

Рассмотрены существующие и новые методы настройки и тарировки измерительной аппаратуры балансировочных станков горизонтального типа для составных роторов – карданных валов, согласно действующим нормам по метрологии.

К.Ф. Боряк /к.т.н./, В.И. Силкин, В.А. Калашник

ЧМП "КОМПРО" (Одесса, Украина)

Ю.Г. Ткаченко

Пассажирское вагонное депо "Каховка" Одесской железной дороги (Таврийск, Украина)

МИФЫ И РЕАЛЬНОСТЬ О СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДАХ НАСТРОЙКИ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТАНКОВ

Настройка многоопорных балансировочных станков включает в себя проведение двух основных операций [1]:

– уменьшение остаточного дисбаланса опорных шпинделей до значения 0,1 от заявленной производителем точности балансировочного станка;

– тарировка измерительной аппаратуры станка с помощью контрольных грузов для трех роторов весом: m_p ; $0,1m_p$; $0,01m_p$.

Для выполнения первой операции по настройке балансировочного станка с односторонним приводом необходим соединительный ротор весом m_p для передачи вращения с ведущего опорного шпинделя на ведомый, а для выполнения второй операции – еще, как минимум, два таких же ротора весом $0,1m_p$ и $0,01m_p$ с набором контрольных грузов.

Первый и самый распространенный метод – настройка с помощью серийного выпускаемого заводом-изготовителем ротора, например, карданного вала. Выбираем из всего множества лучший, "на глаз" с ровной по длине трубой и с наименьшим количеством приваренных к ней грузов, серийный карданный вал. Устанавливаем его на балансировочный станок и пытаемся с помощью манипуляций с установкой корректирующих грузов привести показания измерительного прибора станка близкие к нулю. После длительного и многочасового сражения с остаточным дисбалансом тестируемого карданного вала балансировщику удается обуздать показания измерительного прибора и добиться наименьших значений остаточного дисбаланса по двум плоскостям коррекции, равное по значению порогу чувствительности самого балансировочного станка – 1 гр·мм/кг (таблица №3 ГОСТ 20076-89 для горизонтальных балансировочных станков нормальной точности резонансного типа). Производитель балансировочных станков гордо

и осторожно снимает сбалансированный карданный вал и делает на нем величественную надпись "**контрольный ротор**", ну а если чуть больше амбиций, то "**эталон**". Обе стороны подписывают Акты приемки в эксплуатацию балансировочного станка и все дружно перемещаются за банкетный стол, чтобы обмыть удачно проведенные испытания.

Все неприятности начинаются потом, когда приходят люди "в черных костюмах" из Центра стандартизации и метрологии, достают из папки нормативный документ международного стандарта ИСО 2953-75, открывает его на странице 23, указывают пальцем на пункт 9.7.1. и безжалостно с каменными лицами оглашают приговор, **что дисбаланс контрольного ротора должен в пять раз превышать паспортный порог чувствительности балансировочного станка**, т.е. остаточный дисбаланс на каждой стороне контрольного вала не должен превышать $1:5=0,2$ гр·мм/кг [2]. Таким образом, даже самый "нулевой" сбалансированный на тестируемом станке *нормальной точности* ротор не может служить для него контрольным. Это означает, что для настройки балансировочных станков *нормальной точности* (1 гр·мм/кг) нужен контрольный ротор сбалансированный на балансировочном станке *высокой точности* (0,1 гр·мм/кг). Можете даже не искать, в Украине балансировочного станка для карданных валов с такой высокой точностью балансировки нет, впрочем, как и *нормальных* карданных валов. Что делать дальше? Первое, что приходит в голову для защиты от назойливых метрологов сказать им в ответ, что балансировочное оборудование в Украине не подлежит обязательной метрологической аттестации, так как не входит в Перечень оборудования, представляющего опасность для жизни человека. Странно это слышать? А ведь это реальный факт, особенно если вспомнить количе-

ство аварий автотранспорта, вызванных дисбалансом колес при езде в зимнее время. Для автомастерских и пунктов шиномонтажа это проходит. А вот у железнодорожников – нет. Согласно п.4.7 ведомственного нормативного документа с метрологии НД 32 УЗ-ЦТЕХ-0031-2002: *"Випробувальне обладнання, що використовується для випробування вузлів, агрегатів, окремих деталей рухомого складу та інших технічних засобів залізничного транспорту і відтворює нормовані метрологічні характеристики підлягає атестації"* [3]. Выход есть.

