

II выделен ряд до тринадцатой гармоники (рис. 4). На спектрограммах давления выделяются семь-восемь гармоник, кратных частоте пульсаций насоса (см. рис. 2).

Повышение давления в приводе рулевого управления существенно увеличивает виброускорения трубопроводов. Так, при повышении давления с 2,5 до 14,5 Па виброускорения трубопровода 2 возросли на 23 дБ.

Проведено сравнение результатов исследований гидроприводов рулевого управления с насосами аксиально-поршневыми типа 210.25.16 (7 поршней) и шестеренными НШ-100 (9 зубьев). Диапазон колебаний давления по первой гармонике при этом составил $\nu = 73,5...210$ Гц и $\nu = 94,5...270$ Гц соответственно. Установлено, что трубопроводы 2–4 (см. рис. 1) имеют собственные частоты $\nu = 233...248$ Гц. Поэтому при приближении угловой скорости двигателя к максимальной ($104,7 \text{ с}^{-1}$) указанные трубопроводы, закрепленные между двумя агрегатами, входят в резонансные колебания. Виброускорения возрастают до $j = 320...580 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. При использовании указанных аксиально-поршневых насосов частота возмущений ($\nu_{\text{max}} = 210$ Гц) не достигает резонансной частоты трубопроводов и виброускорения $j = 210...280 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$.

Исследовался также контур трубопроводов тормозной системы управляемых колес. При темпе нажатия на тормозную педаль $t = 2...3$ с виброускорения трубопроводов достигали $j = 1...3 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$, менее $t = 0,2 \text{ с} - j = 16...22 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$. Длительность колебаний с такими уровнями виброускорений была малой, так как они возбуждались в процессе однократного резкого повышения давления в колесных цилиндрах при срабатывании тормозной системы.

На основании анализа результатов исследований:

1) установлены спектры колебаний трубопроводов и агрегатов, определены диапазоны резонансных частот при основном источнике возмущений — колебании давления;

2) разработана методика эксперимента, получены исходные данные для оптимизации параметров гидропривода с помощью ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сапожников В.М., Лагосюк Г.С. Прочность и испытания трубопроводов гидросистем самолетов и вертолетов. — М., 1973. 2. Сапожников В.М. Монтаж и испытание гидравлических и пневматических систем летательных аппаратов. — М., 1979.

УДК 629.113-585.862

А.Х.ЛЕФАРОВ

О КРИТИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЕ ВРАЩЕНИЯ КАРДАНЫХ ВАЛОВ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Случаи разрушения карданных валов при критической частоте их вращения в процессе эксплуатации грузовых автомобилей не единичны (рис. 1). Зачастую эти разрушения сопровождаются выходом из строя тормозной системы: оборванные концы вала, ударяясь о раму, разрушают пневмолинии привода тормозов. Эти случаи относятся к карданным валам, разработанным в соответствии с рекомендациями литературы.

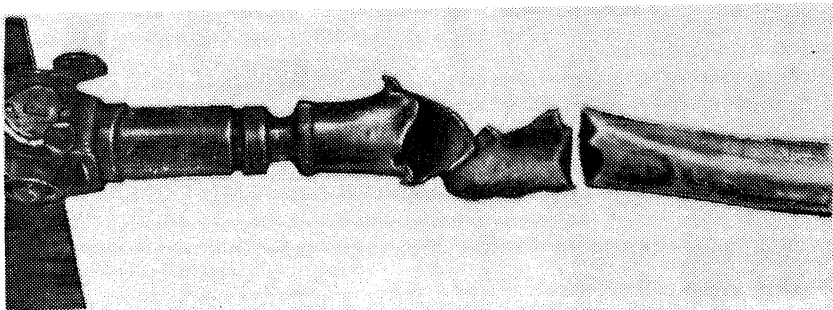


Рис. 1. Карданный вал, разрушившийся при критической частоте его вращения

Б.В. Гольд рекомендует [1] для расчета критической угловой скорости стальных трубчатых карданных валов с шарнирно закрепленными концами использовать формулу

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^7 \sqrt{D_H^2 + D_B^2} / L^2, \quad (1)$$

где D_H, D_B — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы карданного вала, см; L — длина вала, см.

