

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Сучасні технології
у промисловому виробництві**

**МАТЕРІАЛИ
та програма**

**IV Всеукраїнської міжвузівської
науково-технічної конференції
(Суми, 19–22 квітня 2016 року)**

ЧАСТИНА 1

Конференція присвячена Дню науки в Україні



Суми
Сумський державний університет
2016

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

*Санин А. И., студент;
Симоновский В. И., профессор, СумГУ, г. Сумы*

Для оценки виброндёжности ротора центробежного насоса наряду с расчётом критических частот практический интерес представляет анализ полигармонических колебаний ротора, связанных с нелинейностью гидродинамических реакций в зазорах уплотнений и подшипников. Такая оценка может быть выполнена на основе использования дискретных нелинейных моделей, описывающих динамику роторной системы.

Рассмотрим способ построения дискретной модели, основанный на оценивании сосредоточенных масс таким образом, чтобы отличие данных расчёта собственных частот и форм МКЭ-модели ротора и дискретной были минимальными. Представим ротор как упругую балку, на которой расположены n сосредоточенных масс m_i ($i=1, n$). Рассматривая статические прогибы такой балки под действием сил F_i , приложенных в точках расположения масс, можем записать

$$x_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_j, i = 1, n, \quad (1)$$

где δ_{ij} – коэффициенты податливости, величины которых могут быть получены по программе расчёта вынужденных колебаний МКЭ-модели ротора как прогибы ротора в точках $i=1, n$, если в ней положить частоту вращения ротора ω и дисбаланс D_j , приложенный в j -ой точке, равными единице. При рассмотрении свободных колебаний консервативной линейной модели роторной системы в (1), согласно принципу Даламбера, надо подставить

$$F_j = -m_j \cdot \ddot{x}_j. \quad (2)$$

Сосредоточенные массы оцениваются по данным расчёта собственных частот и форм МКЭ-модели ротора на основе формулы линейной регрессии, как это описано в [1,2].

Для исследования нелинейных колебаний ротора центробежного насоса были рассчитаны параметры трех массовой модели с расположениями

сосредоточенных масс в точках максимумов первой и второй собственных форм. Уравнения этой модели записываются в виде:

$$x_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{xj}, i = 1,3, \quad (3)$$

$$y_i = \sum_{j=1}^n \delta_{ij} \cdot F_{yj}, i = 1,3.$$

В модели принято расположение уплотнений в сечении второй массы, и выражения для сил в уравнениях (3) записывались в виде:

$$F_{x1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1, \quad F_{y1} = -m_1 \cdot \ddot{y}_1,$$

$$F_{x2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2 - d \cdot \dot{x}_2 - q \cdot y_2 - \alpha \cdot r_2^2 \cdot x_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t, \quad (4)$$

$$F_{y2} = -m_2 \cdot \ddot{y}_2 - d \cdot \dot{y}_2 + q \cdot x_2 - \alpha \cdot r_2^2 \cdot y_2 + m_2 \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \ddot{y}_3$$

$$F_{x3} = -m_3 \cdot \ddot{x}_3, \quad F_{y3} = -m_3.$$

В (4) обозначено: d , q – коэффициенты соответственно сил сопротивления и циркуляционной силы, α – коэффициент нелинейной части квазиупругих реакций щелевых уплотнений, e – относительный эксцентриситет дисбаланса, $r_2^2 = x_2^2 + y_2^2$, ω – частота вращения ротора.

В результате численного интегрирования уравнений системы (3), (4) и спектрального анализа полученных решений были исследованы особенности динамики ротора до и после потери устойчивости. Проанализировано влияние коэффициента нелинейной упругости α и сопротивления d на амплитуды субгармонической автоколебательной составляющей, а также циркуляционной силы на устойчивость вращения.

Список литературы

1. Симоновский В. И. Оценка коэффициентов математических моделей колебательных систем. Учебное пособие.- Изд-во LAP LAMBERT Academic Publishing, Saarbruecken, 2015. 100 с.
2. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика.: Навч. Посіб./ В. І. Симоновський. – Суми: Сумський державний університет, 2015. – 122 с.