Второй метод – купить искомый эталонный ротор, сделанный на заказ, в объединенной Европе. Когда Вам будут называть его стоимость, лучше заткнуть пальцами уши. И не удивляйтесь, когда за настройку балансировочного станка западные специалисты, приезжая как минимум один раз в год со своим набором эталонных роторов, попросят у Вас символическую сумму в 3000 Евро. Ну, а если станок сломается в течение года не один раз, то тогда может все-таки выложить 10000...12000 Евро за этот набор эталонных роторов и самому производить настройку балансировочного станка? Правильно, посылайте их специалистов назад в объединенную Европу и пусть там ездят по автобанах на своих "мерсах" и "бумерах", а у нас железнодорожные вагоны ездят по рельсам и требования к карданным валам по остаточному дисбалансу не такие жесткие, всего-то 45 гр.:см.

Третий метод – чисто украинское изобретение (из вежливости не будем называть авторов, поскольку благодаря конкуренции и существует прогресс). Договорились, игнорируем международные стандарты и берем российский ГОСТ Р 52430-2005 (славяне все-таки к нам ближе по духу), п.6.9: *"Дисбаланс карданного вала определяют с точностью 10 % допустимого значения"* [4]. При допустимом дисбалансе 45 гр.:см для карданных валов редукторно-карданного привода подвагонного генератора типа МАБ II необходимая точность составляет $45:10=4,5$ гр.:см. При весе 36 кг карданного вала производства Херсонского завода, который является на сегодня главным поставщиком карданных валов на "Укрзалізницю", удельный дисбаланс контрольного карданного вала должен быть $4,5:36=0,125$ гр.:см/кг или 1,25 гр.:мм/кг. Следовательно, для выполнения балансировочных работ в вагоноремонтных предприятиях "Укрзалізниця" достаточно иметь две вещи: балансировочный станок *нормальной точности* (1 гр.:мм/кг) и контрольный вал с остаточным дисбалансом в 4 гр.:см. При диаметре карданного вала 8 см вычисляем необходимую чувствительность контрольного

вала по минимальному весу корректирующего груза 4 гр.:см делим на радиус трубы 4 см получаем 1 гр. Находим лучший карданный вал отечественного производителя, берем (поверенные с точностью до третьего знака после запятой) два контрольных груза весом 1 гр. и делаем обход по 8 точкам в двух плоскостях коррекции, в соответствии с методикой в разделе 9.7 ИСО 2953-75, а полученные результаты заносим в таблицу. Согласно п.9.7.6., если разброс результатов находится в пределах $\pm 12\%$, т.е. на различных углах установки контрольных грузов весом в 1 гр. показания измерительной аппаратуры по весу требуемого корректирующего груза от внесенного известного дисбаланса в 1 гр. должны быть в пределах 0,88...1,12 гр.

Если Вы станете свидетелем такого чуда одного из серийных карданных валов отечественного производства, то тихонечко и незаметно для всех окружающих берете его обеими руками, аккуратно заворачиваете в поролон (лучше всего в красную бархатную ткань) и укладываете в деревянный ящик. Затем быстро запрыгивайте с ним в пассажирский вагон сообщением до Варшавы (Польша входит в состав Евросоюза, из Польши можно затем легко попасть в любую европейскую страну). С таким чудо эталонным карданным валом Вы легко найдете в Европе работу настройщика балансировочного оборудования, если сразу снизите цену на свои услуги до 2000 Евро за настройку одного балансировочного станка. Деньги по меркам Европы не большие, но на оплату жилья, питания и достойного проживания Вашей семье должно хватить. Нравиться радужная перспектива? Не спешите, придержитесь на одну минутку и наберитесь терпения прочитать статью до конца, а затем сами решите – упаковывать вещи вместе с контрольным карданным валом или нет. "Золотая лихорадка" получения легкой наживы всегда чревата неприятными последствиями.

