

УДК 621.436

**В.Н.Никишин, К.Г.Белоконь**  
**Камская государственная инженерно-экономическая академия – ИНЭКА, г. Набережные Челны**  
**С.В.Сибиряков**  
**г. Протвино, Московская обл., ЗАО НПО «Турботехника»**

## УДАРНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ОТ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Теоретические и экспериментальные исследования крутильных колебаний коленчатого вала на современном уровне с точки зрения прочности самого коленчатого вала достаточно хорошо изучены, что позволяет обеспечить необходимую его прочность. В учебные пособия по двигателям внутреннего сгорания уже введены разделы «Удары в КШМ». В.Н. Луканин в работе [1] отмечает, что удары могут возникать в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала, в сопряжении «коленчатый вал – шатун – поршневой палец – поршень».

В связи с форсированием ДВС стали проявляться и другие нежелательные последствия воздействия крутильных колебаний коленчатого вала – шум, вибрация, повышенный расход топлива и масла, разрушения приводов механизмов от коленчатого вала [2, 3, 4]. В работе [2] было теоретически и экспериментально показано, что в шестерёнчатом приводе масляного насоса нагрузки на зуб при резонансе крутильных колебаний возрастают в 50–60 раз и приводят к питтингу и поломкам зуба. В современных автомобильных дизелях применяют ТНВД с повышенной энергией впрыска, что создаёт неравномерность момента со стороны ТНВД и приводит к возникновению резонансов крутильных колебаний в приводе ТНВД и его поломкам [4]. Для обеспечения надёжной работы привода ТНВД стали применять демпферы крутильных колебаний.

При крутильных колебаниях кривошипа с амплитудой  $\varphi_a$  шатунная шейка коленчатого вала совершает перемещения на величину  $\Delta_a$ , которая определяется следующим выражением:

$$\Delta_a = r \operatorname{tg} \varphi_a,$$

где  $r$  – радиус кривошипа;  $\varphi_a$  – амплитуда угла закрутки (рис. 1).

В свою очередь, перемещения шатунной шейки в пределах зазора подшипника, вызванные крутильными колебаниями, вызывают обратные перемещения коренной шейки (хотя и с меньшим диапазоном) в пределах зазоров подшипника коренной опоры коленчатого вала. Таким образом, должна существовать связь между вибрациями двигателя, вызванными ударными процессами в подшипниках скольжения коленчатого вала, и крутильными колебаниями.

Крутильные колебания можно измерить непосредственно с помощью датчика торсиографа, устанавливаемого на носок коленчатого вала. Для установки датчика торсиографа приходится зачастую изменять штатную конструкцию приводов со стороны носка коленчатого вала, что приводит к возможным несоответствиям исследуемой колебательной системы и штатной системы.

Известно, что у автомобильных дизелей максимальный угол закрутки имеет носок коленчатого вала, а узел колебаний находится в районе маховика. Для определения связи крутильных колебаний коленчатого вала и вибраций дизель препарировался одновременно датчиком торсиографа и пьезоакселерометром. Датчик торсиографа устанавливался на носок коленчатого вала, а пьезоакселерометр монтировался при помощи шпильки на стяжной болт первой коренной опоры и был ориентирован поперёк оси коленчатого вала в горизонтальном направлении. Испытания проводились на автомобильном дизеле V8H 12/12.

На рис. 2 приведена внешняя скоростная характеристика исследуемого дизеля, а на рис. 3–5 – результаты торсиографирования носка коленчатого вала. Анализ торсиограмм

производился по 10 циклам работы дизеля. С помощью персонального компьютера данные аналогового сигнала оцифровывались, определялись максимальные амплитуды углов закрутки носка коленчатого вала и рассчитывались средние значения амплитуд в градусах. Для определения резонирующих гармоник использовалась программа быстрого преобразования Фурье (БПФ). Необходимо отметить, что данные экспериментов, представленные на рис. 2–5, относятся к двигателю с внештатной комплектацией. Вместо гидромуфты устанавливался специальный фланец отбора мощности для монтажа датчика торсиографа.

