

ТРАНСПОРТ

УДК 621.43 + 621.43.018.82 + 531.781

А. В. Химченко, канд. техн. наук, Н. И. Мищенко, д-р техн. наук

Автомобильно-дорожный институт

ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Горловка

К ВОПРОСУ ОБ ИЗМЕРЕНИИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С ПОМОЩЬЮ ТОРСИОННОЙ МУФТЫ

При разработке конструкции и испытаниях двигателей внутреннего сгорания применяются много различных устройств для измерения крутящего момента. В статье приводятся описание и результаты расчетного исследования измерителя крутящего момента, выполненного в виде муфты, упругим элементом которой является торсион. Рассматривается конструктивная схема муфты. Описаны методы расчетного исследования. На основе моделирования системы «двигатель – измерительная муфта – тормоз» установлено, что крутящий момент двигателя содержит в своем спектре гармоники, способные вызывать резонансные колебания системы.

***Ключевые слова:** торсионная муфта, измерение крутящего момента, двигатель внутреннего сгорания, анализ колебаний*

Введение

Комплексную оценку работы двигателя на автомобиле возможно сделать только при работе на режимах, соответствующих движению автомобиля, например, в городском ездовом цикле. Для выполнения таких исследований необходимо иметь измеритель крутящего момента, который будет отдавать информацию о текущем мгновенном крутящем моменте двигателя или среднем за достаточно малый промежуток времени.

В Автомобильно-дорожном институте ГОУВПО «ДонНТУ» кафедра «Автомобильный транспорт» на протяжении многих лет работает над усовершенствованием конструкции бензиновых двигателей [1], позволяющей, например, регулировать степень сжатия на частичных нагрузках [2–3] или отключать цилиндры [4]. Управление бензиновыми двигателями на частичных нагрузках в условиях отключения цилиндров [5] требует принятия адекватных решений. В связи с этим стоят задачи исследования переходных процессов на различных режимах работы двигателя с определением динамики изменения крутящего момента.

Анализ информации показывает, что существует достаточно большое количество запатентованных конструкций измерителей крутящего момента. Некоторые конструкции выпускаются промышленностью. Использование их в условиях исследовательского стенда в АДИ ДонНТУ на кафедре «Автомобильный транспорт» довольно сложно так как:

- подавляющее большинство запатентованных конструкций имеет существенные недостатки и не может быть реально реализовано;
- зарубежные измерители, как правило, поставляются в комплексе со стендом и по цене достаточно высокой и не приемлемой для университетской науки, особенно в условиях ДНР;
- производители измерителей приводят технические характеристики не в полном объеме и не раскрывают особенностей конструкции, что зачастую не позволяет оценить возможность применения измерителя крутящего момента на неустановившихся режимах работы двигателя.

Таким образом, возникла задача разработать измеритель крутящего момента, который позволяет получить текущее и среднее значения крутящего момента двигателя.

Такую задачу можно решить разработкой упругой муфты, которая имеет известную зависимость угла закручивания от момента. Упругим элементом такой муфты может быть торсион с сечением различной формы.

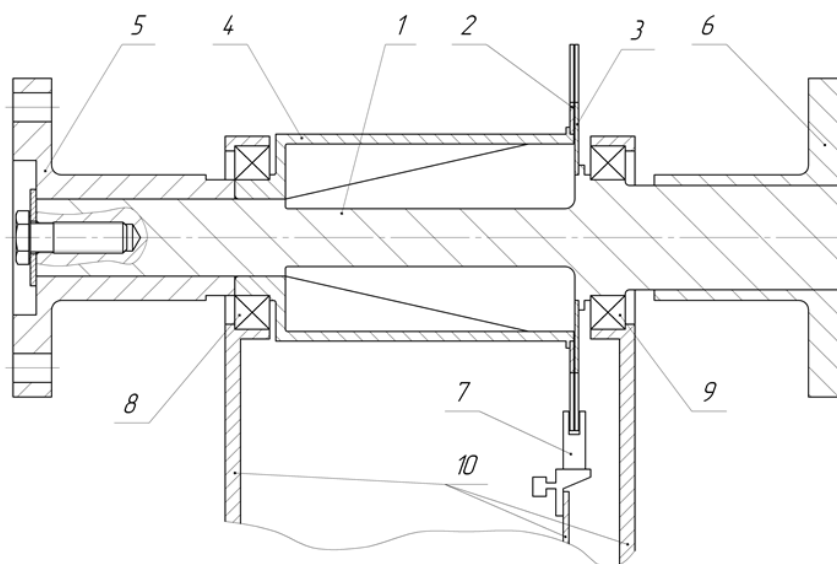
Однако при создании такой муфты возникают вопросы о возможности возникновения под действием изменения крутящего момента резонансных колебаний.

Целью исследования была оценка возможного влияния на работу торсионной муфты резонансных явлений во всем диапазоне режимов стендовых испытаний для разного типа ДВС.

Краткое описание 3D модели торсионной муфты

Современный уровень развития электроники и микропроцессорной техники позволяет исследователям использовать бесконтактные магнитные датчики совместно с микроконтроллерами для получения информации об угле закручивания торсиона муфты. Для этого на упругой муфте должны быть закреплены диски с прорезями или выступами, формирующими импульсы на магнитном датчике.

Конструктивно это может быть выполнено различными способами. Например, как показано на рисунке 1. В приведенном варианте диски расположены близко друг к другу и при закручивании торсиона изменяют скважность импульсов, формируемых датчиком Холла.



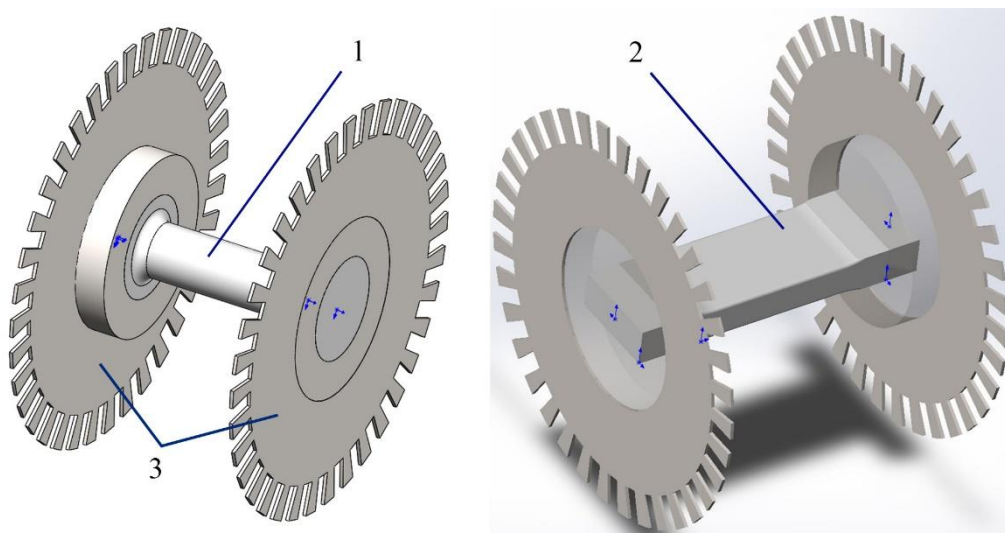
1 – торсион; 2, 3 – диски с прорезями; 4 – опорная втулка; 5, 6 – фланцы; 7 – датчик Холла;
8, 9 – подшипники; 10 – стойки корпуса

Рисунок 1 – Общая конструктивная схема измерителя крутящего момента

В случае, когда диски разнесены по концам торсиона, как показано на рисунке 2, будет использоваться другой алгоритм определения угла закрутки торсиона. В этом случае понадобится два датчика и определение угла закручивания будет происходить по изменению времени прихода сигнала с двух датчиков. Это не сложно выполнить при использовании микроконтроллера.

