

# МАТЕРИАЛЫ 87-Й МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ «ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ»

## Секция 1. АКТИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ И ДИНАМИКА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.33.02.073.243.5

В.А. Савельев

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТЫ РЕЗОНАНСНЫХ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ КАРДАННОГО ВАЛА ПРИ ДЕЙСТВИИ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ ВТОРОГО ПОРЯДКА РЯДНОГО ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», г. Москва

Показано, что в случае установки на транспортное средство рядных четырехцилиндровых двигателей из-за эффекта принудительной синхронизации (захвата частот), проявляющемся в том, что при приближении частоты действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя к критической частоте вращения карданных валов, эти валы входят в резонансный режим колебаний, подвергаются интенсивным изгибным колебаниям, приводящим к аварийной ситуации.

*Ключевые слова:* неуравновешенные силы инерции, двигатель, карданный вал, критическая частота, изгибные колебания, принудительная синхронизация

Одной из важнейших задач при проектировании карданной передачи для трансмиссий транспортных средств является обеспечение отсутствия при работе резонансных, в том числе, изгибных, колебаний ее валов.

Изгибные колебания карданной передачи, происходящие в резонансной зоне, не только вызывают резкое увеличение вибрации и внутреннего шума в автомобилях, но и приводят к поломкам картерных деталей силового агрегата и самой карданной передачи.

Показателем, позволяющим определить возможную область работы без опасного самовозбуждения изгибных колебаний карданного вала при его вращении, является критическая частота.

#### Критическая частота вращения стального карданного вала как балки с сосредоточенной массой

В практике автомобилестроения для определения критической частоты вращения традиционных карданных валов со стальными трубами обычно используется формула, получаемая в результате рассмотрения вращающегося в жестких шарнирных опорах вала, масса которого со-средоточена в точке, расположенной между этими опорами [1-3]. При этом производится расчет критической частоты вращения карданного вала по формуле:

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2} \cdot L^{-2}, \quad (1)$$

где  $n_{кр}$  - критическая частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $D$  - наружный диаметр трубы, см;  $d$  - внутренний диаметр трубы, см;  $L$  - расстояние между центрами карданных шарниров вала (для промежуточных карданных валов - расстояние между центрами карданного шарнира и промежуточной опоры), см.

В этой формуле учтены свойства упругости стали как изотропного материала.

Аналогичный подход к определению критической частоты вращения карданного вала, труба которого выполнена из полимерного композиционного материала, осуществлен в работе [4].

В качестве материала труб этих карданных валов чаще всего используется гибридный полимерный материал, в котором армирующим элементом являются стеклянные, базальтовые, углеродные, арамидные волокна, а связующим служат смолы эпоксидно-фенольного типа. Такие валы часто называют композитными.

### **Критическая частота вращения композитного карданного вала как балки с сосредоточенной массой**

Формула, приведенная в работе [4], имеет следующий вид:

$$n_{кр} = \frac{20949}{L^2} \sqrt{\frac{E_x(D^2 + d^2)}{\gamma}}, \quad (2)$$

где  $E_x$  - модуль упругости композиционного материала в направлении продольной оси трубы карданного вала, МПа;  $\gamma$  - плотность материала трубы,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

В этой формуле  $D$ ,  $d$ ,  $L$  имеют тот же смысл, что и в приведенной ранее формуле (1), но другую размерность - м.

Работы, связанные с применением труб карданных валов из полимерных композиционных материалов для трансмиссий легковых и грузовых автомобилей, ведутся специалистами многих автомобилестроительных фирмам и исследовательских организаций мира, в том числе и в России [4-8]. В них нашли отражение особенности расчета таких карданных валов.

Следует отметить, что более естественным и точным является подход к определению критической частоты вращения карданного вала на основе решения дифференциального уравнения изгибных колебаний шарнирно опертой балки постоянного сечения с равномерно распределенной массой, а не из предположения, что масса конструкции сосредоточена в одной точке.

### **Критическая частота вращения карданного вала как балки с распределенной массой**

В этом случае для определения первой критической частоты вращения карданного вала может быть использовано соответствующее решение уравнения изгибных колебаний [9, 10]:

$$n_{кр} = \frac{30\pi}{L^2} \sqrt{\frac{10^6 \cdot E_x \cdot J \cdot L}{m}}, \quad (3)$$

где  $J$  - момент инерции сечения вала при изгибе,  $\text{м}^4$ ;  $m$  - масса трубы карданного вала, кг.

Момент инерции сечения трубы карданного вала при изгибе:

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}.$$

Масса трубы определяется по формуле:

$$m = \frac{\pi(D^2 - d^2)\gamma L}{4}.$$

Подставив выражения для момента инерции сечения трубы  $J$  и массы трубы  $m$  в формулу (3), последняя получит вид:

$$n_{кр} = \frac{23550}{L^2} \sqrt{\frac{E_x(D^2 + d^2)}{\gamma}}. \quad (4)$$

Размерность параметров в формулах (3) и (4) та же, что и в формуле (2).