Теперь о главном – о ложке дегтя в бочке меда. Изначально предполагается, что остаточный дисбаланс эталонного ротора настолько мал, что не влияет на проведение измерений и качество настройки станка. Изготовление эталонного ротора является очень трудоемкой и дорогостоящей технологической операцией, но и она не обеспечивает устранение изначальной неуравновешенности деталей самого станка. В доказательство процитируем слова авторитетного ученого, автора учебника "Уравновешивание машин и приборов", профессора, д.ф.м.н. Щепетильникова В.А. [5]: *"Кроме точности эталонного ротора, по которому настраивается станок, точность уравновешивания на этом станке*

будет зависеть также и от следующих трех факторов:

- от степени уравновешенности шпинделя станка и точности его подшипников;
- от точности посадки оправки на базовую поверхность шпинделя и качества уравновешенности самой оправки;
- от точности установки балансируемого ротора на оправке".

Подведем первые итоги – остаточный дисбаланс контрольного карданного вала сбалансированного на одном станке при установке его на другом станке покажет другие результаты. Почему? Потому, что само значение 4 гр·см остаточного дисбаланса карданного вала есть суммарный результат дисбалансов от всех составляющих элементов системы "балансируемый ротор – балансируемый станок", которые участвуют в процессе вращения балансируемого ротора:

$$D_{кар.вала} = D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5, (1)$$

где D_1 – остаточный дисбаланс, вносимый от наличия необходимых технологических монтажных зазоров сопряжения фланцев карданного вала к присоединительным фланцам редуктора, муфты или фланцев опорных шпинделей балансируемого станка. Согласно действующей ТУ У 35.2-310473221-001-2003 и п.5.10.5 инструкции по ремонту Р4684 РВ этот технологический посадочный зазор должен быть в пределах 0,013...0,044 мм, что при весе карданного вала в 36 кг может дать прирост дисбаланса в пределах **48...158 гр·см** [6,7];

D_2 – остаточный дисбаланс, вносимый приводными опорными шпинделями и прочими балансирующими оправками (см. стр. 13 ГОСТ 19534-74 [8]: "Балансирующая оправка – сбалансированный вал, на который монтируют подлежащее балансировке изделие"), которые имеют свой остаточный дисбаланс, равный минимальной единице коррекции балансируемого станка, что для станка *нормальной точности* – 0,5 гр·мм/кг согласно таблице №3 ГОСТ 20076-89 и должен быть для карданных валов привода подвагонного генератора типа МАБ II весом 36 кг: $36 \cdot 0,5 = 18$ гр·мм, т.е. не более **2 гр·см**;

D_3 – остаточный дисбаланс, вносимый разностью в весе крепежных изделий на присоединительных фланцах (шпильки, болты, гайки, пружинные шайбы, которые участвуют при вращении на балансируемом станке, и в обязательном порядке должны быть аттестованы по весу с точностью до третьего знака после запятой), ко-

торые могут давать прирост дисбаланса до **20 гр·см**;

D_4 – остаточный дисбаланс, вносимый от наличия необходимых технологических зазоров для работы шлицевого соединения. Согласно действующей ТУ У 35.2-310473221-001-2003 и инструкции по ремонту Р 4684 РВ этот технологический посадочный зазор составляет 0,03 мм, что при весе карданного вала в 36 кг может дать прирост дисбаланса в **108 гр·см**. Поэтому при установке карданного вала на станок для балансировки шлицевое соединение сдвигают так, чтобы полностью исключить его влияние (однако при вращении на вагоне его влияние весьма ощутимо);

D_5 – остаточный дисбаланс, вносимый нарушением геометрии при изготовлении и сборки шарниров Гука (фланцевых втулок, установки крестовин, подшипников, соединительных труб) и как следствие этого неравномерность распределения массы вала относительно его оси инерции, которую и призвано устранять с помощью динамической балансировки на балансирующих станках. Нормой считается, когда D_5 после балансировки на станке лежит в пределах 12 % от суммарного значения остаточного дисбаланса карданного вала $D_{кар.вала}$.

