

# РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПОДВЕСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ АНАЛИЗА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Кулагин В.А.

ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Москва, Россия

viktor.kulagin@nami.ru

*Сокращение длительности разработки новых автомобилей и связанное с этим стремление снижения издержек автопроизводителей способствуют более активному применению математического моделирования для решения инженерных задач. Такие задачи, как анализ и прогнозирование усталостной долговечности узлов и агрегатов автомобиля, могут быть решены с использованием комплекса методов и инструментов математического моделирования.*

*В данной статье рассматривается разработка комплекса математических моделей передней и задней подвесок легкового автомобиля, обладающих свойствами, необходимыми для точного воспроизведения колесных нагрузок и динамического поведения подвески как механической системы. Комплекс математических моделей реализован в среде многозвенного моделирования. Модели разработаны для проведения последующего валидационного исследования нагруженности отдельных компонентов подвески в ходе форсированных ресурсных испытаний. В дальнейшем данный комплекс математических моделей может быть использован для имитационного моделирования полунатурных форсированных ресурсных испытаний модуля подвески, а также в качестве образца для разработки моделей подвесок других автомобилей.*

*Целью данной работы является формирование требований к математическим моделям, достаточных для реализации исследований усталостной долговечности методами математического моделирования и получения достоверных результатов расчетов. Инженеры-исследователи смогут руководствоваться данными требованиями для определения и сбора исходных данных для разработки собственных математических моделей.*

**Ключевые слова:** многозвенное моделирование, долговечность, усталость, форсированные испытания, подвеска, направляющий аппарат, метод Крейга-Бэмптона, модель Пфеффера.

**Для цитирования:** Кулагин В.А. Разработка комплекса математических моделей подвески легкового автомобиля для анализа усталостной долговечности // Известия МГТУ «НАМИ». 2021. № 4 (50). С. 33–42. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-33-42

## Введение

Современные тенденции автомобильной промышленности предполагают сокращение длительности цикла разработки новых автомобилей при сохранении или увеличении модельного ряда. Вместе с этим, автопроизводители стремятся сокращать затраты, связанные с проектированием и испытаниями автомобилей, а также минимизировать ошибки инженеров на ранних этапах проектирования. Вследствие этого использование математического моделирования автомобиля, его узлов и агрегатов становится необходимым инструментом для решения инженерных задач.

На сегодняшний день математическое моделирование находит применение в течение всего цикла разработки автомобиля, в том числе

для сопровождения полунатурных и натурных испытаний автомобиля, его узлов и агрегатов: например, в ходе настройки систем шасси автомобиля. Подход внедрения математического моделирования в течение всего цикла разработки автомобиля активно используется автопроизводителями.

Среди инженерных задач, для решения которых активно внедряется математическое моделирование, следует отметить обеспечение требуемого срока службы автомобиля, его систем и компонентов. Моделирование используется для имитации нагружения компонентов, узлов и агрегатов форсированным нагрузочным циклом, а также для имитации полигонных форсированных испытаний автомобиля в соответствии с разработанной программой

испытаний. Посредством моделирования выполняется расчетная оценка воспринимаемых отдельными компонентами автомобиля нагрузок, накопления повреждений в течение предполагаемого срока службы и фактического ресурса компонентов [1].

Для решения задачи прогнозирования нагруженности и усталостной долговечности систем автомобиля математическое моделирование имеет особую значимость на ранних стадиях проектирования, когда желательно достичь более высокого уровня зрелости конструкции перед изготовлением и испытаниями первых прототипов. Однако полноценная реализация требований к математическим моделям для решения данной задачи скорее возможна на более поздних этапах, в частности, в ходе валидационных исследований автомобиля, так как к этому моменту, как правило, свойства отдельных компонентов подробно изучены и известны. С другой стороны, при разработке отдельных компонентов инженеры руководствуются целевыми значениями характеристик, которые теоретически определяются на этапе технического проектирования. При реализации определенных подходов математического моделирования использование целевых значений характеристик компонентов может быть достаточным для получения приемлемого результата. Поэтому в данной статье рассматривается создание комплекса математических моделей для анализа нагруженности и усталостной долговечности, применимого для использования на ранних стадиях проектирования.

Для моделирования выбраны модули передней и задней подвесок легкового автомобиля. Выбор данных подсистем автомобиля для моделирования обусловлен комплексным характером воздействия нагрузок, действующих в пятне контакта колеса с дорогой. Математические модели разрабатываются для выполнения расчетов, имитирующих полунатурные форсированные ресурсные испытания модулей подвесок на многокомпонентном стенде с 12 степенями свободы и для воспроизведения колесных нагрузок, записанных в ходе полигонных ресурсных испытаний.