### **Особенность проявления резонансных изгибных колебаний карданного вала при использовании в силовом приводе четырехцилиндрового рядного двигателя**

Формулы (1) и (4) позволяют конструктору оценить область опасного самовозбуждения изгибных колебаний карданных валов, приводимых во вращение в процессе работы двигателями разных конструкций, кроме широко распространенных рядных четырехцилиндровых двигателей. Для случая установки в автомобиль этого типа двигателя оценка области опасного самовозбуждения изгибных колебаний карданного вала является не полной в связи с возможными особенностями колебательных процессов сложной (нелинейной) динамической системы.

Наиболее естественным объяснение возбуждения изгибных колебаний карданных валов в данном случае представляется как процесс синхронизации динамических систем [11-13], т.е. как процесс достижения связанными объектами различной природы общего ритма функционирования [11, 14-16].

При вращении с частотой  $n$  коленчатого вала рядного четырехцилиндрового четырех-тактного двигателя характерно действие неуравновешенных сил инерции второго порядка [17]. Это воздействие происходит с частотой  $2n$  и передается на опоры двигателя, с коленчатым валом которого через механизм изменения частоты вращения и крутящего момента (через коробку перемены передач) соединен карданный вал. В случае совпадения частоты  $2n$  действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя с критической частотой вращения карданного вала последний входит в режим резонанса изгибных колебаний, с резким возрастанием амплитуд изгибных колебаний. Таким образом, при  $2n = n_{кр}$  наступает резонансный режим работы карданного вала.

При этом важно наглядно показать с помощью соответствующей модели механизм возникновения опасных изгибных колебаний валов карданной передачи, приводящих к аварийной ситуации.

Схема действия неуравновешенных сил инерции второго порядка возвратно-поступательно движущихся масс двигателя на его опоры показана на рис. 1.

На этом рисунке обозначено: 1 – двигатель, 2 – сцепление, 3 – коробка передач, 4 – промежуточный карданный вал, 5 – задний карданный вал, 6 – задний мост, 7 – колесо, 8 – рама, 9 – неуравновешенная масса вибратора, 10 – стойка вибратора, 11 – направляющая стойки вибратора.

Частота вращения коленчатого вала двигателя –  $n$ . Неуравновешенная масса  $m_d$  вибратора вращается с частотой  $2n$ . Направляющая стойки вибратора не связана с корпусом двигателя и предотвращает нагружение опор двигателя в горизонтальном направлении действием составляющей центробежной силы в этом направлении. На опоры двигателя передается только составляющая центробежной силы в вертикальном направлении при вращении неуравновешенной массы вибратора.

Изображенный схематично на приведенном рисунке вибратор может быть представлен как вибратор (рис. 2), который имеет две одинаковые, но вдвое меньшие по величине неуравновешенные массы, вращающиеся в противоположных направлениях (в противофазе) также с частотой  $2n$  и с таким их взаимным расположением (как показано на этом рисунке), что горизонтальная составляющая от действия центробежных сил в каждый момент времени равна нулю, а на опоры передается только составляющая центробежных сил вертикального направления [18].