Максимальное значение остаточного дисбаланса нового карданного вала, установленного на пассажирском вагоне в исправном рабочем состоянии, нетрудно подсчитать по формуле (1):

$$D_{кар.вала} = 158 + 2 + 20 + 45 = 225 \text{ гр·см},$$

а с учетом дисбаланса от работы шлицевого соединения:

$$D_{кар.вала} = 158 + 2 + 20 + 45 + 108 = 333 \text{ гр·см}.$$

Поэтому для карданных валов привода подвагонных генераторов типа МАБ II и ТРКП в инструкции по ремонту Р 4684 РВ установлены допускаемые значения D_5 остаточного дисбаланса на уровне соответственно 45...55 гр·см.

Ну а, что по этому поводу пишут россияне? Согласно таблице №1 ГОСТ Р 52430-2005 для карданных валов суммарный удельный дисбаланс, отнесенный к опоре карданного вала должен быть не более 6 гр·см/кг. Находим допускаемое суммарное значение остаточного дисбаланса карданного вала весом 36 кг:

$$D_{кар.вала} = 6 \cdot 36 = 216 \text{ гр·см}.$$

Следовательно, по норме значение D_5 при балансировке карданного вала до его снятия со

станка не должно превышать:

$$D_5 = 216 \cdot 12 \% = 26 \text{ гр.} \cdot \text{см} - \text{ по российскому стандарту,}$$

$$D_5 = 225 \cdot 12 \% = 27 \text{ гр.} \cdot \text{см} - \text{ по украинскому, извините, советскому стандарту.}$$

Как видим полное совпадение. Однако не стоит сразу хлопать в ладоши. Даже при калиброванных элементах крепления присоединительных фланцев все равно при повторной установке карданного вала на балансировочный станок показания остаточного дисбаланса могут отличаться от предыдущих показаний. Вопрос насколько? А это уже целиком и полностью зависит от типа выпускаемых балансировочных станков заводом-изготовителем и от состояния геометрии балансируемого карданного вала. Например, для станков *нормальной точности*, технологический монтажный зазор сопряжения фланцев карданного вала к присоединительным фланцам опорных шпинделей станка не должен превышать 0,01 мм. Тогда максимальная погрешность из-за различной установки карданного вала на станок D_1 составит **+36 гр.см**, которая может добавиться к показаниям величины остаточного дисбаланса балансируемого карданного вала. А как же тогда получить необходимые нам **2 гр.см** остаточного дисбаланса на опорных шпинделях с адаптерами? Выходит, что карданный вал с наличием конструктивного остаточного дисбаланса от различного крепления его к присоединительным фланцам опорных шпинделей станка в принципе, не может служить для настройки балансировочных станков с односторонним приводом в качестве эталонного ротора. От такого вывода в висках стучит театральная фраза известного героя: "финита ля комедия, господа". Думаем, что приведенные выше математические расчеты тоже слегка остудили желание у некоторых ехать на "легкие" заработки в объединенную Европу, но наверняка остались еще энтузиасты. Тогда подольем немного масла в огонь и расскажем, что же придумали западные европейцы, дабы оградить себя от непрошенных гостей с востока. Они разработали новый метод.

Четвертый метод – применение электронной коррекции или метода электрического эталонирования. Принцип электрического эталонирования заключается в компенсации напряжения от неуравновешенности балансируемого ротора, выдаваемого датчиком и поступающего на вход электронно-измерительной части станка, равным по величине, но обратным по фазе напряжением

компенсационного генератора сигнала. В результате сложения этих напряжений измеритель величины неуравновешенности будет показывать нулевое значение. Наконец-то, можно с большой радостью забыть об эталонных роторах с их ежегодной метрологической аттестацией (настоящая головная боль из-за отсутствия в Украине высокоточных балансировочных станков на которых и проводится их аттестация). Казалось бы, вот оно настоящее чудо и спасение украинской промышленности. Попродержите свои шляпы и чепчики на головах, сейчас мы самые горячие головы немного охладим настоящим льдом за воротник.

