

гут модулировать стохастическую составляющую ВА сигнала частотой вращения и удвоенной или утроенной частотой вращения. Кроме того, существует возможность модуляции частот ударного воздействия (например, частот дефектов подшипников качения) гармониками частоты вращения вала. Такое нелинейное взаимодействие составляющих ВА сигнала позволяет использовать анализ спектральных составляющих огибающей ВА сигнала и перейти к безразмерным оценкам величин на основе такого параметра, как глубина модуляции, или спектральных инвариант.

#### **Литература:**

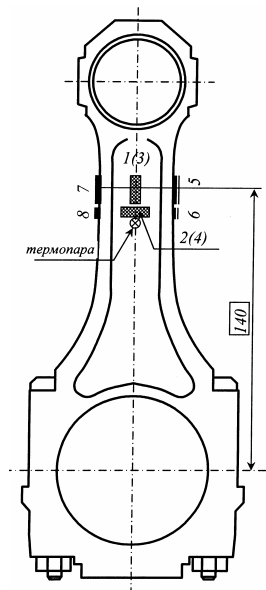
1. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учеб. пособие [под ред. В.Н. Костюкова]. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. 108 с.
2. Лукьянов А.В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 1999. 228 с.
3. Науменко А.П. Виброакустическая модель диагностического сигнала поршневого компрессора // Динамика систем, механизмов и машин: матер. VII Междунар. науч.-техн. конф. 10-12 ноября 2009 г. Омск. Изд-во ОмГТУ, 2009. Кн. 2. С. 39-44
4. Науменко А.П. Исследование виброакустических параметров поршневых машин: сб. науч. тр. по матер. Междунар. науч.-техн. конф. "Двигатель-2007" посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э.Баумана [под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова]. М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 518-525.
5. Науменко А.П. Методология виброакустической диагностики поршневых машин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. выпуск. Серия Машиностроение. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. С. 85-95
6. Неразрушающий контроль: Справочник: в 7 т. [под общ. Ред. В.В. Клюева]. Т.7: в 2 кн. Кн. 2: Ф.Я. Балицкий [и др.]. Вибродиагностика. М.: Машиностроение, 2005. 829 с.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЯ ОСЕВОГО УСИЛИЯ В СТЕРЖНЕ ШАТУНА**

**Никишин В.Н.** (Камская государственная инженерно-экономическая академия);  
**Никишин И.А.** (РУДН)

Современное развитие поршневого двигателестроения связано со значительной степенью форсировки дизеля, а также улучшением его экономических и экологических показателей при одновременном повышении надежности. В работе [1] представлены результаты экспериментального исследования продольной силы в стержне шатуна с помощью тензодатчиков и сформированы требования к точности измерений.

Погрешности измерения осевого усилия в стержне шатуна можно подразделить на: погрешности тарировки датчиков; погрешности от нелинейности показаний датчиков; погрешности, вызванные температурным режимом шатуна; погрешности от изгиба стержня в плоскости качания шатуна; погрешности от изгиба стержня в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна, вызванные погрешностью изготовления формы шатуна, коленчатого вала, поршня и поршневого пальца.



Шатун препарировался тензорезисторами и термопарами в местах установки тензодатчиков. На шатун устанавливались тензодатчики в двух направлениях: вдоль оси шатуна и поперек (рис. 1). Для наклейки тензодатчиков использовался высокотемпературный клей ВС-350.

Методика оценки погрешностей измерений состояла в следующем.

Рис. 1. Схема наклейки тензорезисторов и установки термопар на шатун: 1, 3, 2, 4 – осевые датчики; 5, 6, 7, 8 – боковые датчики; 1, 3, 5, 7 – датчики расположены вдоль оси шатуна; 2, 4, 6, 8 – датчики расположены поперек оси шатуна (компенсационные датчики)

1. Определялась погрешность нагружающего устройства и измерительного инструмента. Величина относительной погрешности определялась как:

$$\eta_{\text{тар}} = \sqrt{\eta_{\text{дин}}^2 + \eta_{\text{ап}}^2},$$

где  $\eta_{\text{дин}}$  – приведенная погрешность динамометра,  $\eta_{\text{дин}} = 0,5\%$ ;  $\eta_{\text{ап}}$  – приведенная погрешность измерительной аппаратуры,  $\eta_{\text{ап}} = 0,06\%$ .

Общая приведенная погрешность составила  $\eta_{\text{тар}} = 0,5\%$ .

2. Линейность показаний осевых и боковых датчиков при растяжении и сжатии представлена на рис. 2. Анализом выявлено, что тарировочные кривые не лежат на одной прямой, т.е. имеют различный тарировочный коэффициент. Приведенная погрешность от нелинейности составила 0,2%.