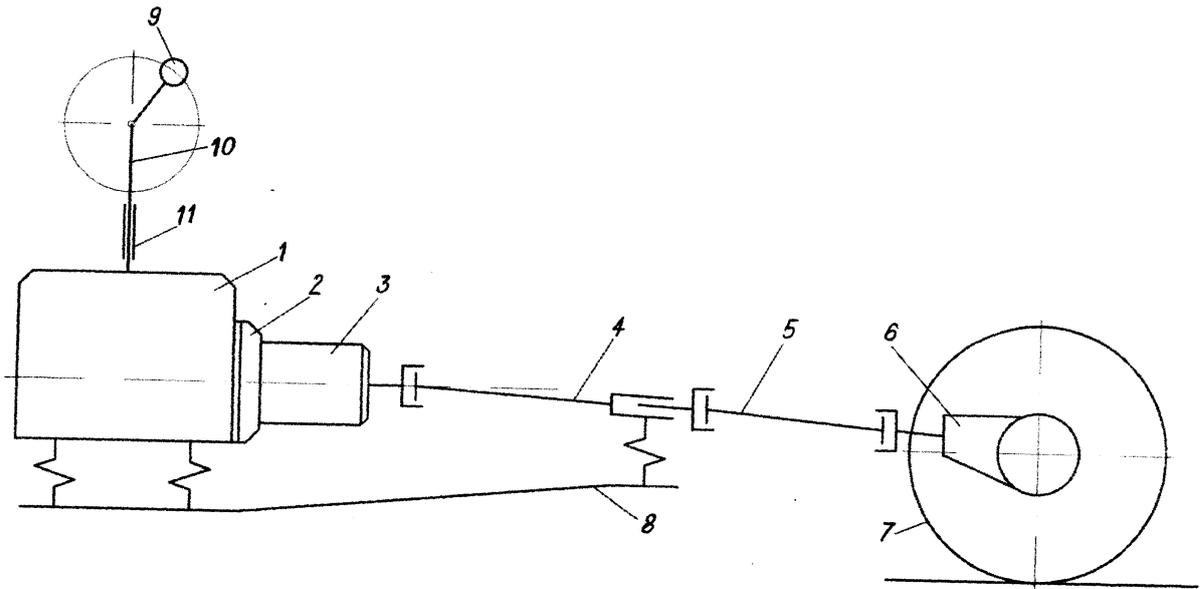


Рис. 1. Схема действия неуравновешенных сил инерции двигателя на карданный вал

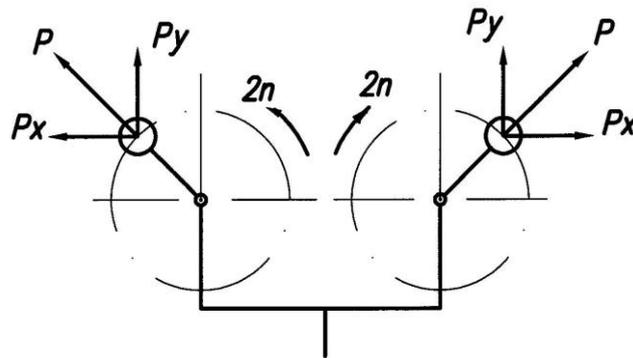


Рис. 2. Схема вибратора как аналога неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя

Двигатель, агрегаты трансмиссии, в том числе и валы карданной передачи, имеют связь с общим податливым элементом – рамой. При приближении частоты  $2n$  действия на опоры двигателя неуравновешенных сил инерции второго порядка к критической частоте изгибных колебаний карданного вала, соединенного через коробку перемены передач и сцепление с вращающимся с частотой  $n$  коленчатым валом, происходит принудительная синхронизация колебаний, захватывание частоты. Карданный вал подвергается интенсивным изгибным колебаниям с частотой  $2n$  синхронизирующей системы, так как при этом начинает функционировать в резонансной зоне, финалом чего может быть разрушение вала. С учетом формулы (4) это происходит при частоте вращения карданного вала, оцениваемой величиной

$$n = \frac{11775}{L^2} \sqrt{\frac{E_x(D^2 + d^2)}{\gamma}} \tag{5}$$

Аналогично возможность резонанса изгибных колебаний карданного вала со стальной трубой транспортного средства вследствие принудительной синхронизации от действия неуравновешенных сил инерции второго порядка рядного четырехцилиндрового двигателя при выполнении условия  $2n = n_{кр}$  может быть оценена с помощью следующей формулы, получаемой из зависимости (1):

$$n = 0,5925 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2} \cdot L^{-2} \tag{6}$$

Расчеты с помощью формулы (6) позволили скорректировать параметры трехопорной карданной передачи для автобусов ПАЗ 320412-03 с четырехцилиндровым рядным двигателем CUMMINS, ранее вышедшей из строя по причине резонансных изгибных колебаний ее валов, и разработать новую конструкцию [19]. Испытания и опыт эксплуатации автобусов ПАЗ 320412-03 показали, что проблема резонансных изгибных колебаний валов вследствие захвата частот синхронизирующей системой, в данном случае решена и нашла свое объяснение.

Следует отметить, что приведенные ранее формулы получены для идеализированной схемы, обычно используемой при расчетах, в соответствии с которой карданный вал представляется в виде шарнирно опертой балки постоянного сечения. В действительности карданный вал более сложная в геометрическом отношении конструкция, к тому же имеющая подвижное шлицевое соединение и зазоры в сочленениях, а собственная частота изгибных колебаний такой конструкции находится в зависимости от действующего на нее крутящего момента [20].

### Заключение

1. В случае установки на транспортное средство рядных четырехцилиндровых двигателей из-за эффекта принудительной синхронизации (захвата частот), проявляющемся в том, что при приближении частоты действия неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя к критической частоте вращения карданного вала он входит в резонансный режим колебаний, подвергается интенсивным изгибным колебаниям, вследствие чего возможно возникновение аварийной ситуации.

2. Определение запаса по критической частоте вращения карданного вала с установленным на транспортном средстве рядным четырехцилиндровым двигателем по традиционной методике с целью обеспечения безопасности при работе в эксплуатационных условиях является необходимым, но не является достаточным. Дополнительным условием при этом является учет влияния на колебательную систему неуравновешенных сил инерции второго порядка двигателя.

