

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ САМОВОЗБУЖДАЮЩИХСЯ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

Е.Н.Савченко, канд. техн. наук, доц.;

Ю.Я.Тарасевич, вед. специалист

Сумский государственный университет

Проведены экспериментальные исследования самовозбуждающихся колебаний ротора в щелевых уплотнениях. На основе решения задачи гидродинамики течения в зазоре щелевого уплотнения получены выражения для сил и моментов, действующих на уплотнительные поверхности. Теоретические результаты сравниваются с экспериментальными данными, отмечается их удовлетворительное соответствие.

Обеспечение требуемой герметичности центробежных машин до сих пор остается важной проблемой. Несмотря на разнообразие конструкций, щелевые уплотнения достаточно широко применяются в качестве межступенных, а в некоторых случаях и концевых уплотнений. Кроме того, щелевые дроссели могут являться частью конструкций современных уплотнительных систем, уравнивающих устройств. Основными преимуществами щелевых уплотнений являются: способность работать в жидкостях и газах при перепадах давлений до 100 МПа и выше, при предельно высоких скоростях скольжения и практически без ограничений по температуре.

Как известно, силы, возникающие в кольцевых зазорах уплотнений, оказывают существенное влияние на динамику ротора. Работы по исследованию гидродинамических сил условно можно разделить на два типа в зависимости от того, проводится расчет аналитически или численно. Обзор этих работ [1-9] показал, что результаты аналитического и численного расчетов отличаются, что можно объяснить сложностью моделирования трехмерного турбулентного потока в зазоре уплотнительного узла. До сих пор не существует достаточно удовлетворительной теории турбулентного течения, которая непосредственно вытекала бы из основных уравнений динамики жидкости.

При проведении экспериментальных исследований колебаний ротора в щелевых уплотнениях на установке, которая была разработана в проблемной лаборатории «Вибронадёжности и герметичности центробежных машин» Сумского государственного университета было обнаружено, что при некотором перепаде давления в диффузорной щели даже при отсутствии вращения возникали самовозбуждающиеся колебания ротора. В случае конфузорной формы уплотнения самовозбуждающиеся колебания отсутствуют. Подобные эффекты были отмечены и при проведении экспериментов в [10]. Несмотря на значительное количество работ, посвященных определению гидродинамических сил в бесконтактных кольцевых уплотнениях, причину возникновения самовозбуждающихся колебаний объяснить пока не удалось.

Для исследования причин возникновения колебаний невращающегося ротора был проведен ряд экспериментов на уплотнениях со следующими параметрами: $l = 0,02 \text{ м}$, $H = 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,35 \text{ мм}$ и $\theta_0 = 0; \pm 0,1; \pm 0,2; \pm 0,3$. Большие параметры конусности не рассматривались, что связано не только с линейной постановкой задачи, но и с тем, что параметры конусности в реальных насосных агрегатах не превосходят указанных значений.

Экспериментальная установка имеет следующие основные параметры:

диаметр испытываемого уплотнения – 70 мм;

частота вращения ротора – 0 - 1600 рад/с;

рабочее давление – 0 - 4 МПа;

максимальный расход через уплотнение - $2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

рабочая среда – вода.

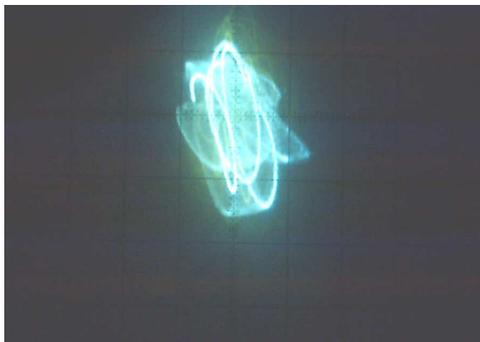
Контролируемые параметры: подаваемое давление рабочей среды; расход через уплотнение; частота вращения ротора; эксцентриситет, амплитуда и фаза колебаний роторной втулки уплотнения.

Проведенные эксперименты подтвердили возникновение самовозбуждающихся колебаний ротора в щелевых уплотнениях (рис.1).