Для измерения вибраций использовался стандартный комплект виброизмерительной аппаратуры фирмы «Брюль и Кьер», состоящий из пьезоакселерометра, предусилителя, частотного анализатора и самописца. За оценочные параметры вибраций принимались общие уровни среднеквадратичного значения виброускорения, а также среднеквадратичное значение спектральной составляющей с частотой

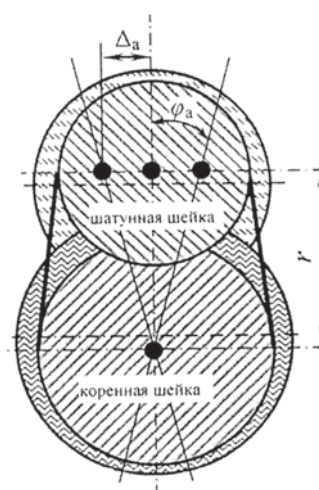


Рис. 1. Схема перемещения кривошипа от крутильных колебаний

250 Гц при ширине полосы пропускания 316 Гц. Значение 250 Гц соответствует 8-й моторной гармонике на резонансном режиме, а полоса пропускания в 316 Гц определялась экспериментально методом подбора.

Из рис. 3 следует, что кривая угла закрутки носка коленчатого вала имеет несколько резонирующих пиков. Наиболее явный резонанс отмечается при частоте вращения коленчатого вала, равной  $1900 \text{ мин}^{-1}$ . При

этом резонанс происходит с 8-моторной гармоникой, что выявлено БПФ и показано на рис. 4. Временная диаграмма (см. рис. 5) также отражает чисто резонансный характер колебаний системы коленчатого вала на данном режиме работы дизеля. Применение силиконового демпфера крутильных колебаний полностью устраняет резонансы крутильных колебаний системы коленчатого вала во всём диапазоне

рабочих частот вращения коленчатого вала (см. рис. 3, кривая 2). Из сравнения временных диаграмм без демпфера (см. рис. 5) и с демпфером крутильных колебаний (рис. 6) следует, что хотя демпфер работает эффективно, но крутильные колебания остаются с той же гармоникой 8-го порядка.

На рис. 7 показаны результаты замеров параметров вибрации стяжного болта и их сравнение

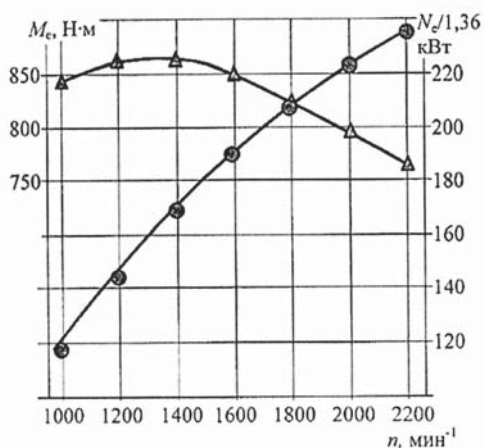


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика дизеля V8H 12/12

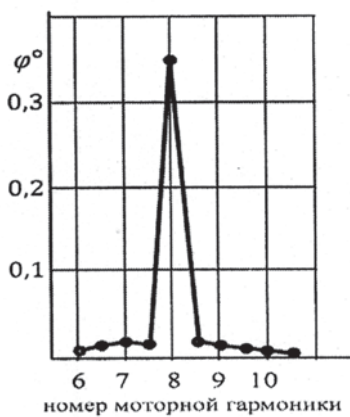


Рис. 4. Спектр угла закрутки носка коленчатого вала при  $n=1900 \text{ мин}^{-1}$

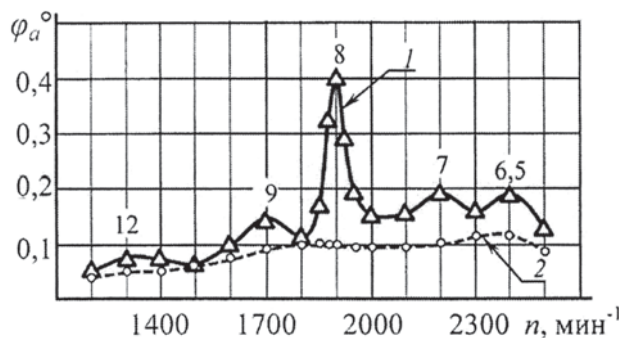


Рис. 3. Амплитуда угла закрутки носка коленчатого вала при работе дизеля по ВСХ: 1 и 2 – соответственно без демпфера и с демпфером крутильных колебаний; 6,5; 7; 8; 9; 12 – номера резонирующих моторных гармоник



Рис. 5. Одноцикловая временная диаграмма угла закрутки носка коленчатого вала при  $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$  без демпфера крутильных колебаний