Следует заметить, что угол закрутки торсионов связан с максимальным количеством импульсов, которое может быть получено контроллером. Таким образом, количество прорезей, формирующих импульсы, ограничено. Это требует определения минимального количества импульсов за оборот, при котором возможно получение результата с достаточной точностью.

Кроме того, возможно возникновение резонансных колебаний при возмущающем воздействии переменного крутящего момента двигателя.



1 – торсион с круглым сечением; 2 – торсион с прямоугольным сечением;
3 – диски с прорезями

Рисунок 2 – Упрощенные модели упругой части измерителя

Очевидна связь собственной частоты колебания упругой муфты с жесткостью упругого элемента. Поэтому следует оценить частотные характеристики модели упругой муфты и сопоставить с результатами частотного анализа изменения крутящего момента двигателя.

Для проведения исследования использовалась упрощенная трехмерная модель упругой части измерителя крутящего момента с разнесенными дисками и торсионами различной формы сечения (рисунок 2): круглой и прямоугольной.

Конструктивные размеры торсионов выбирались, исходя из следующих условий:

- равенство угла закручивания при равенстве крутящих моментов;
- равная прочность конструкций;
- близкие массовые показатели конструкции.

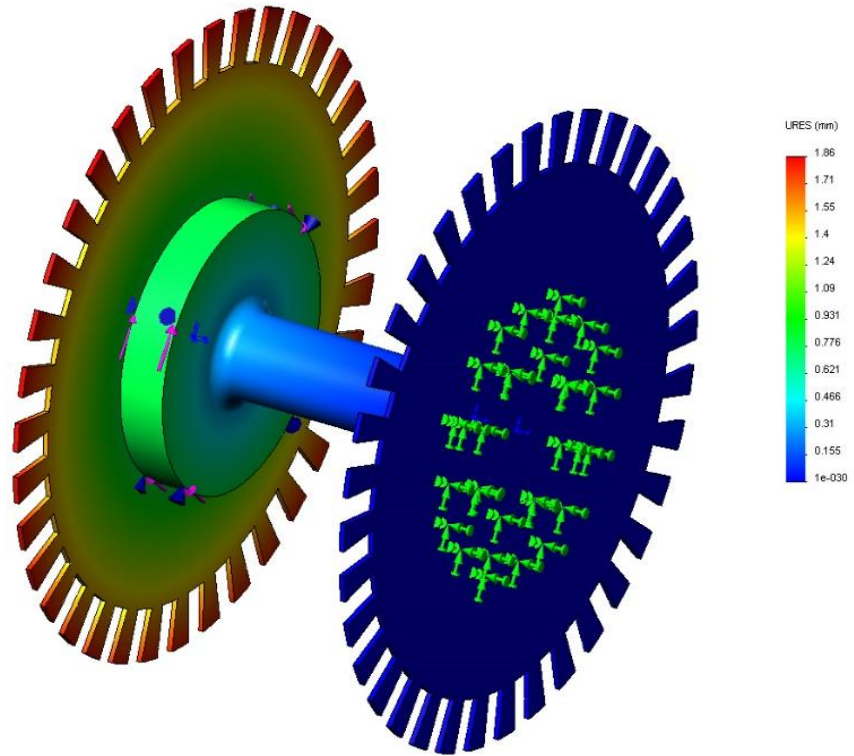
Частотный анализ 3D модели упругой муфты

Частотный анализ проводился с помощью программного комплекса SolidWorks и его инструмента Simulation методом конечных элементов.

Для получения конструкций, отвечающих указанным условиям, исследовалось поведение модели от воздействия на нее статической нагрузки. Это позволило получить равные углы закручивания и, соответственно, одинаковые перемещения элементов измерительных дисков (рисунок 3). Размеры конструктивных элементов были подобраны из условия равной прочности при принятой максимальной нагрузке моментом 300 Н·м. Эпюры напряжений (рисунок 4) свидетельствуют, что максимальные значения напряжений в элементах сетки достаточно близки и достигают 700 МПа. Минимальный запас прочности торсионов в местах концентрации напряжений находился в пределах 1,06...1,07, а его среднее значение в наиболее напряженных зонах составляло около 1,5.

При исследовании частотных характеристик модели разбивались на конечные элементы с помощью стандартной сетки на твердом теле с 4-мя точками Якобиана. Тип решающей программы выбирался SolidWorks Simulation автоматически. Результаты подтвердили, что частота собственных крутильных колебаний моделей не зависит от формы упругого элемента и при расчетах различными методами остается в пределах 1190...1210 Гц (рисунок 5), что связано с неполной идентичностью моделей по упругим характеристикам.

Имя модели: изм_крупл_торс
 Имя исследования: Перемещение
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1
 Шкала деформации: 6.45983



Имя модели: торс_пл_с_диск
 Имя исследования: Деформация
 Тип эпюры: Статическое перемещение Перемещение1
 Шкала деформации: 6.48349

