

УДК 536.532

К. Боряк, кандидат технічних наук, директор,
ЧМП «КОМПРО», г. Одеса,
Н. Курдюмов, заступник директора,
ГП «Херсонстандартметрологія»,
Ю. Ткаченко, начальник ремонтно-калібрувальної
лабораторії,
ГП «Одеська залізниця»,
вагонне депо «Каховка», г. Таврійськ

К. Боряк, кандидат технічних наук, директор,
ПМП «КОМПРО», м. Одеса
М. Курдюмов, заступник директора,
ДП «Херсонстандартметрологія»,
Ю. Ткаченко, начальник ремонтно-калібрувальної
лабораторії,
ДП «Одеська залізниця»,
вагонне депо «Каховка», м. Таврійськ

МЕТРОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ АТЕСТАЦІЇ БАЛАНСУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

Рассматривается новая методика проведения метрологических измерений и метрологической аттестации балансировочных станков дорезонансного типа с жесткими опорными шпинделями.

Сувеличением скорости движения пассажирского подвижного состава и открытием скоростных маршрутов движения «Киев—Харьков, Киев—Москва, Киев—Днепропетровск» перед ремонтними підприємствами «Укрзалізниця» встала проблема зниження вібрації кузова вагонів. Проведений аналіз причин виникнення підвищеної вібрації кузова вагона, указав на необхідність введення вібраційного контролю при ремонтах окремих складових приводів «колесна ось — генератор» і, прежде всего, за проведенням динамічної балансування карданных валов, автоматических муфт сцепления, роторов генераторов, что в значительной степени связано с безопасностью движения и комфортом перевозимых пассажиров. Руководством Главного управления по безопасности движения и экологии «Укрзалізниця» было принято решение об оснащении ремонтных предприятий соответствующим балансировочным оборудованием. Анализ технических характеристик современного балансировочного оборудования, выпускаемого фирмами Германии, России, Белоруси, Украины, указал на его однотипность — это балансировочные станки «зарезонансного» типа с односторонним приводом и упругоподатливыми опорными шпинделями. На основании предлагаемой производителями балансировочных станков технологии балансировки роторов и методики



К. Боряк



Н. Курдюмов



Ю. Ткаченко

проведения метрологической аттестации был сделан вывод, что такое технологическое оборудование не совсем приемлемо для использования в условиях вагоноремонтных депо по следующим причинам:

- наличие конструктивной погрешности, вносимой в измерительный процесс односторонним приводом, который «тесно связан» с балансируемым ротором;

- резкое снижение чувствительности станков по дисбалансу при балансировке несимметричных роторов (карданных валов), вследствие возникновения явления «самокомпенсации» колебательной системы;

- необходимость для проведения метрологической аттестации и калибровки измерительной аппаратуры, наличия множества различных по весу дорогостоящих контрольных роторов с обязательной ежегодной их поверкой (на балансировочном оборудовании повышенной точности);

- отсутствие в Украине балансировочного оборудования необходимой точности для проведения аттестации этих же контрольных роторов.

Управлением Одесской железной дороги в 2004 году был объявлен тендер на создание нового балансировочного оборудования, в котором отсутствовали бы упомянутые выше недостатки, и которое отвечало бы уровню точности балансировки карданных валов и муфт сцепления согласно утвержденной нормативной документации «Укрзалізниці» [1, 2]. За работу взялись две одесские фирмы: ПКФ «Внешторг-Микрон» и ЧМП «КОМПРО», которые уже через год представили свои первые опытные образцы. Не вдаваясь во все тонкости конкурентной борьбы, скажем только, что победителем стала фирма «КОМПРО», которая создала принципиально новую конструкцию балансировочного оборудования.

Она разработана, следуя старым известным правилам. Первое из них гласит: нет самого неприятного явления — нет проблем, а самый лучший способ борьбы с неприятными явлениями — это их полное исключение. Второе правило: чем проще конструкция какой-либо механической системы, тем легче она в техническом обслуживании и надежнее в эксплуатации. Справедливо будет утверждать, что конструкция механической системы балансировочного станка всегда предопределяет метод измерения дисбаланса ротора и наоборот. Следовательно, решение указанных выше проблем надо искать в создании новой конструкции механической системы балансировочного станка.