Метод электрического эталонирования при применении к балансировочным станкам для карданных валов постигла судьба, схожая с известным пароходом "Титаник". Несмотря на все свое математическое величие и привлекательность, он не устраняет физику процесса взаимного влияния остаточного дисбаланса адаптера опорного шпинделя станка, и присоединенного к нему карданного вала со своим остаточным дисбалансом. Нужны доказательства, пожалуйста. При радиальном биении фланца адаптера в работу вступают крестовины вала, а при торцевом биении фланца – в работу вступает шлицевое соединение. И то и другое измерительные датчики чувствуют великолепно, и сразу дают нам неверную картину всего измерительного тракта. Поэтому, на практике мы часто не знаем, что показывает измерительный прибор – остаточный дисбаланс карданного вала с нарушенной геометрией распределения веса (**45 гр.см**), или работу крестовин (**158 гр.см**), или работу шлицевого соединения (**108 гр.см**). Сравнивая указанные величины, можно сделать вывод, что наибольшую погрешность в определении величины остаточного дисбаланса карданного вала может вносить несбалансированная конструкция опорных шпинделей с адаптерами. Из-за этого возникают радиальные и осевые биения фланцев опорных шпинделей станка, а это, в свою очередь, заставляет работать крестовины и шлицевое соединение карданного вала при вращении на балансировочном станке. Следовательно, главной частью любого балансировочного оборудования является конструкция опорных шпинделей и их уравновешенность с навесными адаптерами. Это настоящий айсберг по значимости.

Предвидя язвительные ухмылки на лицах скептически настроенных конкурентов, опять обратимся за помощью к нашим учителям. Профессор Щепетильников В.А. в своей книге "Теория и конструкция балансировочных машин"

пишет [9]: "В процессе эксплуатации необходимо осуществлять контроль и настройку балансировочных частей станка. При этом производят смену деталей привода и оправок ротора с устранением, возникающей неуравновешенности и коррекцию измерительной части схемы, необходимость которой определяется изменением параметров электронных ламп, сопротивлений и т.д.

Для изыскания путей удовлетворения указанным требованиям, прежде всего, следует обратиться к основной части балансировочного оборудования – ее колеблющейся системе [10]. Ошибки, допущенные в выборе колеблющейся системы и назначение величин ее параметров, могут оказаться трудно устранимыми, а в ряде случаев, даже совершенно не устранимы в последующих элементах электрической части измерительной схемы. Нет смысла прибегать к усложнению и связанным с этим увеличением количества элементов электрической части для устранения недостатков, которые можно избежать в колеблющейся механической системе, так как детали электрической схемы, как правило, имеют более короткий срок службы, чем механической, работающей в правильно выбранном режиме. Поэтому механическая колеблющаяся система должна быть главным предметом исследований".

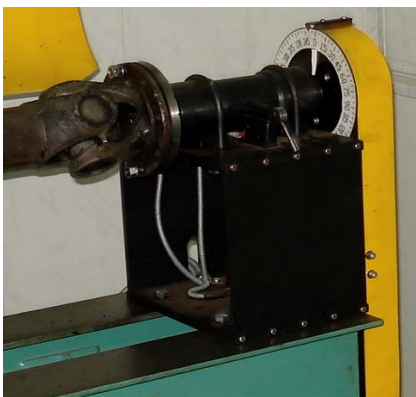
Вывод напрашивается только один – главное надо хорошо сделать механическую часть, затем настроить станок с помощью эталонного ротора (сбалансировать отдельные паразитные массы, участвующие при балансировке ротора), а технологические погрешности монтажа вала на станок лучше устранять с помощью электрического эталонирования. Красиво сказано, но ведь для настройки балансировочных станков с односторонним приводом карданный вал из-за работы шарниров Гука эталоном служить не может. К тому же, каким бы

хорошим не был "эталонный" ротор он все равно будет иметь свой физический (конструктивный) остаточный дисбаланс, а значит, его присутствие на станке ограничит нас в получении минимального значения остаточного дисбаланса опорных шпинделей. Как быть?