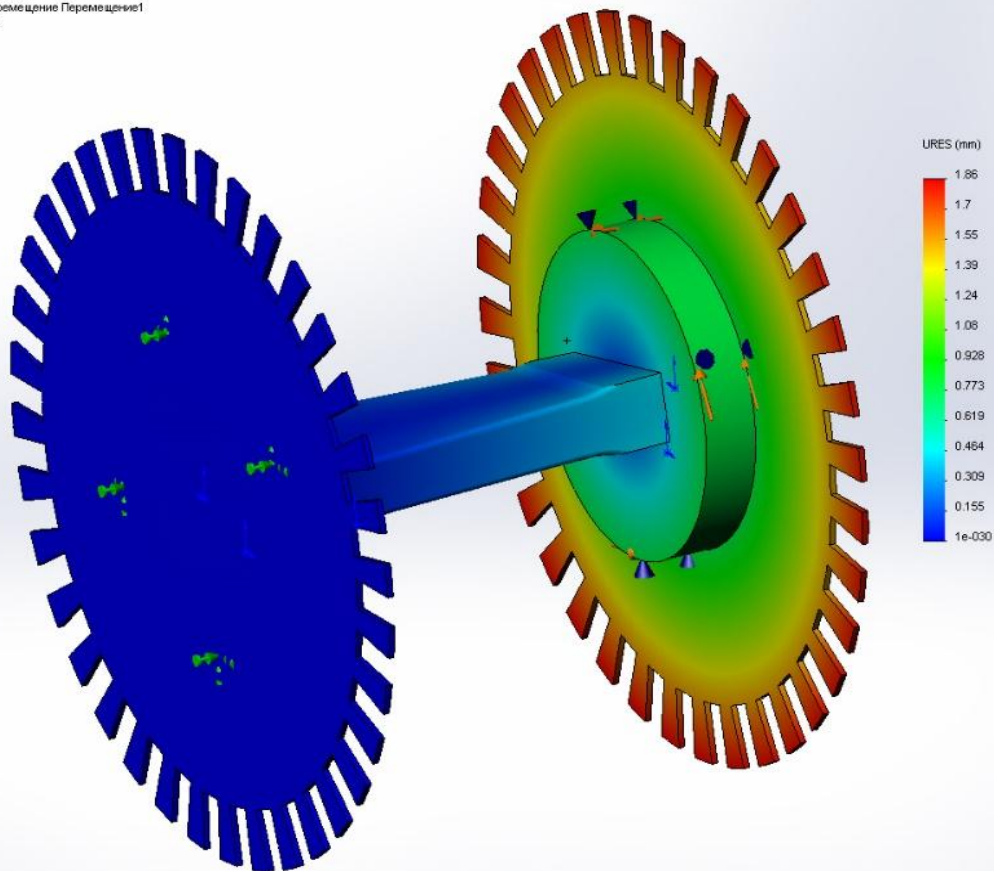
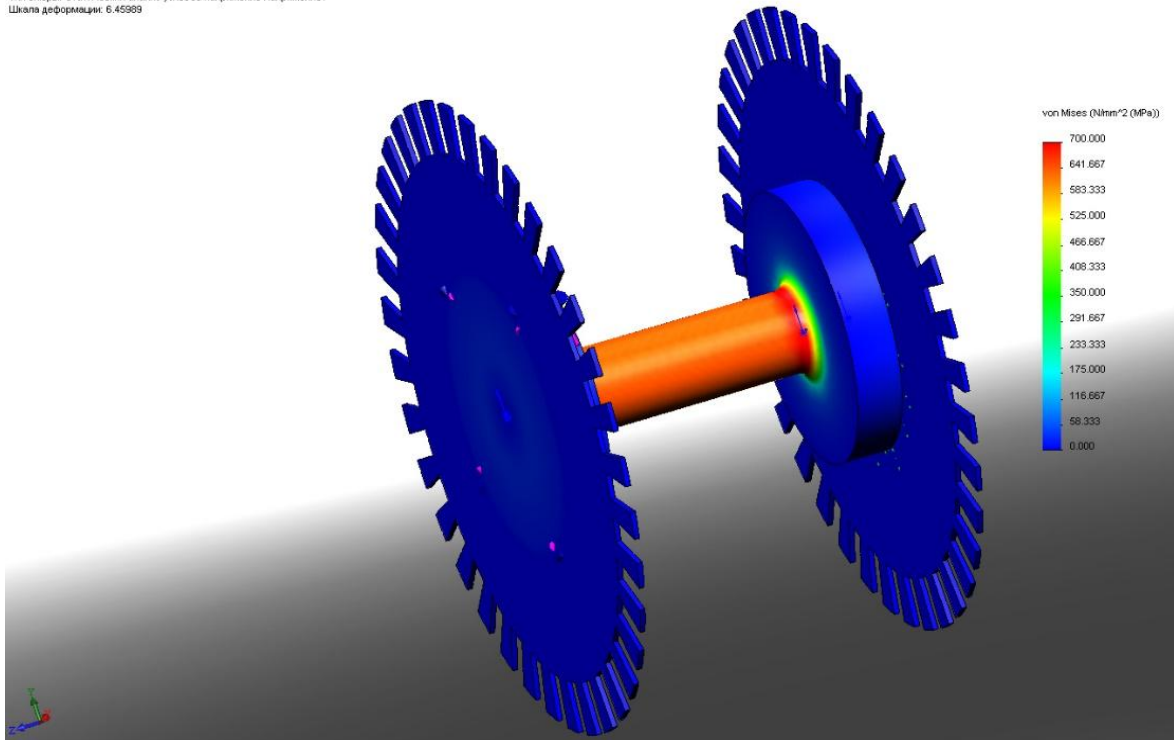


Рисунок 3 – Эпюры перемещения элементов модели при нагрузке моментом $300 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Имя модели: изм_двугл_торс
 Имя исследования: Перемещение
 Тип эпюры: Статический анализ: узловое напряжение Напряжение1
 Шкала деформации: 6.45989



Имя модели: торс_пл_с_диск
 Имя исследования: Деформация
 Тип эпюры: Статический анализ: узловое напряжение Напряжение1
 Шкала деформации: 6.48349

