

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИФFUЗОРНОСТИ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА ЕГО КОЛЕБАНИЯ

В.И. Симоновский, д-р техн. наук, профессор;

А.И. Беда, студент,

Сумский государственный университет, г. Сумы

На основе численных экспериментов с нелинейной моделью ротора центробежного насоса исследовано влияние диффузорности щелевых уплотнений на устойчивость и колебания ротора в неустойчивой области частот вращения.

Ключевые слова: диффузорность, щелевое уплотнение, центробежный насос.

ВВЕДЕНИЕ

Надежность и долговечность центробежных насосов определяется прежде всего вибрационным состоянием. На колебания ротора центробежного насоса в значительной мере влияют демпфирующие, упругие, инерционные и циркуляционные силы, действующие в щелевых уплотнениях. От этих сил в большой мере зависят динамические характеристики роторов: критические частоты вращения, амплитуды вынужденных колебаний, границы динамической устойчивости, особенности колебаний в неустойчивой области частот вращения. Как показали исследования [1,2], одним из факторов, ухудшающих вибрационное состояние ротора и могущих при определённых условиях привести к потере устойчивости, является диффузорность щелевых уплотнений. При потере устойчивости возможно появление автоколебательных накладок. Как показали экспериментальные исследования [3], потеря устойчивости не всегда приводит к аварийным состояниям, ибо в ряде случаев автоколебательные накладки не превышают допустимого уровня. Поэтому задача исследования нелинейных колебаний ротора представляет практический интерес.

Исследование колебательных процессов, состоящих из сочетания синхронной прецессии с автоколебательными накладками, практически невозможно аналитическим путем ввиду сложного вида уравнений нелинейных колебаний ротора. Однако в настоящее время использование современных программ численного интегрирования систем дифференциальных уравнений открывает широкие возможности для исследования подобных процессов.

В данной работе исследуется влияние диффузорности щелевого уплотнения и величины дисбаланса на динамические характеристики одномассовой модели ротора центробежного насоса.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В щелевых уплотнениях центробежной машины возникают гидродинамические реакции жидкостного слоя вида [1]

$$\begin{cases} F_x = -m_{1k} \cdot \ddot{x} - c_{yn} \cdot x - b \cdot \dot{x} - g \cdot \dot{y} - q \cdot y, \\ F_y = -m_{1k} \cdot \ddot{y} - c_{yn} \cdot y - b \cdot \dot{y} + g \cdot \dot{x} + q \cdot x. \end{cases} \quad (1)$$

где

$$m_{1k} = m_1 (1 - 0,0n_k), \quad m_1 = \frac{\pi \rho R l^3}{12 h_1},$$

$$c_{yn} = c_{yn0} \left(1 + \frac{3}{4} \alpha^2 \frac{x^2 + y^2}{h_1^2} \right), \quad c_{ym0} = \frac{\pi R l \Delta P}{2 h_1} \frac{\sigma}{(1 + \sigma)^2}, \quad \sigma = \frac{2 \xi_1 h_1}{\lambda l}, \quad \alpha = \frac{\sigma}{1 + \sigma},$$

$$b = b_1 (2 - 5 n_k) - b_2 n_k, \quad b_1 = \frac{k_s \pi l^3 R}{24 h_1^3}, \quad b_2 = \frac{2 m_1 W_0}{l}, \quad W_0 = \sqrt{\frac{4 \Delta P h_1}{\rho \lambda l}},$$

$$\mathbf{g} = 0,5 m_{1k} \omega,$$

$$\mathbf{q} = 0,5 \omega [b_1 (2 - 5 n_k) + 0,042 b_2 n_k],$$

где ΔP - перепад давления, срабатываемый на щелевом уплотнении;

h_1 - зазор на входе щелевого уплотнения;

n_k - параметр конусности щелевого уплотнения (для диффузора $n_k > 0$);

ω - частота вращения вала;

ξ_1 - коэффициент входных потерь ($\xi_1 = 1,54$);

l - длина щелевого уплотнения.

Вынужденные колебания и режимы работы ротора исследовались на одномассовой модели ротора (рис.1) с параметрами $l = 0,52$, $\sigma = 0,025$, $\alpha = 8,9$.