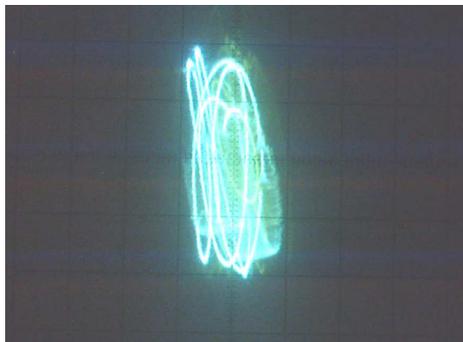
При перепадах давления до 0.2 МПа в диффузорном канале ($H = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, $\theta_0 = -0.3$) наблюдались хаотические колебания ротора установки с амплитудой, не превышающей значения зазора (рис. 1 а). С течением времени колебания принимали более установившийся характер (рис. 1 б,в) – колебания в одной плоскости - с частотой $\nu = 448 \text{ рад/с}$, но амплитуда колебаний уже достигала величины зазора, что можно было определить как по размаху осциллограмм, так и по характерному звуку биений ротора о статорную втулку. При незначительном увеличении дросселируемого давления происходила обкатка ротора во втулке (рис. 1 д), о чем также свидетельствовал непрерывный однотонный звук в установке. Дальнейшее увеличение давления приводило к уменьшению и полному затуханию колебаний (0,4-0,5 МПа). В

конфузорных каналах при тех же параметрах конусности колебания не возникали ни при каких допустимых для данной установки величин давления.

При давлении 0,7 МПа колебания снова возникали, но с частотой $\nu = 628$ рад/с, а при дальнейшем увеличении давления на 0,2-0,3 МПа затухали. Особо следует отметить тот факт, что при резкой подаче давления возникновения первой серии колебаний не наблюдалось.

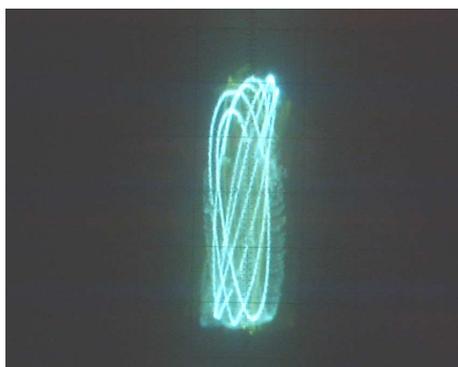


а)

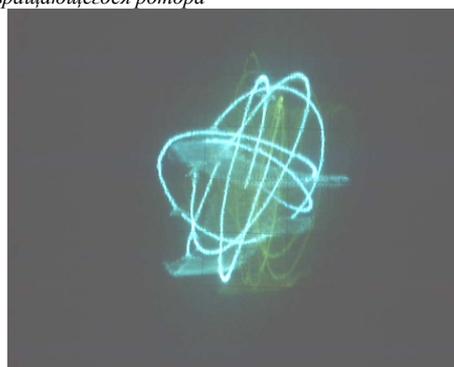


б)

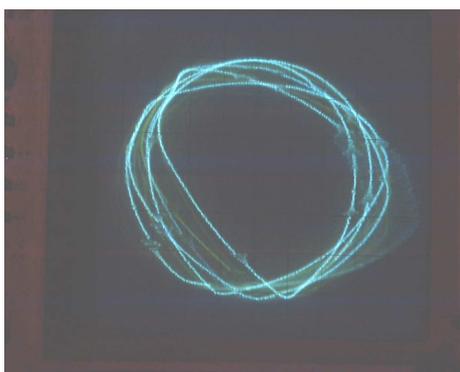
Рисунок 1, лист 1 – Осциллограммы самовозбуждающихся колебаний неврещающегося ротора



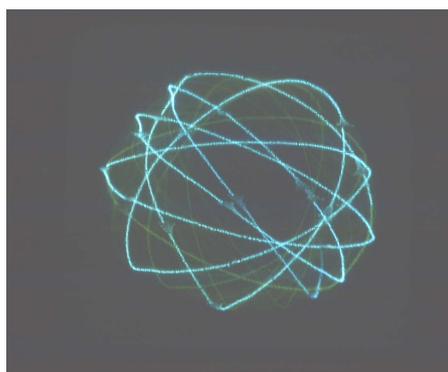
в)



