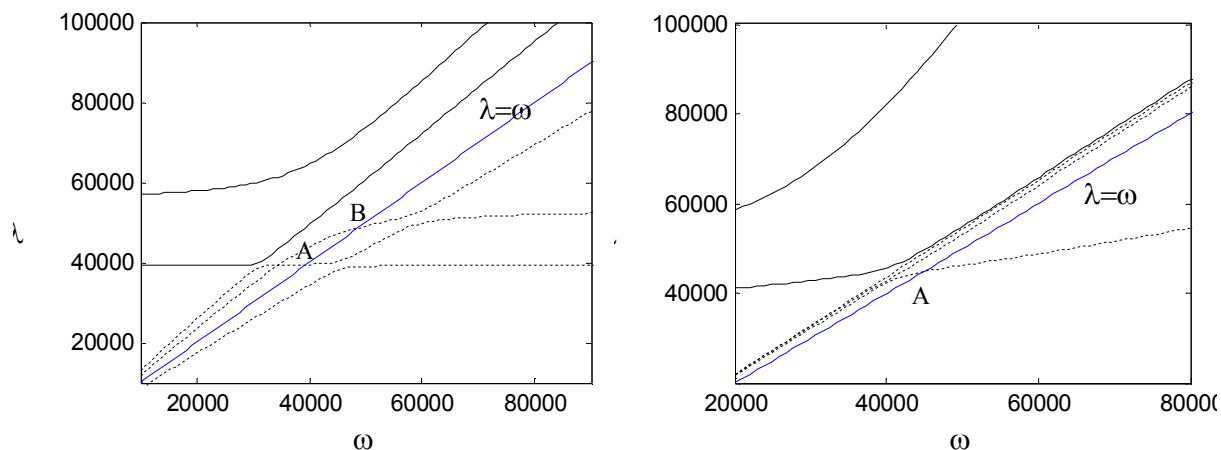
Во-вторых, это выгодная тенденция того, что по сравнению с щелевыми уплотнениями значения критических скоростей ротора в плавающих уплотнительных кольцах понижаются (табл.5). Известно [9], что уровень амплитуды при резонансе обратно пропорционально зависит от отношения приведенного коэффициента демпфирования к значению критической скорости  $d/\omega_{кр}$ . Следовательно, если увеличивать  $d$  и уменьшать  $\omega_{кр}$ , то амплитуда вынужденных колебаний при резонансе уменьшается, и критическая скорость может быть пройдена при допустимых амплитудах.

**Табл.5.** Резонансные частоты рассматриваемого ротора

	вращающегося в щелевых уплотнениях	вращающегося в плавающих уплотнительных кольцах
$\lambda_1$	43000	39500
$\lambda_2$	62000	48500

Более того, в ходе вычислительных экспериментов с параметрами в многомассовой системе “гибкий ротор – плавающие уплотнительные кольца” были обнаружены эффекты отсутствия критической скорости ротора и широкополосного динамического гашения его колебаний [10]. Для этого необходимо, чтобы гидродинамические жесткости и массы колец удовлетворяли условию  $\sqrt{k_n^{(i)} / m^{(i)}} \approx 1.1\omega_n$ .

Это можно показать, рассматривая исходную модель (рис.3), в котором уплотнительные кольца взаимодействуют с ротором при номинальных параметрах (табл.4). Изменение собственных частот такой системы в зависимости от частоты вращения иллюстрирует (рис.6, а), который нуждается в пояснении.



а) критических скоростей колец (т.А и В)

