

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ

	первая опора	вторая опора
до балансировки	0,38	0,55
после балансировки	0,09	0,12

Данные результаты показывают, что для рассматриваемого ротора, являющегося по сути гибким, вполне допустима балансировка в двух плоскостях коррекции.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ АУТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ НАКЛАДКИ НА ДИНАМИКУ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА

Ночовный В. Н.

Современная технология требует одновременного увеличения давлений и подач различных жидкостей и газов. Пока наиболее рациональным способом достижения требуемых параметров является применение высокооборотных центробежных насосов и компрессоров. В процессе создания таких машин возникают новые научно-технические проблемы, которые по своей значимости находятся в ряду важнейших проблем машиностроения. К их числу принадлежит и проблема снижения вибрации роторов, которая, в случае высокооборотных машин, приобретает крайнюю важность.

Важность и актуальность этой проблемы привела к возникновению большого количества публикаций, посвященных колебаниям роторов. Однако, если методы расчёта и закономерности колебаний линейных моделей роторов, в том числе роторов центробежных насосов, достаточно подробно освещены в литературе, вопросы устойчивости и динамики нелинейных моделей роторов, учитывающих специфику центробежных машин, исследованы недостаточно. В том числе, мало внимания уделяется автоколебаниям роторов центробежных насосов. Многие авторы считают автоколебания аварийным режимом, а их исследования — не имеющими

практической ценности.

В данной работе сделана попытка оценить вклад автоколебаний в уровень суммарной вибрации ротора, а также вычислить частоты автоколебаний. Последнее имеет особое практическое значение, поскольку знание частот автоколебаний и их обнаружение в спектре колебаний ротора, информирует о неблагоприятном вибрационном состоянии машины.

Исследования проводились на одномассовой модели ротора. Поскольку выражения радиальных сил в щелевых уплотнениях содержат нелинейные члены, то интегрирование дифференциальных уравнений движения ротора было выполнено численно, с помощью пакета Mathcad. Численные эксперименты позволили определить факторы, в наибольшей мере влияющие на параметры автоколебаний.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО ЧИСЛА ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ ПРИ БАЛАНСИРОВКЕ ГИБКИХ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ.

Головач Р.С.

Ротеры представляют собой источники вредных вибраций, которые являются определяющими причинами снижения надежности и долговечности машин и механизмов, промышленных зданий и сооружений. Для снижения этих вредных вибраций необходимо, в частности, проводить балансировку роторов. Обычно это очень сложный и трудоемкий процесс.

В работе на основе численных экспериментов по балансировке роторов двух типичных конструкций центробежных насосов (ротор насоса ПЭ 380-200-3, далее ротор № 1, и ротор насоса ПЭ 400 – 250 далее ротор № 2) были выявлены эффективные способы их уравнивания.

Показано, что эти роторы, работающие между первой и второй критическими частотами вращения, можно отбалансировать в трех плоскостях коррекции.