

Продолжаем публикацию материалов одесских специалистов, посвященных основным принципам конструирования балансировочных станков с горизонтальной осью вращения и особенностям балансировки на них составных роторов. Авторы на основе личного опыта попытались ответить на три главных вопроса:

1. Какие основные принципы проектирования балансировочных станков с горизонтальной осью вращения ротора?
2. На какой частоте следует проводить балансировку карданного вала?
3. Чем отличается балансировка карданного вала на станках с упругоподатливыми опорными шпинделями от балансировки на станках с жесткими опорными шпинделями?

К.Ф. Боряк /к.т.н./, В.И. Силкин, В.А. Калашник  
МЧП "КОМПРО" (Одесса, Украина)

## КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАНКОВ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКИ СОСТАВНЫХ РОТОРОВ С ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ

Авторами данных материалов было набито много шишек, пока получили приемлемые результаты конструирования станков для динамической балансировки составных роторов. Дабы сократить тернистый путь других коллег к успеху, авторы поделятся полученными знаниями и накопленным опытом в области конструирования балансировочных станков. Итак, вспомните своё ощущение студента старшего курса при сдаче экзамена строгой государственной комиссии, когда трясущимися руками вытаскиваешь билет, читаешь вопросы и понимаешь, что самые сложные достались именно тебе. Начнем отвечать на них по порядку.

Для наглядности на рисунке 1 приведена схема типовой конструкции балансировочного станка.

**Ответ на первый вопрос.** Как правило, конструирование балансировочного станка начина-

ют с подбора конструкции опорных шпинделей в зависимости от заданного принципа вращения (колебания) балансируемого ротора:

– при вращении ротора вокруг своей геометрической оси необходимо конструкцию опорных шпинделей выполнить неподвижной – "жесткой";

– при вращении ротора вокруг своей оси инерции, проходящей через центр масс ротора, необходимо конструкцию опорных шпинделей выполнить "податливой" в поперечном направлении (в виде гибких торсионов).

В зависимости от массы, геометрических размеров ротора и чувствительности измерительной аппаратуры подбирают соответствующую высоту и жесткость рычага (шатуна) опорного шпинделя. Подшипники качения для шатуна опорного шпинделя подбирают следующим образом: для жестких опорных шпинделей – с

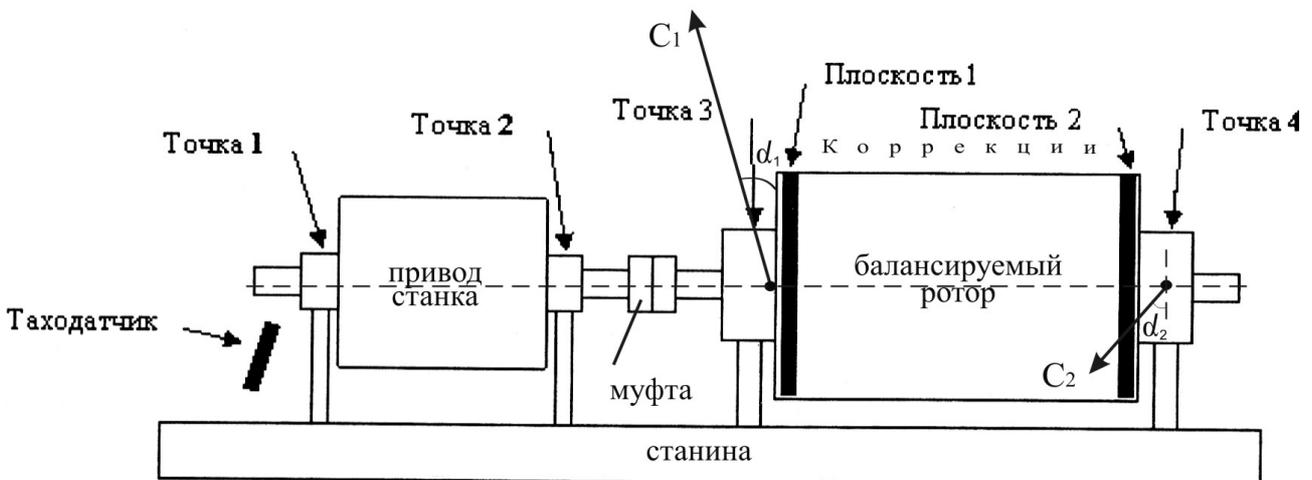


Рисунок 1 – Схема типовой конструкции балансировочного станка



Рисунок 2 – Принципиальная схема измерительной аппаратуры балансировочных станков

минимальными зазорами и возможностью регулировки их по мере износа подшипников в период эксплуатации станка, а для подвижных опорных шпинделей – с большими зазорами, которые заполняют смазкой для увеличения демпфирующих свойств.