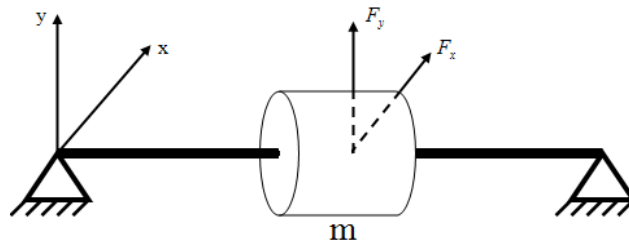


Рисунок 1 - Одномассовая модель ротора

Дифференциальные уравнения одномассовой модели ротора центробежного насоса с учетом реакций (1) имеют вид

$$\begin{cases} a \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + g \frac{dy}{dt} + cx + qy = mew^2 \cos(\omega t) \\ a \frac{d^2 y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} - g \frac{dx}{dt} + cy - qx = mew^2 \sin(\omega t) \end{cases}, \quad (2)$$

где $a = m + m_{1k}$, $c = c_e + c_{yn}$;

mew^2 - центробежная сила, обусловленная дисбалансом.

Введя обозначения

$$t = \frac{\tau}{\Omega}, \quad \frac{d}{dt} = \Omega \frac{d}{d\tau}, \quad \Omega^2 = \frac{c}{m}, \quad \bar{x} = \frac{x}{h_1}, \quad \bar{y} = \frac{y}{h_1},$$

систему (2) запишем в безразмерном виде (в дальнейшем для удобства \bar{x} и \bar{y} будем записывать в виде x и y)

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{d\tau^2} + \beta \frac{dx}{d\tau} + \gamma \frac{dy}{d\tau} + [1 + \phi \cdot h_1^2 \cdot (x^2 + y^2)]x + \delta y = \frac{e}{h_1} k_m \bar{\omega} \cos(\bar{\omega}\tau) \\ \frac{d^2y}{d\tau^2} + \beta \frac{dy}{d\tau} - \gamma \frac{dx}{d\tau} + [1 + \phi \cdot h_1^2 \cdot (x^2 + y^2)]y - \delta x = \frac{e}{h_1} k_m \bar{\omega} \sin(\bar{\omega}\tau) \end{cases}, \quad (3)$$

где

$$\beta = \frac{b}{a\Omega}, \quad \gamma = \frac{g}{a\Omega}, \quad \phi = \frac{0,75\alpha^2}{h_1^2} \cdot \frac{c_{yn0}}{c_e + c_{yn0}}, \quad \delta = \frac{q}{\Omega^2}, \quad k_m = \frac{m}{a}, \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{\Omega}.$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Численные исследования системы (3) были проведены с помощью программного комплекса Mathcad. Варьировались параметры конусности n_k и относительного дисбаланса $\varepsilon = e/h_1$. Граничная по устойчивости частота вращения определялась следующим образом. Изменяя относительную частоту вращения ротора $\bar{\omega}$, получали установившиеся колебания, а также их спектральный состав. Граничная по устойчивости частота вращения устанавливалась по факту появления субгармонической автоколебательной накладки. На рисунках 2, 3 и 4 в качестве примера численного интегрирования показаны колебания (а) и соответствующие спектры (б) при $n_k = 0, \varepsilon = 0,05$ на трёх частотах вращения, соответственно $\bar{\omega} = 1,9$ (устойчивая зона); 2,005 (неустойчивая вблизи границы устойчивости) и 2,03 (вдали от границы устойчивости).

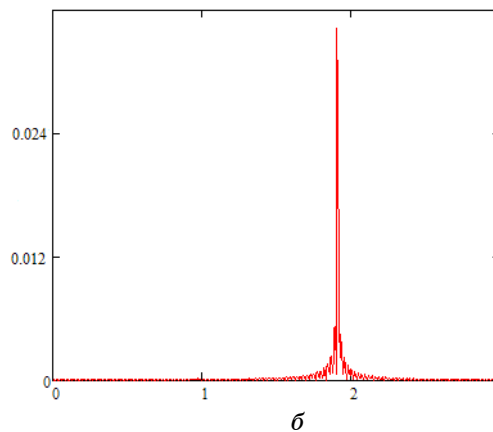
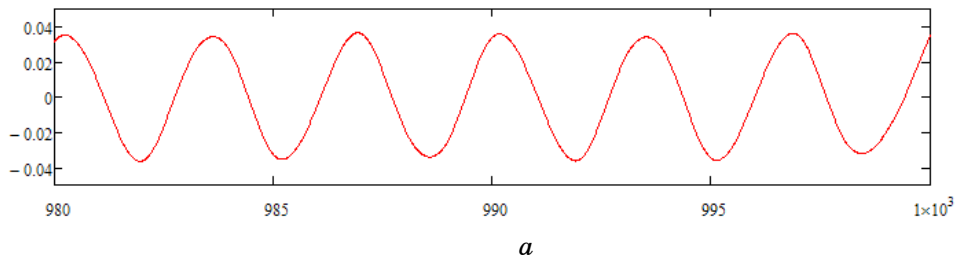
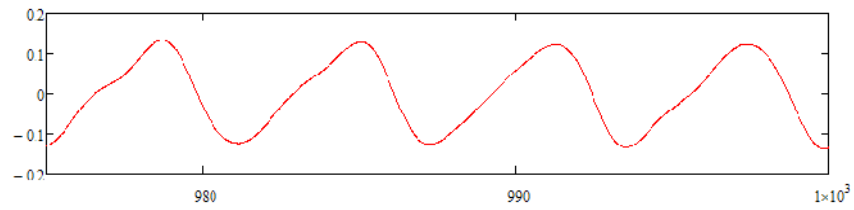
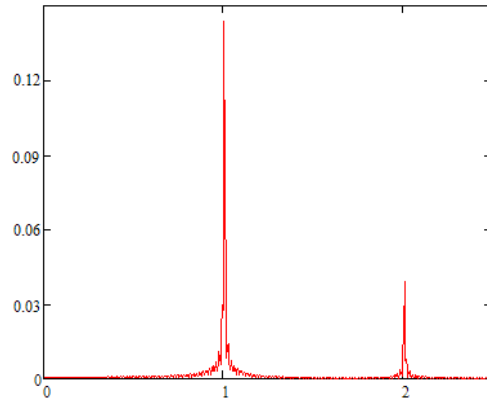