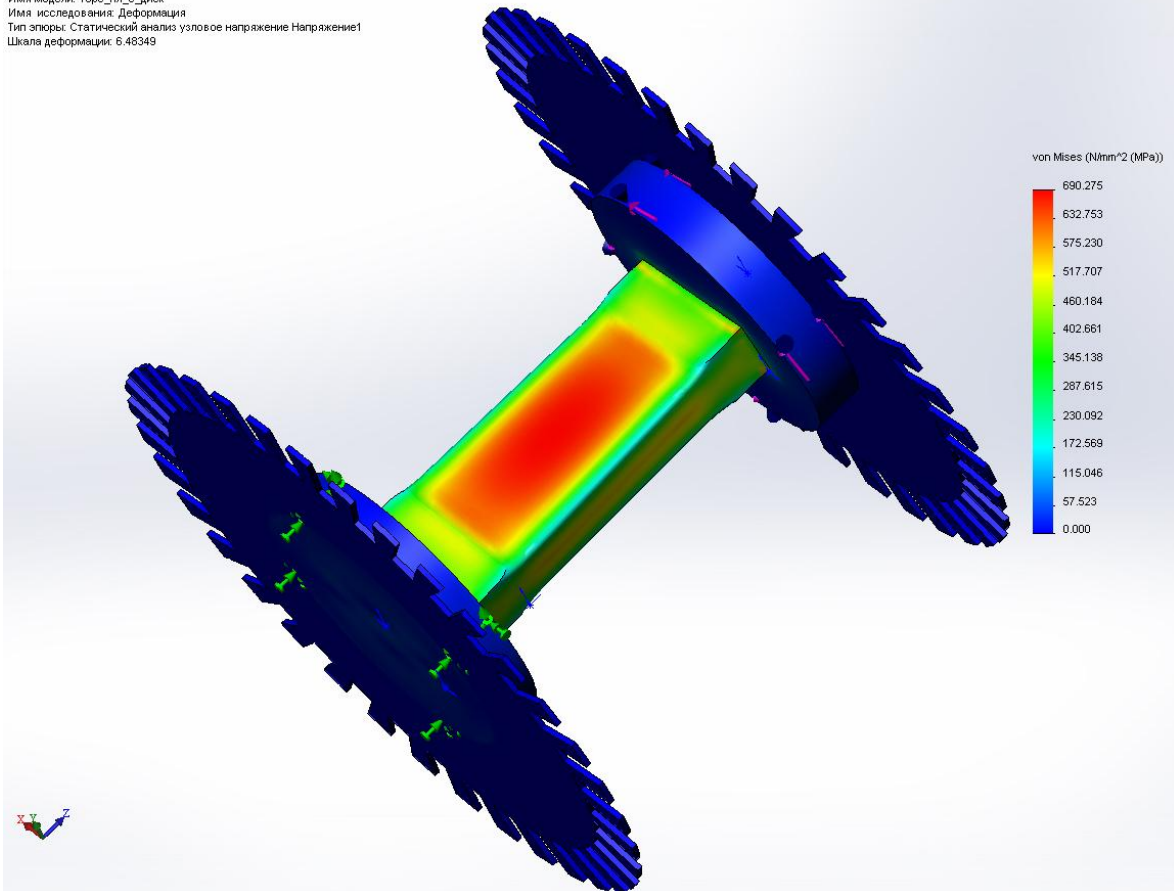
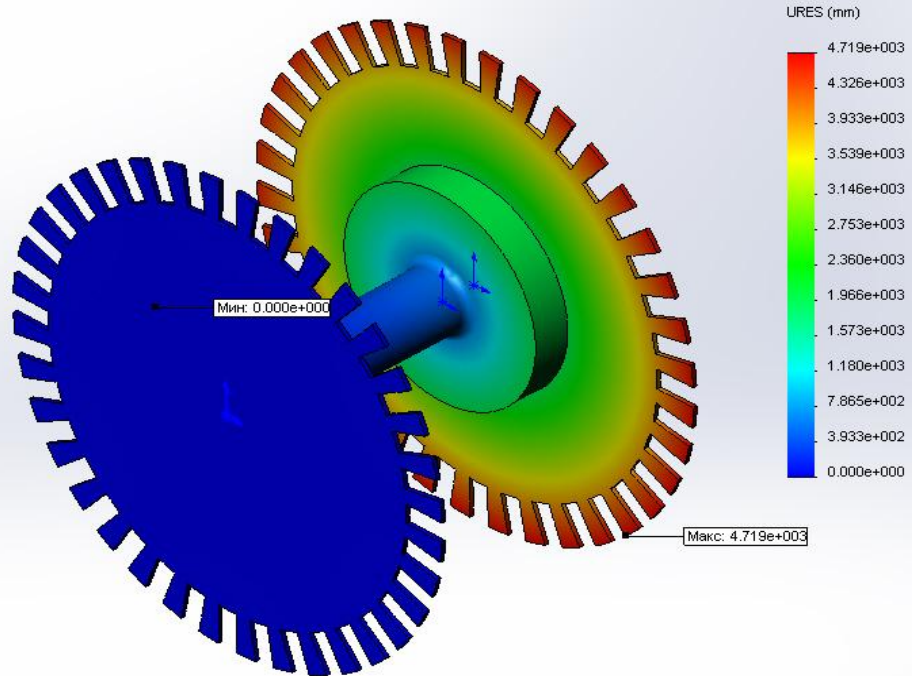


Рисунок 4 – Эпюры напряжений элементов модели при нагрузке моментом 300 Н·м

Имя модели: изм_кругл_торс
 Имя исследования: Частота
 Тип эпоры: Частотный Вращение
 Форма колебаний : 11 Значение = 1197.3 Гц
 Шкала деформации: 0.00254954



Имя модели: торс_пл_с_диск
 Имя исследования: Частота
 Тип эпоры: Частотный Перемещение1
 Форма колебаний : 11 Значение = 1199.7 Гц
 Шкала деформации: 0.00257361

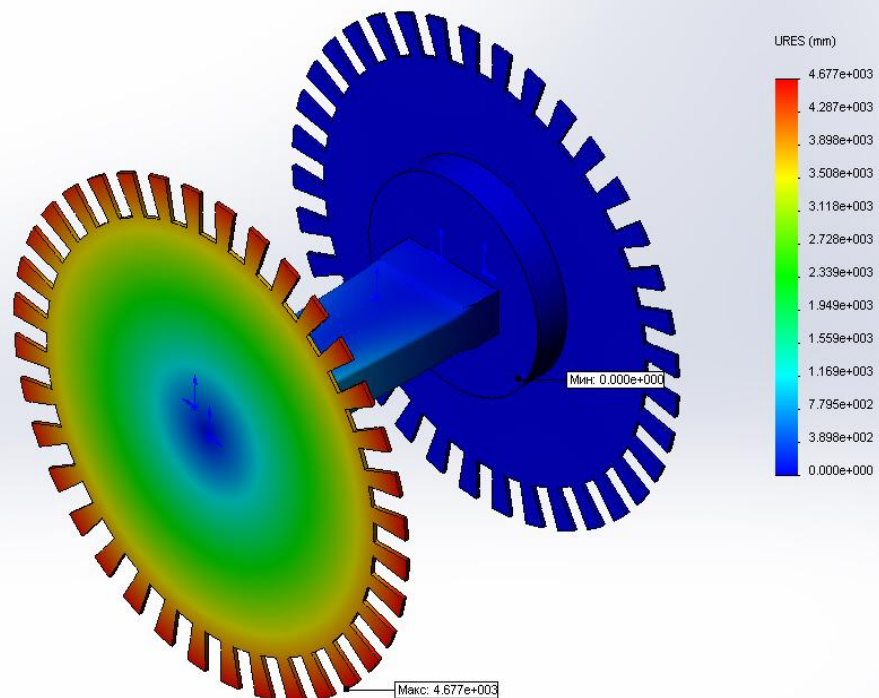


Рисунок 5 – Результаты расчета частоты собственных крутильных колебаний

Таким образом, если частота изменения крутящего момента двигателя не будет приближаться к 1200 Гц или кратным величинам, то резонансные частоты колебаний упругого элемента не будут влиять на измерения крутящего момента двигателя.

Следует обратить внимание, что указанные модели при исследовании частот собственных колебаний, кроме крутильных, показали еще 28 частот колебаний. Это колебания дисков. Минимальная частота при толщине диска 1 мм составляла около 840 Гц. В случае установки одного магнитного датчика частота возмущающих воздействий не будет превышать 100...133 Гц. При максимальных частотах вращения коленчатого вала 6000...8000 мин⁻¹, отвечающих современным бензиновым двигателям, но при наличии 2-х датчиков на один диск сектор установки должен быть более 60...70° п. к. в., что позволит избежать резонансных колебаний дисков. В конечном итоге при проектировании измерителя конструкция дисков должна быть подвергнута частотному исследованию.