### **Основные требования к построению математических моделей**

Анализ силовых факторов, воспринимаемых компонентами подсистем автомобиля, является сутью решения задачи обеспечения тре-

буемой усталостной долговечности. Данный анализ является предметом математического многозвенного моделирования, где автомобиль или его подсистемы рассматриваются в виде механической системы, которая подвергается внешнему силовому или кинематическому возбуждению. Поэтому реализация математических моделей должна выполняться в среде многозвенного моделирования. Анализ усталостной долговечности выполняется также с применением технологий конечно-элементного моделирования для учета податливости тел и анализа напряженно-деформированного состояния, а также методов моделирования отдельных компонентов механической системы. Поэтому среда многозвенного моделирования должна иметь возможности для междисциплинарного решения задачи.

Основными исходными данными для разработки многозвенной модели модуля подвески являются кинематическая схема подвески, координаты характерных точек звеньев, инерционные свойства звеньев. Также состав модуля подвески определяется узлами и агрегатами, которые связаны с подвеской посредством силовой структуры и с колесами. Так, в состав модуля подвески включают рулевое управление, стабилизатор поперечной устойчивости и привод колес. Данная информация, как правило, доступна инженеру на протяжении всего цикла разработки автомобиля из конструкторской документации либо на основе данных, полученных от реальных образцов.

Состояние нагружения компонентов подвески и накопление повреждений зависят от полноты описания податливости механической системы. Наиболее полное описание податливости включает в себя характеристики упругодемпфирующих элементов подвески, динамические характеристики шарниров как силовых связей между звеньями и податливость твердотельных компонентов. Знание о данных свойствах механической системы меняется в течение цикла разработки автомобиля в сторону увеличения. При этом полнота математической модели оказывает непосредственное влияние на трудоемкость выполнения расчетов. Поэтому должен обеспечиваться баланс между полнотой описания модели с учетом имеющихся данных и трудоемкостью выполнения расчетов.

Реализация внешнего возбуждения модуля подвески должна соответствовать условиям возбуждения в ходе натурных или полуна-

турных испытаний. Это необходимо для обеспечения достоверности результатов моделирования. Для этого в многозвенной модели необходимо подготовить актуаторы силового или кинематического воздействия, для которых задаются значения нагрузок или перемещений, соответствующие реальным условиям воздействия на объект исследования.

Таким образом, общие требования для разработки математических моделей для исследования нагруженности и усталостной долговечности можно представить в следующем виде:

- модель разрабатывается в среде многозвенного математического моделирования;
- геометрические, инерционные и кинематические характеристики должны соответствовать конструкторской документации;
- податливость механической системы должна быть описана максимально полно в соответствии с имеющейся информацией;
- условия возбуждения модели должны соответствовать реальным условиям возбуждения;
- модель должна обладать приемлемой трудоемкостью решения задачи.

Для разработки комплекса математических моделей выбрана среда многозвенного моделирования *MSC Adams/Car* по следующим причинам:

- наличие специального модуля *Car*, который упрощает моделирование подсистем автомобиля;
- наличие графического интерфейса, повышающего удобство разработки модели;
- реализация взаимодействия со множеством систем автоматизированного проектирования (САПР);
- наличие широкого набора инструментов для учета податливости твердых тел и динамических характеристик шарниров;
- широкое и активное применение данного программного обеспечения мировыми авто-

производителями и инжиниринговыми центрами [2].

Комплекс математических моделей, рассматриваемый далее, разработан с учетом представленных общих требований к моделям.

### **Описание объектов моделирования**

Объектами моделирования являются модули передней и задней подвески автомобиля класса М1С согласно ГОСТ Р 52051–2003, гармонизированным с приложением 7 к «Сводной резолюции о конструкции транспортных средств» (СР.3) [3].

Основные характеристики моделируемого автомобиля приведены в таблице 1.

Модуль передней подвески автомобиля включает в себя направляющий аппарат подвески, систему «пружина – демпфер», стабилизатор поперечной устойчивости, а также реечный рулевой механизм и главную передачу с приводными валами. В передней подвеске используется кинематическая схема с двойными поперечными рычагами, где нижний рычаг разделен на два элемента. Аналогичная кинематическая схема используется в таких автомобилях, как *BMW 7-Series*, *Jaguar XJ*, *Range Rover*, *Mercedes-Benz E-Klasse* и др.

