

К.Ф. Боряк /к.т.н./

*"Научный центр точного машиностроения"**Национального космического агентства Украины (Киев, Украина)*

В.И. Силкин, В.А. Калашник

ЧМП "КОМПРО" (Одесса, Украина)

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ КАРДАННОГО ВАЛА НА ЕГО БАЛАНСИРОВКУ

В статье рассматриваются проблемы, с которыми сталкивается слесарь-балансировщик при проведении работ по уравниванию карданных валов на балансировочных станках с упругоподатливыми опорными шпинделями. Приводится аргументированный ответ на вопрос – что важнее для уменьшения времени устранения дисбаланса ротора – правильно определенный угол дисбаланса или рассчитанная аналитическим путем точная масса корректирующего груза?

В большинство моделей балансировочных станков на экран монитора обычно выводится только два параметра для каждой плоскости коррекции: значение корректирующего груза и угол коррекции. По этим показателям слесарь-балансировщик устанавливает в плоскостях коррекции требуемого веса грузы, причем эта процедура может длиться достаточно долго и количество корректирующих грузов различного веса, установленных в одной плоскости коррекции, может достигать трех штук. Конструктивные недостатки в изготовлении карданных валов всегда пытаются скомпенсировать при балансировке весом корректирующих грузов, при этом получают "валы-ежики" (рисунок 1). По этому признаку легко определить карданные валы отечественного производителя. Визуально при приобретении карданного вала можно сразу определить качество его изготовления. Практический



Рисунок 1 – Типичный карданный вал отечественного автомобиля

совет всем автолюбителям – из всех, на выбор предложенных Вам карданных валов, выберите с наименьшим по весу и количеству корректирующих грузов, поскольку такой вал имеет больше шансов пройти без ремонта наибольшее количество километров. Это высказывание справедливо также и для автомобильных колес, чем меньше грузиков на нем установлено, тем меньше износ резины и дольше межсервисный интервал по его балансировке.

Очевидно, нашему производителю не интересно читать скучные международные стандарты [1], в которых, оказывается, существуют ограничения на максимальный вес корректирующего груза, устанавливаемого на одну сторону вала, определяемые по формуле:

$$U = \frac{99363 \cdot m_{К.В.}}{\omega_{бал} \cdot d},$$

где U – допускаемое несбалансированное единичное значение массы на одну сторону, т.е. вес устанавливаемого корректирующего груза, гр.; $m_{К.В.}$ – вес карданного вала, кг; $\omega_{бал}$ – частота вращения вала при балансировке, об/мин; d – диаметр трубы вала, мм.

Например, возьмем карданный вал производства ОАО "Херсонский завод карданных валов" (Украина), который устанавливают на грузовые автомобили марки "КРАЗ" и пассажирские железнодорожные вагоны. Его масса 36 кг, диаметр соединительной трубы 85 мм, балансировка производится на балансировочном станке резонансного типа с подвижными опорными шпинделями на частоте 2100 об/мин [2]. Определяем допускаемый вес корректирующего груза на одну сторону:

$$U = \frac{99363 \cdot 36}{2100 \cdot 85} \approx 20 \text{ гр.}$$

Из-за наличия посадочных технологических люфтов на присоединительных фланцах вала допускается при повторной установке значения увеличивать в 2 раза, т.е. допускается вешать 40

гр. на одну сторону. Конечно, легче всего обвинить "нашего" слесаря, который стоит у балансировочного станка и в голове которого крутятся мысли с привычными мерными величинами: 50 гр. или 100 гр. или 200 гр. Если все установленные после балансировки корректирующие грузы собрать вместе на весах, то, как раз получится 500 гр. на один вал.

Разгадка этого феномена проста. Балансировочный станок резонансного типа с упругоподатливыми опорными шпинделями для сохранения линейности колебательной системы работают с малыми амплитудами колебаний. Малые значения амплитуд колебаний требуют применения высокочувствительных измерительных приборов. Размах амплитудных колебаний при балансировке зависит от четырех параметров колебательной системы "ротор-станок": массы балансируемого ротора, величины его остаточного дисбаланса, упругости подвижных опор и от расположения центра масс балансируемого ротора относительно самих подвижных опор. При малых амплитудах колебаний резко падает чувствительность станка к дисбалансу, а при больших амплитудах – колебательная система имеет нелинейный характер, что приводит к большой погрешности самих измерений, о чем свидетельствует широкий разброс по углу установки и весу корректирующих грузов (рисунок 1). При установке корректирующих грузов (общая масса ротора увеличивается) изменяется величина остаточного дисбаланса, что приводит к изменению амплитудных колебаний упругоподатливых опор. В результате нарушается настройка по динамическим коэффициентам влияния (ДКВ) всей измерительной цепи разделения плоскостей коррекции дисбаланса. Занесенные в расчетную часть измерительной системы станка числовые значения ДКВ, определяются для каждого типа ротора во время тарировки измери-

тельной аппаратуры при помощи специального эталонного ротора. Во время тарировки эталонный ротор обязательно устанавливается симметрично относительно подвижных опор (центр масс должен быть в середине пролета между подвижными опорами), чтобы избежать явления самокомпенсации. Явление самокомпенсации вызывается нарушением симметрии колеблющейся системы и проявляется в резком снижении чувствительности балансировочного станка по дисбалансу в какой-либо плоскости коррекции [3].