Спектральный анализ колебаний крутящего момента двигателя с торсионной муфтой

Для спектрального анализа изменения крутящего момента использовался программный комплекс MathCAD, в котором проводились расчеты рабочих циклов двигателя и его динамики в зависимости от режима работы и количества работающих цилиндров.

Для определения максимальной частоты колебаний крутящего момента, с которой двигатель будет действовать на измеритель, были проанализированы результаты серий динамических расчетов автомобильных двигателей с 4...8 цилиндрами на частотах вращения коленчатого вала 2000...8000 мин⁻¹. Учитывалась возможность отключения цилиндров и работы двигателя, например на 1 цилиндре.

Анализ показал, что наименьший полупериод колебаний крутящего момента двигателя, приведенный в градусах поворота коленчатого вала, существенно зависит от частоты вращения, соотношения инерционных сил и давления в цилиндре, количества работающих цилиндров и может составлять около 12...15° п. к. в. при самых высоких частотах вращения коленчатого вала, что соответствует частотам колебаний около 1900 Гц.

Как видно из рисунка 6, колебания крутящего момента не гармоничны. Для анализа гармоник, определяющих форму кривой момента, можно разложить крутящий момент в спектр с помощью преобразований Фурье. При этом следует учесть сглаживание крутящего момента за счет инерционных масс коленчатого вала, маховика и муфты.

Для моделирования на упругой муфте изменения крутящего момента и угла закрутки торсиона рассматривалась система «двигатель – измерительная муфта – тормоз» (рисунок 7).

Из теоремы об изменении кинетической энергии получаем

$$J_m \frac{d\omega_e}{dt} = \eta_m M_{крц}(\varphi) - M_{ум}(\alpha),$$

где J_m – приведенный момент инерции маховика и инерционных масс в двигателе;

ω_e – текущая угловая скорость коленчатого вала двигателя;

t – текущее время;

η_m – механический к. п. д. двигателя;

$M_{крц}(\varphi)$ – крутящий момент двигателя, как функция от угла поворота коленчатого вала;

$M_{ум}(\alpha)$ – упругий момент муфты, как функция от угла закрутки торсиона.

Принимая, что деформация торсиона происходит в пределах применения закона Гука, а также допущение, что средняя угловая скорость ротора электротормоза за счет инерционности и значительного тормозного момента практически постоянна, получаем

$$J_M \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \eta_M M_{крц}(\omega_{ср} t) - k_{ж} \alpha,$$

где $\omega_{ср}$ – средняя угловая скорость ротора электротормоза;

$k_{ж}$ – коэффициент жесткости муфты.

Данное дифференциальное уравнение может быть решено методом пристрелки, однако типичное применение этого метода в данных условиях не подходит, так как отсутствуют граничные условия как первого, так второго и третьего рода. В процессе решения поставленной задачи был разработан отдельный алгоритм пристрелки, исходя из начальных условий установившегося режима.

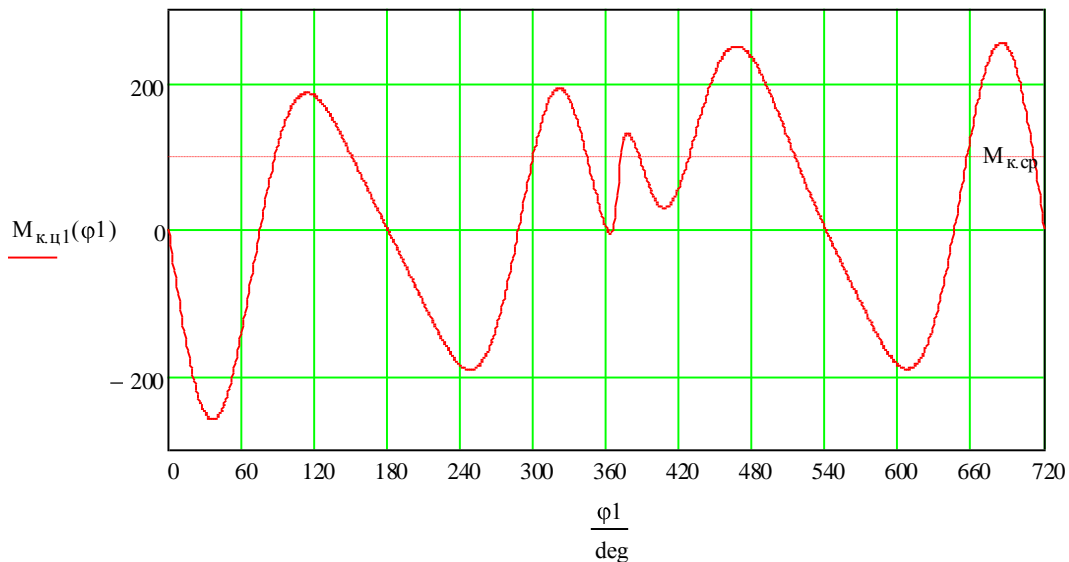


Рисунок 6 – График крутящего момента одного цилиндра при $n = 8000 \text{ мин}^{-1}$

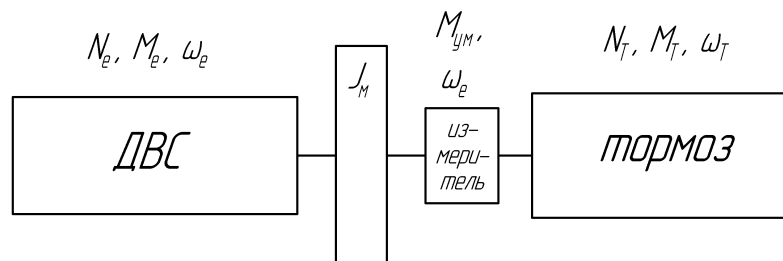


Рисунок 7 – Система «двигатель – измерительная муфта – тормоз»

Моделирование показало, что колебания в системе существенно зависят от момента инерции деталей двигателя с маховиком и муфтой (рисунок 8). В реальных двигателях момент инерции только коленчатого вала достаточно высок и будет в значительной степени сглаживать колебания. В связи с этим исследование проводилось при приведенных моментах инерции J_M фактически от 0 до $0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