г)



д)



е)

Рисунок 1, лист 2 – Осциллограммы самовозбуждающихся колебаний неврещающегося ротора

Согласно проведенному анализу при давлениях до 0,2 МПа течение в уплотнении можно считать ламинарным ($Re < 3000$) [11]. Для ламинарных режимов течения коэффициент демпфирования, определенный без учета местных гидравлических сопротивлений [12], определяется по формуле

$$a_2(\Delta p) = \frac{\mu l^3 \pi r}{H^3 m} + \frac{\rho l^2 q_0}{H^2 m} \theta_0 \pi r ,$$

где μ - динамический коэффициент вязкости; l, H, θ_0 - длина, средний радиальный зазор и параметр конусности уплотнения; r - радиус вала; q_0 - расход напорного течения через уплотнение без конусности; m - масса втулки.

Если учитывать местные сопротивления, то выражение для коэффициента демпфирования получается громоздким, кроме того, при его определении приходится линеаризовывать слагаемые, что уменьшает точность. Зависимость коэффициента демпфирования от перепада давления с учетом сопротивлений и без учета при диффузорной форме уплотнения показана на рис. 2.

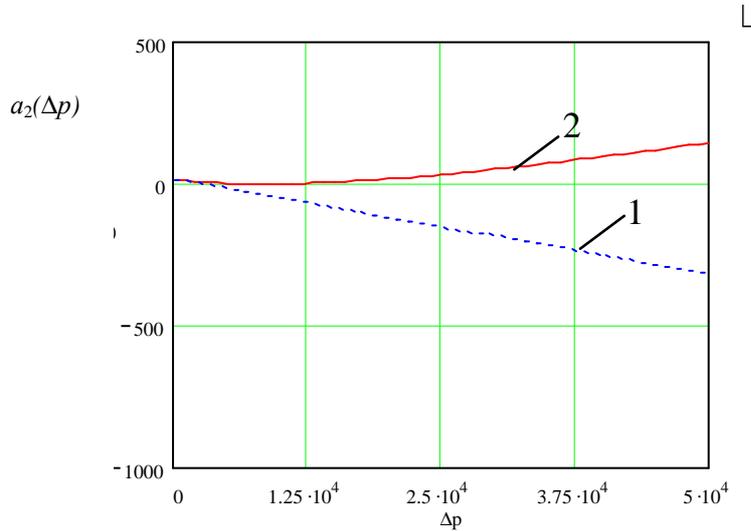


Рисунок 2 - Зависимость коэффициента демпфирования от перепада давления в диффузорном канале: (1 – без учета местных гидравлических сопротивлений; 2 – с учетом местных гидравлических сопротивлений)

Как следует из приведенных рисунков, при малых давлениях существует область отрицательного демпфирования. Из сравнения кривых естественно предположить, что эта область будет шире, что связано с упрощениями, используемыми при выводе коэффициента демпфирования с учетом местных гидравлических сопротивлений. При турбулентных течениях в автомобильной области коэффициент демпфирования положителен при любых значениях параметра конусности и перепадах давления на уплотнении.

Одним из необходимых условий устойчивости радиальных колебаний ротора является положительность коэффициентов характеристического уравнения [14]. Для диффузорных каналов собственная частота колебаний может становиться отрицательной. Условие, при котором собственная частота колебаний ротора будет положительна, можно представить в виде

$$\vartheta > -\frac{2H^2 A}{\Delta \rho l^2 \pi r} + \frac{2H \Delta \zeta + \lambda l}{4 \zeta_m l} \pm \frac{\sqrt{\left[8H^2 l \zeta_m A + \Delta \rho l^2 \pi r (2H \Delta \zeta + \lambda l)\right]^2 + 32 \Delta \rho^2 H^2 l^4 \zeta_m^2 \pi^2 r^2}}{4 \Delta \rho \zeta_m l \pi r}.$$

Если данное условие не выполняется, значит, при недостаточной жесткости самого ротора возможна потеря устойчивости невращающегося вала.

