

в зоне 13 – 28 Гц.

Резюмируя вышеизложенное, отметим следующее.

1. При высокой жёсткости шарниров рычагов подвески кабины угловая жёсткость стабилизатора подвески кабины не оказывает значимого влияния.
2. Для варианта без стабилизатора подвески кабины при жёстких шарнирах рычагов подвески кабины достигается самая высокая степень виброзащиты кабины по вертикальным ускорениям на сиденье водителя.
3. При малой жёсткости шарниров рычагов подвески кабины наиболее рациональны варианты с малыми жёсткостями стабилизатора подвески кабины.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана.

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 638 с.
2. Горобцов А.С. Программный комплекс расчёта динамики и кинематики машин как систем твёрдых и упругих тел // Справочник. Инженерный журнал. – 2004. – № 9. – С. 40 – 43.
3. Горобцов А.С., Карцов С.К., Плетнёв А.Е., Поляков Ю.А. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.
4. Горобцов А.С., Карцов С.К., Поляков Ю.А. Особенности построения пространственных динамических моделей автомобилей с учётом больших движений твёрдых тел // Известия Тульского государственного университета. Серия «Технические науки». – 2013. – Вып. 6. Ч. 1. – С. 102 – 115.

Использование коэффициента учета вращающихся масс при определении приведенных (эквивалентных) моментов инерции

к.т.н. Гусаков Д.Н.

Университет машиностроения

8 (495) 223-05-23 доб. 1587, avt@mami.ru

Аннотация. Проанализированы варианты определения эквивалентного момента инерции, часто используемого при анализе функционирования колесной машины. Рассмотрена возможность применения используемого в теории автомобиля параметра – коэффициента учета вращающихся масс, в целях решения задач, соответствующих случаям отсутствия жесткой связи между двигателем и движителем, например, на фазе буксования сцепления. Предложены формулы для определения эквивалентного момента инерции с использованием коэффициента учета вращающихся масс.

Ключевые слова: автомобили и тракторы, проектирование, трансмиссия, сцепление, момент инерции.

Введение

Как известно, усложняющей деятельность инженера спецификой проектирования новых конструкций, особенно на ранних стадиях этого процесса, является дефицит информации о свойствах и характеристиках компонентов создаваемого изделия. Часто это приводит к тому, что проектные расчеты приходится повторять многократно, уточняя результаты по мере получения новых или уточнения ранее использованных данных. Обычно количество итераций зависит от того, насколько точно на первой стадии проектных расчетов удалось выбрать или рассчитать исходные данные.

Современная методика проектирования колесной машины предусматривает расчет конструкции с учетом инерционности отдельных ее элементов. Инерционные показатели двига-

теля (в том числе важнейший для конструктора колесной машины – приведенный момент инерции маховика с учетом инерционности связанных с ним возвратно-поступательно движущихся деталей) определяются проектировщиками и изготовителями энергетических установок и для конструктора автомобиля или трактора обычно считаются заранее заданными.

В сферу ответственности конструктора колесной машины входит определение инерционных характеристик остальной части конструкции.

Целью данной работы является анализ существующих методик и выработка предложений по повышению точности подготовки используемых при проектировании трансмиссии исходных данных, касающихся инерционности конструкции колесного транспортного средства (автомобиля и трактора).

Постановка задачи

В процессе проектирования трансмиссий колесных машин и, в частности, при проектных расчетах фрикционных элементов трансмиссии (сцепления или коробки передач), необходимо оценить инерционные показатели конструкции, которые оказывают влияние на нагруженность трансмиссии в реальных условиях эксплуатации. Как известно, к ним относятся масса колесной машины, моменты инерции ведущих и ведомых колес и в конкретных случаях моменты инерции некоторых деталей трансмиссии (например, момента инерции ведомого диска сцепления для целей расчета синхронизаторов).

В общем случае проектирование трансмиссии предусматривает необходимость определения приведенных (эквивалентных) моментов инерции, характеризующих инерционные показатели конструкции колесного транспортного средства. Обычно при этом используется формула, учитывающая инерционность только поступательно движущейся массы [1]:

$$J_{\text{э}} = \frac{m_a \cdot r_{K0}^2}{u_{\text{тр}}^2}, \quad (1)$$

где: m_a – масса колесной машины;

$J_{\text{э}}$ – эквивалентный (условный, приведенный к первичному валу коробки передач) момент инерции, имитирующий инерционные свойства поступательно движущейся массы колесной машины;

r_{K0} – радиус ведущих колес (примерно равный радиусу качения в ведомом режиме);

$u_{\text{тр}}$ – суммарное передаточное число трансмиссии (в наиболее распространенном случае для автомобиля – произведение одного из передаточных чисел коробки передач на передаточное число главной передачи).

Поскольку инерционные нагрузки в трансмиссии определяются не только поступательно движущейся массой автомобиля или колесного трактора, при использовании формулы (1) в данные для дальнейших расчетов заведомо вносится погрешность.