В конструкции механической системы большинства существующих балансировочных станков используются упругоподатливые опорные

шпиндели. Под воздействием на вращающийся ротор неуравновешенных сил они изгибаются, а подсоединенные к ним датчики-акселерометры позволяют измерить величину вибрации ротора, по которой определяют его дисбаланс. При помощи стробоскопа и нанесенной на ротор специальной метке определяется направление (угол, фаза) приложения неуравновешенных сил. При этом в момент измерения требуется поддержание оборотной частоты вращения ротора от привода (тип не имеет значения: карданного или ременного). Естественно, такая «тесная» взаимосвязь привода с ротором в момент измерения накладывает погрешность на истинное значение дисбаланса, как по углу, так и по величине. Чувствительность такой механической системы к вибрации вращающегося ротора сильно зависит от упругости (жесткости) опорных шпинделей, которые по сути своей являются пружинами. Измеряемая величина реакции (колебания) любой пружины под воздействием неуравновешенной силы, одновременно зависит от двух составляющих: величины самой приложенной силы и величины сопротивляемости материала деформациям физического тела (пружины), которая характеризуется коэффициентом жесткости. Эта зависимость, как правило, носит нелинейный характер, и только в узком диапазоне малых колебаний можно приближенно считать ее линейной. Поэтому на всех балансировочных станках с упругоподатливыми опорными шпинделями уравновешивание ротора всегда осуществляется в несколько этапов. Сам процесс балансировки имеет всего два пути: можно балансировать на одних и тех же оборотах, но изменять последовательно от минимума к максимуму упругость опорных шпинделей, либо зафиксировать их упругость и производить балансировку на разных оборотах, постепенно их повышая. Такая методика позволяет удерживать вибрацию ротора в диапазоне малых колебаний, обеспечивая приемлемую точность по определению дисбаланса. Надо так же отметить, что сама по себе большая вибрация вредна и опасна, как для механической конструкции, так и для электронно-измерительной аппаратуры. Поэтому многие производители балансировочных станков ограничивают по величине уровень вибрации ротора при его балансировке на станке, а в случае превышения установленной нормы электроника автоматически блокирует привод и процесс измерения. На каждом этапе по результатам измерений величины дисбаланса устанавливается корректирующий груз соответствующего веса на определенный угол. Так

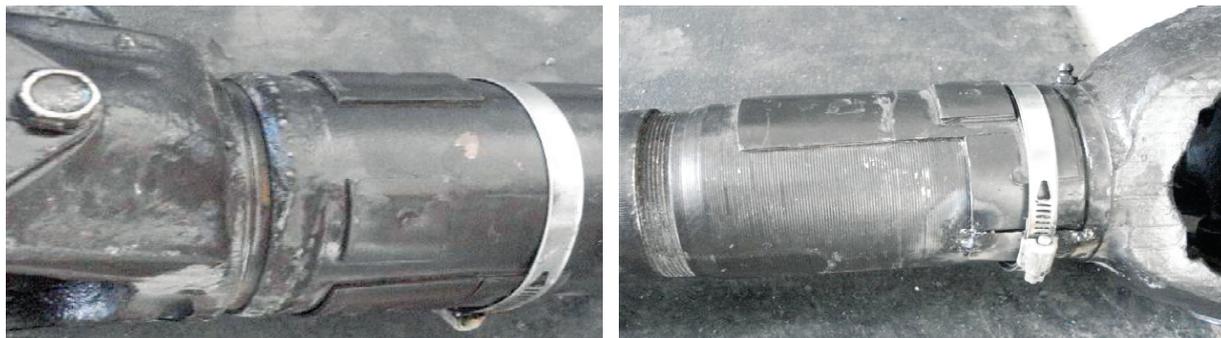


Рис. 1. Пример уравнивания карданного вала в двух плоскостях коррекции четырьмя грузами на балансировочном станке с упругоподатливыми опорными шпинделями

методом последовательного приближения путем установки N -количества грузов удается снизить вибрацию ротора. При этом из-за большой погрешности определения дисбаланса по углу (вследствие нелинейности) балансируемый ротор имеет весьма неприглядный вид (рис. 1). В общем, это и не удивительно, если принять во внимание почтенный возраст самих балансировочных станков, до сих пор работающих в нашей промышленности и на которых продолжают балансировать карданные валы.