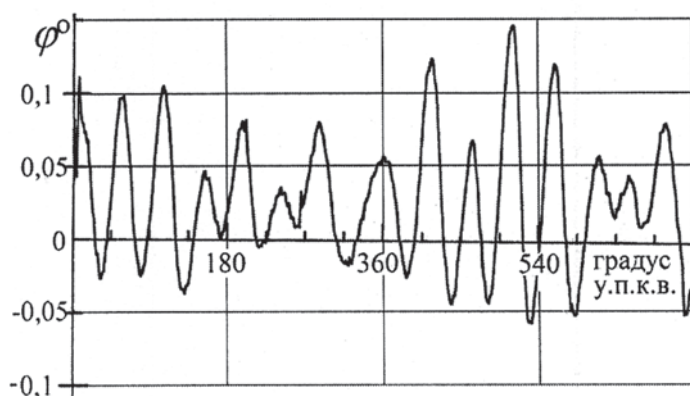


Рис. 6. Одноцикловая временная диаграмма угла закрутки носка коленчатого вала при  $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$  с демпфером крутильных колебаний

с замерах угла закрутки носка коленчатого вала.

Показано, что характер изменения кривых общего уровня вибраций и изменения угла закрутки носка коленчатого вала идентичен. Наблюдается совпадение пиков на кривых вибрации и угла закрутки.

Анализом выявлено, что уровень спектральной составляющей 250 Гц лучше коррелируется с углом закрутки, чем общий уровень вибраций. Таким образом, параметры вибрации на стяжном болте первой коренной опоры качественно характеризуют крутильные колебания коленчатого вала.

Анализируя данные рис. 7 с учетом схемы рис. 1, определяем, что при амплитуде угла закрутки носка коленчатого вала, равной  $0,4^\circ$ , амплитуда перемещения на оси шатунной шейки составит  $0,42$  мм, а двойная амплитуда – соответственно  $0,84$  мм. Учитывая, что зазор в подшипнике находится в пределах  $0,07–0,117$  мм, приходим к выводу об ударах шатунной шейки о шатунный подшипник. На радиусе коренной шейки ( $R_{к.ш.} = 42,5$  мм) двойная

амплитуда будет равняться  $0,6$  мм, что также вызывает ударные явления в подшипнике. Для проверки данного положения были произведены замеры вибраций с демпфером крутильных колебаний (рис. 8, а).

Из рис. 3 следует, что демпфер полностью устраняет резонансные колебания и снижает амплитуду угла закрутки до  $0,1^\circ$  и соответственно снижается амплитуда перемещений шейки вала в 4 раза до  $0,1$  мм. Данная величина всё-таки является достаточной для возникновения ударных явлений в подшипниках коленчатого вала. В спектре составляющие с частотами 250 и 320 Гц снижены в 3 раза, что близко соответствует снижению угла закрутки. Высокочастотные колебания при этом уменьшаются от 2 до 7 раз, хотя при этом они остаются все ещё определяющими в спектре составляющими.

Аналогичные испытания были проведены на двигателе V8ЧН 12/12 с другой форсировкой: номинальная мощность  $191$  кВт при номинальной частоте вращения  $2600$  мин<sup>-1</sup>. Результаты показаны на рис. 9–11.

При работе дизеля по ВСХ отмечаются 4 резонансных режима. Наиболее сильные из них возникают при частотах вращения коленчатого вала  $n$  1850 и 2700 мин<sup>-1</sup> с 8-й и 5,5-й моторными гармониками. Но поскольку частота вращения вала 2700 мин<sup>-1</sup> не является рабочей, анализу подлежит режим  $n = 1850$  мин<sup>-1</sup>. Амплитуда на этом режиме составляет  $0,311^\circ$ , что в 1,3 раза ниже, чем на дизеле мощностью 162 кВт при номинальной частоте 2200 мин<sup>-1</sup>. На рис. 9 представлены сравнительные результаты торсиографирования коленчатого вала двигателя без и с силиконовым демпфером крутильных колебаний. Эффективность демпфера на резонансных режимах 1850 и 2700 мин<sup>-1</sup> различна. Так, в первом случае амплитуда угла закрутки снижена до  $0,065^\circ$ , а во втором – только до  $0,15^\circ$ . Соответственно эффективность составляет 4,8 и 2,1 раза. Общий уровень вибрации и спектральная составляющая 250 Гц достаточно адекватно коррелируются с углом закрутки (см. рис. 10). Спектр вибрации на