На рис. 1 представлена *CAD*-модель модуля передней подвески с описанием входящих в нее компонентов, на рис. 2 – графическое представление ассоциативной с ней математической многозвенной модели (*MBS*-модели). Ассоциативная многозвенная модель включает в себя описание кинематической схемы подвески, звеньев подсистем передней подвески, рулевого управления и передней главной передачи, кинематических и силовых связей между ними в соответствии с конструкторской документацией. Характеристики силовых связей (пружины, амортизаторы, резинометаллические шарниры) назначены по результатам стендовых испыта-

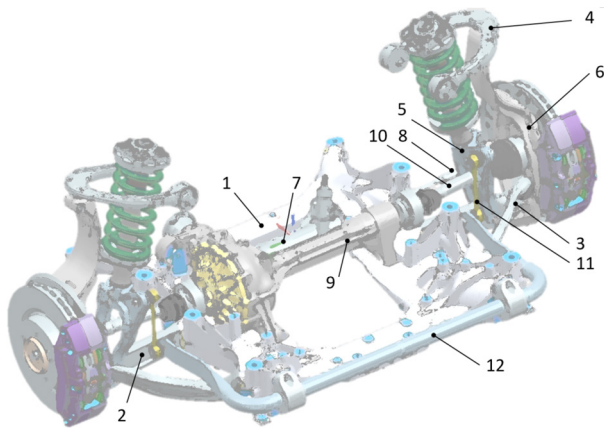
Таблица 1

### **Основные параметры моделируемого автомобиля**

*Table 1. The main parameters of the simulated vehicle*

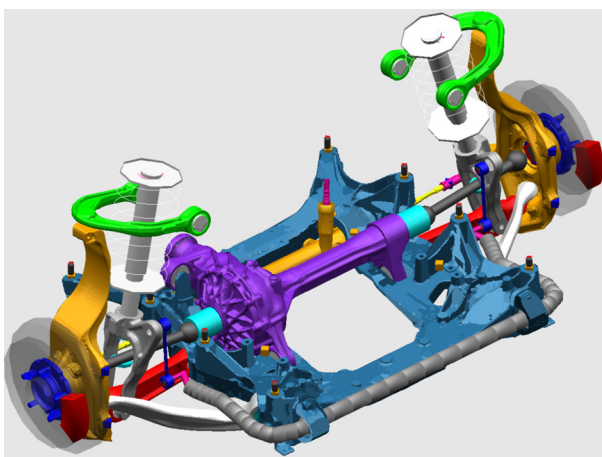
Наименование параметра	Передняя подвеска	Задняя подвеска
Полная масса автомобиля, кг	5267	
Распределение массы автомобиля между осями П/З, %	48,4	51,6
Высота центра масс, мм	694	
Вертикальная жесткость подвески, приведенная к центру колеса, Н/мм	57,77	56,35
Угловая жесткость передней подвески, приведенная к центру колеса, Нм/град	4261,2	2910,9

ний этих компонентов. Основные положения формирования ассоциативной многозвенной модели рассмотрены в литературе [4].



**Рис. 1. CAD-модель модуля передней подвески:**  
1 – подрамник; 2 – нижний поперечный рычаг;  
3 – нижний продольный рычаг; 4 – верхний рычаг;  
5 – вилка амортизатора; 6 – поворотный кулак в сборе со ступицей и тормозным механизмом;  
7 – рулевой механизм; 8 – рулевая тяга;  
9 – главная передача; 10 – приводной вал; 11 – тяга стабилизатора; 12 – стабилизатор поперечной устойчивости

*Fig. 1. Front suspension module CAD model:*  
1 – subframe; 2 – lower transverse arm; 3 – lower trailing arm; 4 – upper arm; 5 – shock absorber;  
6 – upright assembled with a wheel hub and brake mechanism; 7 – steering gear; 8 – steering rod;  
9 – main gear; 10 – drive shaft; 11 – balance bar;  
12 – balance bar

