УДК 629.7.036.5

Иванов А.В., Гордиенко Ю.Н.

КОЛЕБАНИЯ РОТОРОВ АГРЕГАТОВ ПОДАЧИ С ПОДВИЖНЫМИ УПЛОТНИТЕЛЬНЫМИ КОЛЬЦАМИ

В высоконапорных агрегатах подачи для уменьшения объемных потерь перекачиваемой жидкости широко используются щелевые уплотнения с подвижными кольцами. Жесткостные и демпфирующие характеристики таких уплотнений оказывают существенное влияние на колебания ротора. Упруго-инерционная система ротора АП с учетом взаимодействия с подвижными уплотнительными кольцами становится существенно нелинейной.

В докладе излагается методика расчета вынужденных колебаний роторов АП с подвижными уплотнительными кольцами. Даны примеры расчета, отражающие характерные особенности влияния уплотнительных колец на амплитудно-частотные характеристики вынужденных колебаний роторов.

Иванов А.В., Гордиенко Ю.Н. УДК 629.7.036.5

Колебания роторов агрегатов подачи с плавающими уплотнительными кольцами

Подвижные уплотнительные кольца (плавающие кольца) широко применяются в агрегатах подачи (АП) для уменьшения объемных потерь перекачиваемой жидкости. При больших перепадах давления рабочей жидкости плавающие кольца превращаются в дополнительные опоры с нелинейными жесткостными и демпфирующими характеристиками, оказывающие существенное влияние на виброхарактеристики роторов АП. В данном докладе излагается разработанная на кафедре 203 МАИ методика расчета на ЭВМ вынужденных колебаний роторов АП с плавающими кольцами.

На рис.I показана схема щелевого уплотнения с плавающим кольцом. Плавающее кольцо I разделяет две заполненные рабочей жидкостью полости: полость 2 высокого давления и полость 3 низкого давления с перепадом давлений ΔP, прижимающим плавающее кольцо по торцу к корпусу 4. Между кольцом I и валом 5 ротора имеется щелевой канал. Кольцо может совершать относительно корпуса только поступательные перемещения. Вращение кольца предотвращается с помощью специальных фиксаторов (на схеме не показаны).

На жесткостные и демпфирующие характеристики плавающего кольца оказывают влияние следующие параметры:

ω – частота вращения ротора,
ΔP – перепад давления рабочей жидкости,
ℓ – длина плавающего кольца,
δ – радиальный зазор между кольцом и валом,
h – толщина кольца, находящаяся под действием перепада давлений ΔP,
r – радиус вала,
μ – коэффициент трения кольца о корпус,
λ – коэффициент трения, характеризующий сопротивление щелевого канала перетеканию рабочей жидкости,
$\xi_{вх}$, $\xi_{вых}$ – коэффициенты потерь давления на входе и на выходе щелевого канала.

Мы ограничимся рассмотрением достаточно узких и длинных щелевых уплотнений, в которых потери давления на трение значительно превышают потери давления на входе и на выходе, т.е. выполняется условие

$$\frac{\lambda \ell}{2\delta} \gg \xi_{вх} + \xi_{вых}. \qquad (I)$$

Далее считаем, что радиус вала значительно превышает толщину кольца h и радиальный зазор δ, т.е.

$$r \gg h; \qquad r \gg \delta \qquad (2)$$

Будем полагать, что перепад давлений на уплотнении изменяется прямо пропорционально квадрату частоты вращения ротора, т.е.

$$\Delta P = \Delta P_0 \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2. \qquad (3)$$

При рассмотрении сил, действующих на кольцо, учитываем силу трения по торцу кольца и гидродинамическую силу, связанную с перепадом давления ΔP и осевым течением рабочей жидкости . Эффектом вращения вала и силой инерции кольца пренебрегаем.

