

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра “Двигатели внутреннего сгорания”

ДИНАМИКА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Лабораторные работы (практикум)
для студентов специальности 1 – 37 01 01
“Двигатели внутреннего сгорания”

*Рекомендовано Редакционно-издательским советом
Белорусского национального технического университета*

Минск 2007

УДК 621.434

Практикум включает в себя лабораторные работы по курсу “Динамика двигателей внутреннего сгорания” для студентов специальности 1 – 37 01 01 “Двигатели внутреннего сгорания”. Для каждой лабораторной работы приведены основные понятия из теории изучаемого вопроса, методика выполнения, описание экспериментальной установки, порядок обработки опытных данных и составления отчета.

Составители:

А.Н. Петрученко, В.Н. Жуковец

Рецензенты:

Л.А. Молибошко, М.А. Солонский

© Петрученко А.Н., Жуковец В.Н.,
составление, 2007

Введение

Лабораторный практикум составлен в соответствии с программой курса “Динамика двигателей внутреннего сгорания” для высших учебных заведений по специальности 1 – 37 01 01 “Двигатели внутреннего сгорания” и включает методические указания к выполнению лабораторных работ. Практикум содержит описание и методические указания по выполнению комплекса лабораторных работ по данной дисциплине, основной целью которых является закрепление знаний, полученных на лекциях и при самостоятельной проработке программного материала, приобретение навыков в обращении с измерительными приборами и устройствами, ознакомление с требованиями следующих стандартов: ГОСТ 14846-81 “Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний”, ГОСТ 18509-88 “Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний”, СТБ ГОСТ Р 51401-2001 (ИСО 3744-94) “Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью”, ОСТ 23.1.446-82 “Дизели тракторные и комбайновые. Предельные значения шумовых и вибрационных характеристик. Методы определения”, ОСТ 37.001.266-83 “Шум автомобильных двигателей. Допустимые уровни и методы измерения”. Практикум может быть использован студентами других автотракторных специальностей при выполнении работ по динамике двигателей внутреннего сгорания.

1. ОБЩИЕ ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТ

Выполнению лабораторной работы должно предшествовать самостоятельное ознакомление каждого студента с ее содержанием, порядком выполнения и изучение соответствующего раздела рекомендованной литературы. На занятия студент должен явиться с соответствующими инструментами (циркуль, треугольник, карандаш, бумага) и калькулятором.

Все вопросы, возникающие при предварительном ознакомлении, выясняются у преподавателя в начале занятия. Для выполнения лабораторной работы преподаватель распределяет студентов по подгруппам и рабочим местам.

Получив у преподавателя исходные данные и методические материалы, а также приборы и инструмент, студенты приступают к выполнению работы в соответствии с указаниями и методикой, приведенными в настоящем практикуме.

Результаты выполненной работы показываются преподавателю и после его одобрения оформляются в виде отчета. Оформленный отчет сдается преподавателю в конце занятия (или в начале следующего занятия).

После выполнения работы студенты приводят в порядок рабочие места, сдают полученные приборы и инструменты.

2. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Лабораторные работы проводятся в специализированной лаборатории и в автоматизированных боксах для испытаний двигателей. В помещениях этих лабораторий на видном месте вывешены правила техники безопасности, соблюдение которых обязательно для всех студентов. На первом занятии в лаборатории преподаватель проводит вводный инструктаж студентов по вопросам безопасности выполнения лабораторных работ. Студенты, не прослушавшие инструктаж, не допускаются к выполнению работ в лаборатории.

Правила техники безопасности направлены на предотвращение несчастных случаев и предусматривают выполнение следующих основных мероприятий:

1. Запрещается без разрешения преподавателя или учебного мастера подключать в электросеть и отключать от сети оборудование, устанавливать и снимать электрические предохранители.

2. Необходимо следить, чтобы на установках и стендах не было проводов с поврежденной изоляцией.

3. Работа у электрического щита пульта управления электрическим тормозом разрешается только после специального инструктажа, при наличии чистого резинового коврика и в защитных резиновых перчатках.

4. Следует проверять наличие и исправность заземления, защитных ограждений, предохранительных средств и инструментов.

5. Следует подготовить рабочее место для работы, убрать все приборы и детали, не относящиеся к выполняемой работе; перед пуском двигателя включить вытяжную вентиляцию.

6. Все приводные и соединительные устройства вращающихся деталей должны быть снабжены надежными ограждениями.

7. Запрещается находиться в плоскостях качания шатунов, вращения маховика и соединительных муфт или коллекторов электрических машин даже при наличии ограждений. Запрещается прикасаться к вращающимся и горячим деталям работающего двигателя.

8. При возникновении ненормальных стуков и шумов в двигателе, тормозе или соединительной муфте необходимо снизить частоту вращения коленчатого вала до минимальной с одновременным снятием нагрузки, после чего остановить двигатель.

9. В аварийных ситуациях и при возникновении пожара двигатель должен быть остановлен немедленно.

10. Не допускается работа двигателя при подтеканиях топлива, масла и воды, а также при утечке отработавших газов через неплотности в соединениях выпускных труб.

11. Категорически запрещается набрасывать на ходу приводные ремни вентиляторов системы охлаждения, электрогенераторов и других приводных агрегатов.

12. Не допускается появление в помещении открытого огня. Использование спичек, факелов, паяльных ламп, курение в помещении сторожайше запрещены.

13. Необходимо строго соблюдать правила обращения с бензином: запрещается мыть руки в бензине, засасывать бензин ртом в перепускной шланг, прикасаться смоченными в бензине руками к глазам, носу, рту, слизистым поверхностям кожи.

14. Необходимо знать место расположения средств пожаротушения и уметь ими пользоваться, учитывая при этом, что вода не может использоваться для тушения горящих нефтепродуктов и органических растворителей.

15. В случае пожара необходимо немедленно остановить двигатель, выключить приточно-вытяжную вентиляцию, отключить подачу электроэнергии и принять меры по ликвидации пожара, используя подручные средства пожаротушения (огнетушитель, песок, одеяло). Следует немедленно вызвать пожарную команду по телефону 101.

16. Снятие шумовых характеристик двигателей следует проводить в помещениях с шумовой изоляцией.

17. При нахождении возле работающего двигателя следует использовать средства индивидуальной защиты органов слуха.

18. Запрещается даже кратковременное пребывание в зонах с октавными уровнями звукового давления свыше 135 дБ в любой октавной полосе.

19. Не прикасаться к работающим деталям вибростенда.

Лабораторная работа № 1

Определение момента инерции коленчатого вала

Цель работы

1. Изучение экспериментальных методов определения момента инерции тела вращения.
2. Освоение установок, получение практических навыков экспериментального определения момента инерции коленчатого вала.

Общие сведения

Поршневые двигатели современных автомобилей и тракторов, как правило, являются быстроходными, высокооборотными, вследствие чего движущиеся детали кривошипно-шатунного механизма перемещаются со значительными скоростями и ускорениями. Возникающие при этом силы инерции, соизмеримые с силами от давления газов, зависят не только от законов движения деталей, но и от их массы, а при вращательном движении – и от моментов инерции тел вращения. Наибольший момент инерции имеет коленчатый вал с маховиком. Знание их момента инерции также необходимо для обеспечения требуемой степени неравномерности частоты вращения, расчета крутильных колебаний, переходных процессов в теории автоматического регулирования.

Для экспериментального определения момента инерции коленчатого вала и маховика обычно пользуются двумя способами:

- методом угловых колебаний вокруг оси вращения вала, подвешенного на двух тросах (метод "прокачки");
- методом раскрутки вала, размещенного на вращающихся дисках, под действием гравитационной силы падающего груза (метод падающего груза).

Оборудование рабочего места

1. Стенд для определения моментов инерции деталей методом "прокачки" на двух тросах (рис.1.1).
2. Стенд для определения моментов инерции тел вращения методом падающего груза (рис.1.2).
3. Коленчатый вал.
4. Секундомер.
5. Штангенциркуль.
6. Линейка (рулетка).
7. Мел.

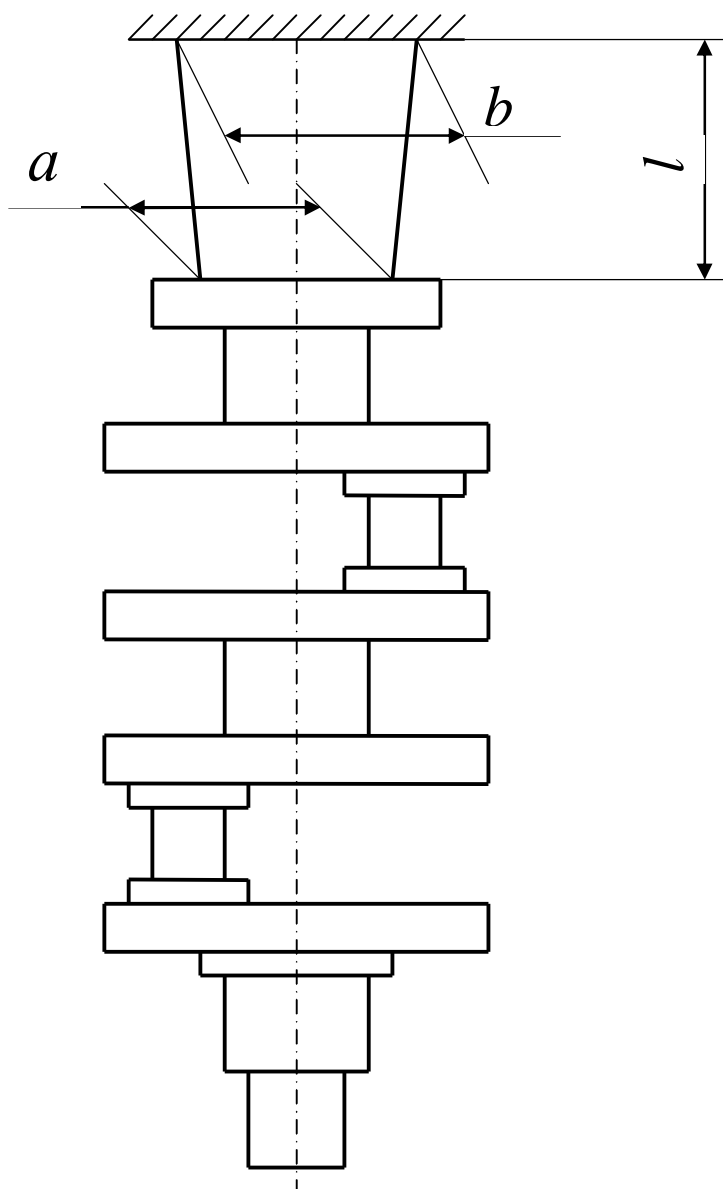


Рис.1.1. Стенд для определения момента инерции коленчатого вала методом “прокачки” на двух тросах

Методика определения момента инерции коленчатого вала методом "прокачки" на двух тросах.

1. Определить массу m_B исследуемого коленчатого вала, кг.
2. Подвесить коленчатый вал на двух тросах согласно рис.1.1.
3. Привести вал в угловое колебательное движение вокруг оси вращения (амплитуда колебаний – не более 10° – 15°).
4. Измерить время 10-и полных периодов колебаний вала τ (в конце каждого полного периода коленчатый вал должен возвращаться в исходное угловое положение).
5. Определить период колебаний вала по формуле:

$$T = \tau/10, \text{ с.}$$
6. Рассчитать момент инерции вала по формуле:

$$J_B = \frac{m_B \cdot g \cdot a \cdot b \cdot T^2}{16 \cdot \pi^2 \cdot l}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; a и b – расстояние между двумя тросами в нижнем и верхнем местах закрепления, м; l – длина одного троса, м.

7. Снять коленчатый вал.