На рисунке 3 показано изменение собственной частоты колебаний ротора в щелевых уплотнениях в зависимости от дросселируемого перепада давления для уплотнения с теми же параметрами, при которых наблюдались самовозбуждающиеся колебания.

Из рисунка 3 видно, что ротор теряет устойчивость при $\Delta p \approx 0.75$ МПа. Следовательно, причиной самовозбуждающихся колебаний ротора при малых перепадах давления является эффект отрицательного демпфирования, при более высоких перепадах давления происходит статическая потеря устойчивости вследствие влияния отрицательной гидродинамической жесткости самого уплотнения.

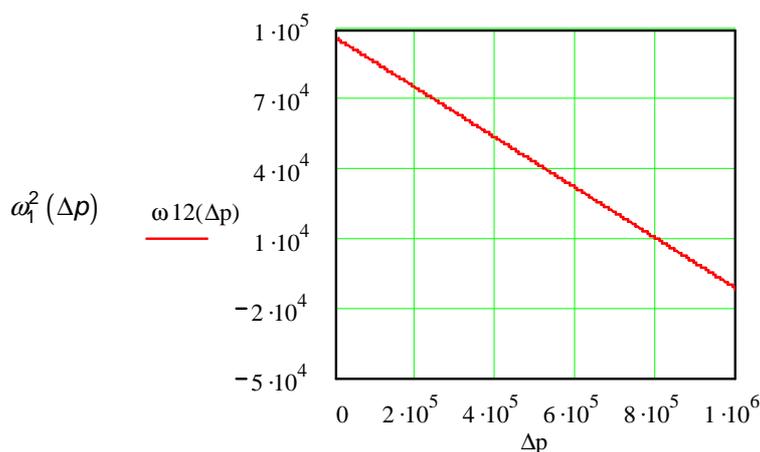


Рисунок 3 – Зависимость парциальной частоты ротора от дросселируемого перепада давления

SUMMARY

Origin of self-excitation oscillations of not rotating rotor in annular seals is analyzed

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ломакин А.А. Питательные насосы типа СВП-220-280 турбоустановки сверхвысоких параметров// Энергомашиностроение. - 1955. - №2. - С. 1-10
2. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. - М., Машиностроение, 1970. – 270 с.
3. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. - М: Машиностроение, 1980. – 200 с.
4. Black H.F. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotor. Journal of Mechanical Engineering Science. - Apr. 1969. - Vol. 11. - №2. - pp.206-213.
5. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения. – Л.: Машиностроение, 1974. – 160 с.
6. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М:Машиностроение, 1982. – 136с.
7. Каринцев И.Б. О турбулентном течении жидкости в кольцевых щелях с учетом потерь давления на входном участке//Гидравлические машины: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков, 1979. - Вып. 13. - С. 19-24.
8. Childs D.W. Finite-Length Solutions for the Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals // Trans. ASME: J. Lubr. Tech., 1983. - 105, N6. - pp. 437-445
9. Childs D.W., Dressman J.B. Convergent-tapered Annular Seals: Analysis Coefficients//Trans ASME: J. Tribology, 1985. – 107. - N3. - pp.307-317.
10. Каринцев И.Б., Помагайло З.П. О влиянии щелевых уплотнений на вибрационное состояние роторов центробежных насосов: Сб. «Динамика и прочность машин». - 1975. - Вып.22.- С. 101-106.
11. Каринцев И.Б., Помагайло З.П. О демпфирующей способности щелевых уплотнений гидромашин при ламинарном режиме течения// Динамика и прочность машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Харьков, 1977. - Вып. 26. - С. 81-84.
12. Тарасевич Ю.Я. Влияние щелевых уплотнений на вибрационные характеристики роторов центробежных насосов// Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання. Праці міжнарод. наук.-техн. конф./ НАН України та ін. – Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.Н. Підгорного НАН України, 2003. – Т. 2. – С. 602-606.
13. Гулий А.Н. Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений // Вестник машиностроения. - 1987. - №2. - С. 21-25.
14. Марцинковский В.А. Вибрации роторов центробежных машин: В 2 кн. Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2002. - 337с.

Поступила в редакцию 25 октября 2005 г.