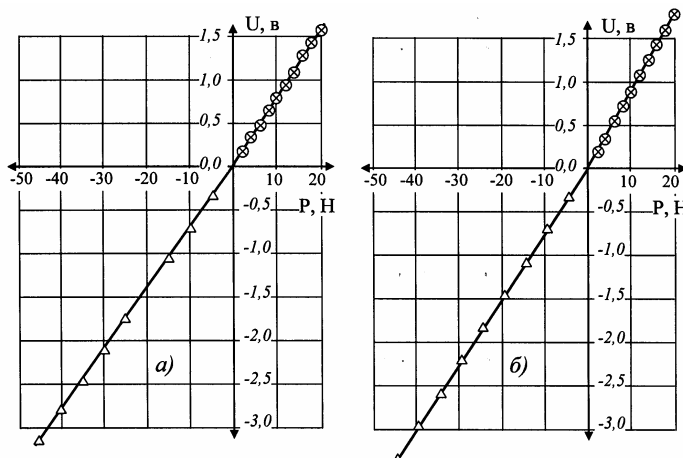


Рис. 2. Тарировочные кривые тензодатчиков, наклеенных на шатун: при нагружение на растяжение и сжатие: а) – боковые датчики; б) – осевые датчики

3. Дрейф нуля тензоусилителя за 9 часов составил 0,0045 в. В дальнейшем эта погрешность не учитывалась в виду её незначительности.

4. Оценка чувствительности к изгибу осевыми и боковыми датчиками производилась в плоскости качания и в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна. Нагрузки производились в специальных приспособлениях. Анализом выявлено, что чувствительность осевого и бокового датчиков к изгибу в плоскости качания шатуна мала. В плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна погрешность замера осевого усилия осевым датчиком составила  $\eta_{\text{ос}} = 0,5\%$ , а боковым  $\eta_{\text{бок}} = 0,6\%$ .

Предварительно рассчитывались возможные изгибающие моменты, определяемые погрешностью формы шатуна и разбросом размеров деталей КШМ в пре-

делах допусков. Схема изгиба стержня шатуна от погрешностей формы показана на рис. 3.

Изгибающий момент от непараллельности осей ПГШ и КГШ определяется как:

$$M_{\text{изг1}} = P_{\Sigma} l_{\text{шт}} \sin\varphi,$$

где  $P_{\Sigma}$  – суммарная сила, действующая вдоль оси шатуна;  $l_{\text{шт}}$  – длина шатуна;  $\varphi$  – возможный угол от непараллельности осей.

При максимальной непараллельности 0,03/100 угол  $\varphi = 0,038^\circ$ . Погрешность от  $M_{\text{изг1}}$  составит  $\eta_{\text{из1}} = 0,015\%$ .

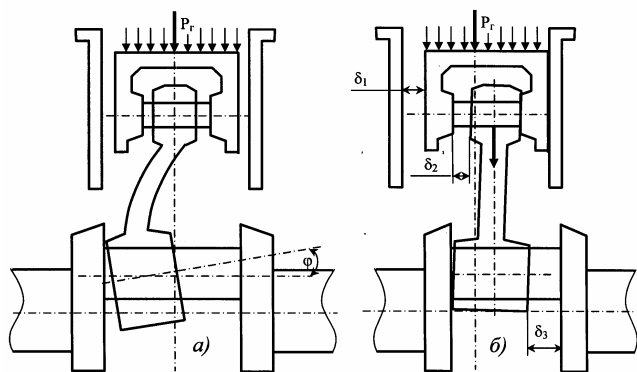


Рис. 3. Схема изгиба стержня шатуна от погрешностей формы:  
 а) – изгиб, обусловленный непараллельностью осей ПГШ и КГШ;  
 б) – изгиб, обусловленный перекосом шатуна при смещении ПГШ и КГШ в пределах зазора в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна

Изгибающий момент от смещения ПГШ и КГШ

$$M_{\text{изг2}} = P_{\Sigma} \Delta,$$

где  $\Delta = (\delta_1 + \delta_2 + \delta_3)/2$  – сумма максимальных зазоров;

$\delta_1$  – максимальный зазор между поршнем и цилиндром;

$\delta_2$  – максимальный зазор между внутренней поверхностью поршня и ПГШ;

$\delta_3$  – максимальный зазор между щекой коленчатого вала и КГШ.

Расчетом получено  $\Delta = 0,53 \cdot 10^{-3}$  м. Соответственно погрешность  $\eta_{\text{из2}} = 0,05\%$ . Суммарная погрешность от изгиба в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна  $\eta_{\text{из3}} = 0,065\%$ .