Определение момента инерции коленчатого вала методом падающего груза

1. Установить вал 1 на дисковые опоры 2 согласно рис.1.2. Перекинуть трос, закрепленный на коренной шейке вала, через блок 3. Закрепить на конце троса груз таким образом, чтобы расстояние h_{\min} при полностью размотанном тросе составляло не менее 50 мм. Возможна установка вала на дисковые опоры в сборе с маховиком.
2. Измерить максимально возможную высоту h подъема груза.
3. Поднять груз на высоту h (положение А на рис.1.2), вращая коленчатый вал и наматывая тем самым трос на коренную шейку.
4. Резко отпустить вал. При этом груз начинает опускаться и, раскручивая вал, достигает нижней точки (положение Б). Затем груз поднимается на высоту h_1 (положение В) и снова начинает опускаться. Необходимо в момент остановки груза в положении В сделать отметку (мелом) на опорной стойке (высота h_1).
5. Повторить опыт 3–4 раза, определив среднее значение h_1 .
6. Поднять груз на высоту h . Отпустить коленчатый вал, определить время τ_1 достижения грузом нижнего положения Б. Повторить опыт 3–4 раза, определив среднее значение τ_1 .
7. Определить момент инерции коленчатого вала (коленчатого вала в сборе с маховиком) по формуле:

$$J_B = m_{\Gamma} \cdot r_{\text{куш}}^2 \cdot \left(\frac{g \cdot \tau_1^2 \cdot h_1}{(h + h_1) \cdot h} - 1 \right), \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

где: m_{Γ} – масса груза, кг; $r_{\text{куш}}$ – радиус коренной шейки коленчатого вала, м; τ_1 – время падения груза с высоты h , с; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

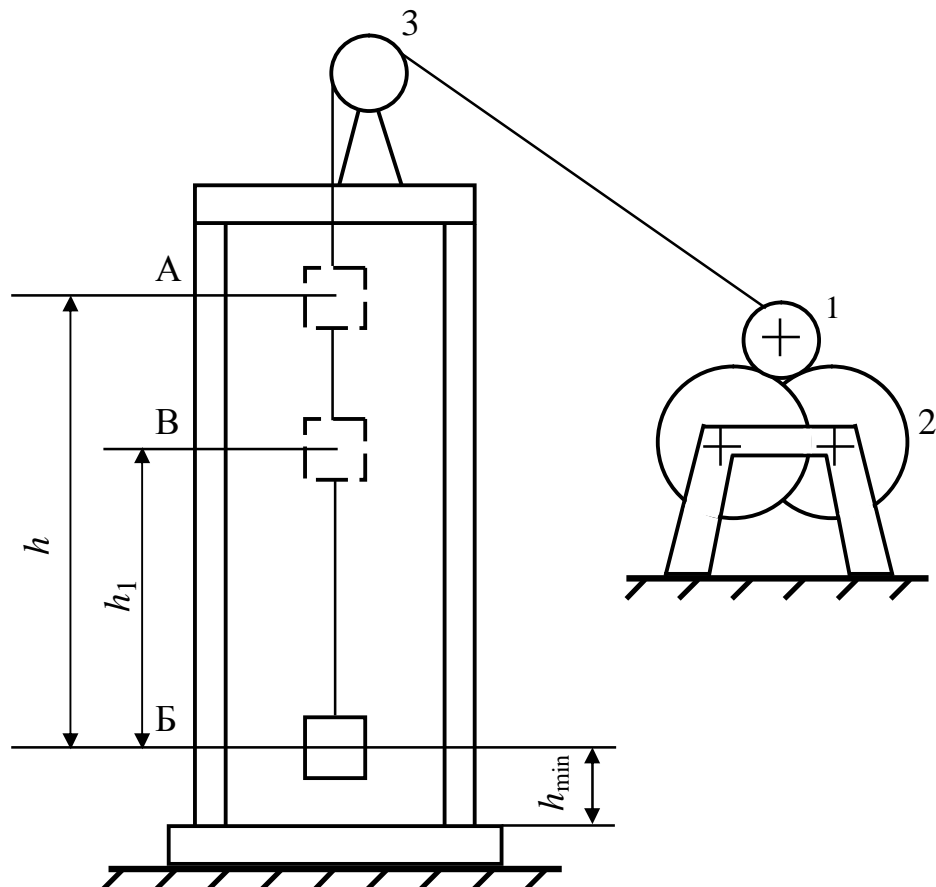


Рис.1.2. Стенд для определения момента инерции тел вращения методом падающего груза
 1 – коленчатый вал, 2 – дисковые опоры, 3 – блок, А – максимально возможное положение груза, Б – минимально возможное положение груза, В – промежуточное положение первого подъема груза за счет сил инерции.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Методика выполнения работы и результаты измерений.
4. Расчет момента инерции коленчатого вала.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Цель определения момента инерции коленчатого вала двигателя.
2. Методы определения момента инерции тел вращения.
3. Как влияет момент инерции коленчатого вала на время разгона его до заданной угловой скорости под действием постоянного крутящего момента?

Лабораторная работа №2

Определение центра массы шатуна. Приведение массы шатуна к двум массам.

Цель работы

1. Изучение экспериментальных методов определения центра массы тела сложной геометрической формы.
2. Приобретение практических навыков определения центра массы шатуна и приведения массы шатуна к двум массам.

Общие сведения

Шатун совершает сложное плоско-параллельное движение в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала. Вследствие сложности движения определение сил инерции и инерционных моментов шатуна приводит к громоздким динамическим расчётам, которые практически не позволяют вычислить эти величины точно. Кроме того, при расчёте стержня шатуна на изгиб необходимо учитывать действительное расположение отдельных сил. Поэтому при динамическом расчёте используют замену движения фактической массы движением двух или нескольких сосредоточенных условных масс.

Согласно теореме о плоском движении тела, шатун может быть заменен системой, состоящей из любого числа сосредоточенных произвольных по величине масс, жестко связанных между собой и расположенных в плоскости качания шатуна (плоскости симметрии). Чтобы такая замена была динамически эквивалентной, необходимо соблюдение следующих условий:

1. Сумма всех заменяющих масс должна быть равна массе шатуна.
2. Общий центр системы заменяющих масс должен совпадать с центром массы шатуна (и совершать движение по его закону).
3. Сумма моментов инерции всех заменяющих масс относительно оси, проходящей через центр массы шатуна (и перпендикулярной к плоскости качания) должна быть равна моменту инерции массы шатуна относительно той же оси.
4. Угловое ускорение заменяющей системы во вращательном движении по отношению к ее общему центру должно быть равно угловому ускорению шатуна в том же движении.

Очевидно, что шатун может быть заменён системой, состоящей из любого количества сосредоточенных масс (произвольных по величине), но чаще всего система включает в себя две или три массы. В трёхмассовой системе наибольшая масса сосредоточена на оси кривошипной головки и совершает вращательное движение. Вторая по величине масса сосредоточена на оси поршневой головки и совершает возвратно-поступательное движение. Третья по величине масса сосредоточена в центре масс шатуна и совершает плоско-параллельное движение.

В динамически эквивалентную систему входят: масса m_A , размещенная на оси поршневой головки, масса m_B , размещенная на оси кривошипной головки и масса $m_{Ц}$, размещенная в центре масс шатуна. В этом случае перечисленные условия динамической эквивалентности описываются следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} m_{III} = m_A + m_B + m_{Ц} \\ m_A \cdot l_A = m_B \cdot (L - l_A) \\ J_{III} = m_A \cdot l_A^2 + m_B \cdot (L - l_A)^2 \end{cases}$$

Решение последней системы уравнений относительно заменяющих масс имеет вид:

$$m_A = \frac{J_{III}}{L \cdot l_A}, \quad m_B = \frac{J_{III}}{L \cdot (L - l_A)}, \quad m_{Ц} = m_{III} - \frac{J_{III}}{(L - l_A) \cdot l_A},$$

где m_{III} – масса шатуна; J_{III} – момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости его качания; L – расстояние между осями поршневой и кривошипной головок; l_A – координата центра масс шатуна (расстояние от оси поршневой головки до центра масс). Как видно из записанных решений, для определения масс m_A , m_B , $m_{Ц}$ необходимо знать m_{III} , J_{III} , L и l_A .

Обычно у шатунов автотракторных двигателей расчетная масса $m_{Ц}$, в сравнении с массами m_A и m_B , получается незначительной, и без существенной погрешности, ею можно пренебречь в динамических расчетах, заменяя массу шатуна лишь системой из двух масс m_A и m_B .

В этом случае формулы для определения масс m_A и m_B получаются из решения только первых двух уравнений приведенной выше системы и имеют вид:

$$m_A = m_{III} \cdot \frac{L - l_A}{L}, \quad m_B = m_{III} \cdot \frac{l_A}{L},$$

а из третьего уравнения может быть получена следующая формула для определения момента инерции шатуна расчетным путем:

$$J_{III} \approx m_{III} \cdot (L - l_A) \cdot l_A.$$

Следовательно, для замены массы шатуна динамически эквивалентной системой сосредоточенных масс и расчета момента инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр масс, необходимо определить координату l_A центра масс на продольной оси симметрии.

Одним из способов определения центра масс шатуна является метод взвешивания на рычажных весах с помощью призматической опоры, которая размещается на неподвижном основании (рис.2.1). При взвешивании про-

дольная ось симметрии шатуна должна располагаться горизонтально, что достигается регулировкой высоты неподвижной опоры. Затем шатун подвешивается за кривошипную головку на призму неподвижной опоры и с помощью гирь на другой чашке весов определяется масса верхней части шатуна m_A . После этого на тех же весах определяют полную массу шатуна m_{III} .

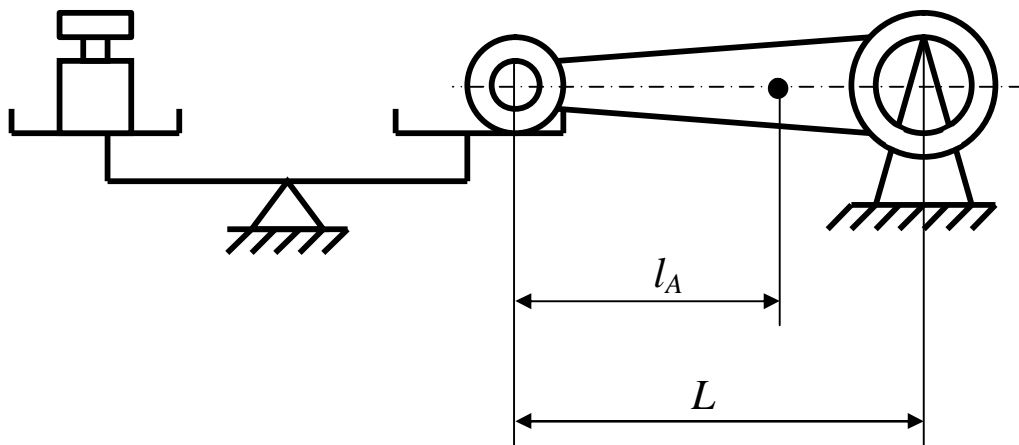


Рис.2.1. Схема определения центра масс шатуна

Определив, таким образом, массы m_A и m_{III} , вычисляем координату центра масс l_A по формуле:

$$l_A = L \cdot \left(1 - \frac{m_A}{m_{III}} \right).$$

Кроме того, вычисляется масса нижней части шатуна m_B и момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр масс шатуна, по формуле:

$$m_B = m_{III} - m_A,$$

$$J_{III} \approx m_{III} \cdot (L - l_A) \cdot l_A.$$

При замене массы шатуна m_{III} двумя массами m_A и m_B возникает дополнительный момент инерции от двух сосредоточенных масс. Поэтому момент инерции J_1 приведенной системы не равен моменту инерции шатуна J_{III} относительно его центра тяжести ($J_1 > J_{III}$). Обычно для упрощения расчетов это обстоятельство не учитывается. Для более точного нахождения масс m_A , m_B , m_{II} необходимо определять положение центра масс l_A и момент инерции шатуна J_{III} методом физического маятника.

Оборудование рабочего моста

1. Комплект шатунов в сборе.
2. Рычажные весы и комплект гирь.
3. Призматические опоры.
4. Штангенциркуль, линейка.

Порядок выполнения работы

1. Установить на лабораторном столе и отрегулировать рычажные весы.
2. Выбрать (или получить у преподавателя) комплект шатунов в сборе с крышкой нижней головки и шатунными болтами.
3. Измерить диаметры отверстий верхней d_B и нижней d_H головок шатуна.
4. Измерить расстояние l_3 между наиболее удаленными точками отверстий головок шатуна и вычислить межосевую длину L по формуле:

$$L = l_3 - \left(\frac{d_B}{2} + \frac{d_H}{2} \right).$$

5. Взвесить шатун в сборе на рычажных весах, т.е. определить массу шатуна в сборе m_{III} .
6. Установить призматическую опору, как показано на рис.2.1, соблюдая горизонтальным расстояние L .
7. Подвесить на призматической опоре шатун в сборе и провести взвешивание верхней части шатуна, определив тем самым массу m_A .
8. Вычислить массу нижней части шатуна m_B по формуле:

$$m_B = m_{III} - m_A.$$

9. Вычислить доли верхней части массы шатуна m_A/m_{III} и нижней части массы шатуна m_B/m_{III} .
10. Вычислить координату центра массы шатуна на продольной оси симметрии l_A , определив тем самым центр массы шатуна, по формуле:

$$l_A = L \cdot \left(1 - \frac{m_A}{m_{III}} \right).$$

11. Вычислить приближенное значение момента инерции массы шатуна относительно оси, проходящей через центр массы шатуна и параллельной осям верхней и нижней головок, по формуле:

$$J_{III} \approx m_{III} \cdot (L - l_A) \cdot l_A.$$

12. Разобрать установку, положить на исходные места шатун, комплект гирь, призматическую опору, сдать инструмент лаборанту.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема установки.

3. Методика выполнения работы и результаты измерений.
4. Результаты вычислений.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Что служит мерой инерции тела при поступательном и при вращательном движении?
2. Какие геометрические размеры характеризуют шатун?
3. Какова необходимость приведения массы шатуна к динамически эквивалентной двухмассовой системе?
4. Каков порядок определения центра массы шатуна методом взвешивания?

Лабораторная работа № 3

Определение момента инерции шатуна методом физического маятника

Цель работы

1. Определение центрального момента инерции шатуна методом физического маятника.
2. Овладение методикой экспериментального определения момента инерции тел сложной геометрической формы, имеющих ось симметрии.

