

Анализируя поверхность отклика, построенную для регрессионного уравнения (2) можно сказать, что изменяя факторы x_1 и x_2 в принятых значениях уравнений можно снизить неровноту пряжи по сечению с 14,9% до 13,7%, т.е. на 8-10% (отн.).

Результаты эксперимента показывают, что как слишком малая, так и слишком большая разводка увеличивают количество пороков, что особенно проявляется с увеличением скорости приемного барабана. В оптимальном варианте ($n = 1950$ об/мин, $R = 0,007$ дюйм) неровнота чесальной ленты по сечению $C_m = 2,86\%$ (65% уровень по Ust) по длинным отрезкам $C_v = 0,69\%$ (1 м), $C_v = 0,5\%$ (3 м), $C_v = 0,41\%$ (5 м), что говорит о хорошей подготовке чесальной ленты. Улучшение чистоты прочеса и выравнивание чесальной ленты на длинных и коротких отрезках способствует повышению качества пряжи и снижению обрывности на прядильных машинах на 20,9%. Ожидаемый экономический эффект от выбора оптимальных параметров приемного барабана ($n = 1950$ об/мин, $R = 0,007$ дюйм) составляет 56026 сум на 1 тонну пряжи.

Выводы: 1) Степень разъединения пучков волокон и очистка их от сорных примесей и пороков в большой степени зависит от интенсивности работы приемного барабана, которая возрастает с увеличением частоты его вращения; 2) Минимальная разводка между приемным и главным барабанами способствует полному съему волокон с приемного барабана и уменьшению количества узелков в прочесе; 3) Снижение засоренности и внутренней неровноты пряжи обуславливает более высокую разрывную нагрузку пряжи и более высокую равномерность (ниже C_v) по разрывной нагрузке.

Литература:

1. М.М.Варковецкий. Оптимизация процессов хлопкопрядения, М: Легкая и пищевая промышленность, 1982.

УДК 681:519.6

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ N-МАССОВОЙ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ

МАТМУРОДОВ Ф.М., руководитель фундаментального проекта
Ташкентский филиал РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, г. Ташкент,
Республика Узбекистан

Ключевые слова: n – массовой системы, внутреннего гистерезисного трения, неустойчивая область, вибрация и орбита движения.

Реферат: написаны дифференциальные уравнения неконсервативной n – массовой систем, учитывающие нелинейные явления в подшипниках. Смоделированы влияния внутреннего гистерезисного трения для 4-массовой системы. Получен численный пример спектра вибраций и орбита движения в неустойчивой области частот вращения.

Ранее рассматривались одномассовые (реже – двухмассовые) модели, с помощью которых удавалось выявить некоторые общие закономерности. Однако для не только качественного, но и достаточно достоверного количественного исследования динамики ротора одномассовой модели недостаточно. Нужны дискретные 3-, 4-массовые модели, в полной мере отражающие динамические свойства реальной конструкции и открывающие возможность учёта неконсервативных нелинейных сил в подшипниках, а также эффекты, связанные с наличием внутреннего трения. Рассмотрим построение и идентификацию n -массовой модели ротора по результатам расчетов, полученным с помощью его КЭ модели.

Расчетная схема дискретной модели ротора имеет вид, представленный на рисунке 1 [1].