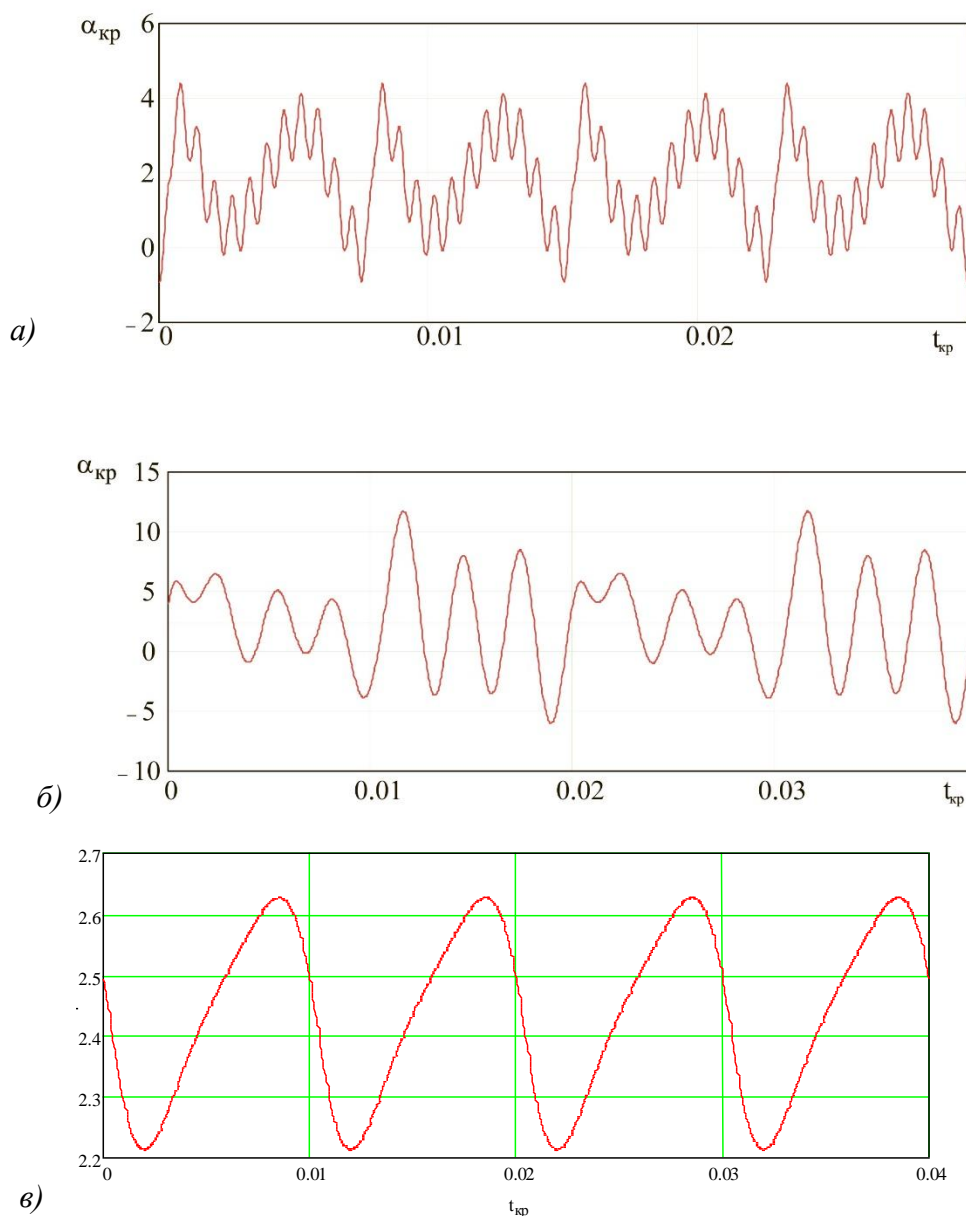


Рисунок 8 – Зависимость угла закручивания торсиона муфты при работе 4-х цилиндров и $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$: а – $J_M = 0,0005 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; б – $J_M = 0,001 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; в – $J_M = 0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Исследования спектра гармонических колебаний, определяющих форму изменения крутящего момента, осуществлялись с помощью дискретного преобразования Фурье. При моделировании в среде Mathcad, в условиях описания зависимости кусочно-заданными функциями, этот метод показывает себя оптимальным, так как сочетает высокую скорость обработки данных и достаточную информативность.

Как показали результаты моделирования, пример которых показан на рисунке 9, кривая момента будет определяться гармоническими колебаниями с частотами от 0 до 2500 Гц в зависимости от режима работы, количества работающих цилиндров, влияния инерционных масс. На определенных режимах работы двигателя вполне реально приближение частоты возмущающих воздействий к частоте собственных колебаний муфты, находящейся около 1200 Гц или кратных ей частот, как, например, на режиме, указанном на рисунке 10.

