

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА И БЛОК-КАРТЕРА ЧЕТЫРЕХЦИЛИНДРОВОГО РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТИПА ЧН 13/15

А.А. Мыльников

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF ELASTIC CHARACTERISTICS OF A CRANKED SHAFT AND THE CRANKCASE FOUR-CYLINDER IN LINE THE ENGINE OF TYPE ЧН 13/15

A.A. Mylnikov

Приводится методика и результаты экспериментального определения параметров, характеризующих упругие свойства коленчатого вала и блок-картера дизельного двигателя.

Ключевые слова: коренной подшипник, упругие свойства блок-картера двигателя.

The technique and results of calculation of parameters, elastic properties of a cranked shaft and the crankcase of the diesel engine is resulted.

Keywords: main bearing, elastic properties the engine crankcase.

При решении задачи динамики и смазки подшипников многоопорных валов рассматривается система «упругий коленчатый вал – смазочные слои в каждом подшипнике – упругий картер двигателя» (рис. 1). Для расчета динамики кривошипно-шатунного механизма обычно используют упрощенную схему коленчатого вала и его опор. Так коленчатый вал принято представлять в виде стержневой рамы. Такая модель проста и удобна при проведении расчетов и, как показала практика, вполне себя оправдывает. Но ввиду многообразия конструктивных форм коленчатых валов важной представляется проблема выбора таких жесткостных характеристик стержней, которые обеспечили бы адекватность упругих свойств реального вала и его стержневой модели.

Например, в высокофорсированном, мощном дизеле ЧН 13/15 коленчатый вал, изготовленный из стали 18Х2Н4МА, имеет диаметр коренной/шатунной шейки 95/85 мм, с двадцатипроцентным перекрытием шатунных шеек. Главной проблемой при построении стержневой модели является определение эквивалентных упругих характеристик стержня, замещающего щеку.

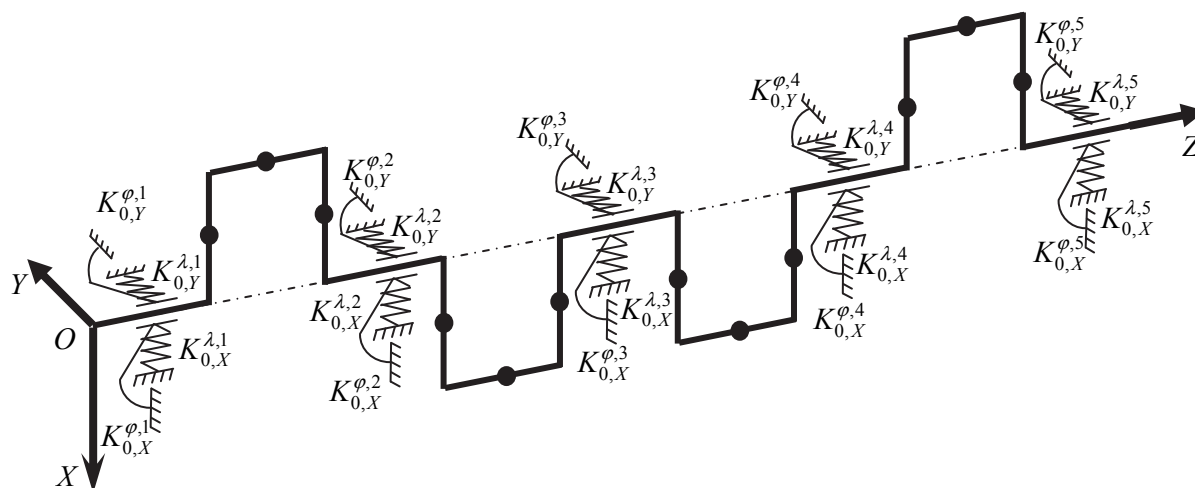


Рис. 1. Расчетная схема «упругий коленчатый вал – упругое основание»

Основной несущей деталью дизеля ЧН 13/15 является блок-картер, изготовленный литьем из высокопрочного чугуна со следующими свойствами: предельно допустимые напряжения растяжения в конструкциях из чугуна ВЧ50 не более 200 МПа, предел прочности при изгибе $\sigma_{\text{ви}} = 381 \dots 558$ МПа, $E = 1,46 \cdot 10^{11}$ Па, $\mu = 0,28$, плотность $\rho = 7200$ кг/м³. Блок-картер имеет подвесную конструкцию опор коленчатого вала. Поперечные стойки в такой конструкции представляют собой оребренные силовые элементы повышенной жесткости, которые воспринимают основные нагрузки при работе двигателя. При выборе расчетной схемы опор коленчатого вала необходимо стремиться к сохранению основных конструктивных особенностей стойки, учитывать естественные условия крепления двигателя и другие факторы.