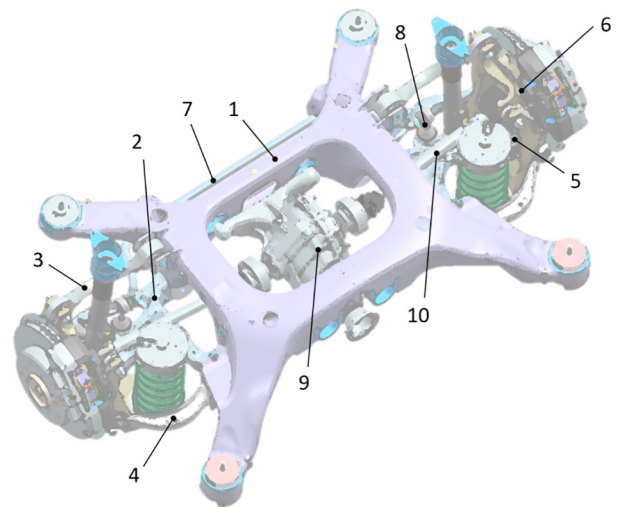


**Рис. 2. Графическое представление ассоциативной MBS-модели модуля передней подвески в среде MSC Adams/Car**

*Fig. 2. Graphical representation of the associative MBS model of the front suspension module in the MSC Adams/Car*

Модуль задней подвески автомобиля включает себя направляющий аппарат подвески, упругий и демпфирующий элементы, стабилизатор поперечной устойчивости и главную передачу с приводными валами. В задней подвеске используется многорычажная кинематическая схема с применением интегральной (тормозной) тяги, воспринимающей продольную реакцию при торможении. Аналогичная кинематическая схема используется в таких автомобилях, как *BMW 7-Series*, *Tesla Model S*, *Volvo XC90* и др.

На рис. 3 представлена CAD-модель модуля задней подвески с описанием входящих в нее компонентов, на рисунке 4 – графическое представление ассоциативной с ней математической многозвенной модели. Ассоциативная многозвенная модель включает в себя описание кинематической схемы подвески, звеньев подсистем задней подвески и задней главной передачи, кинематических и силовых связей между ними в соответствии с конструкторской документацией. Характеристики силовых связей (пружины, амортизаторы, резинометаллические шарниры, опоры подрамника) назначены по результатам стендовых испытаний этих компонентов.



**Рис. 3. CAD-модель модуля задней подвески:**  
1 – подрамник; 2 – нижний рычаг; 3 – верхний рычаг; 4 – тяга схождения; 5 – тормозная тяга;  
6 – кулак в сборе со ступицей и тормозным механизмом; 7 – стабилизатор поперечной устойчивости; 8 – тяга стабилизатора;  
9 – главная передача; 10 – приводной вал

*Fig. 3. CAD model of rear suspension module:*  
1 – subframe; 2 – lower arm; 3 – upper arm;  
4 – toe rod; 5 – brake rod; 6 – fist assembly with hub and brake mechanism; 7 – anti-roll bar;  
8 – balance bar; 9 – main gear; 10 – drive shaft

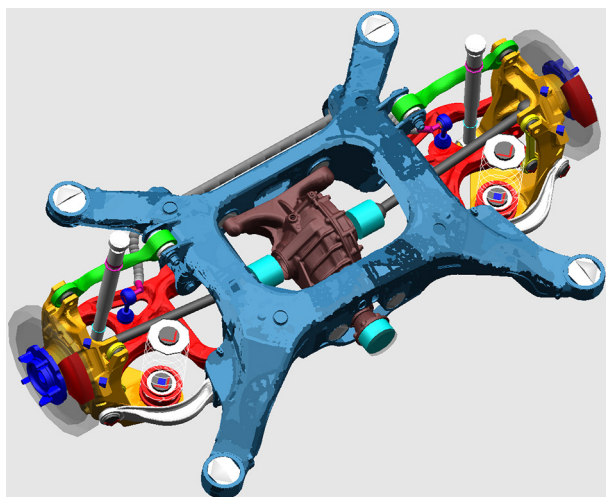


Рис. 4. Графическое представление MBS-модели модуля задней подвески в среде MSC Adams/Car

Fig. 4. Graphical representation of the MBS model of the rear suspension module in the MSC Adams/Car environment

#### **Динамические свойства твердотельных компонентов**

Разработанные математические модели являются усовершенствованной ревизией моделей, описываемых в работе [5]. Особенностью разработанных моделей является учет податливости компонентов направляющего аппарата в виде модального представления по методу Крейга-Бэмптона. Данный способ учета податливости является наиболее распространенным в современных средах математического моделирования благодаря обеспечению приемлемой точности моделирования линейных деформаций. Опыт работы с этими моделями показал необходимость учета податливости звеньев механической системы:

– исследование влияния податливости компонентов подвесок на накопление повреждаемости показало, что прирост повреждений от нагрузок, воспринимаемых «податливыми» компонентами направляющего аппарата по циклу форсированных испытаний составил до 50 % от значений повреждений для «жестких» компонентов;