Взаимное смещение ротора и кольца приводит к появлению гидродинамических сил взаимодействия, стремящихся восстановить их соосное положение. На рис. 2 показана сила F, действующая на ротор, при смещении ротора по отношению к кольцу, характеризуемом вектором U. При сделанных выше допущениях эта сила может быть выражена следующей формулой [1] :

$$F = -\frac{\pi r}{\lambda} \Delta P \cdot U. \qquad (4)$$

Такая же сила, но в противоположном направлении, действует на кольцо. Если сила F не превышает по модулю силы трения кольца о корпус

$$F_{mp} = 2\pi h r \mu \Delta P, \qquad (5)$$

то кольцо остается неподвижным по отношению к корпусу. Условие неподвижности кольца

$$|F| < F_{mp}$$

на основании (4) и (5) может быть представлено в виде

$$\mathcal{S} \leq A, \qquad (6)$$

где $\mathcal{S} = |U|$ - модуль смещения ротора, A - предельное взаимное смещение ротора и кольца, выражаемое формулой

$$A = 2\mu\lambda h. \qquad (7)$$

В случае автомодельного режима течения жидкости (λ = 0,04÷0,05= = $Const$) величина A является постоянной для всех частот вращения ротора и определяется только коэффициентом трения μ кольца о корпус и толщиной кольца h :

$$A = (0{,}08 \div 0{,}10)\mu h. \qquad (8)$$

Во избежание прямого касания ротора и плавающего кольца необходимо следить за тем, чтобы выполнялось условие

$$A < \delta, \qquad (9)$$

которое в случае автомодельного режима течения принимает вид

$$(0{,}08 \div 0{,}10)\,\mu h < \delta, \qquad (10)$$

легко поддающийся проверке.

Если условие неподвижности плавающего кольца нарушается, то кольцо начинает двигаться, совершая круговую прецессию, синхронную с вращением вала (рис.3). В этом случае сила F , действующая на ротор со стороны плавающего кольца, равна силе $F_{тр}$ трения кольца о корпус. Относительное смещение ротора и кольца равно A . Векторы U_k-смещения кольца, A-смещения ротора относительно кольца и U-абсолютного смещения ротора образуют прямоугольный треугольник. Угол φ между векторами U_k и U определяется из соотношений

$$\overset{\sin}{\cancel{\cos}}\,\varphi = \frac{1}{\bar{\rho}}, \qquad \overset{\cos}{\cancel{\sin}}\,\varphi = \sqrt{1 - \frac{1}{\bar{\rho}^2}}, \qquad (11)$$

где $\bar{\rho}$ - безразмерное смещение ротора

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{A}.$$

В системе координат $\eta\xi$, вращающейся вместе с ротором, проекции силы F на оси η и ξ образуют радиальную R и тангенциальную T составляющие. В общем случае, охватывающем как случай подвижного кольца, так и случай неподвижного кольца, эти составляющие выражаются следующими формулами:

$$R = F_\eta = -F_{тр}\bar{R}, \quad T = F_\xi = -F_{тр}\bar{T}, \qquad (12)$$

где $\bar{R}$ и $\bar{T}$ - функции безразмерного смещения $\bar{\rho}$:

$$\bar{R} = \begin{cases} \bar{\rho} & \text{при } \bar{\rho} < 1 \text{ (неподвижное кольцо)}, \\ \bar{\rho}^{-1} & \text{при } \bar{\rho} \geq 1 \text{ (подвижное кольцо)}. \end{cases}$$

$$\bar{T} = \begin{cases} 0 & \text{при } \bar{\rho} < 1 \text{ (неподвижное кольцо)}, \\ \sqrt{1 - (\bar{\rho})^{-2}} & \text{при } \bar{\rho} \geq 1 \text{ (подвижное кольцо)}. \end{cases} \qquad (13)$$

Графики изменения функций $\bar{R}(\bar{\rho})$ и $\bar{T}(\bar{\rho})$ представлены на рис.4. Как видим до значения $\bar{\rho}$ = I сила F имеет только радиальную составляющую, изменяющуюся пропорционально смещению ротора. Кольцо при этом неподвижно. Щелевое уплотнение на этом участке можно рассматривать как дополнительную жесткость. При $\bar{\rho}$ = I радиальная составляющая достигает максимального значения, равного силе трения. При дальнейшем росте $\bar{\rho}$ радиальная составляющая начинает убывать по гиперболе, стремясь к 0. Тангенциальная составляющая при этом возрастает и в пределе достигает максимального значения, равного силе трения кольца о корпус. Щелевое уплотнение с ростом $\bar{\rho}$ приближается по своим характеристикам к демпферу сухого трения,