В первом приближении опоры коленчатого вала моделируются двумя парами упругих элементов с различными коэффициентами податливости $K_{0,X}^{\lambda}$, $K_{0,X}^{\phi}$, $K_{0,Y}^{\lambda}$, $K_{0,Y}^{\phi}$ (см. рис. 1), расположенными во взаимно перпендикулярных плоскостях. Индексом « λ » отмечены коэффициенты линейной податливости, т. е. перемещение среднего сечения опоры под действием единичной силы, индексом « ϕ » – коэффициенты угловой податливости, т. е. угол поворота среднего сечения каждой опоры в плоскостях OXZ , OYZ под действием единичного момента, приложенного в соответствующем направлении.

Методика, использующая указанные модели, подробно представлена в [1] и позволяет учесть такие факторы, как взаимосвязь коренных подшипников, упругие свойства вала и блок-картера, несоосности шеек и подшипников коленчатого вала. Практическая реализация данной методики невозможна без определения упругих характеристик вала и опор.

Для определения упругих характеристик вала и картера существуют расчетные и экспериментальные методы. Расчетные – основываются на конечно-элементном моделировании, что позволяет учесть все особенности формы вала и блок-картера, провести анализ напряженно-деформированного состояния конструкции. Однако для их использования требуется корректная трехмерная модель, содержащая необходимые конструктивные особенности: ребра, утолщения, скругления, отверстия и т. п. В действительности такая «реальная» модель является громоздкой для анализа, так как размерность задачи резко возрастает из-за мелких деталей, вблизи которых сетка конечных элементов автоматически измельчается, что неизбежно приводит к большим затратам времени и ресурсов ЭВМ при условном выигрыше в точности определения сил и моментов.

Цель работы состоит в экспериментальном исследовании упругих характеристик коленчатого вала и блок-картера четырехцилиндрового рядного двигателя типа ЧН 13/15.

Задачи: разработка экспериментальной методики по определению упругих характеристик коленчатого вала и блок-картера, оценка адекватности созданных ранее расчетных методик.

Экспериментальные исследования состояли из двух частей. Первая – определение упругих характеристик коленчатого вала, вторая – определение упругих характеристик блок-картера.

Для решения первой (определения моментов инерции шеек коленчатого вала) необходимо знать перемещения шеек вала под действием единичной нагрузки. Установка для экспериментального определения перемещений шеек вала представлена на рис. 2. Вторая и четвертая коренные шейки коленчатого вала устанавливались на призмы, к третьей шейке прикладывалась нагрузка 1–5 т с шагом 1 т. Нагружение осуществлялось при помощи машины УМ-10Т. Одновременно тремя индикаторами часового типа с ценой деления 1 мкм замерялось вертикальное перемещение шеек вала в точке приложения нагрузки и на опорах. Измерения проводились для двух положений коленчатого вала: вертикально, когда нагрузка действует в плоскости колена, и горизонтально, когда направление нагрузки перпендикулярно плоскости колена. Полученные значения пересчитывались для определения перемещения средней шейки относительно соседних.

Величины перемещений для двух положений коленчатого вала представлены на рис. 3. Здесь же приведены результаты расчета, методика которого детально отработана и описана в [1]. Сравнение полученных экспериментальных и расчетных данных свидетельствует о соответствии результатов определения перемещений опор коленчатого вала. Разница в значениях перемещений: до 5 % – при вертикальном положении коленчатого вала и 15–20 % – при горизонтальном положении.