– современные пакеты прикладных программ для математического многозвенного моделирования могут использовать модальное представление звеньев для восстановления временных историй напряженно-деформированного состояния звеньев, что может быть использовано в том числе для валидации математической модели. [5]

В дополнение, применение метода Крейга-Бэмптона для описания податливости твердых тел приводит к приемлемому увеличению трудоемкости расчетов. [5]

Реализация модального представления податливости компонентов возможна на протяжении всего цикла разработки автомобиля, в том числе на этапе технического проектирования, так как на данном этапе уже известны геометрические характеристики компонентов и характеристики выбранных материалов. Таким образом, в новых моделях сохранено использование метода Крейга-Бэмптона для учета податливости компонентов направляющего аппарата.

Описание податливости компонентов направляющего аппарата подвесок подготовлено в среде конечно-элементного моделирования MSC Apex 2021. Выбор данного программного продукта обусловлен простотой редактирования CAD-модели и конечно-элементной сетки для непрофильного инженера. Узловые точки компонентов, координаты которых соответствуют центрам шарниров, выполнены в виде элементов RBE3, что соответствует податливому закреплению узлов конечно-элементной сетки, связанных с узловой точкой. Значения частот первых трех собственных форм колебаний компонентов подвески представлены в таблице 2.

При расчетах в среде MSC Adams/Car приняты стандартные настройки демпфирования податливых тел (представлены в таблице 3).

Согласно литературе [6], при анализе усталостной долговечности запись сигналов датчиков ведется с максимальной частотой до 100 Гц, поэтому влияние собственных форм колебаний компонентов на результат замеров или расчетов теоретически отсутствует. Однако настройки демпфирования собственных форм в математической модели могут оказывать влияние на напряженно-деформированное состояние компонентов, поэтому использование стандартных настроек допустимо в ходе первых итераций расчетного исследования усталостной долговечности.

#### **Динамические свойства резинометаллических шарниров**

Известно, что динамические характеристики податливых шарниров и опор обладают зависимостью от амплитуды и частоты возбуждения. Как правило, резинометаллические шарниры обладают нелинейной регрессивной

Таблица 2

**Значения частот первых трех собственных форм колебаний податливых тел**

*Table 2. Frequency values of the first three natural vibration modes of collapsible members*

Наименование	Значения частот собственных форм колебаний, Гц		
	I	II	III
Передняя подвеска			
Подрамник	72,440	160,187	185,693
Продольный нижний рычаг	404,468	804,234	823,335
Поперечный нижний рычаг	703,900	1136,940	2020,174
Верхний рычаг	178,004	353,275	492,743
Вилка амортизатора	338,418	575,599	634,668
Кулак	401,915	737,190	818,731
Ступица	3093,679	3094,072	4060,384
Тяга стабилизатора	552,236	572,199	1058,033
Рулевая тяга	720,346	720,833	2018,734
Задняя подвеска			
Подрамник	137,324	238,874	290,231
Тяга схождения	833,180	1276,090	1285,996
Нижний рычаг	443,307	657,317	854,787
Верхний рычаг	1006,709	1186,615	1262,617
Интегральная тяга	1395,288	1755,577	2800,965
Кулак	601,944	795,209	1409,724
Ступица	3088,590	3088,921	4081,609
Тяга стабилизатора	1942,812	2095,911	2106,567

Таблица 3

**Демпфирование собственных форм податливых компонентов**

*Table 3. Damping of the natural shapes of collapsible members*

Значение собственной частоты колебаний, Гц	Коэффициент демпфирования, %
<100	1
100–1000	10
>1000	100

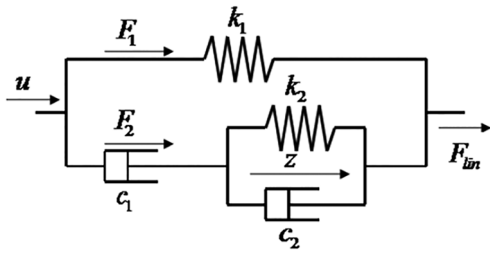
динамической жесткостью и нелинейным изменением угла потерь. Грамотное описание динамических характеристик является необходимым для обеспечения достоверности результатов математического моделирования форсированного цикла испытаний на долговечность.