Общие сведения

Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр массы (и координату центра массы) можно экспериментально определить методом физического маятника. Для этого шатун подвешивается на горизонтальном ребре неподвижной призмы (рис.3.1) и приводится в угловое движение с малой амплитудой ($\varphi \leq 10^0$). В таком движении шатун представляет собой физический маятник с осью подвеса O_1 . Если пренебречь трением в точке подвеса и сопротивлением воздуха, то уравнение движения шатуна, как физического маятника описывается следующим уравнением:

$$J_1 \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + m_{III} \cdot g \cdot l_1 \cdot \sin \varphi = 0.$$

Данное дифференциальное уравнение не имеет точного решения, поэтому приходится использовать приближенное равенство $\sin \varphi \approx \varphi$. Для уменьшения погрешности вследствие такой замены, колебания должны иметь малую амплитуду ($\varphi \leq 10^0$). После этой замены и деления левой и правой частей уравнения на J_1 имеем:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{m_{III} \cdot g \cdot l_1}{J_1} \cdot \varphi = 0,$$

где J_1 – момент инерции относительно оси подвеса O_1 , кг·м²;

φ – угол отклонения продольной оси шатуна от вертикали, радианы;

m_{III} – масса шатуна, кг;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

l_1 – расстояние от центра массы до оси подвеса O_1 , м.

Вводя обозначение

$$\frac{m_{III} \cdot g \cdot l_1}{J_1} = w_{III}^2,$$

приведем уравнение к следующему виду

$$\frac{d^2j}{dt^2} + w_{III}^2 \cdot j = 0.$$

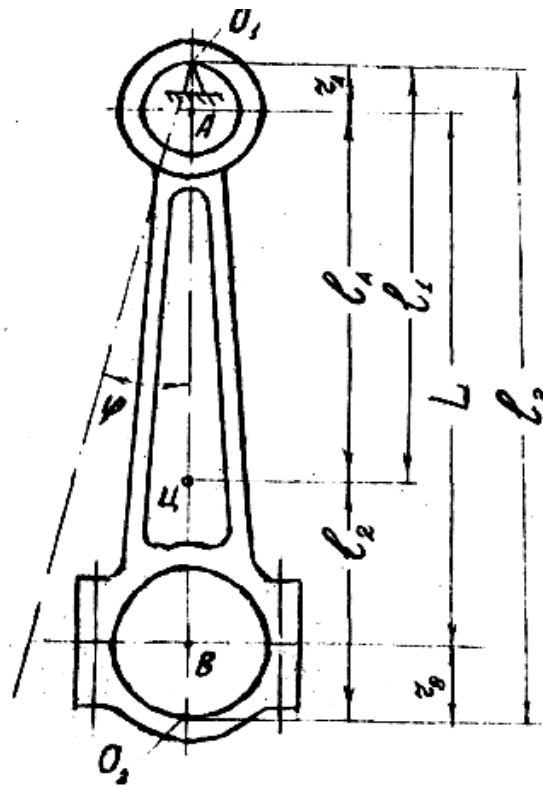


Рис.3.1. Схема определения момента инерции шатуна методом физического маятника

Полученное однородное дифференциальное уравнение описывает гармонические колебания физического маятника (шатуна) с частотой

$$w_{III} = \sqrt{\frac{m_{III} \cdot g \cdot l_1}{J_1}}.$$

Шатун подвешивается на горизонтальном ребре неподвижной призмы точкой подвеса O_1 , ему сообщаются колебания с небольшой амплитудой и измеряется период полных колебаний T_1 , который выражается по следующей формуле:

$$T_1 = \frac{2\pi}{w_{III}} = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{J_1}{m_{III} \cdot g \cdot l_1}}.$$

Из последнего выражения находим

$$J_1 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} \cdot m_{III} \cdot g \cdot l_1.$$

По теореме Гюйгенса-Штейнера центральный момент инерции шатуна J_{III} относительно оси, проходящей через центр массы шатуна, выражается как:

$$J_{III} = J_1 - m_{III} \cdot l_1^2 = m_{III} \cdot l_1 \cdot \left(\frac{T_1^2}{4\pi^2} \cdot g - l_1 \right).$$

Для определения расстояния l_1 проводится еще один опыт. Для этого шатун подвешивается на горизонтальном ребре неподвижной призмы другой точкой подвеса O_2 , ему вновь сообщаются колебания с малой амплитудой и измеряется период колебаний T_2 . Момент инерции шатуна J_2 относительно новой оси подвеса определяется по аналогичной формуле:

$$J_2 = \frac{T_2^2}{4\pi^2} \cdot m_{III} \cdot g \cdot l_2,$$

а центральный момент инерции шатуна J_{III} аналогично определяется по теореме Гюйгенса-Штейнера:

$$J_{III} = J_2 - m_{III} \cdot l_2^2 = m_{III} \cdot l_2 \cdot \left(\frac{T_2^2}{4\pi^2} \cdot g - l_2 \right).$$

Приравнивая правые части выражений для J_{III} из двух опытов и решая полученное таким образом уравнение совместно с уравнением $l_1 + l_2 = l_3$, получаем

$$l_1 = l_3 \cdot \frac{4\pi^2 \cdot l_3 - T_2^2 \cdot g}{8\pi^2 \cdot l_3 - (T_1^2 + T_2^2) \cdot g},$$

где l_3 – расстояние между точками подвеса в обоих опытах, м.

Оборудование рабочего места

1. Комплекты шатунов в сборе.
2. Призматическая опора для подвеса шатуна.
3. Рычажные весы и комплект гирь.
4. Штангенциркуль, линейка, секундомер.

Порядок выполнения работы

1. Определить взвешиванием на рычажных весах массу шатуна в сборе m_{III} (или взять значение из предшествующей лабораторной работы).
2. Подвешивая шатун на призме сначала одной, затем другой точкой подвеса, определить с помощью секундомера периоды полных колебаний T_1 и T_2 . При колебаниях шатун должен отклоняться от вертикали на угол $5-10^\circ$. Период колебаний (время двойного размаха шатуна) опреде-

ляется как средняя величина 20 колебаний. Для большей точности опыт повторяется трижды.

3. Измерить расстояние l_3 между точками подвеса и определить положение центра масс шатуна по формуле:

$$l_1 = l_3 \cdot \frac{4\pi^2 \cdot l_3 - T_2^2 \cdot g}{8\pi^2 \cdot l_3 - (T_1^2 + T_2^2) \cdot g}.$$

4. Определить момент инерции шатуна относительно оси O_1 по формуле:

$$J_1 = \frac{T_1^2}{4\pi^2} \cdot m_{III} \cdot g \cdot l_1.$$

5. Определить центральный момент инерции шатуна по формуле:

$$J_{III} = J_1 - m_{III} \cdot l_1^2.$$

6. Измерить радиус окружности отверстия поршневой головки шатуна r_A и вычислить координату центра масс шатуна l_A по формуле:

$$l_A = l_1 - r_A.$$

7. Сопоставить вычисленные значения J_{III} и l_A со значениями из предыдущей работы и определить погрешность.
8. Положить на исходные места шатун, комплект гирь, призматическую опору, сдать инструмент лаборанту.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Методика выполнения работы и результаты измерений.
4. Результаты вычисления расчетных величин.
5. Сопоставление результатов вычислений, оценка погрешности, выводы.

Контрольные вопросы

1. Что называется моментом инерции шатуна относительно некоторой оси?
2. Что называется центральным моментом инерции шатуна?
3. В чем сущность теоремы Гюйгенса-Штейнера о моментах инерции относительно параллельных осей?
4. Какой из моментов инерции шатуна больше: относительно центральной оси или относительно параллельной ей другой оси?
5. Какие существуют методы экспериментального определения центра масс детали, имеющей ось симметрии?

Лабораторная работа № 4

Определение приведенного момента инерции движущихся деталей двигателя методом двойного выбега

Цель работы

1. Определение приведенного момента инерции движущихся деталей двигателя методом двойного выбега.
2. Приобретение практического опыта определения приведенного момента инерции механизмов методом двойного выбега.

Общие сведения

Одним из показателей динамических качеств двигателя является приемистость, т.е. способность быстро развивать необходимую частоту вращения коленчатого вала. Она может быть оценена временем разгона двигателя от минимально устойчивой частоты вращения холостого хода до максимальной при полной подаче топлива. Приемистость двигателя зависит главным образом от момента инерции всех движущихся деталей, имеющих привод от коленчатого вала (в том числе и самого вала), приведенного к оси коленчатого вала. Этот приведенный момент инерции может быть определен как расчетным, так и экспериментальным способом. Одним из способов экспериментального определения приведенного момента инерции может быть метод двойного выбега.

Метод двойного выбега заключается в определении времени полной остановки двигателя с одной и той же исходной частоты вращения холостого хода. Измерения производятся один раз непосредственно, а второй – с присоединенной массой, момент инерции которой известен и равен J_1 . В качестве присоединенной массы используется вращающийся ротор гидравлического тормоза. Выбег осуществляется дважды потому, что в уравнении вращения коленчатого вала двигателя имеются два неизвестных параметра: приведенный момент инерции движущихся деталей двигателя J_D и момент внутреннего сопротивления M_C . Принимается допущение, что оба параметра постоянные. Поскольку крутящий момент $M_K = 0$, уравнение вращения коленчатого вала без присоединенной массы принимает вид

$$J_D \cdot \varepsilon_2 = -M_C.$$

При вращении с присоединенной массой получаем выражение:

$$(J_D + J_1) \cdot \varepsilon_1 = -M_C.$$

После преобразований получается расчетная формула:

$$J_{Д} = \frac{J_1 \cdot \varepsilon_1}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1},$$

где: ε_1 и ε_2 – угловые замедления коленчатого вала с присоединенным моментом инерции J_1 и без него, рад/с². Диаграмма двойного выбега имеет следующий вид:

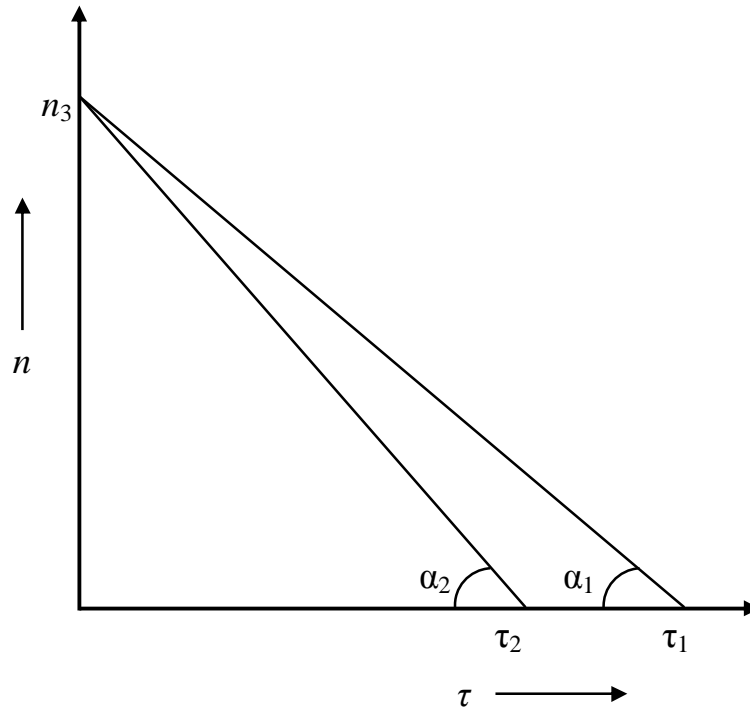


Рис.4.1. Диаграмма двойного выбега

где: n_3 – заданная частота вращения, об/мин; τ_1 – время выбега (до полной остановки двигателя) с присоединенным гидротормозом, с; τ_2 – время выбега без гидротормоза, с; α_1, α_2 – углы наклона графиков выбега, градусы.

После измерений осуществляется расчет приведенного момента инерции движущихся деталей двигателя:

$$J_{Д} = \frac{J_1 \cdot \varepsilon_1}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} = J_1 \cdot \frac{\left(\frac{dn}{d\tau}\right)_1}{\left(\frac{dn}{d\tau}\right)_2 - \left(\frac{dn}{d\tau}\right)_1} = J_1 \cdot \frac{tg \alpha_1}{tg \alpha_2 - tg \alpha_1}.$$

Значения производных $\left(\frac{dn}{d\tau}\right)_1$ и $\left(\frac{dn}{d\tau}\right)_2$ вычисляются методом конечных разностей.