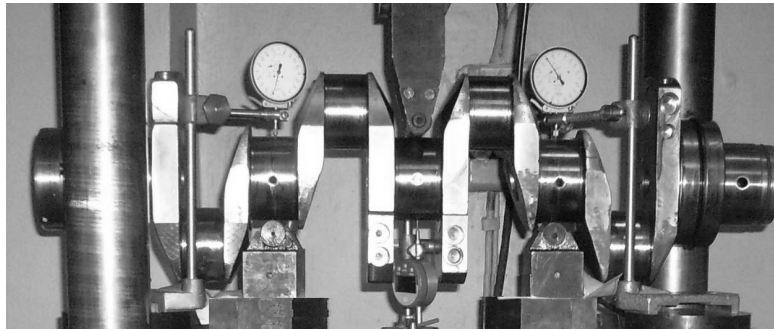


Рис. 2. Установка для определения упругих свойств коленчатого вала

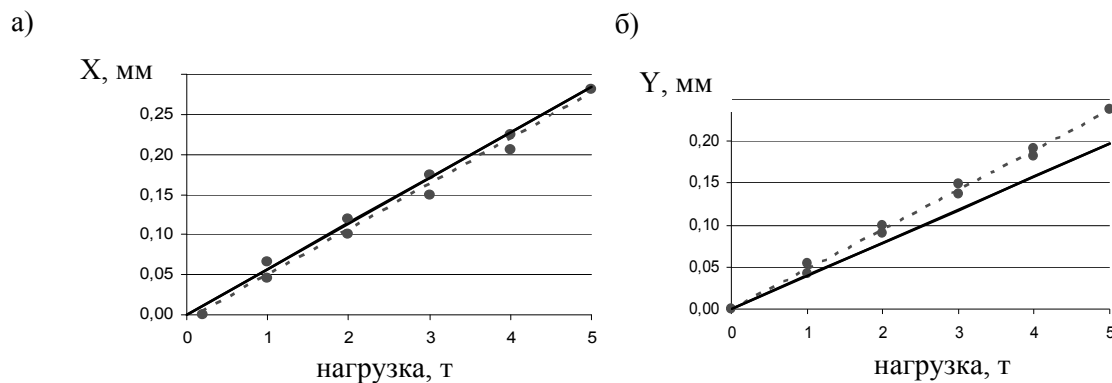


Рис. 3. Относительные перемещения третьей коренной шейки:
а) в плоскости колена; б) из плоскости колена;

— расчет; —•— эксперимент

По экспериментальным исследованиям упругие характеристики стержней, моделирующих щеки коленчатого вала, имеют следующие значения:

$$I_Y = 1,825 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4, I_Z = 9,436 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4, I_P = 9,611 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Для экспериментального определения упругих характеристик опор коленчатого вала разработана следующая установка (рис. 4). Блок-картер исследуемого двигателя устанавливался вертикально на головки цилиндров. Во вторую коренную опору монтировался специально изготовленный фальшвал с двумя тензометрическими болтами. Диаметр фальшвала равен диаметру коренной шейки коленчатого вала. Тензоболт изготовлен из болта с резьбой М24, на краю резьбовой (цилиндрической) части которого выполнена площадка для наклейки четырех тензодатчиков. Для удобства задания нагрузки электрические провода проходят по каналу внутри болта и выходят перед головкой болта. Тензоболты предварительно тарировались на сжатие на нагрузочной машине УМ-10Т. Для создания момента, изгибающего коренную опору (для определения $K_{0,x}^{\phi}$), затягивался один тензоболт, для создания линейной силы (для определения $K_{0,x}^{\lambda}$) затягивались оба болта с условием обеспечения одинакового усилия на цилиндрической части. Показания тензоболтов считывались при помощи цифрового тензометрического измерителя ЦТИ-1. Для замера перемещений крышки коренной опоры

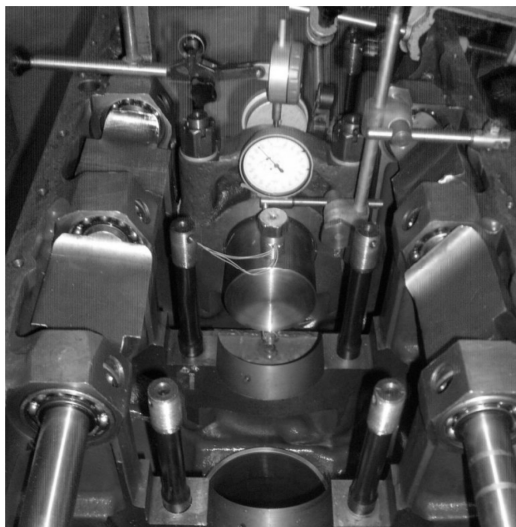


Рис. 4. Установка для определения упругих свойств блок-картера

Для удобства задания нагрузки электрические провода проходят по каналу внутри болта и выходят перед головкой болта. Тензоболты предварительно тарировались на сжатие на нагрузочной машине УМ-10Т. Для создания момента, изгибающего коренную опору (для определения $K_{0,x}^{\phi}$), затягивался один тензоболт, для создания линейной силы (для определения $K_{0,x}^{\lambda}$) затягивались оба болта с условием обеспечения одинакового усилия на цилиндрической части. Показания тензоболтов считывались при помощи цифрового тензометрического измерителя ЦТИ-1. Для замера перемещений крышки коренной опоры