Формула, учитывающая инерционность колес, отличается от вышеприведенной широко используемой формулы (1) наличием еще одного слагаемого:

$$J_{\text{э}} = \frac{m_a \cdot r_{K0}^2}{u_{\text{тр}}^2} + \frac{J_K}{u_{\text{тр}}^2}, \quad (2)$$

где: J_K – суммарный момент инерции ведущих и ведомых колес.

Проведенные в отношении автомобилей разных категорий расчеты (см. таблицу 1) показывают, что применение формулы (2) позволяет повысить точность подготовки исходных данных для последующих вычислений (например, для анализа работы буксования сцепления) не более чем на 6,5%. Правда, если не учитывать инерционность колес, результат расчета эквивалентного момента инерции всегда смещен в сторону занижения величин параметров, влияющих на надежность конструкции. Можно предположить, что причиной нечастого упоминания формулы (2) в учебниках и ее практического применения является не только относительно низкий процент повышения точности, но и отсутствие на ранних стадиях проек-

тирования достоверных данных о моментах инерции колес. Возможность каким-либо образом обойти эту проблему позволила бы ускорить процесс проектирования колесной машины без ущерба для его качества.

Предлагаемое решение

При проектировании автомобиля уже на ранних его стадиях проводятся расчеты тягово-скоростных свойств, использующие закономерности, представленные в классических [2] и современных [3, 4] учебниках по теории автомобиля.

В процессе расчетов тягово-скоростных характеристик при оценке динамики разгона транспортного средства после прекращения буксования сцепления, как правило, используется понятие коэффициента учета (инерции) вращающихся масс. В большинстве учебников по теории автомобиля величина коэффициента учета вращающихся масс δ_j выражается формулой:

$$\delta_j = 1 + \frac{J_\partial \cdot u_{mp}^2 \cdot \eta_{mp}}{m_a \cdot r_{K0}^2} + \frac{J_K}{m_a \cdot r_{K0}^2}, \quad (3)$$

где: J_∂ – момент инерции вращающихся и кинематически связанных с ними возвратно-поступательно движущихся деталей двигателя,

η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии.

Если при выводе формулы, определяющей коэффициент учета вращающихся масс, использовать принцип равенства кинетических энергий (см. [3, 5]), коэффициент полезного действия трансмиссии из формулы исчезает и она приобретает вид:

$$\delta_j = 1 + \frac{J_\partial \cdot u_{mp}^2}{m_a \cdot r_{K0}^2} + \frac{J_K}{m_a \cdot r_{K0}^2}. \quad (4)$$

С точки зрения автора, формула (4) является более корректной, чем формула (3).

При отсутствии данных о моментах инерции колес классический учебник [2] рекомендует в отношении автомобилей использовать эмпирическую формулу:

$$\delta_j \approx 1,04 + 0,04 \cdot u_{kn}^2, \quad (5)$$

где: u_{kn} – передаточное число коробки передач.

Расчеты автора показали, что коэффициенты в этой формуле, предложенной более полувека назад, устарели и в отношении современных автомобилей дают далекие от истины результаты. Предлагается следующим образом откорректировать формулу (5) в отношении автомобилей современных конструкций при максимально допустимой их загрузке:

$$\delta_j \approx 1,02 + 0,02 \cdot u_{kn}^2. \quad (6)$$

Конечно, использование формулы (6) также не гарантирует высокой точности определения коэффициента δ_j , однако должно положительно повлиять на точность расчета приведенного (эквивалентного) момента инерции, не требуя наличия какой-либо информации об инерционности колес и вращающихся деталей колесных тормозных механизмов.

Совершим несложные математические преобразования уравнения (4), умножив все его члены на $m_a \cdot r_{K0}^2$ и разделив их на u_{mp}^2 . Два слагаемых в полученном выражении идентичны правой части уравнения (2), используя которое, получаем следующую формулу для расчета искомой величины эквивалентного момента инерции:

$$J_\partial = \frac{m_a \cdot r_{K0}^2}{u_{mp}^2} \cdot \delta_j - J_\partial. \quad (7)$$

Полученная формула в отличие от формулы (1) учитывает инерционность колес и может быть использована как при расчете работы буксования сцепления, так в ходе анализа динамики разгона колесной машины при буксующем сцеплении.

В таблице 1 представлены результаты сравнения расчетов приведенного (эквивалентного) момента инерции для низшей передачи с использованием формул (1), (2) и (6), (7) для некоторых автомобилей, значения параметров инерционности которых заранее известны [6].

В формулах, оценивающих работу буксования сцепления, обычно присутствует отношение J_{ϑ}/J_{δ} , в значительной степени определяющее работоспособность сцепления.