Для многих программных продуктов многозвенного математического моделирования реализовано множество способов описания шарниров и опор в качестве силовой связи между звеньями механической системы. Каждый способ имеет собственные ограничения по области применения и требования. Так, простейшее описание в виде линейных характеристик жесткости и демпфирования не обеспечивает реалистичную реализацию динамических характеристик (динамическая жесткость линейно зависит от частоты возбуждения); комплекс-

ное описание шарнира в виде самостоятельной математической модели чаще всего недоступно на ранних этапах проектирования автомобиля, когда определяются целевые значения характеристик шарниров или отсутствуют результаты динамических испытаний шарниров.

Для описания поведения резинометаллических шарниров и опор, близкого к реалистичному, при отсутствии полного набора экспериментальных данных по их динамическому поведению, можно использовать линеаризованное частотно-независимое описание характеристик шарниров по каждой оси согласно модели Пфедфера, схема которой представлена на рис. 5.

В данной схеме упругий элемент с жесткостью  $k_1$  характеризует статическую характеристику жесткости шарнира, два демпфера с коэффициентами демпфирования  $c_1$  и  $c_2$



**Рис. 5. Схема линейризованной частотозависимой упруго-диссипативной связи (модель Пфедфера)**  
*Fig. 5. Scheme of a linearized frequency-dependent elastic-dissipative coupling (Pfeffer's model)*

и упругий элемент с жесткостью  $k_2$  отвечают за зависимость динамической характеристики шарнира от частоты возбуждения.

Данный способ описания характеристик силовых связей между звеньями реализован в программном обеспечении (ПО) *MSC Adams/Car* таким образом, что для описания динамических характеристик шарнира необходимо задать статическую характеристику жесткости в виде зависимости значения силового фактора (сила, момент) от деформации (перемещение, угол), и значение угла потерь для определенного в ПО ссылочного значения частоты. На основе предоставленных данных ПО выполняет расчет коэффициентов, характеризующих соотношение параметров элементов данной модели. Подробное описание и подтверждение адекватности данного способа описания резинометаллических шарниров рассмотрено в литературе [7].

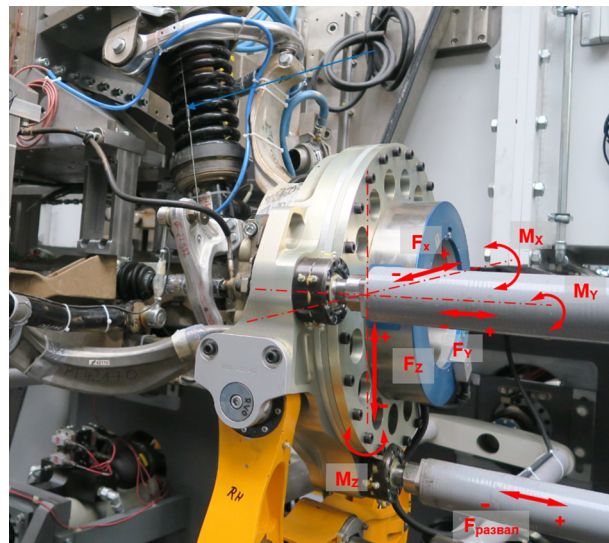
Для разработанного комплекса математических моделей динамические характеристики шарниров на базе модели Пфедфера подготовлены на основе результатов динамических испытаний шарниров. В случае отсутствия экспериментальных данных в модели могут быть заданы целевые значения характеристики жесткости и угла потерь.

### Реализация нагружения модуля подвески

Для нагружения подвески силовыми факторами, воспринимаемыми в центре колеса, разработана упрощенная модель многокомпонентного стенда с 12 степенями свободы, которая собирается в сборе модулем подвески. Необходимость разработки модели стенда обусловлена применением модели для имитации полунатурных ресурсных испытаний модуля подвески и для воспроизведения нагрузок, записанных с помощью тензометрических

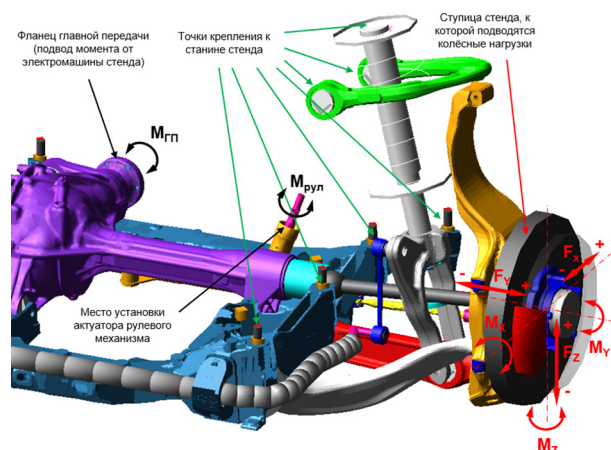
ступиц в ходе полигонных форсированных ресурсных испытаний.