Рекомендуется допустимое значение $n_{кр}$ принимать из соотношения $n_{кр} / n_{max} = 1,2 \dots 2,0$, где n_{max} — частота вращения, соответствующая наибольшей расчетной скорости движения автомобиля. С увеличением пробега автомобиля и зазоров в сочленениях карданного вала критическая частота вращения n_p , при которой разрушается вал, снижается. При 100 тыс. км пробега $n_p / n_{кр} = 0,69$. При этом получается, что n_p (уменьшенная $n_{кр}$) может оказаться меньше n_{max} .

В работе [2] указывается, что действительное значение критической частоты вращения карданного вала меньше расчетной $n_{кр}$ вследствие податливости опор, недостаточной балансировки вала и точности шлицевого соединения. На основании практических данных принимают

$$n_{кр} = 10^7 \sqrt{D_H^2 + D_B^2} / L^2.$$

По этой формуле критическая частота вращения на 20 % ниже, чем по формуле (1). Авторы считают, что максимально возможная частота вращения карданного вала должна быть ниже критической на 20...30 %.

В работе [3] указывается, что действительное значение частоты вращения $n'_{кр}$ меньше расчетного $n_{кр}$ вследствие недостаточной жесткости опор, недостаточной балансировки вала и точности центровки шлицевых соединений. Приводится зависимость $n'_{кр} = k n_{кр}$, где $k = 0,90 \dots 0,95$ для нового вала и $k = 0,7 \dots 0,8$ для изношенного. Рекомендуется, чтобы $n'_{кр}$ была больше максимальной частоты вращения на 20...50 %, но не указывается, какой $n'_{кр}$ пользоваться: для нового или изношенного вала.

В работе [4] для определения $n_{кр}$ (ОСТ 37.001.053—74) рекомендуется принимать

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D_H^2 + D_B^2} / L^2.$$

В названных работах указывается, что максимальная частота вращения карданного вала n_{\max} соответствует максимальной расчетной скорости движения, указанной в инструкции по эксплуатации автомобиля.

Наблюдения показывают, что случаи разрушения карданных валов происходят на скоростях движения автомобилей, значительно превышающих расчетные. Это имеет место на затяжных спусках магистральных дорог, когда некоторые водители при больших скоростях движения отключают коробку передач, и автомобиль под действием составляющей силы тяжести движется с нарастающей скоростью. Изучение этих случаев показывает, что превышение расчетных максимальных скоростей достигает 30...40 %.

На основании этих данных расчет $n_{кр}$ следует вести по формуле (1) и учитывать, что критическая частота вращения снижается на 30...40 % по причине податливости опор и неизбежных зазоров в сочленениях деталей, а фактическая скорость движения автомобиля в экстремальных условиях может превышать расчетную максимальную также на 30...40 %.

Таким образом, критическая частота вращения карданного вала $n_{кр}$, полученная по формуле (1), должна превышать расчетную максимальную n_{\max} не менее чем в два раза, т.е. при конструировании карданной передачи следует руководствоваться неравенством $n_{кр} \geq 2n_{\max}$.

Выполнение этого условия практически устранит аварии, связанные с разрушением карданных валов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г о л ь д Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. — М., 1962.
2. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н.Ф.Бочаров, И.С.Цитович, А.А.Полунгян и др.; Под общ. ред. Н.Ф.Бочарова, И.С.Цитовича. — М., 1983.
3. Б у х а - р и н Н.А., П р о з о р о в В.С., Щ у к и н М.М. Автомобили. — М.; Л., 1965.
4. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия/А.И. Гришкевич, В.А.Вавуло, А.В.Карпов и др.; Под ред. А.И.Гришкевича. — Мн., 1985.

УДК 629.114.2.073.386

А.Ф.АНДРЕЕВ

К ВОПРОСУ О ТЯГОВОМ РАСЧЕТЕ МНОГООСНОГО ТРАКТОРА

Для оценки эффективности колесного тягового средства с числом ведущих мостов n необходимо рассчитать его тяговый КПД η_T . Независимо от типа межосевого привода

$$\eta_T = F_{кр} r_a \eta_{к.п} / \left[\sum_{i=1}^n F_i r_i / (u_i \eta_i^{k_i}) \right], \quad (1)$$

$$k_i = \text{sgn} \delta_i,$$

где $F_{кр}$ — тяговое усилие машины; r_a — обобщенный радиус качения маши-