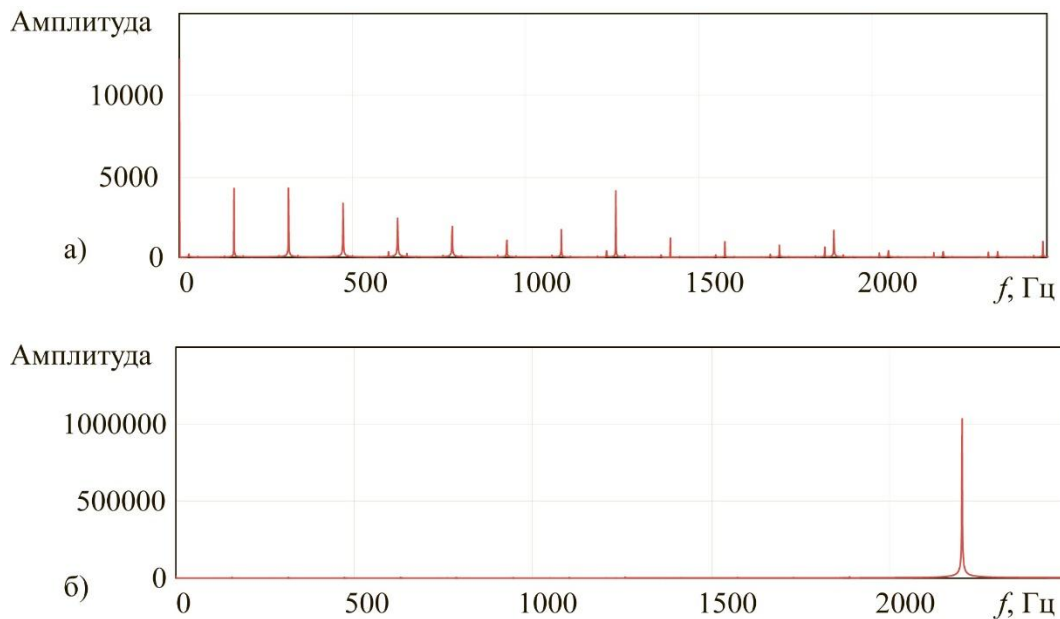


Рисунок 9 – Возможные спектры гармоник, определяющих кривую крутящего момента

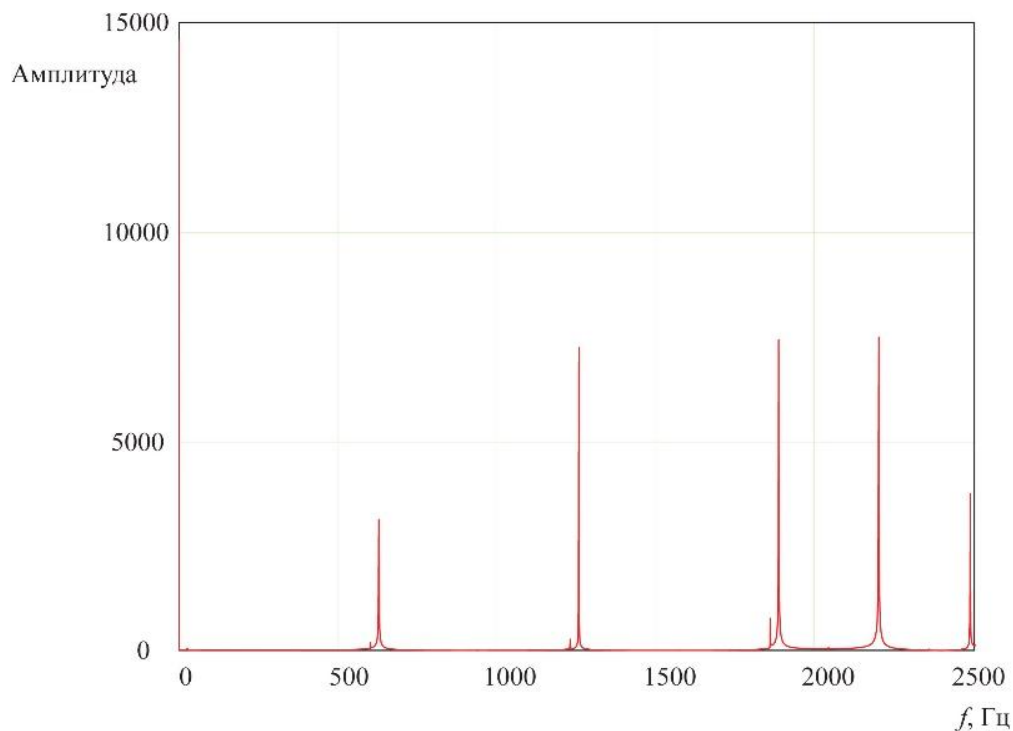


Рисунок 10 – Спектр гармонических колебаний, определяющих кривую крутящего момента, при работе 4-х цилиндров, при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $J_M = 0,001 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Явление резонанса в муфте, закрепленной между двигателем и тормозом, со значительным тормозным моментом и инерцией, возникнуть не может. Но при появлении зазоров в креплении или при установке зубчатых муфт эта ситуация становится реальной. Таким образом, следует избегать появления зазоров за счет конструктивных решений или за счет повышенного внимания к элементам крепления в процессе эксплуатации. Более того, необходимо учитывать, что в описанных условиях будут проявляться повышенные нагрузки колебательного характера в местах соединения, что может приводить к ослаблению элементов крепления и при появлении зазоров приводить к резонансу.

Очевидно, что применение такого рода измерителей в трансмиссии автомобиля для исследовательских целей или для управления работой силового агрегата сомнительно из-за невозможности устранения зазоров в зубчатых зацеплениях и возможности возникновения колебаний резонансного характера.

Оценка влияния i -й гармоники определялась, исходя из известных зависимостей, описывающих полную энергию колебаний системы. Так как момент пропорционален углу закрутки и жесткости упругого элемента, то условная полная энергия колебаний

$$E_i = \frac{k_{ж} A_{iM}^2}{2},$$

где A_{iM} – амплитуда колебаний момента i -й гармоники.

Соответственно, влияние той или иной гармоники на возможность появления резонанса зависит от ее энергетической доли g_{E_i} в общем колебательном процессе. То есть

$$g_{E_i} = \frac{E_i}{\sum E_i} \cdot 100 \% .$$

Результаты моделирования показывают, что увеличение момента инерции вращающихся масс двигателя и муфты приводит к снижению частоты наиболее энергетически значимой гармоники в спектре крутящего момента и, как видно из рисунка 11, в некоторых случаях эта частота приближается к частоте собственных колебаний измерителя. Причем наиболее вероятно возникновение колебаний при работе на 2–3-х цилиндрах с малыми инерционными массами.

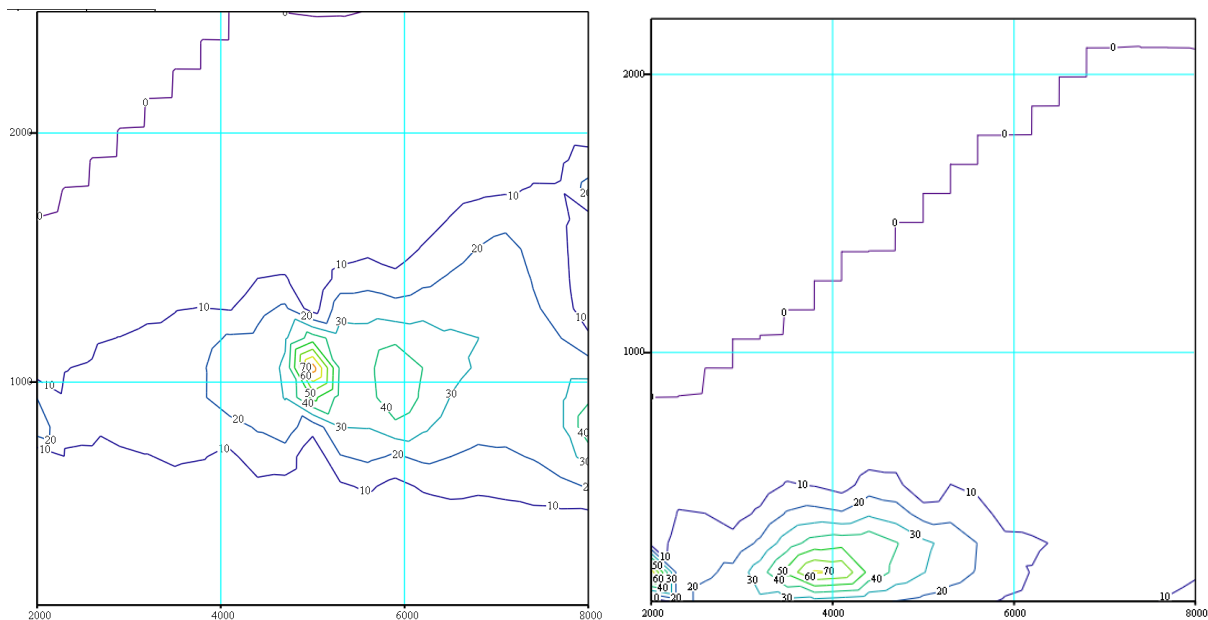


Рисунок 11 – Графики зависимости доли гармоники в спектре кривой сглаженного крутящего момента в зависимости от n при работе 3-х цилиндров, $J_M = 0,005 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и $J_M = 0,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$

Выводы

1. Применение в качестве измерителя крутящего момента упругой измерительной муфты с расчетным крутящим моментом до 300 Н·м требует учета частоты собственных кру-

тильных колебаний упругого элемента в виде торсиона, которая не зависит от его формы и составляет около 1200 Гц.