Стенд состоит из двух модулей, каждый из которых отвечает за нагружение одного колеса 6 силовыми факторами (3 силы и 3 момента). В дополнение, к стенду могут быть подключены актуаторы рулевого механизма, главной передачи и тормозных механизмов для имитации различных режимов движения. На рис. 6 и 8 показан стенд с установленными модулями подвески исследуемого автомобиля категории *MIC*, параметры которого приведены в таблице 1.



**Рис. 6. Многокомпонентный стенд с установленным модулем передней подвески**

*Fig. 6. Multi-component test bench with front suspension module installed*



**Рис. 7. Изображение упрощенной математической модели стенда в сборе с моделью передней подвески в среде *MSC Adams/Car***

*Fig. 7. An image of a simplified mathematical model of the test bench assembled with a model of the front suspension in the *MSC Adams/Car**

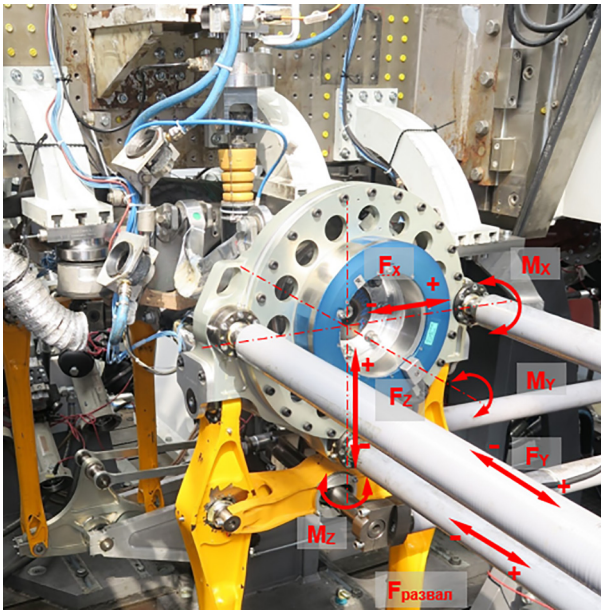


Рис. 8. Многокомпонентный стенд с установленным модулем задней подвески

Fig. 8. Multi-component test bench with installed rear suspension module

Расшифровка принятых обозначений силовых факторов, реализуемых испытательным стендом и математической моделью стенда, приведена в таблице 4.

Так как для моделирования форсированного цикла испытаний на долговечность математической модели требуется воспроизведение известных нагрузок, воспринимаемых колесами автомобиля, то полное математическое описание работы стенда не является необходимым. Поэтому математическая многосвязная модель многокомпонентного стенда реализована в упрощенном виде. Колесные нагрузки (6 силовых факторов на каждое колесо) сообщаются через ступицу стенда (графически

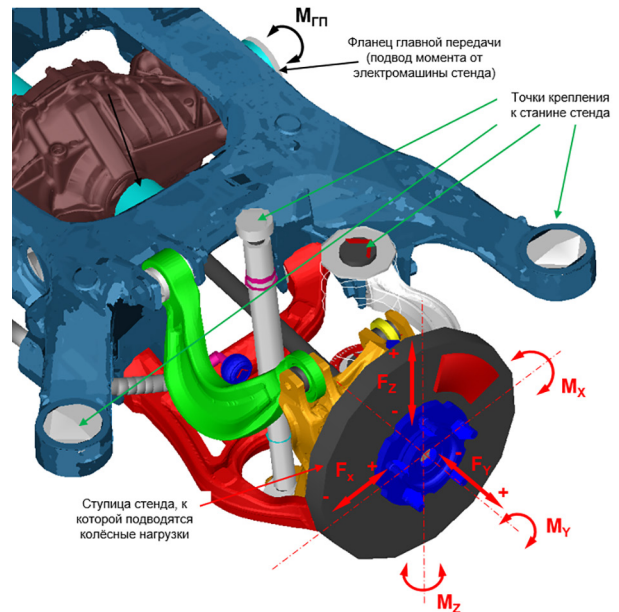


Рис. 9. Изображение упрощенной математической модели стенда в сборе с моделью задней подвески в среде MSC Adams/Car