Карданный вал является составным ротором. Он состоит из четырех частей, которые имеют одно шлицевое соединение и два шарнира Гука. Две крайние части – это присоединительные фланец-вилки, а две средние части – это соединительные трубы с вилками. Каждая из четырех частей имеет свою геометрическую и инерционную ось вращения, которые необходимо в процессе сборки карданных шарниров совместить путем центровки крестовин, а в соединительных трубах – с помощью шлицевой втулки. Нарушение этого главного условия приводит к возникновению эксцентриситета между этими осями и к большому дисбалансу карданного вала. Центровка осей достигается точной фиксацией стаканчиков подшипников путем кернения либо при помощи стопорных колец, либо запорных крышек, которые прикрепляются болтами к вилкам шарнира (рисунок 2).

Наличие осевого зазора (свободного хода крестовины) между торцами шипов крестовины и днищами стаканчиков является обязательным условием нормальной работы карданного шарнира. Величина свободного хода крестовины зависит от установленного угла работы карданного шарнира, который выбирается в пределах [4]: для легковых автомобилей – 3°, для грузовых и железнодорожных вагонов – 5°, для пол-

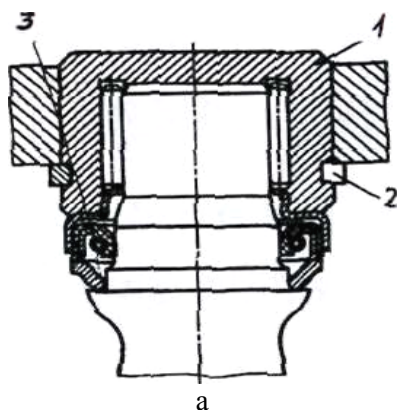


Рисунок 2 – Фиксация стаканчика подшипника карданного шарнира при помощи стопорных колец (а), болтов (б) или кернением (в):
1 – стаканчик подшипника; 2 – стопорное кольцо; 3 – уплотнение

ноприводных автомобилей и дорожно-строительной техники – 8°. Минимальные углы установки карданного шарнира на игольчатых подшипниках должны быть не менее 0,5°. Нулевое значение угла работы карданного шарнира недопустимо, так как это приводит к его быстрому износу вследствие бринеллирующего воздействия игл подшипников на боковую поверхность шипа крестовины и запорных стаканчиков. Поэтому осевой зазор крестовины должен быть в пределах 0,01...0,08 мм, а превышение его приводит к увеличению значений дисбаланса на обеих опорах и к возникновению переменного дисбаланса карданного вала в процессе эксплуатации при постепенном износе шипов крестовин и игольчатых подшипников. В то же время, чрезмерная затяжка стаканчиков без осевого зазора может вызвать задиры торцов шипов и днища стаканчиков, а также привести к перекосу игл в подшипниках, их бринеллированию или питтингу (усталостного выкрашивания соприкасающихся с иглками поверхностями, возникающих из-за высоких контактных напряжений), что в свою очередь, создает высокое давление на шип крестовины. Для выставления осевых зазоров крестовины обычно используют стопорные кольца различной толщины в пределах 1,45...1,67 мм совместно с антифрикционными шайбами-прокладками из армированной стекловолокном пластмассы со спиральными канавками. Практика изучения работы подшипников с зазорами показывает, что при увеличении числа оборотов вращения карданного вала из-за осевых зазоров может происходить смещение центра тяжести его средней части. Это происходит, когда неуравновешенные центробежные силы, вызванные остаточным дисбалансом карданного вала $F_{ц}$, превысят силы трения, от статической реакции $P_{ст}$ от веса карданного вала, препятствующие осевому смещению крестовины в игольчатом подшипнике:

$$F_{ц} = D_{ост} \cdot \omega^2 > P_{ст} = \delta \cdot m_{К.В.} \cdot g,$$

где $D_{ост}$ – остаточный дисбаланс карданного вала; ω – частота вращения вала; δ – коэффициент трения.