Таблица 1

Результаты расчета приведенного (эквивалентного) момента инерции (кг×м²)

Пример автомобиля	По формуле (1) без учета инерционности колес	По формуле (2) с учетом инерционности колес	По формулам (6) и (7) при неизвестной инерционности колес
Легковой полной массой 1560 кг	0,608	0,621	0,624
Грузовой автомобиль полной массой 3500кг	1,181	1,224	1,219
Грузовой автомобиль полной массой 12000кг	2,847	3,034	2,946

По мнению автора, было бы целесообразным присвоить этому отношению специальное название и обозначение (например, коэффициент инерционности конструкции K_u). Для расчета этого коэффициента также могут использоваться приведенные выше рассуждения и полученная в их результате формула:

$$K_u = \frac{J_{\vartheta}}{J_{\delta}} = \frac{m_a \cdot r_{K0}^2 \cdot \delta_j}{J_{\vartheta} \cdot u_{mp}^2} - 1. \quad (8)$$

Представляет интерес анализ величины этого коэффициента для конструкций разного типа. Результаты некоторых расчетов приведены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты расчета коэффициента инерционности конструкции

Категория автомобиля	$K_u = \frac{J_{\vartheta}}{J_{\delta}}$
Легковой полной массой 1560 кг	4,8
Грузовой автомобиль полной массой 3500кг	3,08
Грузовой полной массой 12000кг	1,39

Как видно из таблицы 2, с увеличением массы автомобиля коэффициент инерционности конструкции уменьшается.

Выводы

Преимуществами использования предлагаемого метода расчета эквивалентного момента инерции по сравнению с наиболее часто употребляемой формулой (1) являются:

- некоторое повышение точности определения приведенного (эквивалентного) момента инерции J_n , для чего не требуется дополнительной информации о параметрах инерционности колес и колесных тормозных механизмов;
- унификации использования расчетных коэффициентов при проектировании (коэффициент δ_j используется не только для традиционных расчетов тягово-скоростных характеристик колесной машины при наличии жесткой связи двигателя с ведущими колесами, но и при отсутствии такой связи в процессе буксования сцепления).

Эти же преимущества могут быть реализованы при расчете предлагаемого автором коэффициента инерционности конструкции.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение. 2009. – 752 с.: илл.

2. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. Издание второе, переработанное и дополненное. М.: Машгиз. 1963.
3. Селифонов В.В. Теория автомобиля. Учебное пособие. – М.: ООО "Гринлайт", 2009. – 208 с., илл.
4. Кравец В.Н., Селифонов В.В. Теория автомобиля: учебник для студ. вузов, обуч. по спец. 190201 «Автомобиле- и тракторостроение» (УМО).- М., 2011.
5. Московкин В.В. Система методов для исследования и расчета топливной экономичности и скоростных свойств автомобиля. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. – М. 1999.
6. Селифонов В.В., Есеновский М.Ю. Выбор конструктивных параметров, определяющих тягово-скоростные и топливно-экономические показатели автомобиля: Методические указания. – М.: МГТУ «МАМИ», 2010.

Об уточнённой постановке задач синтеза алгоритмов автоматического робастного управления техническими системами

к.т.н. Есаков А.Е., к.т.н. доц. Кретов А.В.

Университет машиностроения

ravn@mail.ru

Аннотация. В статье обозначена проблема, приводящая к необходимости постановки задач синтеза алгоритмов автоматического робастного управления техническими системами. Рассмотрена одна из существующих постановок данной задачи, и вынесены рекомендации по её усовершенствованию при различных подходах к формализации множества характерных для объекта управления эксплуатационных ситуаций.

Ключевые слова: автоматическое управление; робастное управление; процесс управления; алгоритм управления; случайные величины; вероятность; распределение вероятностей; плотность распределения; стохастический подход; детерминированный подход; математическое ожидание; центр распределения.

Автоматизация технической системы среди прочего подразумевает синтез алгоритма управления.

Определим алгоритм как совокупность представленных в формальном виде предписаний, чьё последовательное выполнение обеспечит достижение цели управления в каждой из допустимых для этой системы эксплуатационных ситуаций. При этом всегда желательно, чтобы алгоритм обеспечивал оптимальное управление, то есть, управление, соответствующее экстремальным значениям выбранных критериев качества.

Естественно, что практическая реализация любого алгоритма прежде всего подразумевает наличие информации, которая характеризует как текущее состояние объекта управления, так и воздействия на него со стороны внешней среды.

Целесообразно различать необходимую и достаточную для реализации оптимального управления информацию. Под необходимой будем подразумевать информацию, без наличия которой оптимальное управление невозможно в принципе. Достаточной же назовём информацию, наличие которой позволяет обеспечить оптимальное управление во всех рассматриваемых эксплуатационных ситуациях.

Получение достаточной информации может быть сопряжено с существенными проблемами. Иногда они связаны с отсутствием или же несовершенством технологий, позволяющих с требуемой степенью точности произвести преобразование информации в строго формализованные данные, которые будут использованы для управления. Однако в большинстве случаев сбору нужной информации препятствуют чисто экономические причины. Создание аппаратных и программных средств, позволяющих осуществлять этот процесс, может потре-