### Библиографический список

1. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
2. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
3. ГОСТ Р 52430 – 2005. «Автомобильные транспортные средства. Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия». – М.: Стандартинформ, 2006. – 12 с.
4. Иванов, С. Н. Карданные валы с трубами из композиционного материала / С.Н. Иванов, О.В. Соколов // Автомобильная промышленность. 1986. №1. С. 19–20.
5. Лютцау, В.Г. Проблемы и перспективы применения композитных материалов в машиностроении / В.Г. Лютцау, Н.А. Махутов, А.Н. Полилов // Машиноведение. 1988. №2. С. 3–11.
6. Иванов, С.Н. Карданные передачи трансмиссий. Перспективы и проблемы / С.Н. Иванов, В.А. Савельев, Н.П. Кочешков // Автомобильная промышленность. 1988. №12. С. 20–21.
7. Савельев, В. А. Особенности расчета листовых рессор и труб карданных валов из гибридных полимерных композиционных материалов // Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. – М.: Изд. НАМИ. 1989. С. 83–92.
8. Савельев, В. А. Гибридные карданные валы. Особенности расчета // Автомобильная промышленность. 1992. №8. С. 18–20.
9. Маслов, Г.С. Расчеты колебаний валов: справочное пособие / Г.С. Маслов. – М.: Машиностроение. 1968. – 271 с.
10. Беркер, А.Х. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов: [пер. с англ. Ю.В. Попова] / А. Х. Беркер, И. Р. Вагнер, Н. В. Вебстер [и др.]. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние. 1984. – 463 с.

11. **Блехман, И.И.** Синхронизация динамических систем / И.И. Блехман. – М.: Наука, 1971. – 896 с.
12. **Савельев, В.А.** Особенности влияния дисбаланса вращающихся масс транс-миссии автомобиля на ее виброактивность // Безопасность транспортных средств в эксплуатации: материалы 71-й Международной научно-технической конференции. Н. Новгород. 12-13 октября 2010 г. С. 20–22.
13. **Савельев, В. А.** Влияние неуравновешенных сил инерции второго порядка четырехцилиндрового рядного двигателя на изгибные колебания валов карданной передачи автомобиля // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2012. №5 (2). С. 197–200.
14. **Бутенин, Н.В.** Введение в теорию нелинейных колебаний / Н.В. Бутенин, Ю.И. Неймарк, Н.А. Фуфаев. – М.: Наука, 1987. – 384 с.
15. **Пановко, Я.Г.** Введение в теорию механических колебаний. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
16. **Веричев, Н.Н.** Порядок и хаос в динамике ротаторов / Н.Н. Веричев, С.Н. Веричев, В.И. Ерофеев. – М.; Н. Новгород: Университетская книга, 2008. – 132 с.
17. **Тольский, В.Е.** Колебания силового агрегата автомобиля / В.Е. Тольский, Л.В. Корчемный, Г.В. Латышев, Л.М. Минкин. – М.: Машиностроение, 1976. – 266 с.
18. **Литвак, В.И.** Автоматизация усталостных испытаний натуральных конструкций / В.И. Литвак. – М.: Машиностроение, 1972. – 384 с.
19. **Иванов, С.Н.** Особенности расчета карданной передачи с целью обеспечения ее безопасной работы в процессе эксплуатации / С.Н. Иванов, В.А. Савельев, Н.П. Кочешков // ААИ (Журн. ассоциации автомобильных инженеров). 2010. № 5. С. 46–48.
20. **Иванов, С.Н.** Изгибные колебания карданного вала / С.Н. Иванов, В.П. Мамаева // Совершенствование технико-экономических показателей автомобильной техники. – М.: Изд. НАМИ. 1989. С. 93–103.

*Дата поступления  
в редакцию 20.09.2014*

**V.A. Saveliev**

**INFLUENCE OF UNBALANCED FORCES OF INERTIA OF THE SECOND ORDER  
OF THE FOUR-CYLINDER ROW ENGINE ON FLEXURAL OSCILLATIONS  
OF CARDAN DRIVE SHAFTS OF A VEHICLE**

GNTS NAMI

The State Scientific Centre of the Russian Federation  
in the Automotive Equipment  
The Central Automobile and Automobile Engine  
Scientific Research Institute

It is shown that in installed on a vehicle four-cylinder row engines, because of the effect of forced synchronization (capture of frequencies), which is manifested in the fact that as the frequency of action of unbalanced forces of inertia of the second order of the four-cylinder engine approaches a critical frequency of rotation of cardan shafts, these shafts enter into a resonance oscillations mode and they undergo intensive flexural oscillations leading to an emergency situation.

*Key words:* unbalanced forces of inertia, engine, cardan shaft, critical frequency, flexural oscillations, forced synchronization.