

## Секція динаміки та міцності

неуравновешенности на границу устойчивости и амплитуду автоколебательной составляющей. При численном интегрировании были рассчитаны серии переходных процессов и выполнен спектральный анализ полученных решений.

В результате были выявлены следующие закономерности: 1) с увеличением дисбаланса граничная по устойчивости частота вращения возрастает. Таким образом, устойчивость неуравновешенного ротора повышается по мере роста дисбаланса; 2) доля автоколебательной составляющей по мере роста дисбаланса уменьшается. Таким образом, выявляется стабилизирующая роль неуравновешенности. Синхронная прецессия как бы имеет тенденцию "подавлять" автоколебательную накладку.

Показано, что в неустойчивой области вращения ротора центробежной машины при частотах вращения близких к границе устойчивости амплитуды автоколебаний могут быть сравнительно невелики. Таким образом, сам факт потери устойчивости может носить скрытый характер и его обнаружение требует спектрального анализа вибрационного состояния ротора. С ростом дисбаланса амплитуда автоколебательной составляющей уменьшается, а область частот устойчивого вращения расширяется.

## РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ МЕСТ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПЛОСКОСТЕЙ КОРРЕКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

*Симоновский В. И., проф., доктор техн. наук, СумГУ,  
Гуков В.В., студент гр. ДМ-41, СумГУ*

Ротор является инструментом преобразования энергии в самых различных областях техники: энергетических машинах, электрических машинах, транспортных машинах, машинах химической и текстильной промышленности, приборах и т.д. Но в то же время ротора представляют собой источник вредных вибраций. Такие вибрации могут являться определяющими факторами снижения надежности и долговечности машин и механизмов, фундаментов промышленных зданий. Одним из способов снижения вредоносных вибраций является балансировка роторов.

В работе проведена виртуальная (с помощью программ для ПК, реализующих расчеты вынужденных колебаний и определение дисбалансов в назначенных плоскостях коррекции) балансировка двух реальных моделей роторов. Различие в подходах к балансировке состояло в специальном расположении плоскостей коррекции. После этого проведен анализ результатов, на основе которого был разработан ряд рекомендаций для выбора оптимальных мест расположения плоскостей коррекции. Оказалось, что для роторов работающих между первой и второй критическими

## Секція динаміки та міцності

частотами вращения, наиболее целесообразным является расположение плоскостей коррекции в области пиков первой и второй собственных форм. Проведенное исследование показало, что предварительные расчеты на ЭВМ позволяют определить более эффективные способы реальной балансировки роторов

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ В ДВУХ ПЛОСКОСТЯХ КОРРЕКЦИИ

*Симоновский В. П., проф., доктор техн. наук, СумГУ,  
Яценко А.С., студент гр. ДМ-31, СумГУ*

Роторы представляют собой источники вредных вибраций, которые являются определяющими причинами снижения надёжности и долговечности машин и механизмов, промышленных зданий и сооружений.

При современных средствах измерения амплитуд и фаз вынужденных колебаний роторов наиболее удобным (особенно для жёсткого ротора) является так называемая двухплоскостная балансировка. Этот способ требует трёх запусков ротора: начального, затем с пробной массой в первой плоскости коррекции и далее с пробной массой во второй плоскости коррекции. Полученные данные обрабатываются с помощью программного комплекса «MathCAD», в котором определяется масса и угол приложения этой массы в каждой из плоскостей коррекции.

Во ВНИИАЭН осуществлялась балансировка жесткого ротора с помощью балансировочного станок фирмы "Schenck", где корректирующие грузы определяются по методу измерения динамических реакций на опорах. Предложено применить метод балансировки в двух плоскостях с тремя пусками. Измерения проводились с использованием универсального измерительного устройства VibroPort 41. Результаты практических измерений приведены в таблице:

	1-я пл. корекц., мм/с	2-я пл. корекц., мм/с
До бал.	0,1	0,4
После бал. на балансиров. станке	0,02	0,09
После бал. с пом. VibroPort 41	0,01	0,07

Из таблицы следует, что в ряде случаев более эффективным, хотя и более трудоемким, является использование метода балансировки в двух плоскостях коррекции с тремя пусками и замерами вибраций универсальным измерительным устройством VibroPort 41.