

С.С. Шевченко, канд. техн. наук, старш. науч. сотр.

Институт проблем моделирования в энергетике им. Г.Е. Пухова НАН Украины

МОДЕЛЬ И РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «РОТОР - ЩЕЛЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ».

В процессе создания центробежных насосов на любые параметры, помимо отработки экономичной проточной части, первостепенными задачами являются снижение вибраций, обеспечение требуемой надежности и долговечности опор и разработка надежных и достаточно герметичных уплотнений. В центробежных насосах до 10% потребляемой мощности теряется на протечки через щелевые уплотнения рабочих колес и системы авторазгрузки осевых сил. Энергию объемных потерь можно превратить в полезную энергию, если щелевые уплотнения использовать одновременно как гидростатические опоры, способные обладать не только большой радиальной жесткостью, но и эффективно демпфировать колебания ротора. В этом случае энергия протечек не только может обеспечить необходимую несущую способность опор, но и, что важно, снизить до допустимого уровня вибрации ротора даже при наличии значительной неуравновешенности. Влияние среды особенно существенно при наличии больших градиентов скоростей и давлений, что характерно для малых зазоров щелевых уплотнений, на которых дросселируются большие перепады давления, а одна из стенок принадлежит вращающемуся и вибрирующему ротору.

Упрощенная структурная схема системы ротор - щелевые уплотнения, показана на слайде 1. Радиальные (x, y) и угловые (ϑ_x, ϑ_y) колебания ротора во многом определяются гидродинамическими силами (F) и моментами (M), возникающими в уплотняющих зазорах (в кольцевых дросселях), а сами силы и моменты зависят от характера движения ротора. Еще одна обратная связь существует между геометрической формой зазора (средний радиальный зазор H и конусность ϑ_2) и давлением в зазоре $p(z, \varphi)$: деформации уплотнительных колец определяются распределением давления, которое очень чувствительно к изменению величины и формы зазора.

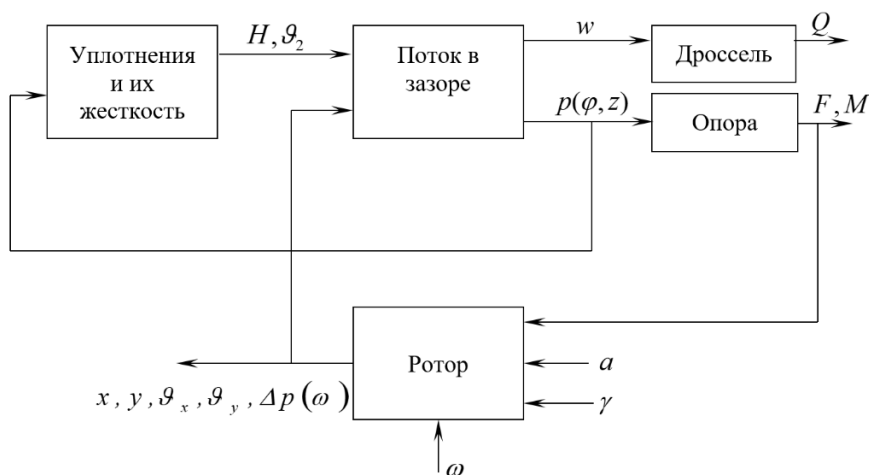


Рис.1. Структурная схема гидромеханической системы ротор – щелевые уплотнения

Рассматриваемый ротор в щелевых уплотнениях является колебательной системой восьмого порядка с четырьмя обобщенными координатами: $u_x, u_y, \theta_x, \theta_y$. Система колеблется относительно устойчивого положения равновесия, поэтому корни характеристического уравнения – четыре пары комплексных сопряженных чисел. На переднем щелевом уплотнении центробежной ступени дросселируется давление, развиваемое ступенью. Это давление пропорционально квадрату частоты вращения рабочего колеса. Именно такие условия характерны для центробежных машин. Это отражается на форме частотных характеристик – зависимостей собственных частот от частоты вращения ротора. В этом случае перепад давления перестает быть независимым внешним воздействием, он связан дополнительным соотношением $\Delta p_0 = B\omega^2$. В результате, внешним воздействием является только частота вращения, а эффект самоужесточения ротора усиливается. Вынужденные совместные радиально-угловые колебания ротора при постоянном перепаде давления на уплотнениях описываются уравнениями (слайд 3):