Рисунок 2 - Колебания ротора (а) и спектр (б) при $\bar{\omega} = 1,9$

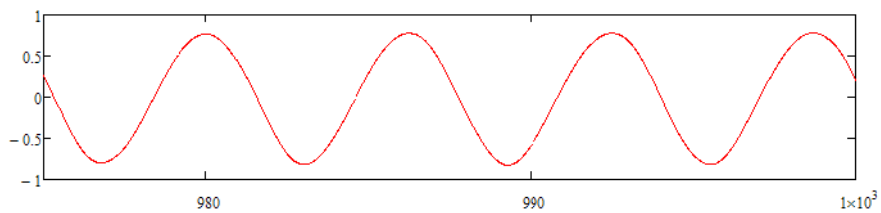


a

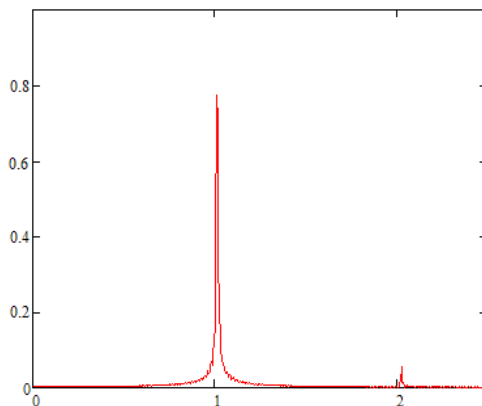


б

Рисунок 3 - Колебания ротора (а) и спектр (б) при $\bar{\omega} = 2,005$



a



б

Рисунок 4 - Колебания ротора (а) и спектр (б) при $\bar{\omega} = 2,03$

Как видно из рисунков, в устойчивой зоне колебания носят моногармонический характер (синхронная прецессия); в неустойчивой зоне появляется автоколебательная накладка с частотой, приблизительно равной половине частоты вращения ротора.

С ростом частоты вращения в неустойчивой области амплитуда автоколебательной составляющей резко увеличивается и превосходит зазор практически у самой границы.

Для исследования влияния диффузности щелевого уплотнения и величины дисбаланса на режимы работы ротора параметр конусности варьировался в пределах от 0 до 0,15, а относительный эксцентриситет дисбаланса – от 0 до 0,1. Результаты численных экспериментов обобщены на рис.5.

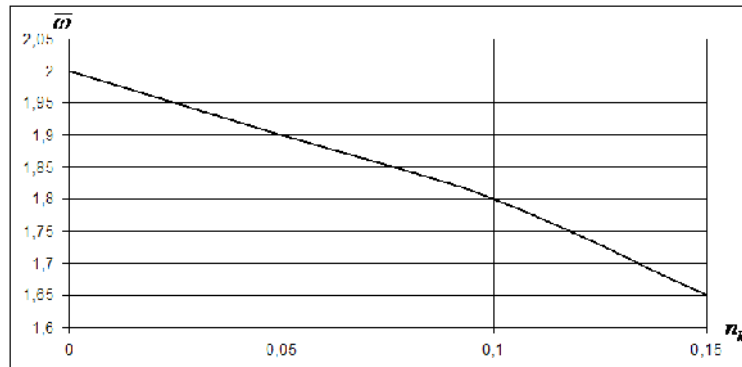


Рисунок 5 - Зависимость границы области устойчивости от параметра диффузности

Как видно из рисунка, увеличение диффузности приводит к уменьшению граничной по устойчивости частоты вращения вала: от $\omega_{ep} = 2\Omega_{cob}$ при параметре диффузности $n_k = 0$ до $\omega_{ep} = 1,65\Omega_{cob}$ при $n_k = 0,15$. Изменение же относительного эксцентриситета дисбаланса в пределах $0 < \varepsilon < 0,1$ практически не влияет на область устойчивой работы рассматриваемой модели. В то же время исследования показали, что дальнейшее увеличение дисбаланса приводит к существенному падению амплитуды автоколебаний.

