

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ВЛИЯНИЯ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ В НЕУСТОЙЧИВОЙ ОБЛАСТИ ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ НА ПОВЕДЕНИЕ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕССОРА

Лейких Д.В., аспирант

Целью работы является анализ влияния различных моделей внутреннего трения на динамику горизонтального ротора.

Уравнение движения центра диска горизонтального ротора с упругим валом и вязким внешним трением в неподвижной системе координат $z = x + iy$ записывается в виде:

$$m \cdot \ddot{z} + k_1 \cdot \dot{z} + c \cdot z = m \cdot g + m \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot e^{i\omega t} \quad (1)$$

где m - эквивалентная масса, k_1 - коэффициент внешнего трения, c - изгибная жёсткость вала, ε - относительный дисбаланс.

Была рассмотрена модель сухого трения, сила которого во вращающейся вместе с ротором системе координат записывается в виде:

$$P_v = -H \cdot \dot{\zeta} / |\dot{\zeta}|, \quad (2)$$

а также одна из наиболее достоверных структур для гистерезисной модели, при которой выражение для силы внутреннего трения во вращающейся системе координат имеет вид:

$$P_v = -h \cdot |\zeta| \cdot \dot{\zeta} / |\dot{\zeta}|, \quad (3)$$

где $\zeta = \eta + i\xi$ - комплексная координата центра ротора во вращающейся с частотой вращения ротора ω системе координат $\xi O \eta$.

Системы дифференциальных уравнений для вышеперечисленных моделей внутреннего трения аналитически не решаются. С использованием математического комплекса Maple 9.5 было выполнено их численное интегрирование на примере ротора компрессора, который был приведен к одностепенной модели. Приведение выполнено таким образом, чтобы критическая частота, динамический прогиб при критической частоте и статический прогиб совпадали с соответствующими расчетными значениями исходного ротора.

Для выявления закономерностей влияния дисбаланса и внутреннего трения на граничную по устойчивости частоту вращения ротора было проведено большое количество численных экспериментов. Каждый раз при заданном дисбалансе и коэффициенте внутреннего трения определялась точка перехода от моногармонического колебательного процесса к полигармоническому, в котором появляется автоколебательная накладка.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Увеличение дисбаланса при наличии гистерезисного или сухого трения приводит к уменьшению устойчивости ротора, к сужению интервала устойчивых частот вращения.

2. С увеличением коэффициента внутреннего трения диапазон устойчивых частот вращения сужается, а удельный вес автоколебательной накладки в зоне неустойчивых частот вращения возрастает. Таким образом, внутренне трение является дестабилизирующим фактором.

3. При вращении ротора в неустойчивой зоне частот вращения автоколебательные накладки могут быть сравнительно невелики. Поэтому сам факт потери ротором устойчивости при эксплуатации агрегата может оказаться незамеченным. Это обстоятельство необходимо учитывать при проведении диагностических проверок вибросостояния турбокомпрессоров.