В зависимости от соотношения длины  $L$  к высоте  $H$  ротора подбирают привод:

- при  $L/H \leq 5$  выбирают односторонний;
- при  $L/H \geq 5$  – двухсторонний.

После выбора конструкции опорных шпинделей и их привода, подбирают датчики и соответствующую измерительную аппаратуру (рисунок 2).

Например, на станках с жесткими опорными шпинделями удобнее работать с датчиками измерения силы, а на станках с подвижными опорными шпинделями – с датчиками измерения ускорения или скорости (акселерометрами). Следует отметить, что датчики силы измеряют непосредственно реакцию опорного шпинделя на возбуждающую силу колебания ротора (дисбаланс), а акселерометры измеряют ускорение и его производные величины: перемещение, скорость. Поэтому для получения приемлемого соотношения "сигнал-шум" с датчиков-акселерометров требуется увеличение оборотной частоты измерений, но чем выше оборотная частота, тем больше вибрация станины станка. Незначительная вибрация станка может возникать при больших величинах дисбаланса ротора только из-за недостаточного конструктивного веса станины. Для погашения передаваемой на пол вибрации станину изготавливают из литого чугуна, либо из "искусственного гранита", либо устраивают отдельный от общего пола специальной конструкции виброфундамент. В любом случае это неизбежно приводит к удорожанию.

При большой длине ротора и одностороннем торцевом приводе при совместном воздействии на ротор возбуждающих сил колебания и инерционных сил возникает эффект пульсации угловой скорости между опорными шпинделями, который вносит дополнительную составляющую (от привода) в суммарное значение моментной неуравновешенности ротора, и также может вызывать переменную вибрацию станка в период проведения измерений. При разгоне ротора с двухсторонним приводом таких проблем не воз-

никает, если они синхронизированы в управлении по фазе. Поэтому рекомендуется измерения проводить при отключенном приводе на "выбеге", но возникает другая проблема – быстрое падение угловой скорости для роторов малого веса, которая решается расчетным путем совмещения режима управления электродвигателями с работой измерительного тракта.

**Ответ на второй вопрос.** Конструкция опорных шпинделей станка предопределяет выбор соответствующей частоты  $\omega_b$  балансировки роторов. Ее выбирают из допустимого диапазона частот вращения ротора на балансировочном станке и мощности привода. Мощность и крутящий момент привода, частота вращения ротора при балансировке и момент инерции ротора связаны между собой номограммами [1].

Согласно второму закону Ньютона сила, действующая на вращающееся вокруг некоторой оси тело массой  $M$  с угловой частотой  $\omega$  и радиусом  $R$ , прямо пропорциональна по величине и обратно по направлению силе инерции самого тела. Следовательно, реакцию опорного шпинделя  $F$  от воздействия возбуждающего колебания дисбаланса  $D$  можно связать формулой [2]:

$$F = M \cdot \varepsilon = M \cdot R \cdot \omega^2 = D \cdot \omega^2, \quad (1)$$

где  $\varepsilon$  – угловое ускорение вращающегося тела.

Из формулы (1) видно, что фиксируемая датчиком реакция опорного шпинделя (мощность сигнала) зависит только от угловой скорости вращения ротора – чем больше скорость, тем сильнее сигнал от датчика, но величина дисбаланса ротора  $D$  остается при этом неизменной на любой частоте вращения. Поэтому частоту балансировки ротора выбирают в пределах диапазона устойчивой работы датчиков измерительной аппаратуры таким образом, чтобы она находилась подальше от собственной частоты  $\omega_{cob}$  колебательной системы станка, во избежание явления резонанса.

Собственную частоту  $\omega_{cob}$  колебательной системы станка вычисляют по формуле [3]:

$$\omega_{cob} = \frac{\pi \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}}{2}, \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент жесткости колебательной системы;  $m$  – масса колебательной системы.