Пример расчета. Момент инерции ротора гидротормоза $J_1 = 0,675$ кг·м², заданная частота вращения коленчатого вала $n_3 = 2000$ об/мин, время

выбега с гидротормозом $\tau_1 = 6$ с, время выбега без гидротормоза $\tau_2 = 2,4$ с. Так как частота вращения коленчатого вала падает с $n_3 = 2000$ об/мин до нуля, то можно принять, что:

$$\varepsilon_1 = \left(\frac{dn}{d\tau} \right)_1 = -\frac{\pi \cdot n_3}{30 \cdot \tau_1}; \quad \varepsilon_2 = \left(\frac{dn}{d\tau} \right)_2 = -\frac{\pi \cdot n_3}{30 \cdot \tau_2}.$$

Произведем преобразования:

$$J_D = \frac{J_1 \cdot \left(-\frac{\pi \cdot n_3}{30 \cdot \tau_1} \right)}{-\frac{\pi \cdot n_3}{30 \cdot \tau_2} + \frac{\pi \cdot n_3}{30 \cdot \tau_1}} = \frac{-\frac{1}{\tau_1} \cdot J_1}{-\frac{1}{\tau_2} + \frac{1}{\tau_1}} = \frac{\frac{1}{\tau_1} \cdot J_1}{\frac{1}{\tau_2} - \frac{1}{\tau_1}} = \frac{J_1}{\frac{\tau_1}{\tau_2} - 1}.$$

Таким образом, приведенный момент инерции движущихся деталей двигателя можно также вычислить по формуле:

$$J_D = \frac{J_1}{\frac{\tau_1}{\tau_2} - 1} = \frac{0,675 \text{ кг} \cdot \text{м}^2}{\frac{6 \text{ с}}{2,4 \text{ с}} - 1} = \frac{0,675 \text{ кг} \cdot \text{м}^2}{1,5} = 0,45 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Оборудование рабочего места

1. Стенд с двигателем и гидравлическим тормозом.
2. Тахометр.
3. Секундомер.
4. Инструменты: набор ключей, молоток.

Порядок выполнения работы

1. Запустить и прогреть двигатель.
2. Установить заданную частоту вращения коленчатого вала двигателя по тахометру пульта управления стендом.
3. Выключить зажигание (подачу топлива) и с помощью секундомера определить время до полной остановки двигателя. Опыт по п.п. 2–3 повторить три раза.
4. Отсоединить гидротормоз, для чего снять поддон картера маховика, открутить болты крепления карданного вала и сместить его в осевом направлении на 40–50 мм от маховика.
5. Вновь запустить и прогреть двигатель.
6. Установить заданную частоту вращения коленчатого вала двигателя по тахометру пульта управления стендом.
7. Выключить зажигание (подачу топлива) и с помощью секундомера определить время до полной остановки двигателя без присоединенной массы. Опыт по п.п. 6–7 повторить три раза.
8. Построить диаграмму двойного выбега в координатах “частота вращения – время” согласно рис.4.1.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Оборудование, инструменты и измерительные приборы.
3. Методика выполнения работы.
4. Тахограммы выбега в координатах n – τ (частота вращения – время).
5. Результаты расчета.

Контрольные вопросы

1. Как влияет приведенный момент инерции движущихся деталей двигателя на его приемистость (разгон)?
2. Какие знаете другие факторы, влияющие на приемистость двигателя?
3. Какой из методов определения приведенного момента инерции более точный: расчетный или экспериментальный?
4. В чем заключается сущность метода двойного выбега?

Лабораторная работа № 5

Определение моментов инерции движущихся деталей двигателя методом геометрического анализа

Цель работы

1. Изучение теоретических методов определения моментов инерции тел вращения.
2. Оценка точности экспериментальных методов определения моментов инерции тел вращения.

Общие сведения

Для расчета момента инерции коленчатого вала необходимо условно разделить его на части, имеющие форму простых геометрических тел, после чего момент инерции всего вала находится суммированием найденных моментов инерции его частей:

$$I_B = \sum I_n, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где: I_n – момент инерции n -й части коленчатого вала, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Наиболее рациональным является разбиение вала на множество цилиндров вращения с достаточной для инженерных расчетов степенью точностью. При этом вводится ряд допущений:

1. Не учитываются отверстия для подвода масла.
2. Не учитываются технологические закругления.
3. Противовесы считаются сосредоточенными массами.
4. Материал имеет всюду одинаковую плотность.

Известно, что момент инерции сплошного цилиндра относительно его продольной оси симметрии, проходящей через центр масс, равен:

$$I_{Ц} = \frac{m \cdot r^2}{2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

где: m – масса цилиндра, кг ; r – его радиус, м .

В тех случаях, когда ось вращения, относительно которой следует определить момент инерции, не совпадает с осью, проходящей через центр масс (оси обязательно должны быть параллельны), следует воспользоваться теоремой Гюйгенса-Штейнера:

$$I_U = I_C + m \cdot l^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

где: I_C – момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; I_U – момент инерции относительно оси вращения, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; m – масса тела, кг ; l – расстояние между параллельными осями, м .

Применительно к коленчатому валу получаем:

1. Для коренной шейки относительно оси вращения коленчатого вала

$$I_{К.Ш.} = \frac{m_{К.Ш.} \cdot r_{К.Ш.}^2}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где: $m_{К.Ш.}$ – масса коренной шейки, кг; $r_{К.Ш.}$ – радиус коренной шейки, м.
Масса коренной шейки вычисляется как:

$$m_{К.Ш.} = \pi \cdot r_{К.Ш.}^2 \cdot l_{К.Ш.} \cdot \rho, \text{ кг}$$

где: $l_{К.Ш.}$ – длина коренной шейки, м; ρ – плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$.

2. Для шатунной шейки относительно оси вращения коленчатого вала

$$I_{Ш.Ш.} = \frac{m_{Ш.Ш.} \cdot r_{Ш.Ш.}^2}{2} + m_{Ш.Ш.} \cdot R^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где: $m_{Ш.Ш.}$ – масса шатунной шейки, кг; $r_{Ш.Ш.}$ – радиус шатунной шейки, м; R – радиус кривошипа коленчатого вала, м.

Масса шатунной шейки вычисляется как:

$$m_{Ш.Ш.} = \pi \cdot r_{Ш.Ш.}^2 \cdot l_{Ш.Ш.} \cdot \rho, \text{ кг}$$

где: $l_{Ш.Ш.}$ – длина шатунной шейки, м.

3. Для щеки относительно оси вращения коленчатого вала

$$I_{Щ.} = \frac{m_{Щ.} \cdot (h^2 + b^2)}{12} + m_{Щ.} \cdot a^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где: $m_{Щ.}$ – масса щеки, кг; a – расстояние между осью вращения коленчатого вала и центром масс щеки, м; h – ширина щеки, м; b – высота щеки, м.

Масса щеки вычисляется как:

$$m_{Щ.} = h \cdot b \cdot e \cdot \rho, \text{ кг}$$

где: e – толщина щеки, м. Следует учитывать, что щека должна иметь форму параллелепипеда. Толщина щеки отмеряется вдоль оси вращения коленчатого вала, а ширина и высота – в плоскости, перпендикулярной данной оси.

4. Для носка коленчатого вала

$$I_{Н.} = \frac{m_{Н.} \cdot r_{Н.}^2}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где: $m_{Н.}$ – масса носка, кг; $r_{Н.}$ – радиус носка, м.

Масса носка вычисляется как:

$$m_{Н.} = \pi \cdot r_{Н.}^2 \cdot l_{Н.} \cdot \rho, \text{ кг}$$

где: $l_{Н.}$ – длина носка, м.

5. Для хвостовика коленчатого вала

$$I_{ХВ.} = \frac{m_{ХВ.} \cdot r_{ХВ.}^2}{2}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где: $m_{ХВ.}$ – масса хвостовика, кг; $r_{ХВ.}$ – радиус хвостовика, м.

Масса хвостовика вычисляется как:

$$m_{XB.} = \pi \cdot r_{XB.}^2 \cdot l_{XB.} \cdot \rho, \text{ кг}$$

где: $l_{XB.}$ – длина хвостовика, м.

В итоге момент инерции всего коленчатого вала равен:

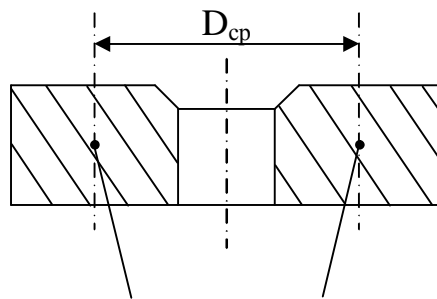
$$I_B = n_{К.Ш.} \cdot I_{К.Ш.} + n_{Ш.Ш.} \cdot I_{Ш.Ш.} + n_{Щ.} \cdot I_{Щ.} + I_H. + I_{XB.}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

где: $n_{К.Ш.}$, $n_{Ш.Ш.}$, $n_{Щ.}$ – соответственно число коренных шеек, шатунных шеек, щек у конкретного коленчатого вала.

Для оценки момента инерции маховика используется соотношение:

$$I_M = \frac{1}{4} \cdot m_M \cdot D_{cp}^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

m_M – масса маховика, кг; D_{cp} – средний диаметр маховика.



Центры масс частей сечения

Рис.5.1. Схема определения момента инерции маховика

При более точном расчете момента инерции маховика следует его разбить на множество простых тел вращения: цилиндры и усеченные конусы. Как правило, эти тела имеют кольцевидную форму. Следует также учитывать наличие отверстий и выемок металла. Общая расчетная формула имеет вид:

$$I_M = \sum_n I_n - \sum_m I_m, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

где: n – число элементов кольцевидной формы; m – число отверстий или выемок. При расчете моментов инерции конических элементов следует пользоваться зависимостями:

$$I_K = \frac{3}{10} \cdot m \cdot r^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

где: m – масса конуса, кг; r – радиус его основания, м. Масса конуса вычисляется как:

$$m = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \rho, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

где: h – высота конуса, м.

Этих зависимостей достаточно для точного расчета момента инерции маховика на основании чертежей конкретной конструкции.

Расчет момента инерции противовесов основывается на том, что они считаются сосредоточенными массами. В этом случае их суммарный момент инерции равен:

$$I_{\text{ПР}} = n_{\text{ПР}} \cdot m_{\text{ПР}} \cdot r_{\text{ПР}}^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

где: $n_{\text{ПР}}$ – число противовесов; $m_{\text{ПР}}$ – масса противовеса, кг; $r_{\text{ПР}}$ – расстояние от центра масс противовеса до оси вращения коленчатого вала, м.

Нахождение момента инерции масс шатуна и момента инерции прямолинейно движущихся масс деталей поршневой группы, приведенных к оси коленчатого вала, основано на равенстве кинетических энергий для вращательного и прямолинейного движений. Зададимся коэффициентом, обозначающим долю массы шатуна, совершающей возвратно-поступательное движение:

$$\chi = \frac{m_A}{m_{\text{Ш}}}.$$

Возвратно-поступательно движущиеся массы равны:

$$m_J = m_{\text{П.Г.}} + \chi \cdot m_{\text{Ш}}, \text{ кг}$$

где $m_{\text{П.Г.}}$ – масса деталей поршневой группы, кг. Условная вращающаяся масса, приведенная к оси шатунной шейки коленчатого вала:

$$m_{\text{ВР}} = \frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \cdot m_J, \text{ кг}$$

где: λ – отношение радиуса кривошипа R к межосевой длине шатуна L .

Тогда приведенный момент инерции масс шатуна и деталей поршневой группы, с учетом вращающейся массы шатуна, равен:

$$I_{\text{ПР.М}} = i \cdot (m_{\text{ВР}} + (1 - \chi) \cdot m_{\text{Ш}}) \cdot R^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где: i – число цилиндров в двигателе.

Значение момента инерции движущихся масс деталей двигателя равно:

$$I_{\text{Д}} = I_{\text{В}} + I_{\text{М}} + I_{\text{ПР}} + I_{\text{ПР.М}}, \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Оборудование рабочего места

1. Коленчатый вал, маховик, детали поршневой группы, шатун.
2. Рычажные весы и комплект гирь.
3. Штангенциркуль, линейка (рулетка).
4. Комплект чертежей.

Порядок выполнения работы

1. Составить расчетную схему коленчатого вала.
2. Снять требуемые размеры коленчатого вала согласно расчетной схеме.
3. Составить расчетную схему маховика.
4. Снять требуемые размеры маховика согласно расчетной схеме.

5. Определить массу противовеса косвенным путем (как произведение объема на плотность материала).
6. Определить центр массы противовеса расчетным путем.
7. Определить массу деталей поршневой группы.
8. Произвести приведение массы шатуна к двухмассовой системе.
9. Произвести расчеты согласно приведенной выше методике.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Краткое изложение методики выполнения работы.
3. Расчетные схемы коленчатого вала и маховика.
4. Результаты вычислений и сопоставление их с экспериментом.
5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Какова формулировка теоремы Гюйгенса-Штейнера?
2. Какие геометрические размеры характеризуют коленчатый вал, противовесы и маховик?
3. Каковы расхождения в значениях момента инерции различных деталей согласно расчетам и экспериментальным данным?

Лабораторная работа № 6

Шумовые характеристики двигателя

Цель работы

1. Определение основных источников шума в двигателе.
2. Исследование влияния на уровень шума нагрузки и скоростного режима двигателя.
3. Ознакомление с акустической аппаратурой.

Общие сведения

Двигатель внутреннего сгорания является основным источником шума, воздействующим на водителя трактора или автомобиля, пассажиров и окружающую среду. В большинстве стран приняты нормы, ограничивающие шум при работе транспортных средств и их силовых установок.