б) сгущения низших частот системы

**Рис.6.** Частотные диаграммы системы “гибкий ротор-кольца” с демонстрацией

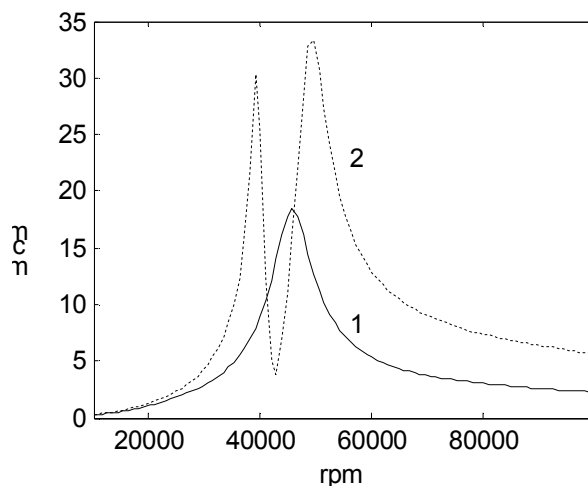
Поскольку гидродинамические жесткости  $n$  колец априори меньше жесткости ротора на изгиб, то  $n$  колец добавляют  $n$  низших собственных частот в роторную систему (пунктирные кривые). Однако в рассматриваемой системе гидродинамические жесткости отдельных колец (в частности это кольца № 3 и 4) возрастают с частотой вращения так, что их парциальные частоты  $p^{(i)} = \sqrt{k_n^{(i)}/m^{(i)}}$  обгоняют  $\omega$  и это очевидно из отношений  $\sqrt{k_n^{(i)}/m^{(i)}} > \omega_n$  (табл.6). Как следствие этого, низшие собственные частоты, порождаемые такими кольцами (т. е. кольцами № 3 и 4), определяют критические скорости системы (т.А и т.В). На более низких частотах, соответствующих остальным кольцам (на рис.6,а показана одна из таких частот, порождаемая кольцом № 5), а также на высших - соответствующих самому ротору (сплошные кривые), критические состояния не наступают.

**Табл.6.**

Уплотнительное кольцо №		3	4	5
Ном. г/д жесткости $k_n^{(i)} * 10^6$ , Н/м		8.2	6.7	6.2
Массы $m^{(i)}$ , Г	Исходные	53	20	53
	Обеспечивающие условие исчезновения критич. скорости и широкополосного гашения $\left(\sqrt{k_n^{(i)}/m^{(i)}} \approx 1.1\omega_n\right)$	40.7	33.3	30.8

Пусть теперь номинальные парциальные частоты колец, обладающих значительной гидродинамической жесткостью (кольца № 3,4,5) изменяются так, что выполняется условие  $\sqrt{k_n^{(i)}/m^{(i)}} \approx 1.1\omega_n$ . Для этого целесообразно подобрать массы колец из тех соображений, что корректировка их гидродинамических жесткостей технически и экономически более трудоемка и приведет к изменению давления подачи турбонасоса.

В случае “настройки колец” по варианту согласно табл.6 диаграмма изменения собственных частот системы “гибкий ротор – уплотнительные кольца” в зависимости от  $\omega$  принимает еще более выгодный вид (рис.6,б). Возникающее сгущение низших собственных частот системы за исключением среди них одной, сравнительно низкой, приводит к существованию только одной критической скорости (т.А на рис.6,б). Более того, наряду с эффектом однократного вступления многомассового ротора в резонанс, одновременно в широком диапазоне рабочих скоростей достигается эффект динамического гашения его вынужденных колебаний (рис.7).



**Рис.7.** АЧХ рассматриваемого ротора в плавающих уплотнит. кольцах в случае исчезновения II критической скорости и широкополосного гашения его колебаний -1 в сравнении с первоначальной его АЧХ -2

Вычислительный эксперимент с аналогичной настройкой колец № 1 и 2 свидетельствовал о том, что чем больше колец ротора выполняют функцию виброгасителей, тем выше эффективность динамического гашения вследствие суммирования их влияния.

### Список литературы

1. Описание изобретения к патенту Российской Федерации RU 2083881. Турбонасосный агрегат.
2. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1982. 109 с.
3. Дмитренко А.И. Анализ уплотнений проточной части насосов и турбин ТНА ЖРД // Научно-технический юбилейный сборник. КБ химавтоматики. ИПФ "Воронеж", 2001. С. 364 – 370.
4. Гуров В.И., Шестаков К.Н. Разработка криогенных турбонасосов. М.: Информконверсия, 2000. 132 с.
5. Белоусов А.И., Пономарев Ю.К., Антипов В.А., Калакутский В.И. Пространственные характеристики упругодемпфирующих опор водородного насоса на базе многослойных гофрированных демпферов // Конверсия в машиностроении. 2003, №6. С. 32-38.
6. Позняк Э.Л. Колебания роторов // Справочник. Вибрации в технике. М.: Машиностроение, 1980. Том 3, с. 130-189.
7. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин. Харьков.: Изд-во «Вища школа», 1986. 128 с.

8. Гробов В.А. Нестационарные колебания роторов турбомашин при прохождении через критические числа оборотов. Рига: РВИАВУ, 1959. 120 с.
9. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. М.: Наука, 1982. 280 с.
10. Банах Л.Я., Никифоров А.Н., Ройзман В.П. Виброгашение колебаний и отсутствие критической скорости в многосекционных роторных системах // Вибрации в технике и технологиях. 2010, №1 (57). С.5-15.