5. Погрешность, вызываемая нагревом и охлаждением шатуна. Шатун нагревался в сушильном шкафу до  $130^\circ\text{C}$  через  $10^\circ\text{C}$  и охлаждался с тем же шагом. Для разделения погрешностей измерительной аппаратуры регистрация показаний производилась с тензоусилителем и без.

Анализом выявлено, что характер зависимости показаний осевых и боковых датчиков от температуры одинаков. Чувствительность боковых датчиков в 2,5 раза выше осевых. Разброс показаний при двух циклах измерений составил: у осевого датчика  $\pm 75$ , у бокового  $\pm 50$  Н. Максимальное значение показаний при температуре  $90^\circ\text{C}$  составило: осевым датчиком 2500, боковым – 6400 Н. Включение в измерительную схему тензоусилителя не внесло изменений.

Если не учитывать температурную зависимость чувствительности датчиков, то погрешность измерений при замере осевого усилия боковым датчиком при  $t = 90^\circ\text{C}$  составит  $\eta_{\text{бок}} = 4,7\%$ , соответственно осевым датчиком  $\eta_{\text{ос}} = 1,5\%$ . Учет температурной зависимости чувствительности датчиков значительно повышает точность измерений:  $\eta_{\text{бокt}} = 0,11\%$ ;  $\eta_{\text{ост}} = 0,07\%$ . Суммарная погрешность составит  $\eta_{\Sigma} = 0,5\%$ .

В результате проведенных исследований можно заключить. При замере осевого усилия в стержне шатуна необходимо одновременно с тензометрированием регистрировать температуру шатуна и при обработке данных вносить температур-

ную поправку. При этом погрешность определения осевого усилия в стержне шатуна не превысит  $\pm 0,25\%$ .

### Литература:

1. Динамический анализ шатуна и потерь на трение в ЦПГ автомобильного дизеля / В.Н. Никишин, И.А. Никишин // Сборник трудов международной научно-технической и образовательной конференции Часть 1, книга 2. Набережные Челны: Изд-во Камской госуд. инж.-экон. акад., 2010. С. 73–77.

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРЫШКИ КОРЕННОГО ПОДШИПНИКА 8-МИ ЦИЛИНДРОВОГО V-ОБРАЗНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Никишин В.Н., Белоконов К.Г. (Камская государственная инженерно-экономическая академия);

Никишин И.А. (РУДН)

При форсировке автомобильного дизеля по среднему эффективному давлению резко возрастают нагрузки на коренные подшипники, и возникает необходимость оценки работоспособности коренных опор коленчатого вала, а также вероятности раскрытия стыка крышек коренных опор.

Для оценки нагруженности коренных опор применен метод квазистатического тензометрирования. Напряженно-деформированное состояние (НДС) крышки коренного подшипника определяли методом тензометрии с использованием тензорезисторов типа КФ6 32-10-200В. Схема препарирования крышки коренного подшипника представлена на рис. 1.

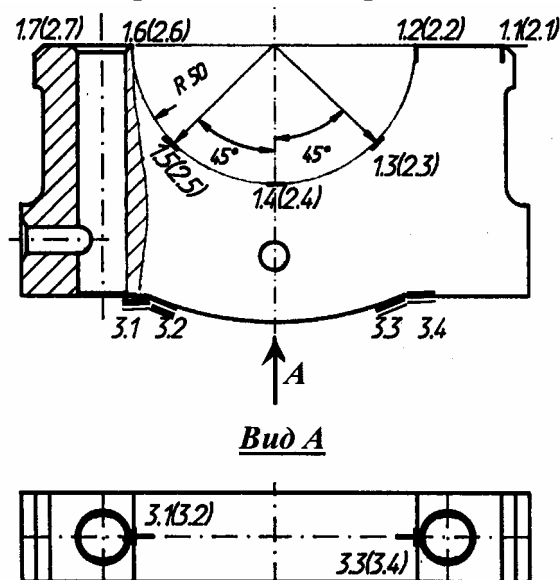


Рис. 1. Схема препарирования крышки подшипника 4-ой коренной опоры:

1.1÷1.7 – тензорезисторы на расточке под подшипник со стороны 7 и 3 цилиндров (носки коленчатого вала);

2.1÷2.7 – тензорезисторы на расточке под подшипник со стороны 8 и 4 цилиндров (хвостовика коленчатого вала);

3.1÷3.4 – тензорезисторы на нижней полке крышки подшипника коренной опоры

Тензорезисторы наклеивались вдоль расточки под подшипник, по разьему с двух сторон и на нижней полке. Измерения проводили по полумостовой схеме с одним активным плечом с помощью тензостанции СИИТ-3, а также персонального компьютера с платой АЦП. Полумостовая схема включения тензорезисторов (рис. 2) обеспечивает регистрацию суммарного напряжения от растяжения-сжатия и изгиба.