На рис.6. показаны зависимости амплитуд синхронных колебаний неуравновешенного ротора и амплитуд автоколебаний от частоты вращения при параметре конусности $n_k = 0$.

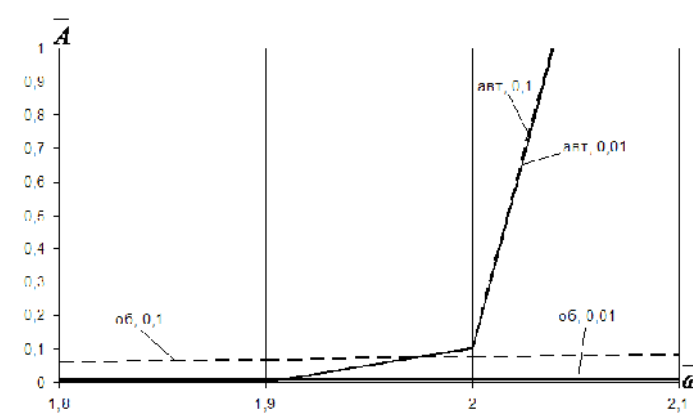


Рисунок 6 - Амплитуды колебаний ротора при $n_k = 0$

Как видно из рисунка, для рассматриваемой одномассовой модели ротора амплитуда установившихся автоколебаний при относительном

эксцентриситете $\varepsilon \leq 0,1$ практически не зависит от дисбаланса и резко начинает возрастать при переходе через граничную по устойчивости частоту вращения.

При наличии диффузорности ($n_k = 0,15$, рис.7) картина качественно не меняется. Видно, что при диффузорности влияние дисбаланса усиливается.

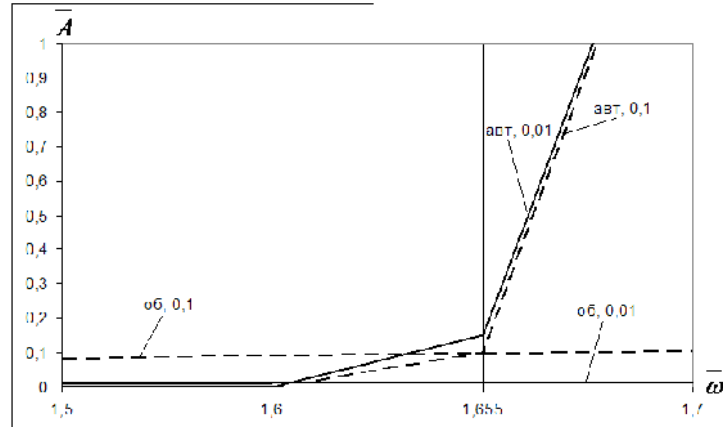


Рисунок 7 - Амплитуды колебаний ротора при $n_k = 0,15$

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований выявлены следующие закономерности.

1. Увеличение диффузорности целевого уплотнения приводит к уменьшению граничной по устойчивости частоты вращения ротора.

2. Изменение относительного эксцентриситета дисбаланса в пределах $0 < \varepsilon < 0,1$ практически не влияет на амплитуду автоколебаний.

3. Дальнейшее изменение относительного эксцентриситета приводит к уменьшению амплитуды автоколебаний с одновременным возрастанием амплитуды оборотной составляющей.

4. Амплитуда автоколебаний растёт по мере увеличения частоты вращения, частота их равна примерно половине частоты вращения ротора. Уровень автоколебательной накладки превосходит зазор практически уже у границы устойчивости. Поэтому потеря устойчивости в центробежных насосах означает технически аварийный режим.

SUMMARY

On the basis of numeral experiments with the nonlinear model of rotor of centrifugal pump influencing of diffuser crack compressions on stability and oscillation of rotor in the unsteady field of frequencies of rotation is explored.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А. Влияние конусности целевых уплотнений на устойчивость роторов центробежных машин / В.А. Марцинковский, В.И. Симоновский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1978. - №3. - С.90-93.
2. Симоновский В.И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин/ В.И. Симоновский. - Харьков: Вища школа, 1986.—128 с.
3. Гадяка В.Г. Экспериментальное исследование динамики ротора в неустойчивой области частот вращения/ В.Г. Гадяка, Д.В. Лейких, В.И. Симоновский// Проблемы машиностроения.—2009.—Т.12, №5.—С. 81-85.

Поступила в редакцию 27 июля 2010 г.