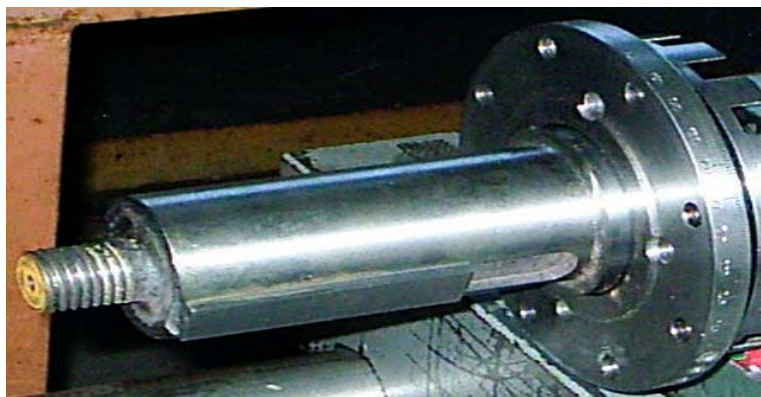
Теперь наступило время десерта. **Пятый метод** настройки балансировочных станков разработан исключительно украинскими специалистами из фирмы "КОМПРО" (Одесса, Украина). Не стесняйтесь выразить свой прилив гордости за нашу Украину, поверьте, все основания для этого у Вас сейчас будут. Итак, внимательно знакомьтесь с новой конструкцией механической части опорных шпинделей балансировочных станков фирмы "КОМПРО", иначе потом трудно будет нас критиковать.

Классическая конструкция опорных шпинделей, которая применяется большинством производителей балансировочных станков, представляет собой длинную ось вращения с насаженным фланцем с одной стороны и приводным шкивом – с другой стороны (рисунок 1).

Для уменьшения радиального и осевого биения ротора при вращении требуется по классическим законам механики посадить его на два подшипника (один радиальный, второй – радиально упорный) и разнести их подальше друг от друга. Чем больше расстояние между ними, тем меньше радиальное биение и тем точнее получится соосность двух опорных шпинделей на станке при монтаже. Настройка любого балансировочного станка с односторонним приводом проводится с помощью контрольного ротора, который служит для передачи крутящего момента от приводного шпинделя к ведомому. При этом уменьшение остаточного дисбаланса оси опорного шпинделя станка проводят путем коррекции массы только фланца (способом высверловки) и на этом процедура балансировки считается законченной. Почему только фланца, да



а



б

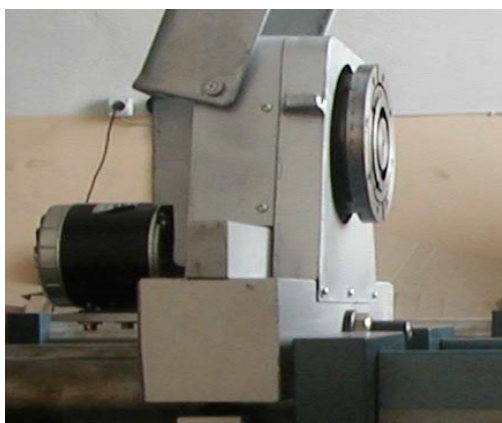
Рисунок 1 – Классическая конструкция опорного шпинделя: а – ось вращения с насаженным фланцем; б – приводной шкив

потому что единственный измерительный датчик на опорном шпинделе всегда располагают, из соображений чувствительности, поближе к фланцу, а второй конец оси (без датчика) остается неизменным. Именно поэтому на практике получить остаточный дисбаланс опорного шпинделя классической конструкции на уровне 1 гр·см физически нереально. Непонятно почему?

Ответ кроется в нарушении производителями балансировочных станков граничного соотношения геометрических размеров балансируемого ротора L/H , которое при величине $L/H > 5$ требует обязательной двухплоскостной его балансировки. Ну не ставить же еще один измерительный тракт только для калибровки оси опорного шпинделя станка, которую проводят один раз в год и, как правило, перед прохождением ежегодной обязательной метрологической аттестации балансировочного станка. Выход из ситуации многие производители станков предполагают в применении электронной коррекции остаточного дисбаланса опорных шпинделей, т.е. в корректировке самих электрических сигналов получаемых с датчиков. В результате, полный ажур и на экране монитора появляются необходимые для прохождения метрологии "нулевые" значения дисбаланса опорных шпинделей. Все довольны кроме потребителя. Потому, что цифры скорректированы электроникой, а физика (конструкция) самого твердого тела с его дисбалансом так и осталась нетронутой и при установке на станок основного ротора для балансировки, два других несбалансированных ротора в виде опорных шпинделей обязательно окажут свое влияние на результаты балансировки основного.