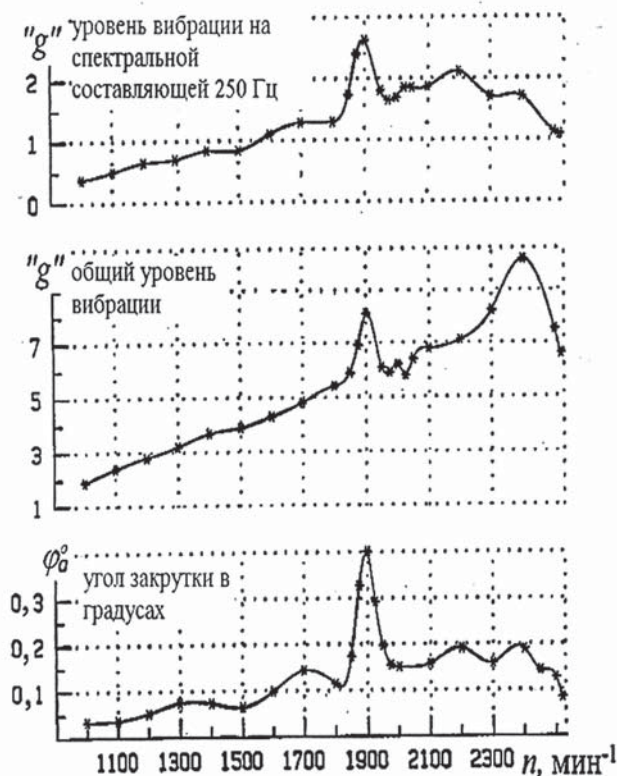


Рис. 7. Взаимосвязь угла закрутки носка коленчатого вала и вибраций на стяжном болте блока цилиндров

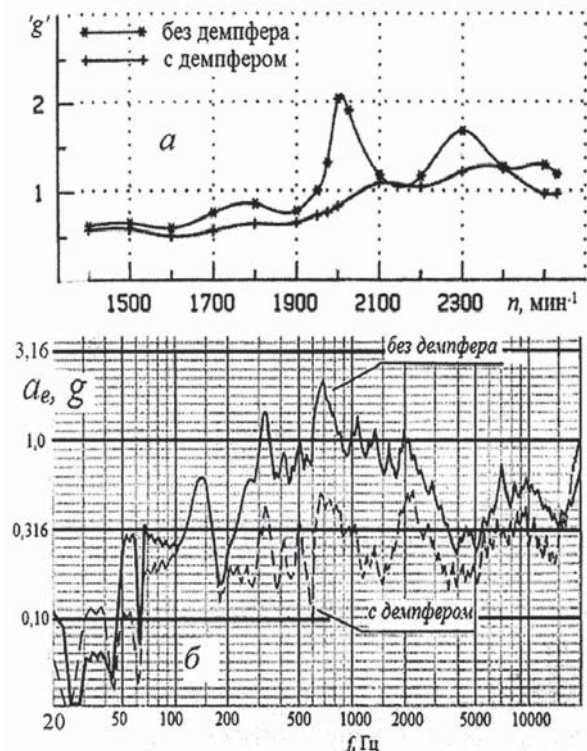


Рис. 8. Вибрации на стяжном болте блока цилиндров без фланца торсиографа: а – спектральная составляющая вибрации 250 Гц; б – спектр при  $n=2000$  мин<sup>-1</sup>

резонансном режиме показан на рис. 11. В отличие от спектра, показанного на рис. 8, здесь наиболее явно выражена высокочастотная составляющая в диапазоне 1500–3000 Гц, причём уровень вибра-

ции на частоте 2000 Гц превосходит другие составляющие от 3 до 6 раз.

В статье представлены экспериментальные результаты исследований, которыми доказана четкая корреляция

между ударными процессами и вибрациями, происходящими в подшипниках скольжения кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания, и крутильными колебаниями коленчатого вала.