2. Крутящий момент имеет в своей форме спектр гармонических колебаний в диапазоне от 0 до 2500 Гц и на некоторых режимах работы двигателя с частотами, близкими к собственной частоте колебаний муфты, что может приводить при наличии зазоров к резонансным колебаниям.

3. При использовании муфты следует предусмотреть конструктивную возможность гашения крутильных колебаний или обеспечить надежное крепление и беззазорную передачу крутящего момента.

4. При использовании магнитных датчиков для снятия информации об угле закручивания упругого элемента муфты необходимо учитывать собственную частоту колебаний дисков и связь частоты воздействия магнитного поля на диск с углом между соседними датчиками.

Измеритель крутящего момента может использоваться для испытаний и исследований различных типов двигателей, в том числе нетрадиционной конструкции, одноцилиндровых, при отсутствии маховика. Влияние инерционных масс будет меньше в двигателе с отключением цилиндров и в двигателях модульной конструкции.

Список литературы

1. Мищенко, Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания / Н. И. Мищенко. – Донецк : Лебедь, 1998. – 228 с.
2. Расчет и исследование механизма изменения степени сжатия для бензинового двигателя. Ч. 1. Математическая модель / Н. И. Мищенко [и др.] // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту : наук.-вироб. зб. – Горлівка, 2008. – № 1 (6). – С. 10–16.
3. Расчет и исследование механизма изменения степени сжатия для бензинового двигателя. Ч. 2. Анализ / Н. И. Мищенко [и др.] // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту : наук.-вироб. зб. – Горлівка, 2008. – № 1 (6). – С. 17–21.
4. Некоторые результаты исследования отключения цилиндров в автомобильном бензиновом двигателе внутреннего сгорания / Н. И. Мищенко [и др.] // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2013. – № 142. – С. 84–87.
5. Хімченко, А. В. Зниження нерівномірності крутного моменту двигуна з відключенням циліндрів на режимах часткового навантаження / А. В. Хімченко, Д. Г. Мішин, А. В. Бузов // Двигатели внутреннего сгорания : научно-технический журнал. – Х., 2013. – № 1. – С. 46–51.

*А. В. Химченко, Н. И. Мищенко
Автомобильно-дорожный институт*

ГОУВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Горловка К вопросу об измерении крутящего момента двигателя внутреннего сгорания с помощью торсионной муфты

При разработке конструкции и испытаниях двигателей внутреннего сгорания применяется много различных устройств для измерения крутящего момента. Особое место в числе измерителей принадлежит упругим муфтам с торсионом. Наличие собственных колебаний с частотами, близкими к частотам гармоник, составляющих спектр кривой изменения крутящего момента двигателя, приводит к возможности появления резонанса.

В статье приводятся описание и результаты расчетного исследования измерителя крутящего момента, выполненного в виде муфты, упругим элементом которой является торсион. Рассматривается вариант выполнения конструктивной схемы муфты. Описаны методы расчетного исследования. На основе моделирования системы «двигатель – измерительная муфта – тормоз» установлено, что крутящий момент двигателя содержит в своем спектре гармоники, способные вызывать резонансные колебания системы. Применение в качестве измерителя крутящего момента упругой измерительной муфты с расчетным крутящим моментом до 300 Н·м требует учета частоты собственных крутильных колебаний упругого элемента в виде торсиона, которая не зависит от его формы и составляет около 1200 Гц. Крутящий момент двигателя имеет в своей форме спектр гармониче-

ских колебаний в диапазоне от 0 до 2500 Гц и на некоторых режимах с частотами, близкими к собственной частоте колебаний муфты, может приводить, при наличии зазоров, к резонансным колебаниям. При использовании муфты следует предусмотреть конструктивную возможность гашения крутильных колебаний или обеспечить надежное крепление и беззазорную передачу крутящего момента. При использовании магнитных датчиков для снятия информации об угле закручивания упругого элемента муфты необходимо учитывать собственную частоту колебаний дисков муфты, формирующих импульсы, и связь частоты воздействия магнитного поля на диски с углом между соседними датчиками.

Рассмотренный измеритель крутящего момента может использоваться для испытаний и исследований различных типов двигателей, в том числе нетрадиционной конструкции, одноцилиндровых и при отсутствии маховика. Влияние инерционных масс коленчатого вала и муфты будет меньше в двигателе с отключением цилиндров и в двигателях модульной конструкции, что расширяет возможности появления резонанса и повышает требования к конструктивному исполнению муфты и надежности ее крепления.

ТОРСИОННАЯ МУФТА, ИЗМЕРЕНИЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА, ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ

A. V. Khimchenko, N. I. Mishchenko

Automobile and Highway Institute of Donetsk National Technical University, Gorlovka
About Torque Measurement of the Internal Combustion Engine With a Torsion Clutch

At the design development and internal combustion engine testing various devices for torque measurement are applied. An elastic clutch with torsion has a special place among meters. Having own oscillations with frequencies similar to harmonic frequencies composed curve spectrum of the engine torque changes it leads to the possibility of the resonance.

In the article the calculating study description and results of the torquemeter in the form of a clutch which resilient member is a torsion are given. The variant of the clutch design diagram is considered. Methods of the calculating study are described. Based on the modelling «engine – metric clutch – brake» system it is determined that the engine torque contains harmonics in its spectrum causing system resonance oscillations. Applying an elastic metric clutch with a calculated torque up to 300, N·m as a torque meter requires frequency account of the resilient member own torsional oscillations in the form of a torsion that does not depend on its form and is about 1200 Hz. The engine torque has in its form a spectrum of harmonic oscillations in the range of from 0 to 2500 Hz. In some modes with frequencies similar to the own frequency of the clutch oscillations it can lead to clearances to resonance oscillations. At the clutch applying it is necessary to provide constructive opportunity to damp torsional oscillations or to ensure secure attachment and torque transmission without clearances. Applying a magnet sensor to collect information about the torsion angle of the clutch resilient member it is necessary to take into account own oscillation frequency of the clutch disks forming impulses and connection of the magnetic field impact frequency on disks with the angle between adjacent sensors.

Considered torque meter can be applied for testing and studying of various engine types including unconventional design, single cylinder engines and without a flywheel. Inertia mass impact of the crankshaft and clutch will be less in the engine with the cylinder cutout and in the modular engines. It expands possibility of the resonance and increases demands to the clutch design and security of its attachment.

TORSIONAL CLUTCH, TORQUE MEASUREMENT, INTERNAL COMBUSTION ENGINE, OSCILLATION ANALYSIS

Сведения об авторах:

А. В. Химченко

SPIN-код: 4568-1757
Телефон: 0665743431
Эл. почта: hiav@adidonntu.ru

Н. И. Мищенко

SPIN-код: 6604-8459
Телефон: 0667080511

Статья поступила 22.12.2016

© А. В. Химченко, Н. И. Мищенко, 2017

Рецензент: В. Н. Сокирко, канд., техн. наук, доц. АДИ ГОУВПО «ДонНТУ»