В зависимости от выбранной частоты вращения балансируемого ротора станки подразделяются на три типа: дорезонансный, резонансный, зарезонансный. При этом надо помнить, что для дорезонансных типов станков  $\omega_{cob}$  совпадает с найденной по формуле (2), а для зарезонансных  $\omega_{cob}$  несколько меньше найденной по формуле (2). Эти конструкционные требования необходимо учитывать при разработке конструкции станины станка. Например, при разработке балансирующего станка дорезонансного типа большой вес станины не требуется, а для зарезонансного типа – он просто необходим. Балансировочный станок с подвижными опорными шпинделями имеет низкий коэффициент жесткости  $k$ , поэтому его лучше конструировать зарезонансного типа, а станок с жесткими опорными шпинделями, имеющий высокий коэффициент жесткости  $k$  – дорезонансного типа. Тогда, определенная по формуле (2) собственная частота  $\omega_{cob}$  колебательной системы и рабочая частота  $\omega_b$  будут далеко отстоять друг от друга и не оказывать существенного влияния на точность и качество проводимых измерений.

Рассмотрим, например, типовой карданный вал весом 36 кг марки МАБ II, имеющий максимальные геометрические размеры: длину 1420 мм и диаметр 80 мм, который устанавливается на пассажирских вагонах [4]. Его первую критическую частоту вращения  $\omega_{кр1}=11000$  об/мин для сплошного по поперечному сечению ротора определяем по номограмме 8.1. Приложения 1 [2]. Поскольку карданный вал по поперечному сечению является полым (трубчатым), то истинное значение его первой критической частоты следует определять по формуле [5]:

$$\omega_{кр} = \omega_{кр1} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{d_B}{d}\right)^2}, \quad (3)$$

где  $d_в$  и  $d$  – соответственно внутренний и наружный диаметры карданного вала 72...80 мм. Проведя математические вычисления по формуле (3) получим значение  $\omega_{кр} = 14800$  об/мин.

Сравнивая их соотношение  $14800/3340=4,43$  с соотношением п.11.1. [1]:

$$\frac{\omega_{кр}}{\omega_{экс}} \gg 3,3 \quad (4)$$

приходим к выводу, что рассматриваемый карданный вал относится к межопорному жесткому

ротору первого класса. У жестких роторов эксплуатационная частота вращения  $\omega_{экс}$  намного ниже их критической частоты  $\omega_{кр}$ , поэтому жесткий ротор можно полностью сбалансировать в двух произвольных плоскостях коррекции на любой частоте вращения, при которой соблюдается условие его жесткости и можно не учитывать прогиб ротора. Из формулы (1) видно, что вибрация (неуравновешенность) ротора при вращении существенно зависит от частоты вращения и величины остаточного дисбаланса. Поэтому часто производители балансируемых станков искусственно ограничивают максимальную частоту балансировки из-за возникновения сильных вибраций на больших оборотах.

Вторым критерием при выборе частоты балансировки служит соотношение между нормой точности балансируемого станка и допустимым остаточным дисбалансом для роторов. Этот критерий обусловлен главным образом качеством измерительной аппаратуры, установленной на станке, которая имеет свой предел чувствительности. Поэтому чем выше частота балансировки, тем чувствительней измерительная аппаратура и выше норма точности станка [1].

Эти правила конструирования следует строго соблюдать, поскольку в момент наступления резонанса, когда собственная частота колебания ротора совпадает с частотой возбуждающей силы (дисбаланса), наблюдается фазовый на 90° сдвиг между колебаниями системы (ротора) и возбуждающей силы (дисбалансом). На дорезонансных станках фаза колебаний самого ротора совпадает по фазе с возбуждающей силой (дисбалансом), а на зарезонансных станках они находятся в противофазе. Это важно учитывать в расчетах при определении угла вектора дисбаланса.