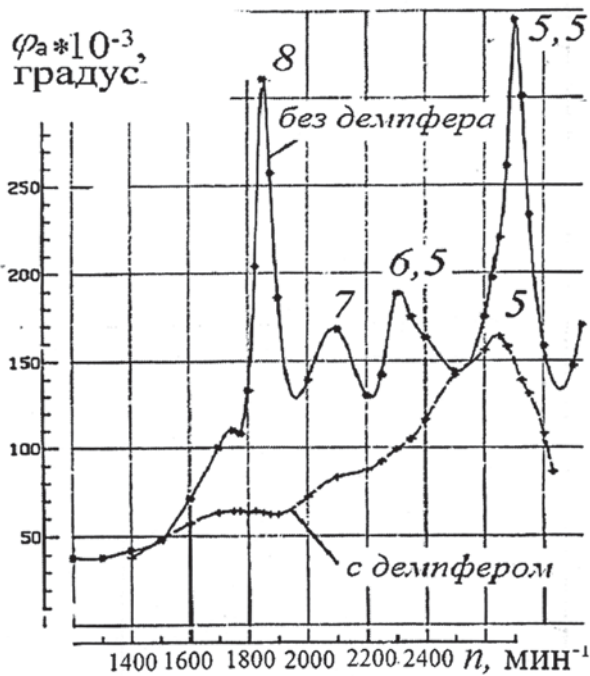


Рис. 9. Зависимость амплитуды угла закрутки носка коленчатого вала дизеля мощностью 191 кВт: 5; 5,5; 6,5; 7; 8 – номера резонирующих моторных гармоник

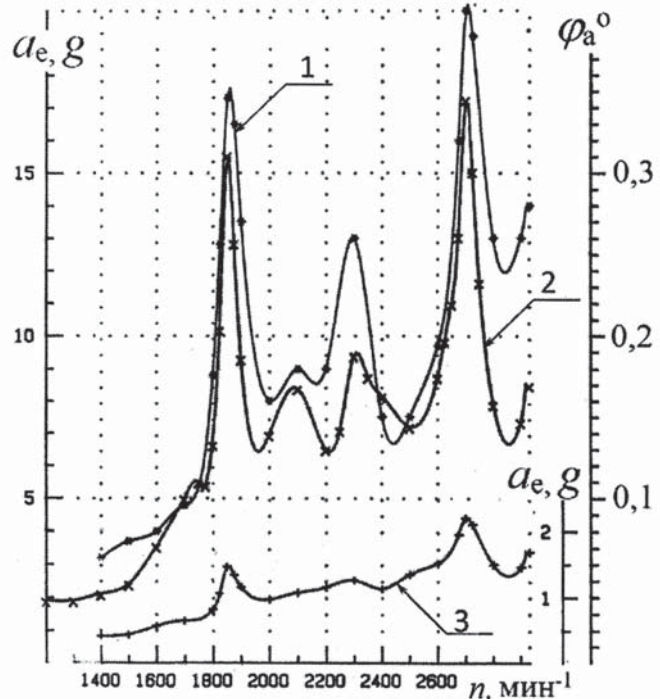


Рис. 10. Связь угла закрутки носка коленчатого вала и вибраций на стяжном болте:

1 – среднееквадратичное значение общего уровня вибрации; 2 – угол закрутки; 3 – среднееквадратичное значение вибрации спектральной составляющей 250 Гц

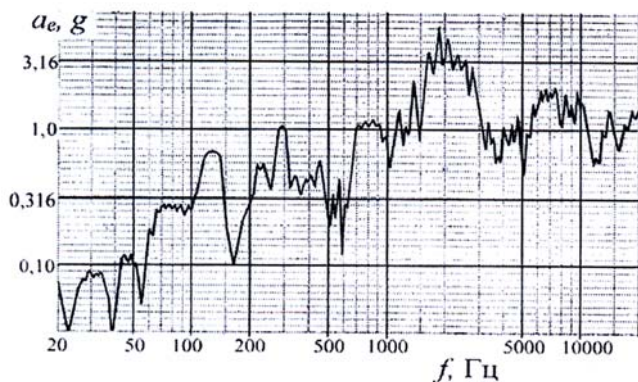


Рис. 11. Спектр вибраций на стяжном болте на резонансном режиме при  $n = 1850 \text{ мин}^{-1}$

Библиографический список

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2: Динамика и конструирование: учебник / В.Н. Луканин., И.В. Алексеев., М.Г. Шатров [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995. 319 с.: ил.
2. Никишин В.Н., Серпов А.С., Малышенко В.В. Вибронагруженность и расчет соударения в шестеренчатом приводе масляного насоса при угловых колебаниях коленчатого вала автомобильного дизеля // Двигателестроение. 1987. № 3. С. 18–22.
3. Никишин В.Н. Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля // Автомоб. пром-сть. 2007. № 2. С. 11–14.
4. Исследование угловых колебаний привода ТНВД новых форсированных двигателей КАМАЗ / В.С. Гольмаков, В.Н. Никишин, А.П. Сосновский, С.М. Леонов // Матер. междунар. науч.-техн. конф. ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России», посвящ. 145-летию МГТУ «МАМИ», 2010. Кн. 2 (Секция 2: Поршневые и газотурбинные двигатели). М.: МГТУ «МАМИ», 2010. С. 90–95.