Переходя от подвижных координат $\eta\xi$ к подвижным координатам yz , в которых смещение ротора U задано проекциями U_y и U_z , получим следующее выражение для проекций F_y и F_z силы F :

$$\begin{bmatrix} F_y \\ F_z \end{bmatrix} = -\frac{F_m}{\bar{\rho} A} \begin{bmatrix} \bar{R} & -\bar{T} \\ \bar{T} & \bar{R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_y \\ U_z \end{bmatrix}. \qquad (14)$$

Располагая формулами, описывающими нелинейные реакции щелевых уплотнений на перемещения ротора, можно записать уравнение вынужденных колебаний ротора АП, расчетная схема которого представлена на рис.5. В матричном виде это уравнение имеет вид

$$U = B(H + GU), \qquad (15)$$

где U – столбец перемещений расчетных сечений ротора, H – столбец сил неуравновешенности, B – матрица динамической податливости свободного ротора, G – матрица, с помощью которой выражаются реакции опор и щелевых уплотнений через перемещения ротора:

$$U = [U_1, U_2, \dots U_n]^T; \quad H = [H_1, H_2, \dots H_n]^T; \quad U_i = \begin{bmatrix} U_y \\ U_z \end{bmatrix}_i; \quad H_i = \begin{bmatrix} e_y \\ e_z \end{bmatrix} m_i \omega^2;$$

$$G = diag(G_1, G_2, \dots G_n);$$

$$G_i = -C_i^{on} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{\psi}{2\pi} \\ \frac{\psi}{2\pi} & 1 \end{bmatrix} - C_{i0}^{yn} \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 \frac{1}{\bar{S}} \begin{bmatrix} \bar{R} & -\bar{T} \\ \bar{T} & \bar{R} \end{bmatrix},$$

где e_{yi}, e_{zi} – проекции эксцентриситета массы m_i, расположенной в i-ом сечении ротора, на оси Y и Z; C_i^{on}, ψ – жесткость и коэффициент поглощения упруго-демпферной опоры, расположенной в i-ом сечении; C_{i0}^{yn} – жесткость щелевого уплотнения в i-ом сечении при частоте вращения ω_0 на начальном линейном участке упругой характеристики щелевого уплотнения $C_{i0}^{yn} = \frac{\pi r}{\lambda} \Delta P_0$.

Решения нелинейного уравнения (15), описывающие для заданной частоты вращения прогибы неуравновешенного ротора во вращающейся системе координат, отыскиваются итерационным методом Ньютона [2].

В качестве примера по предложенной методике были произведены расчеты на ЭВМ вынужденных колебаний симметричного одномассового ротора рис.6. Результаты расчетов показаны на рис.7 и 8. Использованы безразмерные параметры $\bar{U} = \frac{U}{e}$, $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}$, $\bar{A} = \frac{A}{e}$, $\bar{C} = \frac{C^{yn}}{C^{on}}$ где e – эксцентриситет массы m ротора, $\omega_0 = \sqrt{\frac{C^{on}}{m}}$ – критическая частота вращения ротора при отсутствии плавающих колец. Коэффициент ψ поглощения опор был взят равным $0{,}4\pi$.

На рис. 7 представлены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ), рассчитанные для различных соотношений $\bar{C}$ жесткости уплотнений и опор при выполнении условия неподвижности колец ($\bar{U} < \bar{A}$). Видно существенное влияние жесткости уплотнений на критические частоты вращения ротора. При $\bar{C}$ = 0,36 повышение критической частоты составляет 25%.

На рис.8 представлены АЧХ ротора для варианта с относительной жесткостью уплотнений $\bar{C}$=0,36. Показано влияние на АЧХ безразмерного предельного смещения $\bar{A}$ ротора и кольца. Значения параметра варьировались от 0 до 7,8 – в диапазоне, где для рассматриваемого варианта нарушалось условие неподвижности кольца. Случай $\bar{A}$ = 0 соответствует абсолютной подвижности уплотнительных колец (отсутствию трения по торцевой поверхности кольца). Для значений $\bar{A} \geqslant 7{,}8$ кольцо сохраняет неподвижность во всем диапазоне частот вращения ротора. Для промежуточных значений $\bar{A}$ (0,5; I; 2; 4) кольца на одних участках АЧХ неподвижны, на других подвижны в зависимости от силы трения на торцевой поверхности колец и силы, передаваемой через кольца на корпус. Участки, на которых кольца подвижны, отмечены на рис.8 штриховой линией. Как видим для исследованного варианта ротора минимальный коэффициент динамичности достигается для $\bar{A} = 2$.