Соотношение динамической нагрузки на подшипник $F_{ц}$ от неуравновешенных центробежных сил к статической реакции $P_{ст}$ от веса ротора называется коэффициентом неуравновешенности:

$$k_{нр} = \frac{F_{ц}}{P_{ст}},$$

Для обеспечения работы подшипника в наиболее выгодном режиме необходимо, чтобы $k_{нр} < 1$ – находилось в зоне рабочих оборотов ротора. На основе изучения работы подшипников с зазорами специалистами предлагаются предельные значения $k_{нр}$ от 0,01 до 0,5. Когда соотношение $k_{нр} = 1$ подшипники карданного вала начинают работать в неблагоприятном для них режиме знакопеременных нагрузок, что приводит их к быстрому износу. В результате, на практике можно часто наблюдать, как на определенных низких оборотах вращения карданый вал начинает стучать с периодичностью 2 стука или дребезжать 4 стука на одном обороте. Однако при дальнейшем повышении оборотов (при $k_{нр} > 1$) все стуки прекращаются, так как средняя часть вала под действием неуравновешенных центробежных сил $F_{ц}$ смещается в одну из сторон и там удерживается этой же силой. Чем больше величина смещения (люфт) средней части карданного вала, тем больше значение его остаточного дисбаланса. Появившуюся дополнительную нагрузку от смещения карданного вала (в виде прироста дисбаланса) воспринимают подшипники редуктора, муфты сцепления и коробки передач (или генератора), что естественно, тоже приводит их к быстрому износу.

Следовательно, сама конструкция карданных шарниров предусматривает возможность процесса эксплуатации при постепенном износе шипов крестовин и игольчатых подшипников смещения их центра тяжести относительно оси вращения, а значит и наличие остаточного дисбаланса у вала. Минимизация значений остаточного дисбаланса достигается путем выдержки геометрических размеров при изготовлении его отдельных частей, их предварительной балансировки перед сборкой (например, присоединительных фланцевых вилок) и соблюдение условия центровки шлицевого соединения и крестовин при сборке шарниров Гука. Балансировкой устраняют только смещение вращающейся массы средней части карданного вала, вызванное наличием технологического осевого люфта (свободного хода) крестовин.

Таким образом, карданый вал является сложным составным ротором с несимметрично расположенным центром тяжести, с множеством осей инерции, которые не совпадают в рабочем положении с его геометрической осью вращения при сборке. Именно поэтому в мире не существует двух абсолютно одинаковых карданных валов. Ну, тогда, что же использовать при тарировке станка в качестве эталона – может цельный симметричный ротор одинакового веса с карданным валом? Можно, например, изгото-

вить цельную трубу с двумя симметрично расположенными присоединительными фланцами. Но как установить ее на упругоподатливые опоры балансировочного станка, которые естественно располагаются по отношению друг к другу несоосно, а значит наличие моментной неуравновешенности эталонного ротора в плоскостях присоединительных фланцев обеспечено.

Любую попытку точной настройки балансировочного станка с упругоподатливыми опорами при помощи "эталонного" карданного вала можно смело назвать фикцией, поскольку явление самокомпенсации в совокупности с податливостью самих шарниров Гука резко снижает чувствительность балансировочного станка по дисбалансу, а высветившаяся на экране цифра "0" далека от истинного значения остаточного дисбаланса. Следовательно, устранить остаточный конструктивный технологический дисбаланс опорных шпинделей станка при помощи соединительного эталонного ротора не удастся.

В заключении подытожим:

– балансировочный станок резонансного типа с упругоподатливыми опорами, предназначенные для балансировки карданных валов (или других составных роторов с присоединительными

ми фланцами), невозможно настроить с применением соединительных эталонных роторов;

– карданный вал можно сбалансировать по-разному, но чем точнее (лучше всего на 180°) будет установлен корректирующий груз по углу дисбаланса, тем меньше потребуется веса для коррекции дисбаланса;

– затраты времени на динамическую балансировку зависят на 70 % от точности установки корректирующего груза по углу дисбаланса и на 30 % от веса самого груза.

1. ИСО 1940-73 (ГОСТ 22061-76). Система классов точности балансировки для жестких роторов машин и технологического оборудования.
2. Вали карданные для железнодорожного транспорта. Технические условия. ТУ У 35.2-310473221-001-2003.
3. Щепетильников В.А. Уравновешивание машин и приборов. – М.: Машиностроение, 1965. – ... с.
4. ГОСТ Р 52430-2005. Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия. – 8 с.

АССОМ
Ассоциация механиков

**ПОДГОТОВКА СПЕЦИАЛИСТОВ
ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ ДИАГНОСТИРОВАНИЮ
МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

В настоящее время мы проводим обучение и передаем методические материалы по следующим направлениям:

- средства измерения и анализа параметров вибрации и шума;
- виброметрия и спектральный анализ;
- анализ временных реализаций вибрации;
- виброконтроль и мониторинг;
- оценка и прогнозирование технического состояния;
- определение причин неисправностей;
- монтаж, центровка и балансировка;
- визуальный осмотр.

Подготовка включает теоретические и практические занятия

Ассоциация механиков "АССОМ"
Телефон: +38 (062) 348-50-56
E-mail: as@mech.dgtu.donetsk.ua