Основными источниками возникновения шума в двигателе являются: процессы впуска в цилиндры воздуха и выпуска отработавших газов; процесс сгорания рабочей смеси; соударения деталей КШМ; работа газораспределительного механизма, системы охлаждения двигателя и топливной аппаратуры (в дизельных двигателях). Значимость вклада каждого источника в общий шум неодинакова и зависит от типа двигателя, степени его форсирования, особенностей конструкции и изготовления. Совокупные действия названных источников шума вызывают интенсивное акустическое излучение в окружающую среду и создают сложное звуковое поле около двигателя.

С целью снижения шума разрабатываются различные мероприятия по его уменьшению в источниках возникновения (активный метод), а также на путях его распространения (пассивный метод).

Звук – это волновые колебания упругой среды, распространяющиеся в газах, жидкостях, твердых телах и физиологически воспринимаемые органами слуха человека или животных. Механические волны, которые вызывают ощущение звука, называют звуковыми волнами. Раздел физики, в котором рассматриваются свойства звуковых волн, закономерности их возбуждения, распространения и действия на препятствия, называется акустикой. Звуковые волны являются в основном продольными, т.е. это чередование сгущений и разрежений. Скорость распространения звуковой волны зависит от свойств среды. Например, в воздухе звуковая волна распространяется со скоростью 330–340 м/с.

Шум является сложным звуком нестационарного характера, составляющие которого имеют различную частоту и интенсивность. Звуковое давление измеряют в Па. Звуковые волны частотой от 16 Гц до 20 000 Гц воздействуют на органы слуха человека, вызывая слуховые ощущения. Они называются слышимым звуком. Звуковые волны частотой менее 16 Гц называются инфразвуком, а частотой свыше 20 000 Гц – ультразвуком.

Органы слуха человека наиболее чувствительны к частотам в диапазоне от 700 Гц до 6000 Гц. Порогом слышимости называется наименьшая интенсивность звуковой волны, которая может быть воспринята органом слуха. При частоте 1 кГц порог слышимости составляет 10^{-12} Вт/м².

Под силой звука понимают количество звуковой энергии, переносимое волной в единицу времени через единичную площадку, перпендикулярную направлению распространения волны. За единицу громкости звука принят бел (Б): десятичный логарифм отношения измеряемой силы звука к начальной силе, отвечающей порогу слышимости. Таким образом, громкость звука равна 1 Б, если его сила в 10 раз больше порога слышимости. Но на практике более удобно измерять громкость звука в децибелах (дБ): 1 дБ = 0,1Б. Так как известно, что сила звука пропорциональна квадрату звукового давления, поэтому уровень силы звука определяют по следующей формуле:

$$L = 10 \cdot \lg\left(\frac{I}{I_0}\right) = 20 \cdot \lg\left(\frac{P}{P_0}\right),$$

где I и P – измеряемые величины силы звука и звукового давления соответственно; I_0 – пороговое значение силы звука, равное 10^{-12} Вт/м²; P_0 – звуковое давление, условно принятое за порог акустической чувствительности уха человека ($2 \cdot 10^{-5}$ Па).

Измерения громкости звука показывают следующее соответствие, пригодное для практических оценок:

- 10 дБ – шепот;
- 20–30 дБ – норма шума в жилых помещениях;
- 40 дБ – тихий разговор;
- 50 дБ – разговор средней громкости;
- 70 дБ – шум пишущей машинки;
- 80 дБ – шум работающего двигателя грузового автомобиля;
- 100 дБ – громкий автомобильный сигнал на расстоянии 5–7 м;
- 120 дБ – шум работающего трактора на расстоянии 1 м;
- 130 дБ – порог болевого ощущения.

Для измерения шумов широко используются специальные акустические приборы – шумомеры, содержащие ненаправленный измерительный микрофон, усилитель, корректирующие фильтры, детектор и стрелочный прибор, скомпонованные в одном корпусе. Шкала шумомера градуируется в децибелах. Питание осуществляется от встроенных батарей.

Согласно ОСТ 37.001.266-83 в качестве шумовых характеристик устанавливаются:

Уровни звука L_A в дБА – основная характеристика; уровни звукового давления L в дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами от 125 до 8000 Гц; уровни звуковой мощности L_p в дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами от 125 до 8000 Гц; скорректированный уровень звуковой мощности L_{pA} в дБА. Корректированный уровень звуковой

мощности L_{pA} и октавные уровни звуковой мощности L_p используются при сопоставлении различных по конструкции двигателей.

Источники шума дизеля

По физической природе шум дизеля обусловлен аэродинамическими и газодинамическими процессами, происходящими в его системах, а также процессами механического взаимодействия деталей.

Аэродинамический шум возникает при выпуске отработавших газов, впуске свежего заряда и работе вентилятора системы охлаждения. Процесс сгорания является источником **газодинамического шума**.

Механические шумы создаются при работе отдельных механизмов и агрегатах двигателя (КШМ, ГРМ, топливного, масляного и водяного насосов, центробежного масляного фильтра).

Значимость каждого источника в общей картине звукового излучения для двигателей различных типов и конструкций неодинакова.

Методы борьбы с шумом дизелей

Борьба с шумом дизелей ведется следующими четырьмя методами:

1. Воздействием на возмущающие силы (глушение шума процессов газообмена, сгорания, уменьшение интенсивности перекладки поршня, уменьшение ударов при выборе зазоров в сопряжениях и т.д.).
2. Уменьшением передачи звуковых вибраций от источника возмущения на излучающие шум поверхности (применение на пути распространения колебаний материалов, обладающих способностью поглощать энергию колебаний).
3. Снижением эффективности излучения за счет наружных элементов конструкции дизеля (применение экранов, изменение конфигурации детали, уменьшение площади поверхности, излучающей звук и т.п.).
4. Капсулизацией дизеля.

Экранирование отдельных поверхностей

Экран представляет собой стальной лист толщиной 0,6–0,8 мм, частично покрывающий наиболее интенсивно излучающую поверхность дизеля или какого-либо агрегата и установленный на некотором расстоянии от нее (10–15 мм). Поверхность экрана должна быть защищена от вибраций, поэтому на дизеле его крепят с помощью амортизаторов. В пространство между поверхностью экрана и дизеля можно закладывать звукопоглощающий материал.

Аэродинамические шумы.

Процесс выпуска

Основным средством борьбы с шумом процесса выпуска является установка глушителей. Необходимую частотную характеристику заглушения определяют сравнением величины уровней звукового давления открытого выпуска с допустимыми по ОСТ 23.1.446-82. Анализ многочисленных экспериментов показывает, что глушитель в низкочастотном и среднечастотном диа-

пазоне работает как акустический фильтр, в высокочастотном – как успокоитель газового потока.

Процесс впуска

Эксперименты показывают, что воздухоочистители тракторных и комбайновых дизелей одновременно являются эффективными глушителями шума впуска. В связи с этим тракторные и комбайновые дизели нет необходимости дополнительно снабжать глушителями шума впуска.

Вентилятор

В настоящее время существует проблема снижения шума, создаваемого вентиляторной установкой дизеля с жидкостным охлаждением.

В технической литературе по данному вопросу нет достаточно убедительных данных, руководствуясь которыми можно было бы проводить борьбу с шумом вентиляторной установки. В связи с этим приходится в основном опираться на метод экспериментальных исследований.

На основе статических данных по шуму вентиляторов была предложена эмпирическая формула для расчета уровней звука, создаваемых осевыми вентиляторами на расстоянии 1 м.

$$L_A = 84 + 20 \cdot \lg \left[(1 - \eta) \cdot \frac{Q}{D} - \frac{H}{100} \right], \text{ где}$$

η – КПД вентилятора;

Q – расход воздуха, м³/с;

D – диаметр вентилятора, м;

H – напор, мм вод.ст.

Газодинамические шумы

Шум от процесса сгорания проявляется в наиболее акустически и физиологически неблагоприятной высокочастотной области частотного спектра (свыше 1000 Гц), поэтому снижение шума от указанного источника существенно влияет на уровень шума.

Уровень шума дизеля определяется характерным протеканием процесса сгорания и колебательными свойствами элементов его конструкции. Интенсивность его звукового излучения в значительной мере зависит от принятых способов смесеобразования и сгорания. Наименьшим излучением обладают дизели с пленочным (М–процесс) и послойным смесеобразованием, а также дизели с разделенной камерой сгорания. Также одним из средств борьбы с шумом процесса сгорания посредством изменения процесса тепловыделения является применение двухфазного впрыска.

Механические шумы.

КШМ

Установлено, что шумообразование при работе КШМ обусловлено процессом движения поршня в цилиндре. Экспериментами подтверждено, что

применение дезаксиального смещения оси поршневого пальца позволяет снизить уровень звука на 1–2,5 дБ. Рекомендации по уменьшению зазора в сопряжении поршень–цилиндр имеют ограниченное применение, поскольку этот зазор на большинстве дизелей достаточно мал и определяет работоспособность указанного сопряжения.

Масляный насос

Исследованиями установлено, что масляный насос с приводом могут оказывать ощутимое влияние на шум дизеля. Для борьбы с шумом привода масляного насоса рекомендуется изменять модуль зацепления, чтобы вывести частоту возмущающей силы из диапазона резонансных совпадений с частотами собственных колебаний корпусных деталей дизеля. Кроме того, в приводе шестерен рекомендуется использовать упругие элементы. Эффективность этих мероприятий, оцененная при прокрутке на дизеле масляного насоса с приводом, достигает от 5 до 7 дБ.

Оборудование рабочего места

1. Двигатель на тормозном стенде.
2. Шумомер SPM–101 с электродинамическим микрофоном.

Порядок выполнения работы

Определяется основная шумовая характеристика дизеля Д–240 (уровень звука L_A в дБА на расстоянии $d = 1$ м от его наружного контура).

1. Определить характеристические размеры измерительной поверхности и расположение точек установки микрофона на ней при измерениях шума двигателя (рис.6.1) по следующим формулам:

$$a = 0,5 \cdot L + d$$

$$b = 0,5 \cdot B + d$$

$$c = H + d$$

где L , B и H – длина, ширина и высота параллелепипеда соответственно, ограничивающего двигатель, м;

d – измерительное расстояние, м.

Измерительное расстояние d должно составлять 1 м. В случае сильного влияния шума помех или отражения звука от ограждающих конструкций допускается проводить измерения при меньшем измерительном расстоянии, но не менее 0,25 м.

Точки 2–4 расположены на высоте $h_1 = 0,25 \cdot (b + c - d)$

Точки 5–8 расположены на высоте $h_2 = 0,75 \cdot (b + c - d) \leq c$

$$b_1 = 0,5 \cdot (b + c - d)$$

$$R = d$$

$$b_2 = 0,3 \text{ м}$$

2. Калибровка шумомера.

Внутренняя калибровка:

2.1. Включить прибор, переставляя переключатель режимов на ▼ LIN. Спустя примерно 1 минуту приступить к калибровке.

2.2. Переключатель "динамика указания/контроль батарей" установить в положение SLOW (медленно), переключатель поддиапазонов в положение ▼ (калибровка).

2.3. Смещать медленно калибрующий регулятор до момента, когда стрелка на любой точке шкалы начинает двигаться (начало колебаний).

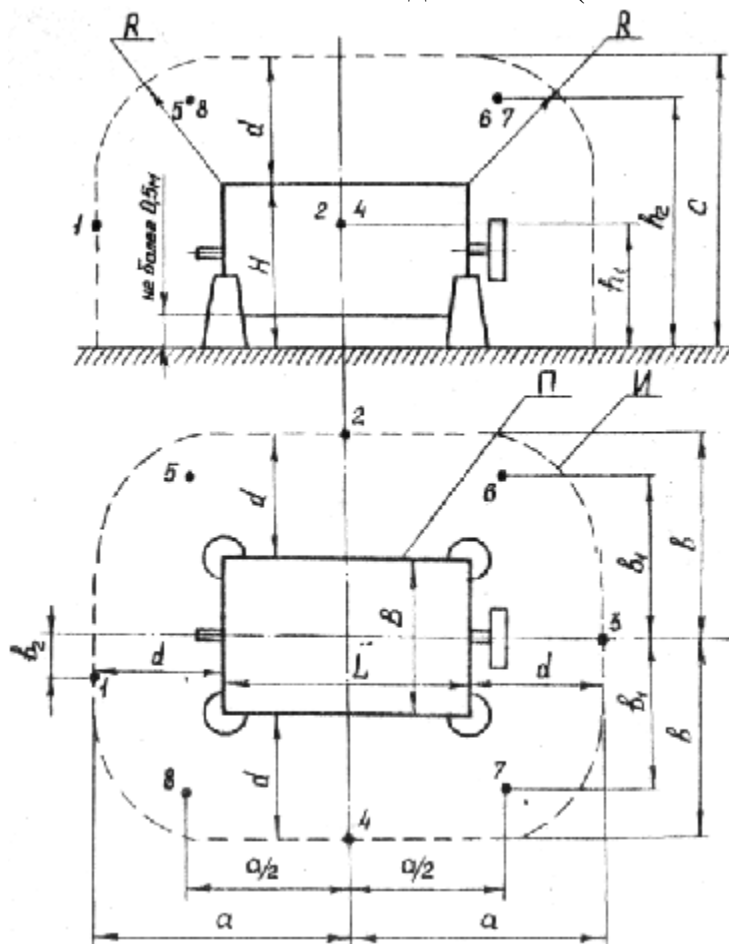


Рис.6.1. Расположение точек на измерительной поверхности при измерениях шума двигателя:

1–8 – точки расположения микрофона; П – поверхность параллелепипеда, охватывающая контуры двигателя; В, L, Н – размеры параллелепипеда; а, b, с – характеристические размеры измерительной поверхности; d – расстояние от поверхности П до измерительной поверхности И.