**Ответ на третий вопрос.** Настройка измерительной аппаратуры станка обычно производится методом пробных пусков [6]. Найденные при этом значения динамические коэффициенты влияния для опорных шпинделей, используются при расчетах значений остаточного дисбаланса всех однотипных роторов, которые впоследствии подвергаются балансировке на данном станке. Предполагают, что динамические коэффициенты влияния для однотипных роторов постоянны, а вес компенсирующего груза имеет линейную зависимость от величины дисбаланса для обеих опор. На практике эта предпосылка хорошо работает только для цельного ротора (без шарниров), когда сам ротор служит жесткой связью для двух опорных шпинделей станка. Проблемы начинаются, когда на станок устанавливают составной ротор с шарнирами, каким явля-

ется карданный вал. Карданный вал – это три ротора соединенных между собой шарнирами, каждый из которых при вращении имеет свою ось инерции. Оси инерции роторов не совпадают с общей геометрической осью. Почему, да потому, что крестовины все разные и установлены с отклонением от геометрической оси вала.

При установке неуравновешенного карданного вала на балансировочный станок с упруго-податливыми опорными шпинделями инерционные оси всех трех роторов отклоняются от оси вращения и в работу включаются шарнирные соединения, которые призваны скомпенсировать несоосность установки трех роторов через крестовины. Силы трения, возникающие от работы крестовин, могут значительно превышать (дисбаланс) силы моментной неуравновешенности ротора. В результате измерительная аппаратура фиксирует не один, а несколько импульсов с максимальной амплитудой, причем фиксируются все максимумы, в том числе и от работы крестовин. В этом состоит неудобство балансировочных станков с упругоподатливыми опорами. Поскольку чем больше податливость опорных шпинделей этих типов станков, тем они чувствительнее к определению дисбаланса, но чем больше "размах" колебаний опор, тем больше угол отклонения оси инерции от оси вращения ротора, а чем больше угол излома частей составного ротора, тем сильнее чувствуется работа крестовин. Таким образом, круг замкнулся, и мы не знаем, что нам показывает измерительная аппаратура на самом деле и куда приваривать компенсирующий груз.

На практике происходит следующее. Карданный вал, имеющий статическую неуравновешенность [7], удастся легко сбалансировать и приварить груз на нужное место, так как при вращении статически неуравновешенного карданного вала колебательные движение обеих упругих опор будут синхронными. Карданный

вал, имеющий моментную неуравновешенность, намного тяжелее сбалансировать, поскольку при вращении составные его части начинают изгибаться под воздействием неуравновешенных моментных сил дисбаланса, в работу вступают шарнирные соединения, которые пытаются скомпенсировать излом осей вала. В результате упругие опоры балансировочного станка совершают асинхронные колебательные движения. При этом измерительная аппаратура фиксирует все амплитуды сигнала с датчиков, как от дисбаланса, так и от работы шарниров составного ротора, а кто из них "who is who". Метод определения динамических коэффициентов влияния для балансировки составных роторов (карданных валов) на станках с упругоподатливыми опорными шпинделями не работает. Вывод напрашивается только один – чтобы избежать влияния работы шарниров при балансировке составных роторов лучше их балансировать на станках с жесткими опорными шпинделями, которые должны устанавливаться на станке соосно (не более 0,02 мм на 1 погонный метр).

1. *ГОСТ 22061-76.* Система классов точности балансировки. Основные положения.
2. *Щепетильников В.А.* Теория и конструкция балансировочных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 543с.
3. *Левит М.Е., Рыженков В.М.* Балансировка деталей и узлов. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
4. *ТУ У 35.2-310473221-001-2003.* Валы карданные для железнодорожного транспорта.
5. *Щепетильников В.А.* Уравновешивание машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1965. – 658 с.
6. *ИСО 2953-75.* Балансировочные станки. Описание, характеристики и возможности.
7. *ГОСТ 19534-74.* Балансировка вращающихся тел. Термины.

Редакция научно-технического и производственного журнала

## **"ВИБРАЦИЯ МАШИН: ИЗМЕРЕНИЕ, СНИЖЕНИЕ, ЗАЩИТА"**

приглашает к активному диалогу на страницах журнала авторов статей и специалистов, пишущих о современных проблемах использования вибраций в технике, борьбы с вибрацией и идентификации процессов протекающих в оборудовании и конструкциях по параметрам вибрации, разработки методов и средств измерения и анализа параметров вибрации



Телефон: +38 (062) 348-50-56

Электронная почта: [as@mech.dgtu.donetsk.ua](mailto:as@mech.dgtu.donetsk.ua)

Интернет: [vibro.donntu.edu.ua](http://vibro.donntu.edu.ua)