Специалисты фирмы «КОМПРО» избрали другой принцип измерения величины дисбаланса, вызванного неуравновешенными силами ротора, а именно — принцип определения величины силы реакции опорного шпинделя. Выбранный принцип измерения потребовал создания принципиально новой конструкции механической системы [3, 4]. Опорные шпиндели сделали жесткими — это позволило избавиться от явления «самокомпенсации», которое характерно для колебательной системы с упругоподатливыми шпинделями. Вместо датчиков-акселерометров поставили датчики измерения силы, а стробоскоп заменили магнитными датчика-

ми определения положения вращающегося ротора. Все измерения стали производить «на выбеге», т.е. когда привод отключен, а следовательно, и его влияние на вращающийся ротор будет минимальным. Благодаря этим конструктивным новшествам показания измерительной системы по дисбалансу стали линейными и независимыми от веса балансируемого ротора. Применение другого принципа измерения величины дисбаланса (по величине реакции жесткой опоры) в совокупности с новой оригинальной конструкцией силового моста (опорных шпинделей) позволило одновременно увеличить чувствительность по дисбалансу самой механической системы балансировочного станка и значительно расширить по частоте диапазон динамической балансировки роторов. Избежать проблем с соединительным эталонным контрольным ротором удалось заменой одностороннего привода, выражаясь языком автомобилистов, — полным, т.е. отдельным на каждый опорный шпindel (рис. 2а).

Специалистами фирмы разработана и новая методика уравнивания ротора, позволяющая, благодаря выводимой на экран монитора графической информации о дисбалансе, уравнивать ротор



а)



б)

Рис. 2. Общий вид привода (а) и присоединительного фланца опорного шпинделя (б) в балансировочных станках фирмы «КОМПРО»



Рис. 3. Пример вывода графической информации о дисбалансе на экран монитора в балансировочных станках фирмы «КОМПРО»



Рис. 4. Визуализация процесса уменьшения остаточного дисбаланса присоединительных фланцев по предлагаемой методике на экране монитора компьютера

установкой в одной плоскости коррекции только одного корректирующего груза, что существенно сокращает время балансировки (рис. 3).

Отличительные особенности балансировочного оборудования фирмы изложены в [5—7]. Здесь же обратим внимание на необычную методику метрологической аттестации присоединительных фланцев опорных шпинделей станка, также разработанную ее специалистами и впервые предложенную для калибровки измерительной системы балансировочного оборудования. Суть ее заключается в следующем.

Поскольку из-за полного привода необходимость в контрольных соединительных роторах отпала, погрешность при проведении измерений значений дисбаланса «на выбеге» балансируемого ротора могут вносить только присоединительные фланцы опорных шпинделей. Следовательно, первоначально задача сводится к устранению остаточного дисбаланса самих присоединительных фланцев. Для выполнения условий соотношения $L/H \leq 5$, соответствующего одноплоскостной балансировке [8], фланец одели на короткую ось, а для коррекции остаточного дисбаланса на внутренней поверхности фланца по всей длине окружности сделали специальную канавку для запрессовки в неё корректирующих грузов. При необходимости в процессе эксплуатации коррекцию фланцев опорных шпинделей можно выполнять бесконечное количество раз, просто перемещая корректирующий груз вдоль балансировочной канавки по кругу на новое указанное место по результатам балансировки. При этом физическое тело самого фланца сохраняется целым и невредимым на протяжении всего срока эксплуатации балансировочного станка (рис. 2б). В качестве корректирующих грузов используется обычный свинец для грубой коррекции и пластилин для точной финишной коррекции. Применение

пластической массы (пластилина) рекомендуют применять для коррекции все мировые производители балансировочного оборудования. Реальное значение **1 г·см** остаточного дисбаланса опорных шпинделей такой конструкции достигается легко и подтверждено экспериментально (рис. 4).

Нетрудно подсчитать минимальный вес корректирующего груза, который при радиусе балансировочной канавки в 10 см, будет равен **0,1 г**, а это уже уровень чувствительности балансировочных станков *повышенной* точности. Для сравнения, балансировочные станки *нормальной* точности, предназначенные для балансировки автомобильных колес, имеют минимальный уровень чувствительности **5 г**, что соответствует минимальному уровню достижения остаточного дисбаланса для «жигулевских» колес в **100 г·см**.