$$\begin{aligned}
 & a_1 \ddot{u} + a_2 \dot{u} + a_3 u \mp i(a'_4 \dot{u} + a'_5 u) \omega - (\alpha'_2 \dot{\theta} + \alpha'_3 \theta) \omega \mp \\
 & \mp i(\alpha_4 \dot{\theta} + \alpha_5 \theta - \alpha_0 \theta) = \omega^2 a^* = \omega^2 |a^*| e^{\pm i\omega t}, \\
 & b_1 \ddot{\theta} + b_2 \dot{\theta} + b_3 \theta \mp i(b'_4 \dot{\theta} + b'_5 \theta) \omega + (\beta'_2 \dot{u} - \beta'_3 u) \omega \mp \\
 & \mp i(\beta_4 \dot{u} + \beta_5 u + \beta_0 u) = (1 - j_0) \omega^2 \gamma^* = (1 - j_0) \omega^2 |\gamma^*| e^{\pm i\omega t};
 \end{aligned}$$

Пользуясь стандартными программами, можно сразу находить численное решение этих уравнений. После перехода к безразмерным частотам $\bar{\omega} = \omega/\Omega_{u0}$ и ввода ряда обозначений уравнения принимают вид (Слайд 4):

$$\begin{aligned}
 (U_{11} + iV_{11}) \tilde{u} + (U_{12} + iV_{12}) \tilde{\theta} &= A \bar{\omega}^2, \\
 (U_{21} + iV_{21}) \tilde{u} + (U_{22} + iV_{22}) \tilde{\theta} &= \Gamma \bar{\omega}^2.
 \end{aligned}$$

Здесь $U_{11} + iV_{11}, U_{22} + iV_{22}$ – собственные операторы независимых радиальных и угловых колебаний соответственно. Перекрестные операторы $U_{12} + iV_{12}, U_{21} + iV_{21}$ характеризуют влияние угловых колебаний на радиальные и радиальных на угловые, т.е. взаимосвязанность этих колебаний. Из системы неоднородных алгебраических уравнений после ряда преобразований получим амплитуды и фазы, выраженные через внешние возмущения (слайд 5):

$$\begin{aligned}
 u_a &= \bar{\omega}^2 \sqrt{\frac{(AU_{22} - \Gamma U_{12})^2 + (AV_{22} - \Gamma V_{12})^2}{U_0^2 + V_0^2}}, \\
 \theta_a &= \bar{\omega}^2 \sqrt{\frac{(\Gamma U_{11} - AU_{21})^2 + (\Gamma V_{11} - AV_{21})^2}{U_0^2 + V_0^2}},
 \end{aligned}$$

$$\varphi_u = -\arctg \frac{(AU_{22} - \Gamma U_{12})V_0 - (AV_{22} - \Gamma V_{12})U_0}{(AU_{22} - \Gamma U_{12})U_0 + (AV_{22} - \Gamma V_{12})V_0},$$

$$\varphi_9 = -\arctg \frac{(\Gamma U_{11} - AU_{21})V_0 - (\Gamma V_{11} - AV_{21})U_0}{(\Gamma U_{11} - AU_{21})U_0 + (\Gamma V_{11} - AV_{21})V_0}.$$

Пользуясь полученными формулами, можно построить амплитудные частотные характеристики как отношения амплитуд соответствующих колебаний к амплитудам внешних возбуждений.