2.4. При необходимости калибровать шумомер вместе с микрофоном при помощи испытательного генератора звука PSQ–101.

3. Запустить двигатель, прогреть его до нормального теплового режима.

4. Установить частоту вращения коленчатого вала $n = 2200$ об/мин.

5. Установить переключатель временной характеристики шумомера в положение "медленно", переключатель режимов – в положение А.

6. Измерить уровень звука L_A (основная характеристика) на холостом ходу двигателя при $n = 2200$ об/мин во всех 8–ми точках (рис.6.1) измерительной поверхности. Показания шумомера занести в таблицу.

7. Измерить уровень звука L_A в точке с наибольшим уровнем звука при загрузке двигателя на 50 % и 100 % (полная подача топлива) при $n = 2200$ об/мин.

8. Измерить уровень звука L_A при постоянной нагрузке 50% последовательно при $n = 1400$, $n = 1600$, $n = 1800$ об/мин.

9. Вычислить средний уровень звука L_{mA} в дБА на измерительной поверхности по формуле:

$$L_{mA} = 10 \cdot \lg \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n 10^{0,1 \cdot L_{Ai}} \right) = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^8 10^{0,1 \cdot L_{Ai}} - 9$$

где L_{Ai} – уровень звука в дБА, в i -той измерительной точке на измерительной поверхности;

n – число измерительных точек ($n = 8$).

Таблица 6.1

Режим работы двигателя		Уровень звука L_A , (дБА)								L_{mA} , дБА
		Точки измерения								
		1	2	3	4	5	6	7	8	
n=2200 об/мин	$P_H=0$									
	$P_H=50\%$									
	$P_H=100\%$									
50% P_H	n=1400									
	n=1600									
	n=1800									

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема расположения точек на измерительной поверхности при измерениях шума двигателя.
3. Методика выполнения работы.
4. Таблица уровней звука в точках измерения и на различных нагрузочных и скоростных режимах двигателя в точке с наибольшим уровнем звука (согласно табл.6.1).
5. Графики зависимости уровня звука L_A (дБА) от нагрузки и скоростного режима двигателя.
6. Анализ полученных результатов и сравнение с предельным значением уровня звука двигателя.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается физическая сущность шума?
2. Какие знаете источники шума двигателя?
3. Какова зависимость уровня звука от режима работы двигателя: от нагрузки, от частоты вращения?
4. Какое предельное значение уровня звука допускается в автотракторных двигателях?

Лабораторная работа № 7

Статическая балансировка коленчатого вала с маховиком

Цель работы

1. Получение практических навыков по определению статической неуравновешенности коленчатого вала в сборе с маховиком.
2. Балансировка коленчатого вала в сборе с маховиком с использованием простейших приспособлений.

Общие сведения

Коленчатые валы современных автомобильных и тракторных двигателей работают с высокими угловыми скоростями. В этих условиях неравномерное распределение массы относительно оси вращения (дисбаланс) приводит к созданию неуравновешенных центробежных сил, что может привести к дополнительному нагружению и разрушению подшипников вала, к нарушению внешней уравновешенности двигателя и его колебаниям на подвеске. В связи с этим коленчатые валы (в сборе с маховиком) после изготовления подвергаются статической и динамической балансировке (для коротких тел вращения – достаточно статической балансировки). Балансировка заключается в выявлении неуравновешенности вала относительно оси вращения и в самом уравновешивании, с помощью удаления металла или с помощью прикрепления балансировочных грузов.

Различают два вида статического дисбаланса: явная и неявная неуравновешенность. Для определения вида дисбаланса вал с маховиком перекачивают на экспериментальной установке, отмечая угловое положение его после остановки. Если, после каждого опыта вал останавливается в одном и том же положении – наблюдается явная неуравновешенность. В этом случае момент силы неуравновешенных масс больше момента силы трения при перекачивании на установке.

$$F_H \cdot x \geq f \cdot m_B \cdot g$$

$$m_H \cdot g \cdot x \geq f \cdot m_B \cdot g$$

где: F_H – гравитационная сила неуравновешенной массы, Н;

m_H – неуравновешенная масса, кг;

x – расстояние от оси вала до неуравновешенной массы, м;

f – коэффициент трения качения вала на установке;

m_B – масса вала с маховиком, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с².

При перекачивании вала на установке может быть случай безразличного равновесия – неявной неуравновешенности. В этом случае вал будет останавливаться каждый раз в новом угловом положении. То есть, согласно формуле $m_H \cdot g \cdot x \leq f \cdot m_B \cdot g$.

Оборудование рабочего места

1. Балансировочные параллели или стенд с вращающимися дисковыми опорами.
2. Коленчатый вал с маховиком.
3. Балансировочные грузы с приспособлением для их закрепления на маховике.
4. Циркуль, угольник, линейка, мел.

Порядок выполнения работы

Определить вид статического дисбаланса коленчатого вала в сборе с маховиком.

1. Явная неуравновешенность.

1.1. Определение направления смещения центра тяжести. Придать валу вращение. После его остановки отметить нижнюю точку на вертикали, проходящей через ось вала на ободу маховика. Повторить опыт 3–4 раза, изменяя первоначальное угловое положение вала на 30° в одну и другую стороны. Если точки не совпадают, то направлением смещения центра тяжести маховика считается радиус, проведенный через точку 4 (рис.7.1), расположенную на равном расстоянии, от крайних 2 и 3.

1.2. Определение места установки груза.

Задать расстояние r места установки груза (или сверления) на маховике от оси его вращения. Отметить точку А на радиусе 05, рис.7.1 ($OA = r$) для установки груза.

1.3. Определение величины необходимого груза.

1.3.1. Повернуть вал на балансировочном стенде так, чтобы диаметр 45 стал горизонтальным.

1.3.2. В точке А закрепить пробный груз F , чтобы вал вместе с ним повернулся на угол $\alpha = 10-15^\circ$, приподнимая груз. Равновесие при этом характеризуется равенством (рис.7.2а).

$$M_{1TP} = (F_H \cdot x - F_{II} \cdot r) \cdot \cos \alpha,$$

где M_{1TP} - приведенный к шейке вала момент трения, возникающий при перекачивании.

1.3.3. Повернуть вал на 180° относительно положения по п.1.3.1.

1.3.4. В точке А закрепить дополнительный груз ΔF_{II} , с которым вал может повернуться в ту же сторону (опуская груз) на угол α (рис.7.2б). Новое равновесное состояние вала определяется равенством:

$$M_{2TP} = [(F_{II} + \Delta F_{II}) \cdot r - F_H \cdot x] \cdot \cos \alpha.$$

1.3.5. Определить величину необходимого груза.

Считая, что $M_{1TP} = M_{2TP}$, то есть

$$(F_H \cdot x - F_{II} \cdot r) \cdot \cos \alpha = [(F_{II} + \Delta F_{II}) \cdot r - F_H \cdot x] \cdot \cos \alpha,$$

$$(F_{II} + \frac{\Delta F_{II}}{2}) \cdot r = F_H \cdot x.$$

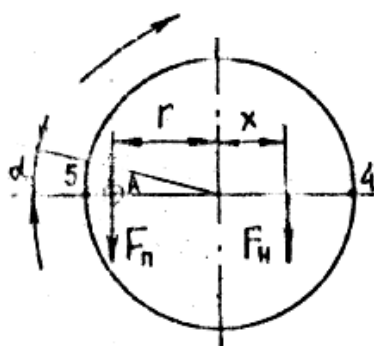
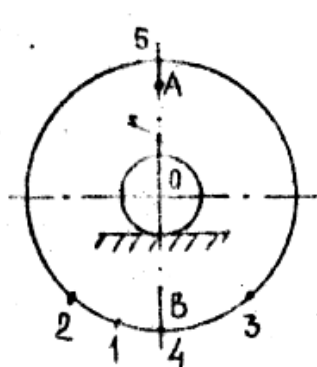
Вал будет статически уравновешен, если в точке А на маховике закрепить груз массой

$$F_B = F_{II} + \frac{\Delta F_{II}}{2}$$

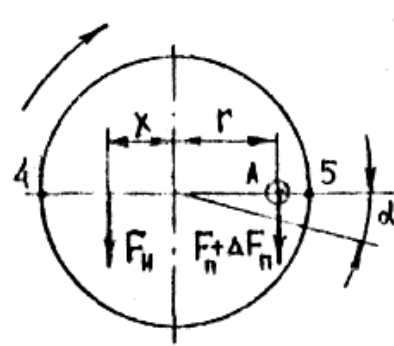
Примечание: для повышения точности балансировки рекомендуется поворот детали при всех операциях производить в одном и том же направлении.

2. Неявная неуравновешенность.

2.1. Подготовка эксперимента. На маховике выбрать окружность установки пробных грузов с центром на оси вращения (точка О) с радиусом r . Окружность разбить на 6–8 равных частей, точки деления последовательно пронумеровать.



а)



б)

Рис.7.1.

Рис.7.2.

2.2. Построение диаграммы массы балансировочных грузов. Установить вал с маховиком на балансировочный стенд таким образом, чтобы правая из намеченных точек располагалась на горизонтали.

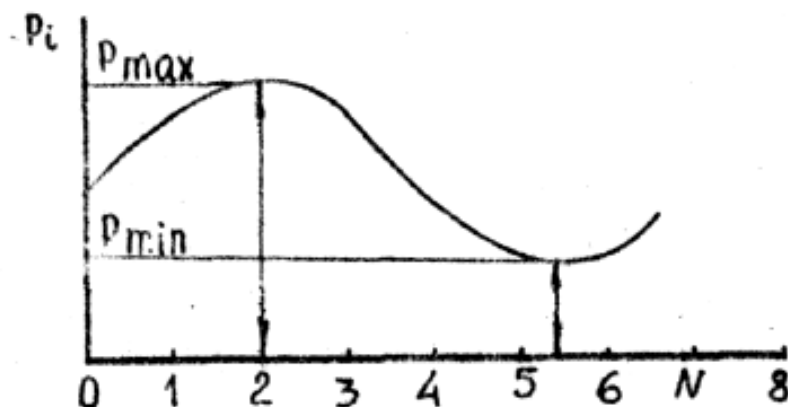


Рис.7.3.

Подобрать пробный груз, устанавливаемый в этой точке, так, чтобы вал повернулся на угол ($\alpha = 10-15^\circ$) в принятом направлении. Прodelать этот опыт душ всех точек, и, подобрав для каждой из них соответствующий груз, построить диаграмму масс балансиловочных грузов в функции положения намеченных точек (рис.7.3). По диаграмме найти наименьшую массу грузов.

Примечание: при правильном проведении балансировки эти два груза (F_{\max} и F_{\min}) должны лежать в одной диаметральной плоскости, являющейся плоскостью расположения центра тяжести неуравновешенной массы.

2.3. Определение величины необходимого груза.

Неуравновешенные моменты силы тяжести относительно оси вращения вала при закреплении наибольшего и наименьшего пробных, грузов:

$$M_1 = F_{\max} \cdot r - F_H \cdot x ,$$

$$M_2 = F_{\min} \cdot x - F_H \cdot r .$$

Так как при балансировке вал поворачивается на одинаковый угол под действием обоих пробных балансиловочных грузов, можно считать $M_1 = M_2$, а значит

$$F_H \cdot x = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \cdot r ,$$

Если радиус закрепления пробных балансиловочных грузов равен радиусу закрепления балансиловочного груза, то масса последнего будет:

$$F_B = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} .$$

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема стенда для статической балансировки деталей с описанием его устройства.
3. Порядок выполнения работы по балансировке коленчатого вала в сборе с маховиком.
4. Обоснование места размещения балансиловочных грузов и расчет массы этих грузов.

Контрольные вопросы

1. Необходимость балансировки вращающихся деталей, в том числе коленчатого вала.
2. Причины дисбаланса.
3. Виды, способы балансировки вращающихся деталей.

Лабораторная работа № 8

Определение динамической жесткости резинового амортизатора подвески двигателя

Цель работы

1. Ознакомление с виброизмерительной аппаратурой.
2. Освоение методики экспериментального исследования характеристик резиновых амортизаторов.
3. Определение динамической жесткости резинового амортизатора подвески двигателя.

Общие сведения

На современных автомобилях или иных транспортных средствах силовой агрегат (двигатель вместе со сцеплением и коробкой передач) полностью или частично крепят к раме на упругих элементах в двух, трех или четырех точках. В качестве упругих элементов крепления силовых агрегатов используют резиновые амортизаторы прямоугольной, цилиндрической или иной формы с привулканизированными к ним металлическими пластинами или чашками.