Знание подобных соотношений может оказаться полезным в тех случаях, когда при подборе параметров плавающего кольца необходимо учитывать не только соображения экономичности, но и влияние колец на динамику ротора.

Литература:

I. Рудис М.А. Некоторые вопросы динамики роторов турбомашин.- В сб. Прочность и динамика авиационных двигателей, выпуск 2.М.:Машиностроение, 1965.
2. Бахвалов Н.С. Численные методы. М.:Наука, 1975.

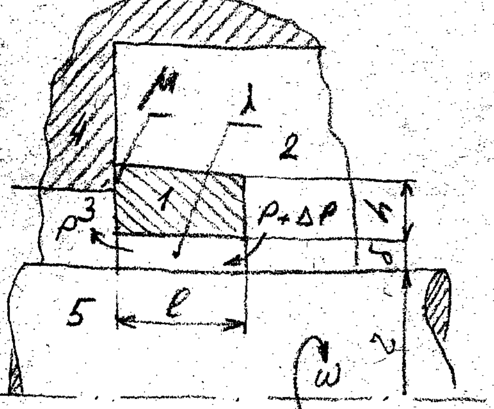

Рис 1

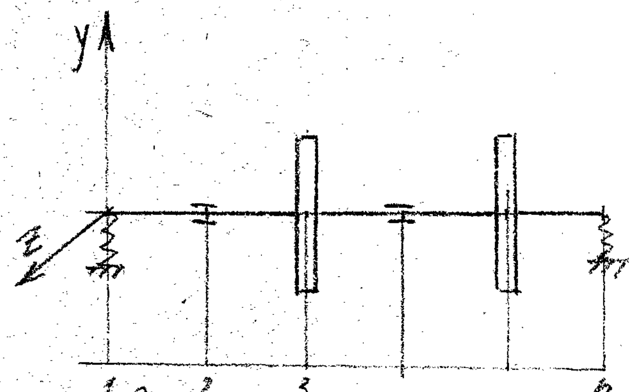

Рис. 5

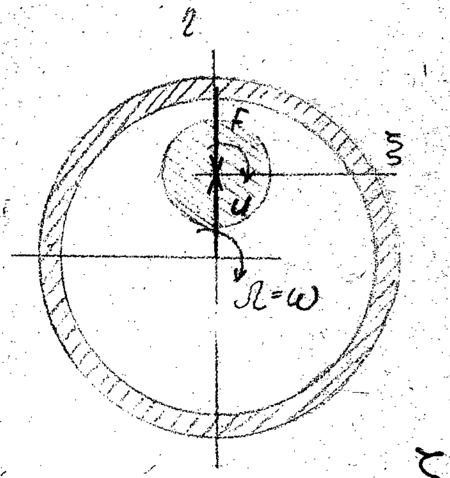

Рис 2

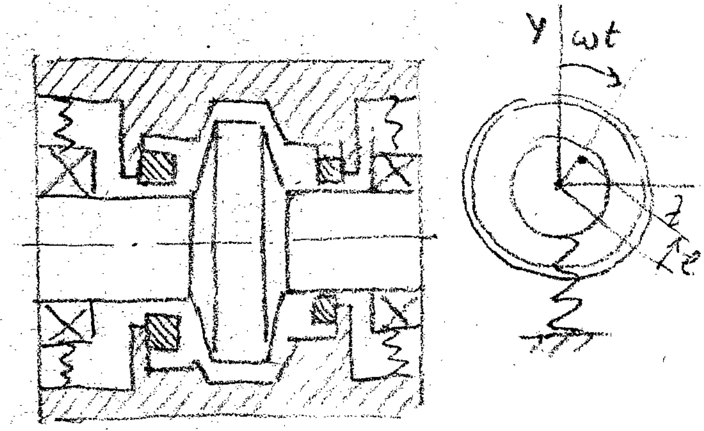

Рис. 6

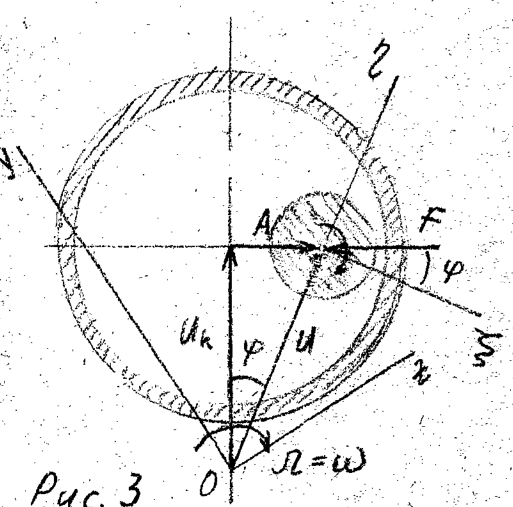

Рис. 3

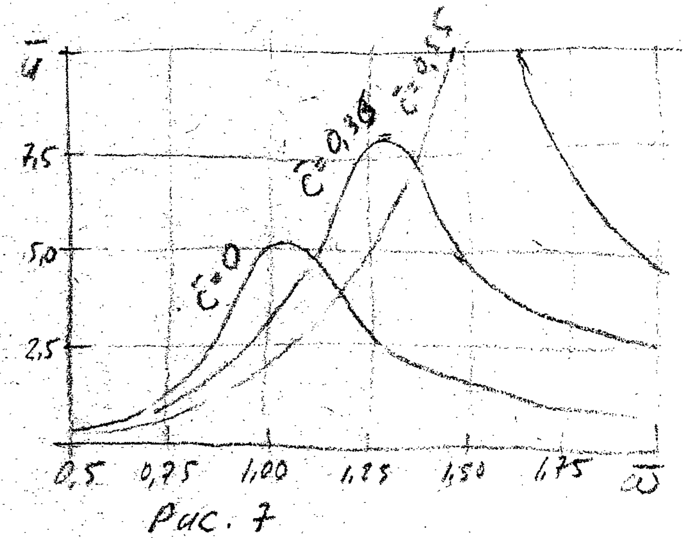

Рис. 7

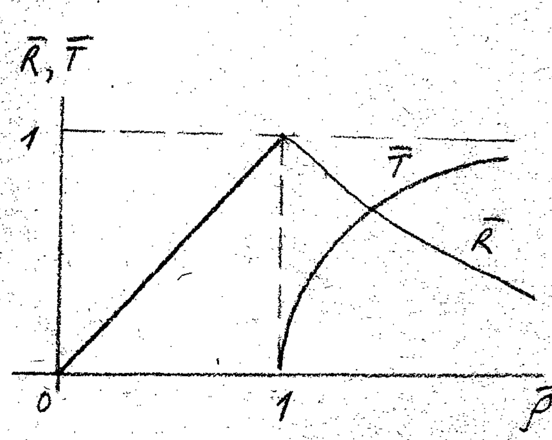

Рис. 4

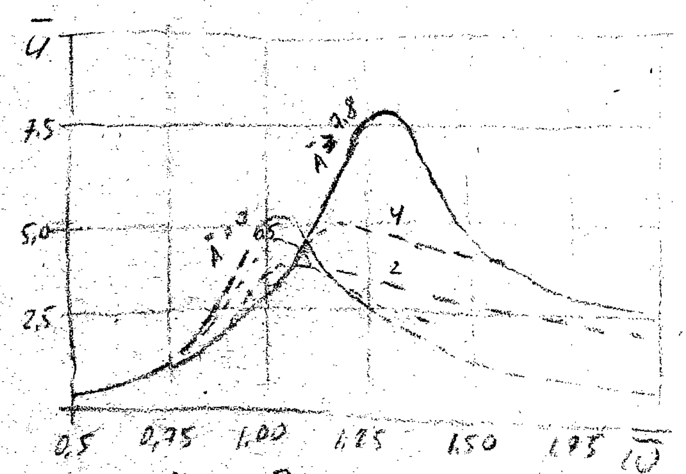

Рис. 8