Отличия закономерностей колебаний ротора в щелевых уплотнениях от его колебаний в воздухе обусловлены действием гидродинамических сил, возникающих в щелевых уплотнениях. Сила инерции и сила вязкого сопротивления уменьшают, а гироскопическая сила и сила гидростатической жесткости увеличивают модули собственных частот. Увеличение собственных частот пропорционально корню квадратному из дросселируемого на уплотнениях перепада давления и зависит от конусности кольцевого дросселирующего зазора. Для типовых конструкций центробежных насосов собственные частоты роторов в уплотнениях с конфузورным ($\theta_0 = 0,3$) каналом в 2 – 4 раза больше, чем в диффузорных ($\theta_0 = -0,3$) уплотнениях. Перепад давления 1,5 МПа на конфузорных уплотнениях обеспечивает почти трехкратное увеличение собственной частоты ротора. Этим подтверждается возможность и эффективность одновременного использования щелевых уплотнений в качестве гидростатических опор, а значит, перспективность конструкций насосов без выносных масляных подшипников (слайд б).

Практическим примером, иллюстрирующим величину усилий, возникающих в межколёсных щелевых уплотнениях многоступенчатых насосов, может служить работа многоступенчатого насоса ЦНС-180 с «обрезанным» за гидропятай валом. Автора пригласили в эксплуатирующую организацию для обследования насосного оборудования. При осмотре одного из насосов было обнаружено, что шейка вала со стороны напорной части не вращается при включённом приводе и работе насоса в нормальном режиме. Оказалось, что при сборке насоса производилась центровка ротора путём радиального смещения кронштейнов выносных подшипников. Добиться идеальной соосности секций многоступенчатого насоса с рабочими колёсами при этом чрезвычайно сложно. В результате, наличие несоосности в щелевых уплотнениях колес и особенно гидропята, на которой срабатывается полное давление насоса, привело к появлению таких радиальных усилий, что вал за гидропятай обрезало. Дальнейшая работа насоса происходила за счет того, что ротор «всплывал» на щелевых уплотнениях, на которых дросселировалась уплотняемая жидкость.

Циркуляционная сила, зависящая от частоты вращения, не влияет на величину собственных частот, но уменьшает модуль удельного коэффициента демпфирования и является основным дестабилизирующим фактором, приводит к потере устойчивости свободных колебаний. Циркуляционная сила пропорциональна коэффициенту закрутки потока в кольцевом канале, поэтому подавление закрутки

расширяет область устойчивости ротора. Гидродинамическая диссипативная сила зависит от конусности канала и в диффузорном канале может менять знак, превращаясь в силу отрицательного сопротивления, т.е. является еще одним дестабилизирующим фактором. В отличие от циркуляционной силы, обусловленной собственным вращением ротора, диссипативная сила не зависит от частоты вращения и может становиться отрицательной в отсутствие вращения. Таким образом, в уплотнениях с диффузорными каналами даже невращающийся ротор может выходить за границу колебательной устойчивости.

Ярким примером может служить эффект колебаний ротора энергетического насоса с трехступенчатыми межколёсными уплотнениями без вращения ротора. При изготовлении и сборке трехступенчатых уплотнений образовывалась ступенчатая диффузорность, что приводило не только к колебаниям ротора на рабочих оборотах, но и к появлению вибрации при не вращающемся роторе при подаче жидкости под давлением в рабочую полость насоса.

Силовые коэффициенты щелевых уплотнений определяются геометрическими (зазор, радиус, длина, конусность, форма входных кромок) и эксплуатационными (перепад давления, диапазон рабочих частот вращения, физические свойства перекачиваемой среды) параметрами. Целенаправленным выбором этих параметров можно влиять на вибрационное состояние ротора и машины в целом. Важной особенностью центробежных машин является то, что дросселируемые на щелевых уплотнениях перепады давления пропорциональны частоте вращения ротора. Этим обусловлен эффект самоужесточения ротора, приводящий к тому, что в большинстве случаев критические частоты отсутствуют. Самоужесточение усиливается гироскопическими моментами щелевых уплотнений, а для роторов дисковой конструкции – гироскопическим моментом диска.

Это особенно важно для машин с высокими параметрами. Например, в космической технике, где высокие частоты вращения вала и уплотняемое давление необходимо обеспечивать в сочетании с требованием минимизировать массу и габариты агрегата. То есть изначально «гибкий» в динамическом смысле ротор в сочетании с правильно спроектированными уплотнениями становится «жестким».