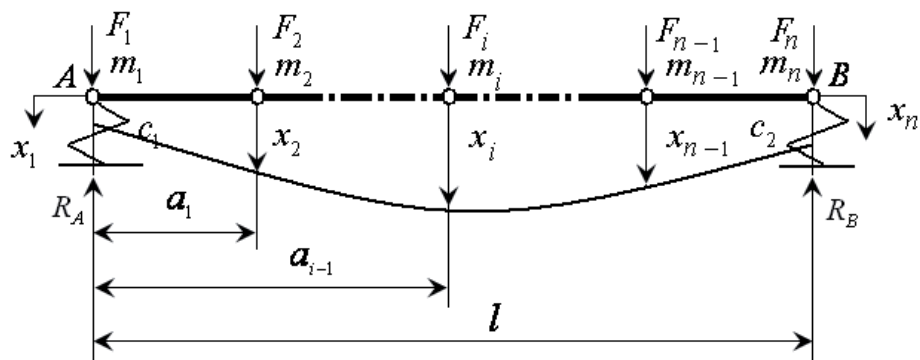


Рисунок 1 – Дискретная модель n – массовой роторной системы

Выбирается число сосредоточенных масс n , причем первая и последняя массы располагаются в опорных точках. Как показали приведенные ниже численные исследования, для роторов, работающих в области первой критической частоты, допустимо положить $n=3$. Роторы, работающие в диапазонах частот, близких ко второй критической, необходимо представлять 4- или 5-массовой моделью.

Дифференциальные уравнения неконсервативной n - массовой модели, учитывающие нелинейные явления в подшипниках, будем написать в следующем обобщенном виде (1):

где $q = \delta \cdot d_{II} \cdot \omega$ - коэффициент циркуляционной силы, δ - безразмерный коэффициент циркуляционной силы, α - коэффициент при нелинейной квадратичной жёсткости, d_{II} - коэффициент демпфирования подшипника, $m_1, m_2, \dots, m_{n-1}, m_n$ - дискретные массы ротора; $x_i, y_i (i = 1, 2, \dots, n)$ - соответствующие координаты этих масс в горизонтальной и вертикальной плоскостях, c_1, c_2 - жёсткости подшипников; $l = a + b + c + d + z + h + r + s + k$ - длина ротора между опорами; $\delta_{22}, \delta_{33}, \delta_{23}, \delta_{(m-3)(m-3)}, \delta_{(n-1)(n-1)}$ - коэффициенты податливости ротора в соответствующих точках, вычисленные на основе КЭ-модели; ω - частота вращения ротора; $\varepsilon_{(m-3)}$ - относительный дисбаланс диска m_{m-3} .

В качестве примера временные и спектральные характеристики колебаний ротора [1] (рис.2), полученные посредством численного интегрирования системы (2) при параметрах $e, \bar{\omega}, h$.

Проводилось исследование влияния внутреннего гистерезисного трения с использованием выражения (1) для 4-массовой модели, уравнения которой имеют вид:

$$\begin{cases}
 m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_1 \cdot \dot{x}_1 + \frac{b+c}{l} m_2 \cdot \ddot{x}_2 + \frac{c}{l} m_3 \cdot \ddot{x}_3 + d_{II} \cdot \dot{x}_1 + q \cdot y_1 + \alpha \cdot x_1 \cdot |x_1| = 0 \\
 m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_1 \cdot \dot{y}_1 + \frac{b+c}{l} m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \frac{c}{l} m_3 \cdot \ddot{y}_3 + d_{II} \cdot \dot{y}_1 - q \cdot x_1 + \alpha \cdot y_1 \cdot |y_1| = 0 \\
 m_2 \cdot \ddot{x}_2 + \frac{1}{\delta_{22}} x_2 + \frac{\delta_{23}}{\delta_{22}} m_3 \cdot \ddot{x}_3 - \frac{a}{l \cdot \delta_{22}} x_4 - \frac{x_1}{\delta_{22}} \cdot \frac{b+c}{l} = 0 \\
 m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \frac{1}{\delta_{22}} y_2 + \frac{\delta_{23}}{\delta_{22}} m_3 \cdot \ddot{y}_3 - \frac{a}{l \cdot \delta_{22}} y_4 - \frac{y_1}{\delta_{22}} \cdot \frac{b+c}{l} = 0 \\
 \dots \\
 m_{m-3} \cdot \ddot{x}_{m-3} + \frac{1}{\delta_{(m-3)(m-3)}} x_{m-3} + \frac{\delta_{(m-3)(m-2)}}{\delta_{(m-3)(m-3)}} m_{m-2} \cdot \ddot{x}_3 - \frac{d}{l \cdot \delta_{(m-3)(m-3)}} x_{m-1} - \frac{x_{(m-4)}}{\delta_{(m-3)(m-3)}} \cdot \frac{z+h}{l} + S_x + G_x = \\
 = m_{(m-3)} \cdot \varepsilon_{(m-3)} \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha t \\
 m_{m-3} \cdot \ddot{y}_{m-3} + \frac{1}{\delta_{(m-3)(m-3)}} y_{m-3} + \frac{\delta_{(m-3)(m-2)}}{\delta_{(m-3)(m-3)}} m_{m-2} \cdot \ddot{y}_3 - \frac{d}{l \cdot \delta_{(m-3)(m-3)}} y_{m-1} - \frac{y_{(m-4)}}{\delta_{(m-3)(m-3)}} \cdot \frac{z+h}{l} + S_y + G_y = \\
 = m_{(m-3)} \cdot \varepsilon_{(m-3)} \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha t \\
 \dots \\
 m_{n-1} \cdot \ddot{x}_{n-1} + \frac{1}{\delta_{(n-1)(n-1)}} x_{(n-1)} + \frac{\delta_{(n-1)(n-2)}}{\delta_{(n-1)(n-1)}} m_{(n-2)} \cdot \ddot{x}_{(n-2)} - \frac{r}{l \cdot \delta_{(n-1)(n-1)}} x_{(n-2)} - \frac{x_n}{\delta_{(n-1)(n-1)}} \cdot \frac{s+k}{l} = 0 \\
 m_{n-1} \cdot \ddot{y}_{n-1} + \frac{1}{\delta_{(n-1)(n-1)}} y_{(n-1)} + \frac{\delta_{(n-1)(n-2)}}{\delta_{(n-1)(n-1)}} m_{(n-2)} \cdot \ddot{y}_{(n-2)} - \frac{r}{l \cdot \delta_{(n-1)(n-1)}} y_{(n-2)} - \frac{y_n}{\delta_{(n-1)(n-1)}} \cdot \frac{s+k}{l} = 0 \\
 m_n \cdot \ddot{x}_n + c_2 \cdot \dot{x}_n + \frac{h+r}{l} m_{m-3} \cdot \ddot{x}_{m-3} + \frac{s+k}{l} m_{m-1} \cdot \ddot{x}_{m-1} + d_{II} \cdot \dot{x}_n + q \cdot y_n + \alpha \cdot x_n \cdot |x_n| = 0 \\
 m_n \cdot \ddot{y}_n + c_2 \cdot \dot{y}_n + \frac{a}{l} m_{m-3} \cdot \ddot{y}_{m-3} + \frac{a+b}{l} m_{m-1} \cdot \ddot{y}_{m-1} + d_{II} \cdot \dot{y}_n - q \cdot x_n + \alpha \cdot y_n \cdot |y_n| = 0
 \end{cases} \quad (1)$$

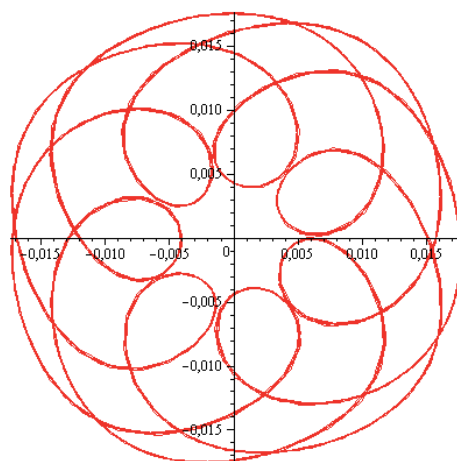


Рисунок 2 – Пример спектра вибраций и орбита движения в неустойчивой области частот вращения при наличии внутреннего гистерезисного трения