использовались цифровые микрометры: один (в центре симметрии на поверхности крышки) – для определения линейной податливости опоры и два (на оси симметрии по краям поверхности крышки) – для определения угловой податливости опоры. Штативы индикаторов закреплялись на продольной стенке блок-картера.

Результаты измерений обработаны математически, коэффициенты упругости второй опоры с доверительной вероятностью 95 % находятся в интервале:

$$K_{0,X}^{\lambda} = 6,21 \cdot 10^{-10} \pm 1,41 \cdot 10^{-11} \text{ м/Н};$$

$$K_{0,X}^{\varphi} = 1,13 \cdot 10^{-6} \pm 1,22 \cdot 10^{-7} \text{ м/Н}.$$

Расчетная методика по определению коэффициентов линейной податливости опор коленчатого вала описана в [2]. Коэффициенты угловой податливости опор коленчатого вала рассчитаны конечно-элементным моделированием элементов конструкций ДВС. Для этого в среде SolidWorks создана трехмерная модель блок-картера исследуемого двигателя. В построенной модели не присутствуют элементы конструкции, не влияющие существенно на достоверность расчетов, но усложняющие ее разбивку на конечные элементы. Для расчета перемещений методом конечных элементов использована среда программы ANSYS Workbench.

При определении коэффициентов угловой податливости опоры коленчатого вала нагружались поочередно $j=1, \dots, n$, где n – количество коренных подшипников. Изгибающий момент величиной 2100 Н·м, распределенный по поверхности фальшвала, прикладывался вокруг соответствующей оси. На основе расчета деформированного состояния блок-картера вычислялся угол поворота крышки коренного подшипника $\varphi_{yji}^{\text{МКЭ}}$ и $\varphi_{xji}^{\text{МКЭ}}$, $i=1, \dots, n$.

Сравнение расчетных и экспериментальных упругих характеристик опор коленчатого вала представлено в табл. 1, 2.

Таблица 1

Линейная податливость опор коленчатого вала

Номер опоры	$K_{0,X}^{\lambda} \cdot 10^{-10}$, м/Н		Разница, %
	Расчет	Эксперимент	
2	5,67	6,21	8,70
3	5,58	6,32	11,71
4	5,83	6,18	5,66

Таблица 2

Угловая податливость опор коленчатого вала

Номер опоры	$K_{0,X}^{\varphi} \cdot 10^{-6}$, рад/Н·м		Разница, %
	Расчет	Эксперимент	
2	1,12	1,13	2,65
3	1,12	1,18	6,78
4	1,14	1,16	5,17

Выполненные экспериментальные исследования позволили определить упругие характеристики коленчатого вала и блок-картера двигателя ЧН 13/15. Полученные результаты экспериментальных и расчетных исследований близки, что показывает адекватность методики расчетного определения упругих характеристик и возможность ее использования вместо дорогостоящих экспериментов.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы и Российского фонда фундаментальных исследований.

Литература

1. Рождественский, Ю.В. Связанные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения: дис. ... д-ра техн. наук / Ю.В. Рождественский. – Челябинск, 1999. – 215 с.
2. Рождественский, Ю.В. Методика расчета системы коренных подшипников коленчатого вала с учетом податливости блок-картера двигателя / Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк, А.А. Мыльников // Трение и смазка. – 2011. – № 12. – С. 40–45.

Поступила в редакцию 13 января 2012 г.

Мыльников Александр Александрович. Аспирант кафедры «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей», Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – динамика и смазка подшипников скольжения кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания. Тел.: (351) 267-92-13; e-mail: mylnicov@mail.ru

Alexander A. Mylnikov. The post-graduate student of “Motor transport and service of cars” department, South Ural state university. The area of scientific interests – dynamics and lubrication of a bearings of crank mechanism in internal combustion engines. Tel.: (351) 267-92-13; e-mail: mylnicov@mail.ru