Выход из непростой ситуации был найден специалистами фирмы "КОМПРО", которые разработали и запатентовали принципиально новую конструкцию опорных шпинделей для

любых (дорезонансного и зарезонансного типов) балансировочных станков. Чтобы выполнить условия соотношения $L/H < 5$ для одноплоскостной балансировки, фланец одели на короткую ось, которую посадили на специальный регулируемый двухрядный упорно радиальный подшипник, а для коррекции остаточного дисбаланса на внутренней поверхности фланца по всей длине окружности сделали специальную канавку для запрессовки в неё корректирующих грузов. В качестве корректирующих грузов используется обычный свинец для грубой коррекции и детский пластилин для точной финишной коррекции. Применение пластической массы, попростому, пластилин, рекомендуют применять для коррекции все мировые производители балансировочного оборудования. Реальное значение 1 гр·см остаточного дисбаланса опорных шпинделей такой конструкции достигается легко. А чтобы исключить влияние человеческого фактора при проведении периодической метрологической аттестации в стандартную комплектацию к балансировочным станкам фирмы "КОМПРО" входит специальная компьютерная программа проведения метрологических измерений в автоматическом режиме. При этом рабочий персонал участвует только при смене положений контрольных грузов на тестируемом фланце. Всё остальное – измеряет, вычисляет, сравнивает с паспортными данными и распечатывает протокол результатов сам станок. 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 девственно целым и невредимым на протяжении всего срока эксплуатации балансировочного станка (рисунок 2).



а



б

Рисунок 2 – Общий вид привода (а) и фланца (б) балансировочного станка

Для удобства разъединения фланца опорного шпинделя от фланца балансируемого ротора при помощи обыкновенной плоской отвертки на боковой поверхности сделаны специально друг против друга два углубления (рисунок 2б).

Для избежания эксплуатационных затрат, связанных с приобретением "эталонного" контрольного ротора для калибровки опорных шпинделей, все станки фирмы "КОМПРО" оснащены отдельными приводами, выражаясь языком автомобилистов "полный привод". Предложенная конструкция опорных шпинделей и способ добалансировки фланцев может быть использован другими производителями для любых конструкций вращающихся роторов, конечно при соблюдении условия легального приобретения лицензионного права у фирмы "КОМПРО" на использования патента. Поэтому не торопитесь уезжать на заработки в Европу, может, всем нам стоит хорошенько напрячь свои умы, взять в руки инструменты и сделать нашу Украину неотделимой частью этой Европы? Пусть теперь они к нам ездят на заработки.

1. *ГОСТ 20076-89*. Станки балансировочные. Основные параметры и размеры. Нормы точности.

2. *ИСО 2953-75*. Балансировочные станки. Описание, характеристики и возможности.
3. *НД 32 УЗ-ЦТЕХ-0031-2002*. Нормативный документ з метрології. Інструкція про порядок проведення атестації випробувального обладнання та перелік випробувального обладнання, яке використовується на залізничному транспорті України.
4. *ГОСТ Р 52430-2005*. Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия.
5. *Щепетильников В.А.* Уравновешивание машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1965. – 482 с.
6. *ТУ У 35.2-310473221-001-2003*. Валы карданные для железнодорожного транспорта. Технические условия.
7. *Редукторно-карданные* приводы вагонных генераторов пассажирских ЦМВ. Руководство по ремонту. Р 4684 РВ, 1986.
8. *ГОСТ 19534-74*. Балансировка вращающихся тел. Термины.
9. *Щепетильников В.А.* Теория и конструкция балансировочных машин. – М.: Машгиз, 1963. – 568 с.
10. *ГОСТ 24346-80*. Вибрация. Термины и определения.