После уменьшения остаточного дисбаланса присоединительных фланцев до уровня **1 г·см** они сами могут быть использованы в качестве контрольных роторов для калибровки измерительной системы. За основу был принят метод обхода контрольным грузом контрольного ротора в соответствии с требованиями п. 2.3.2 ГОСТ 20076—89. Под места крепления контрольного груза используются штатные резьбовые отверстия для крепления фланца карданного вала (8 штук). В качестве контрольных используются грузы, калиброванные с точностью до 0,01 г, которые последовательно вкручиваются в эти 8 отверстий на разных углах через 45°, что повысило точность проведения аттестации контрольных роторов (фланцев) по сравнению с рекомендуемым [9] шагом через 60°. Для учета взаимного влияния двух опорных шпинделей, которые связаны между собой жесткой станиной, калибровка измерительной системы проводится одновременно в двух плоскостях коррек-



Рис. 5. Пример вывода информации результатов проведения метрологических измерений на балансировочных стендах фирмы «КОМПРО»

ции. Поскольку сама измерительная система линейна, то динамические коэффициенты влияния (ДКВ) являются постоянными величинами и автоматически учитываются при одновременной калибровке обоих присоединительных фланцев. А для исключения влияния человеческого фактора при проведении аттестации в стандартную комплектацию к балансировочным стендам фирмы входит специальная компьютерная программа проведения метрологических измерений в полуавтоматическом режиме. При этом оператор участвует только при смене положений контрольных грузов на присоединительных фланцах. Причем в случае пропуска одного из отверстий или при повторной установке контрольного груза в одно и то же отверстие присоединительного фланца на экране появляется соответствующее предупреждение оператору о допущенной ошибке, а само ошибочное действие оператора компьютер проигнорирует. Выполняет он всё остальное — измеряет, вычисляет, сравнивает с паспортными данными, выводит информацию на экран монитора (рис. 5) и распечатывает протокол результатов измерений. В случае, если погрешность измерений величины остаточного дисбаланса присоединительных фланцев опорных шпинделей станка превышает установленную в техническом паспорте на оборудование норму, протокол и аттестат на печать не выводятся, а оператору предлагается продолжить калибровку.

В настоящее время балансировочные стенды установлены в 11 вагоноремонтных предприятиях Одесской, Приднепровской, Донецкой, Юго-Западной железных дорог и проходят периодическую аттестацию по вышеописанной методике, утвержденной тремя Главными управлениями «Укрзалізниці»: пассажирским, развития и инвестиций, безопасности движения и экологии.

Предлагаемая методика может использоваться для настройки любых типов балансировочных станков (дорезонансного или резонансного), имеющих возможность (постоянного или временного) подключения полного привода на опорные шпиндели при проведении калибровки измерительной системы. Настройщикам балансировочных станков и метрологам она позволяет избежать наличия контрольных соединительных роторов для настройки балансировочных станков, что ранее не удавалось. При этом технологические приемы, применяемые при настройке балансировочных станков по упомянутой методике, хорошо известны [9].

ЛИТЕРАТУРА

1. Редукторно-карданные приводы вагонных генераторов пассажирских ЦМВ. Руководство по ремонту. Р 4684 РВ. Главное управление по ремонту подвижного состава и производству запасных частей Министерства путей сообщений СССР, ЦКБ ЦВ МПС, 1986, С. 190—199.
2. Інструкція про порядок проведення атестації випробувального обладнання та перелік випробувального обладнання, яке використовується на залізничному транспорті України. НД 32 УЗ-ЦТЕХ-0031-2002. — 7 с.
3. Боряк К. Ф., Калашник В. А., Петков И. И., Силкин В. И. Патент на балансировочный станок. № 23062. — К.: УКРПАТЕНТ, 2007. Бюл. №6, патент № 72545. — М.: РОСПАТЕНТ, 2008.
4. Боряк К. Ф., Калашник В. А., Петков И. И., Силкин В. И. Патент на способ балансировки роторной детали. № 23039. — К.: УКРПАТЕНТ, 2007. Бюл. № 6.
5. Боряк К. Ф., Калашник В. А., Силкин В. И. Мифы и реальность о существующих методах настройки балансировочных станков. — Д.: Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ». «Вибрация машин: измерение, снижение, защита», 2007. — №2 (9). — С. 51—57.
6. Боряк К. Ф., Калашник В. А., Силкин В. И. Конструирование станков для динамической балансировки составных роторов с горизонтальной осью вращения. — Д.: Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», «Вибрация машин: измерение, снижение, защита», 2007. — № 3 (10). — С. 52—55.
7. Боряк К. Ф., Калашник В. А., Силкин В. И. Влияние конструкции карданного вала на его балансировку. — Д.: Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», «Вибрация машин: измерение, снижение, защита», 2008. — № 2 (13). — С. 49—53.
8. Левит М. Е., Рыженков В.М. Балансировка деталей и узлов. — М.: Машиностроение, 1986. — С. 209—217.
9. Балансировочные станки. Описание, характеристики и возможности. ИСО 2953-75.