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_1 \cdot x_1 + \frac{b+c}{l} m_2 \cdot \ddot{x}_2 + \frac{c}{l} m_3 \cdot \ddot{x}_3 + d_{II} \cdot \dot{x}_1 + q \cdot y_1 + \alpha \cdot x_1 \cdot |x_1| = 0 \\
 m_1 \cdot \ddot{y}_1 + c_1 \cdot y_1 + \frac{b+c}{l} m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \frac{c}{l} m_3 \cdot \ddot{y}_3 + d_{II} \cdot \dot{y}_1 - q \cdot x_1 + \alpha \cdot y_1 \cdot |y_1| = 0 \\
 m_2 \cdot \ddot{x}_2 + \frac{1}{\delta_{22}} x_2 + \frac{\delta_{23}}{\delta_{22}} m_3 \cdot \ddot{x}_3 - \frac{a}{l \cdot \delta_{22}} x_4 - \frac{x_1}{\delta_{22}} \cdot \frac{b+c}{l} + G_x = m_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \\
 m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \frac{1}{\delta_{22}} y_2 + \frac{\delta_{23}}{\delta_{22}} m_3 \cdot \ddot{y}_3 - \frac{a}{l \cdot \delta_{22}} y_4 - \frac{y_1}{\delta_{22}} \cdot \frac{b+c}{l} + G_y = m_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \\
 m_3 \cdot \ddot{x}_3 + \frac{1}{\delta_{33}} x_3 + \frac{\delta_{32}}{\delta_{33}} m_2 \cdot \ddot{x}_2 - \frac{c}{l \cdot \delta_{33}} x_1 - \frac{x_4}{\delta_{33}} \cdot \frac{a+b}{l} - G_x = 0 \\
 m_3 \cdot \ddot{y}_3 + \frac{1}{\delta_{33}} y_3 + \frac{\delta_{32}}{\delta_{33}} m_2 \cdot \ddot{y}_2 - \frac{c}{l \cdot \delta_{33}} y_1 - \frac{y_4}{\delta_{33}} \cdot \frac{a+c}{l} - G_y = 0 \\
 m_4 \cdot \ddot{x}_4 + c_2 \cdot x_4 + \frac{a}{l} m_2 \cdot \ddot{x}_2 + \frac{a+b}{l} m_3 \cdot \ddot{x}_3 + d_{II} \cdot \dot{x}_4 + q \cdot y_4 + \alpha \cdot x_4 \cdot |x_4| = 0 \\
 m_4 \cdot \ddot{y}_4 + c_4 \cdot y_4 + \frac{a}{l} m_2 \cdot \ddot{y}_2 + \frac{a+b}{l} m_3 \cdot \ddot{y}_3 + d_{II} \cdot \dot{y}_4 - q \cdot x_4 + \alpha \cdot y_4 \cdot |y_4| = 0
 \end{array} \right. \quad (2)$$

Таким образом, проанализировав полученные результаты можно сделать выводы, что с увеличением коэффициента внутреннего гистерезисного трения: диапазон устойчивых частот вращения сужается, а удельный вес автоколебательной накладки в зоне неустойчивых частот вращения возрастает, таким образом, внутреннее трение является дестабилизирующим фактором; амплитуда оборотной составляющей с ростом h падает. В неустойчивой области частот вращения увеличение дисбаланса приводит к снижению амплитуды автоколебательной составляющей и увеличению амплитуды оборотной.

Литература:

1. Лейких Д.В. Идентификация причин возбуждения несинхронных колебаний роторов турбокомпрессоров и способы их снижения. Дис.уч.ст.канд. техн.наук. Сумы, 2011.

УДК 550.8

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ГРУНТА ПО ГЛУБИНЕ НА ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ РЕЗЕРВУАРОВ ТЭС И КОТЕЛЬНЫХ С УЧЕТОМ НАЛИЧИЯ ИНЖЕНЕРНОГО СООРУЖЕНИЯ

МАХСУТБЕК Ф.Т., ОЖИКЕНОВА Ж.Ф.

Томский политехнический университет, г. Томск, Российская Федерация

Реферат: прогноз структуры топливно-энергетического баланса России показывает, что нефть и газ останутся доминирующими энергоносителями, при сжигании которых в 2030 г. будет производиться 70% энергии [1]. Следует помнить о том, что большое число электростанций и крупных котельных используют мазут в качестве основного топлива, на всех электростанциях и котельных, работающих на газовом топливе, имеются резервные мазутные хозяйства, а