Назначением упругой подвески, с одной стороны, является виброизоляция рамы от вибраций двигателя, с другой – изоляция самого силового агрегата от сотрясений, передающихся от рамы автомобиля. Упругая подвеска должна исключать передачу на двигатель некоторой деформации рамы, возникающей при движении, компенсировать неточности при установке силового агрегата. Параметры упругой подвески – жесткость, способность поглощать энергию колебаний (коэффициент потерь), а также геометрические характеристики влияют на интенсивность колебаний силового агрегата.

Очень важно определение действительной (динамической) жесткости подвески, по которой рассчитывают колебания силового агрегата. В основном определение жесткости амортизаторов производится по экспериментальным зависимостям статической деформации опоры от приложенной к ней силы. Согласно полученным упругим характеристикам определяют статическую жесткость, а динамическая жесткость принимается пропорциональной статической. Точность определения действительной жесткости амортизаторов таким методом невысока.

Оборудование рабочего места

1. Электродинамический вибратор ST-1000.
2. Виброизмеритель SM-231.
3. Узкополосный анализатор SBA-101.
4. Исследуемый амортизатор.
5. Комплект съемных грузов.

Порядок выполнения работы

Методика определения характеристик резиновых амортизаторов основывается на снятии и анализе резонансной кривой колебаний груза массой m на испытываемом амортизаторе.

Расчетная схема установки (рис.8.1) включает массу m , расположенную на упругом элементе с жесткостью C_Z , приводящуюся в колебательное движение электродинамическим вибратором.

Дифференциальное уравнение движения массы m под действием переменной возмущающей силы вибратора:

$$m \cdot \ddot{x} + R \cdot \dot{x} + C_Z \cdot x = F_0 \cdot \cos \omega \cdot t,$$

которое легко приводится к общеизвестному виду:

$$\ddot{x} + \mu \cdot \dot{x} + p^2 \cdot x = \frac{F_0}{m} \cdot \cos \omega \cdot t,$$

где μ – коэффициент внутреннего сопротивления; $p = \sqrt{\frac{C_Z}{m}}$ – круговая частота собственных колебаний системы; ω – круговая частота возмущающей силы.

Так как при резонансе $\omega = p$, то на основании выражения для частоты собственных колебаний системы по резонансной кривой может быть найдена динамическая жесткость (Н/м) испытываемого элемента подвески:

$$C_Z = p^2 \cdot m = \omega^2 \cdot m = (2 \cdot \pi \cdot f_p)^2 \cdot m \quad (8.1)$$

где f_p – резонансная частота колебаний системы, Гц; m – масса груза, устанавливаемого на амортизатор, кг.

Резонансная кривая колебаний системы (рис.8.2) снимается по следующей методике. Амортизатор соответствующим образом крепится к столу вибратора и нагружается съемными грузами (2–6 % от номинальной нагрузки амортизатора). Один вибродатчик размещается на столе вибратора, а второй – сверху на грузах.

Во время испытаний уровень вибрации стола вибратора поддерживается постоянным по показаниям нижнего датчика. Частота вибрации стола плавно меняется (в сторону увеличения). По показаниям верхнего датчика с интервалом в 10–15 Гц записывается вибрация груза. В резонансной зоне колебаний интервал изменения частоты следует сократить до 2–5 Гц, а сам резонансный пик определяется при плавном изменении частоты стола вибратора.

Порядок выполнения работы

1. Подготовить к работе вибростенд ST-1000 и виброизмерительную аппаратуру.
2. Закрепить испытываемый амортизатор к фланцу вибростола.
3. Установить вибродатчики 1 и 2 на столе вибратора и на грузе соответственно.

4. Подсоединить кабелями датчики 1 и 2 к гнездам первого и второго каналов виброизмерителя SM-231 соответственно.
5. Снять резонансную кривую амортизатора.

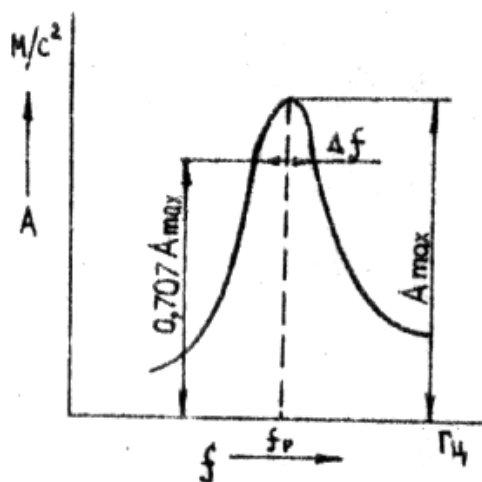


Рис.8.1. Расчетная схема установки

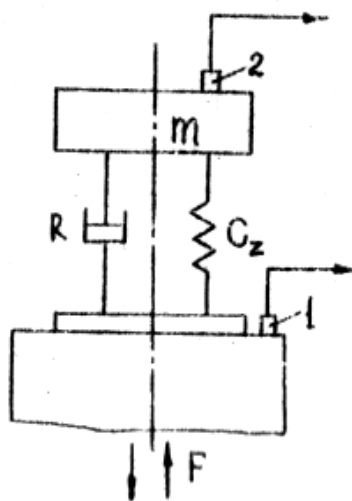


Рис.8.2. Резонансная кривая амортизатора подвески двигателя при вертикальных колебаниях

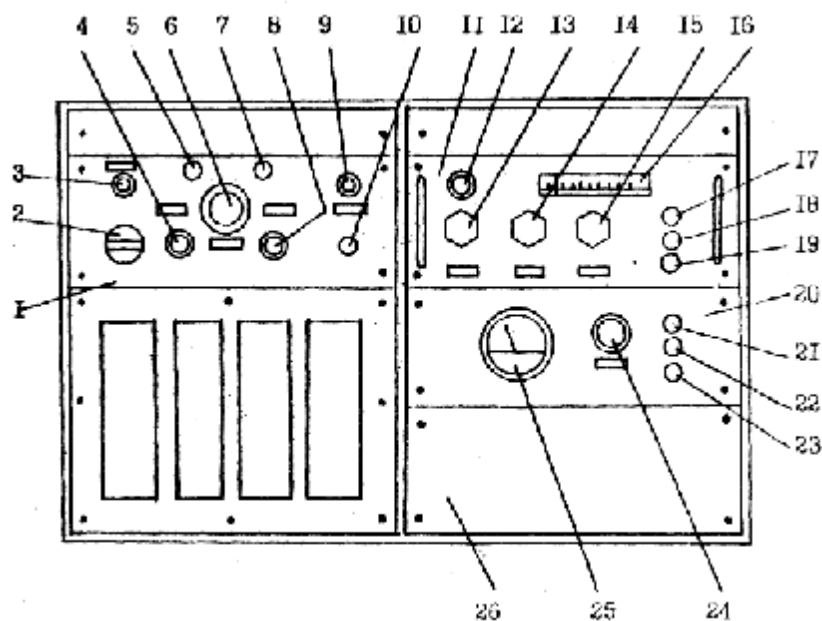


Рис.8.3. Органы управления пульта стенда ST-1000. Вид сверху:
 1 - панель включения; 2 - главный выключатель; 3 - контрольная лампа; 4 - параллельное включение выходных трансформаторов; 5 - контрольная лампа; 6 - прибор контроля допустимой нагрузки; 7 - контрольная лампа; 8 - последовательное включение выходных трансформаторов; 9 - контрольная лампа; 10 - выключатель питания магнита; 11 - гетеродинный генератор; 12 - прибор установки нуля; 13 - корректор нуля; 14 - ручка установки амплитуды; 15 - установка частоты; 16 - шкала частот; 17 - контрольная лампа; 18 - предохранитель; 19 - выключатель; 20 - усилитель измерения ускорений; 21 - сигнальная лампа; 22 - предохранитель; 23 - выключатель; 24 - указатель анодного тока; 25 - указатель ускорения; 26 - панель.

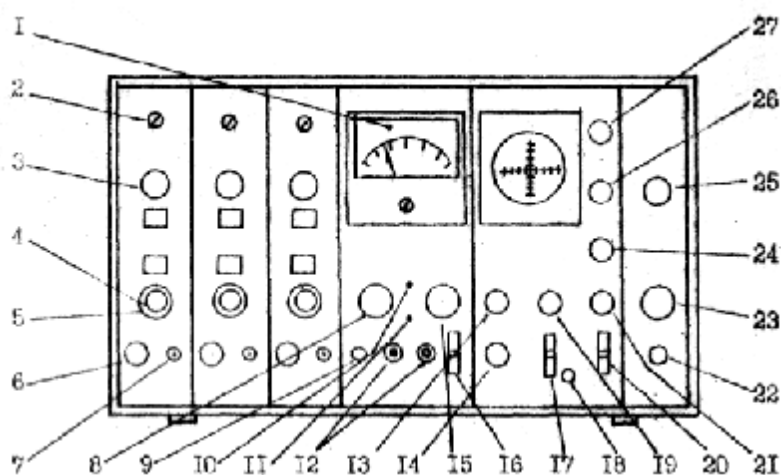


Рис.8.4. Органы управления виброизмерителя SM-231. Вид спереди:
 1 - указатель; 2 - регулятор усиления; 3 - избиратель измеряемых величин; 4 - избиратель поддиапазонов; 5 - подвижной диск; 6 - избиратель вида работ; 7 - вход датчика; 8 - вид указания; 9 - клавиша "гашение"; 10 - кнопка "сброс"; 11 - регулятор усиления; 12 - гнезда внешних фильтров; 13 - масштаб времени (грубо); 14 - масштаб времени (точно); 15 - избиратель фильтров;

16 - регулятор чувствительности; 17 - вид усиления; 18 - клавиша "гашение"; 19 - усиление по вертикали; 20 - избиратель сигналов; 21 - вертикальное смещение; 22 - лампа готовности; 23 - переключатель рода работ; 24 - горизонтальное смещение; 25 - избиратель каналов; 26 - регулятор резкости; 27 - регулятор яркости.

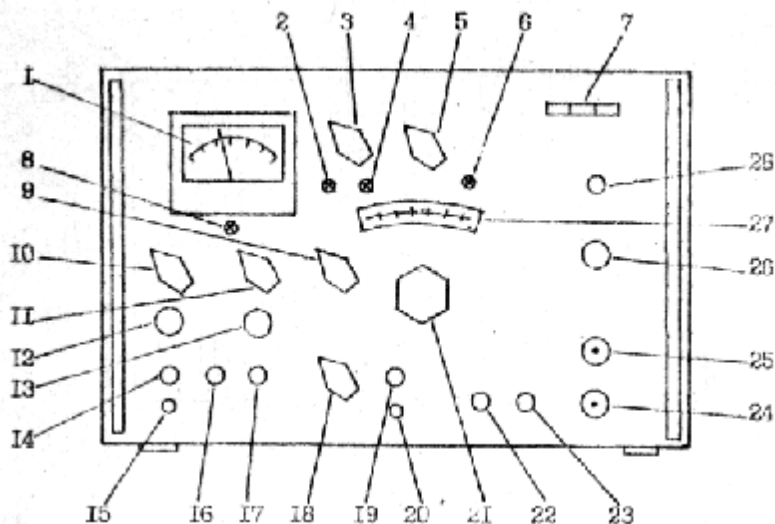


Рис.8.5. Органы управления узкополосного анализатора SBA-101:

1 - измерительный прибор; 2,4 - подстроечные конденсаторы; 3 - переключатель "октавная избирательность"; 5 - переключатель "выход"; 6 - потенциометр; 7 - клавишный выключатель; 8 - индикатор перемодуляции; 9 - переключатель режимов; 10 - переключатель "вход"; 11 - переключатель "функция"; 12 - точная настройка затухания входа; 13 - "уравновешивание"; 14 - входное гнездо; 15 - гнездо "земля"; 16 - вход дополнительного фильтра; 17 - выход дополнительного фильтра; 18 - переключатель диапазонов частоты; 19- выходное гнездо; 20 - "земля"; 21 - настройка частоты; 22 - подключение к батарее; 23 - подключение к батарее "-"; 24, 25 – гнездо гибкого вала; 26 - втулка "отметка частоты"; 27 - шкала частоты; 28 - предохранитель.

Порядок снятия резонансной кривой амортизатора

1. Рукоятку установки частоты вибростенда 15 (рис.8.3) установить в положение 20-50 Гц (по шкале 16). Установить избиратель каналов виброанализатора 25 (рис.8.4) в положение I. Рукояткой 14 (рис.8.3) установить такое значение амплитуды колебаний стола вибратора, при котором стрелка прибора SM-231 отклоняется примерно на 1/4 всего диапазона.

2. Для определения уточненного значения виброускорения нужно умножить показания по шкале прибора I виброизмерителя SM-231 на значения величин, в которых находятся переключатели 3, 4 и 15 (см. рис.8.4). В случае, если избиратель 4 стоит в положениях $x1$, $x10$, $x100$, то показания с прибора I снимаются по верхней шкале, если же в положениях $x3,2$, $x32$, $x320$, то – по нижней шкале.

3. Определить уточненное значение частоты колебаний. Для этого, вращая рукоятку 21 анализатора (рис.8.5), найти положение, при котором стрелка прибора I имеет максимальное отклонение. Значение частоты колебаний

считывается по шкале 27, учитывая положение переключателя поддиапазонов.

4. Найти значение виброускорения груза. Для этого переключатель 25 виброизмерителя установить в положение 2 и повторить действия по пункту 2. Так как частоты колебаний вибростола и груза совпадают, то нет необходимости повторять действия по п.3.

5. Установить новое значение частоты колебаний стола вибратора рукояткой 15 на пульте вибростенда (рис.8.3). Переключатель каналов 25 установить в положение I. Рукоятку установки амплитуды 14 ставить в такое положение, чтобы отклонение стрелки указателя I виброизмерителя находилось в том же положении, что и в случае первоначального значения частоты (т.е. уровень ускорения стола вибратора поддерживается постоянным независимо от частоты колебаний). Найти уточненные значения частоты и амплитуды колебаний груза (переключатель 25 виброизмерителя в положение I).

6. Далее, поддерживая на одном уровне амплитуду колебаний стола вибратора, с интервалом 10-15 Гц в диапазоне 20-200 Гц найти значения частоты и амплитуды колебаний груза и занести их в таблицу.

7. По окончании работы выключить все приборы.

Расчетная часть работы

1. По результатам испытаний построить резонансную кривую амортизатора (рис.8.2).

2. Найти динамическую жесткость амортизатора C_Z по формуле (8.1).

3. Найти ширину резонансной кривой Δf в Гц на уровне 0,707 от максимального значения виброускорения.

4. Найти значение коэффициента потерь η по формуле:

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_P}.$$

5. Найти активную составляющую полного входного сопротивления амортизатора (механический импеданс R_A):

$$R_A = \frac{\eta \cdot C_Z}{2 \cdot \pi \cdot f_P}, \text{ (Н/м}\cdot\text{Гц)}.$$

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Расчетная схема установки.
3. Методика выполнения работы.
4. Таблица значений частоты и амплитуды колебаний груза на исследуемом амортизаторе.
5. Резонансная кривая амортизатора.
6. Расчетные формулы.
7. Результаты расчета по проведенным испытаниям амортизатора.
8. Выводы по результатам испытаний.

Контрольные вопросы

1. Назначение упругой подвески двигателя.
2. Влияние параметров упругой подвески на интенсивность колебаний силового агрегата.
3. Назовите методы определения действительной жесткости резиновых амортизаторов подвески.
4. Как определить динамические характеристики резиновых амортизаторов подвески на вибростенде?
5. Какой параметр упругих амортизаторов характеризует степень демпфирования колебаний силового агрегата?

Лабораторная работа № 9

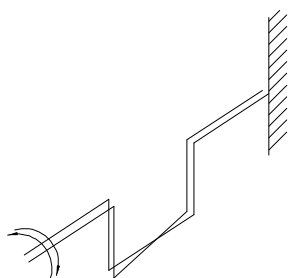
Определение жесткости коленчатого вала

Цель работы

1. Изучение расчетных методов определения крутильной жесткости коленчатого вала.
2. Приобретение опыта нахождения исходных данных для расчета крутильных колебаний.

Общие сведения

Определение параметров колебаний коленчатого вала и связанных с ним звеньев – является одним из основных аспектов динамики двигателей внутреннего сгорания. В реальных условиях коленчатый вал колеблется в различных направлениях, что позволяет выделить крутильные, изгибные и продольные колебания. Амплитуды колебаний не столь велики, однако колебания опасны в связи с возможностью появления резонансов. Когда частота собственных колебаний вала совпадает с частотой возмущающей силы или момента, возникает опасность разрушения.



Крутильные колебания коленчатых валов представляют собой наиболее существенную опасность. При таком виде колебаний различные сечения коленчатого вала под действием переменного крутящего момента совершают колебательные движения, поворачиваясь относительно оси его вращения на неодинаковые углы (рис.9.1).

При расчете крутильных колебаний чаще всего используется дискретная модель. В дискретную крутильную модель включают колеблющиеся массы и упругие участки между ними. При этом считают, что массы обладают только инерционными свойствами, а участки – только упругими. К их числу относят крутильную жесткость $C_{кр}$ и податливость $e_{кр}$ участков, связанные между собой обратной зависимостью:

$$C_{кр} = \frac{1}{e_{кр}} \quad (9.1)$$

Под крутильной жесткостью понимают величину скручивающего момента, который нужно приложить к упругому участку для его углового деформирования на одну угловую единицу. Физический смысл податливости состоит в том, что она показывает величину угловой деформации вала под действием приложенного к нему единичного скручивающего момента.

Основой для определения крутильной жесткости является условие равенства потенциальной энергии упругой деформации реальной системы и ее

модели. Наиболее точное значение крутильной жесткости можно получить экспериментальным путем. Из расчетных методов наилучшие результаты достигаются при использовании метода конечных элементов, однако возникают существенные трудности при разработке конечно-разностной модели и организации машинного эксперимента.

Оборудование рабочего места

1. Стенд для определения жесткости коленчатого вала (рис.9.2);
2. Коленчатый вал;
3. Линейка;
4. Индикатор часового типа;
5. Штангенциркуль;
6. Набор грузов;
7. Динамометрический ключ;
8. Набор инструмента.

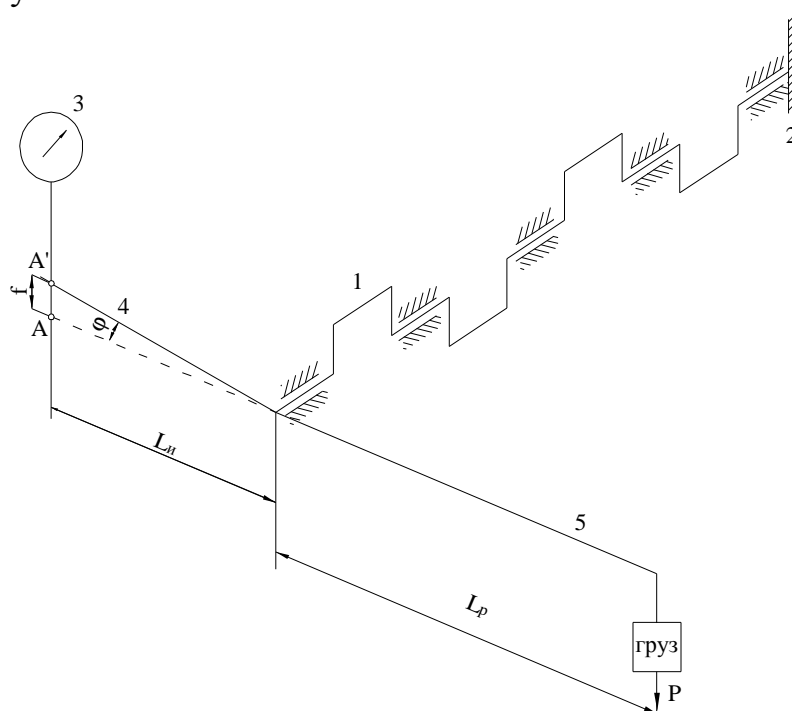


Рис.9.2 – Схема экспериментальной установки для определения жесткости коленчатого вала.

Порядок выполнения работы

1. Освободить крышки коренных подшипников и вынуть коленчатый вал из блок-картера.
2. В соответствии со схемой измерений (рис.9.3) определить размеры колена.

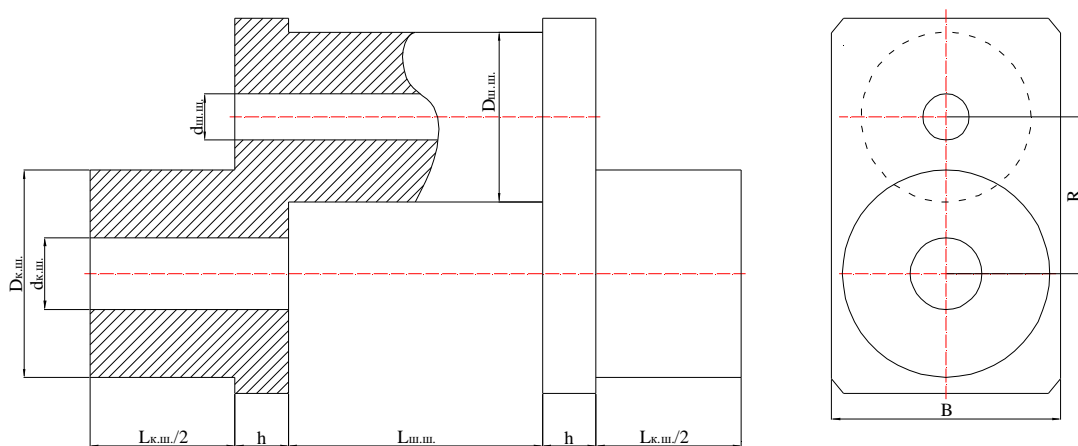


Рис.9.3 – Схема измерений колена коленчатого вала.

3. Выполнить расчет податливости колена.

По формуле С.С. Зиманенко:

$$e = \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \left[\frac{L_{к.ш.} + 0,6 \cdot h \cdot \frac{D_{к.ш.}}{L_{к.ш.}}}{D_{к.ш.}^4 - d_{к.ш.}^4} + \frac{0,8 \cdot L_{ш.ш.} + 0,2 \cdot B \cdot \frac{D_{к.ш.}}{R}}{D_{ш.ш.}^4 - d_{ш.ш.}^4} + \frac{R}{hB^3} \cdot \sqrt{\frac{R}{D_{ш.ш.}}} \right], \quad (9.2)$$

где: G – модуль упругости материала при кручении и сдвиге.

Для материалов коленчатых валов величина G равна:

сталь $8,1 \cdot 10^4$ МПа;

чугун с пластинчатым графитом $6,5 \cdot 10^4$ МПа;

чугун с глобулярным графитом $7,4 \cdot 10^4$ МПа;

По формуле Картера

$$e = \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \left[\frac{L_{к.ш.} + 0,8 \cdot h}{D_{к.ш.}^4 - d_{к.ш.}^4} + \frac{0,75 \cdot L_{ш.ш.}}{D_{ш.ш.}^4 - d_{ш.ш.}^4} + \frac{1,5 \cdot R}{h \cdot B^3} \right] \quad (9.3)$$

По формуле Таплина

$$e = \frac{32}{\pi \cdot G} \cdot \left[\frac{L_{к.ш.} + 0,15 \cdot D_{к.ш.}}{(D_{к.ш.}^4 - d_{к.ш.}^4)^2} \cdot D_{к.ш.}^4 - \frac{L_{ш.ш.} + 0,15 \cdot d_{ш.ш.}}{(D_{ш.ш.}^4 - d_{ш.ш.}^4)^2} \cdot d_{ш.ш.}^4 + \frac{2 \cdot h - 0,15 \cdot (D_{ш.ш.} - D_{к.ш.})}{B^4 - d_{к.ш.}^4} + \frac{0,065 \cdot D_{к.ш.} + 0,58 \cdot h}{h^2 B^2} + \frac{0,16}{B \cdot h^2} \right] \quad (9.4)$$

4. Рассчитать податливость коленчатого вала, равную сумме податливостей колен, определенных по формулам С.С. Зиманенко, Картера и Таплина.

$$e_b = \sum_{i=1}^N e_i \quad (9.5)$$

5. Экспериментально определить жесткость коленчатого вала.

Коленчатый вал 1 уложить в коренные подшипники блока-цилиндров с предусмотренной конструкцией двигателя величиной момента затяжки коренных болтов.

Хвостовик вала 2 застопорить.

Жестко укрепить на носке вала 1 рычаг 5 и указатель 4.

Совместить нулевое значение шкалы индикаторной головки со стрелкой прибора;

Измерить длину плеча рычага L_p – расстояние от оси коленчатого вала до точки подвеса груза.

Определить длину измерительной базы $L_{и}$.

Подвесить груз к свободному плечу рычага.

С помощью индикаторной головки определить величину перемещения f точки А.

Определить жесткость вала

$$C = \frac{m \cdot g \cdot L_p}{\text{arctg}\left(\frac{f}{L_{и}}\right)} \quad (9.6)$$

6. Рассчитать податливость вала, используя зависимость (9.1).

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Схема измерений.
3. Методика выполнения работы
4. Результаты расчетов представить в виде таблицы.

Таблица 9.1

Значения податливостей

Формула	Зиманенко	Картера	Таплина
Податливость e , рад/(Н·м)			
Отношение $e_{рас}/e_{экс}$			

5. Выводы.

Контрольные вопросы

1. Виды колебаний коленчатого вала.
2. Определение крутильных колебаний.
3. Связь между крутильной жесткостью и податливостью коленчатого вала.
4. Методы определения крутильной жесткости

Литература

Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей: Учебное пособие. – М.: Машиностроение, 2003. 464 с.

Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1990. 276 с.