Fig. 9. An image of a simplified mathematical model of the test bench assembled with a rear suspension model in the MSC Adams/Car

представлена в виде диска, установленного в плоскости колеса), которая имеет жесткую связь со ступицей колеса. Координаты установки ступицы стенда и система координат стенда соответствуют аналогичным характеристикам стенда. Сигнал каждого колесного силового фактора задается в виде специально подготовленной временной истории – изменения силового фактора по времени. Для имитации режимов разгона и торможения и соответствующего нагружения модуля подвески в модель включена блокировка главной передачи и тормозных механизмов. На рис. 7 и 9 представ-

Таблица 4

Обозначения силовых факторов, реализуемых стендом и моделью стенда

Table 4. Designations of the force factors implemented by the test bench and the test bench model

Название	Размерность	Формулировка
$F_x$	$H$	Продольная сила, приложенная к центру колеса
$F_y$	$H$	Поперечная сила, приложенная к центру колеса
$F_z$	$H$	Вертикальная сила, приложенная к центру колеса
$F_{развал}$	$H$	Сила, создающая момент $M_x$ (не входит в исходные данные)
$M_x$	$Hm$	Опрокидывающий момент
$M_y$	$Hm$	Тяговый/тормозной момент
$M_z$	$Hm$	Стабилизирующий момент
$M_{гп}$	$Hm$	Момент на фланце ведущей шестерни главной передачи
$M_{рул}$	$Hm$	Момент на ведущей шестерне рулевого механизма



лены изображения математической модели стенда в сборе с математическими моделями передней и задней подвесок.

Разработанный комплекс математических моделей, включающий в себя модели подсистем автомобиля, образующих модули подвески в сборе, модель стенда и упрощенное описание податливости твердых тел и динамических свойств резинометаллических шарниров, направлен на исследование нагруженности и усталостной долговечности компонентов подвесок. Перед использованием данных моделей по назначению необходимо выполнить валидационное исследование, в котором при воспроизведении известных колесных нагрузок расчетное состояние нагруженности компонентов подвесок должно соответствовать результатам аналогичного эксперимента. Успешное выполнение валидации также подтвердит адекватность назначенных требований и подхода их реализации.

### **Заключение**

1. Сформированы требования к математическим моделям, достаточные для реализации исследований усталостной долговечности методами математического моделирования и получения достоверных результатов расчетов.

2. В соответствии с сформированными требованиями выполнена разработка комплекса математических моделей подвесок легкового автомобиля для анализа усталостной долговечности на базе среды многозвенного моделирования *MSC Adams/Car*. Соответствие требованиям было достигнуто с использованием следующих методов и инструментов:

- обеспечением соответствия набора звеньев, их кинематических и массогабаритных характеристик конструкторской документации или реальному образцу;

- модального представления твердых тел по методу Крейга-Бэмптона для учета податливости звеньев механической системы;

- линеаризованной модели Пфеффера для учета динамических характеристик шарниров и опор как силовых связей между звеньями;

- модели стенда, имитирующей нагружение центров колес в ходе полунатурных и натурных ресурсных испытаний.

3. Выбранные методы и инструменты моделирования могут быть использованы при ограниченном количестве информации о создаваемом

автомобиле, доступном на ранних этапах проектирования.

4. Подтверждение адекватности назначенных требований должно быть реализовано за счет проведения валидационного исследования нагруженности компонентов подвесок. В случае успешной валидации в дальнейшем инженеры-исследователи смогут руководствоваться данными требованиями для определения и сбора исходных данных и для разработки собственных математических моделей. Разработанный комплекс математических моделей будет использован для выполнения данного валидационного исследования.

### **Литература**

1. Kulagin V.A., Bokarev A.I. Modern approaches of vehicle suspension durability evaluation at early stages of development // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. Vol. 941. No. 012072. DOI: 10.1088/1757-899X/941/1/012072
2. Adams: Real Dynamics for Functional Virtual Prototyping // MSC Software. URL: [https://media.mscsoftware.com/cdn/farfuture/1w7MLM\\_qew4TQxvxo4njFVxKzznJ24sqjXq\\_dS7LMo/mtime:1378846112/sites/default/files/ds\\_adams\\_ltr\\_w.pdf](https://media.mscsoftware.com/cdn/farfuture/1w7MLM_qew4TQxvxo4njFVxKzznJ24sqjXq_dS7LMo/mtime:1378846112/sites/default/files/ds_adams_ltr_w.pdf) (дата обращения 22.09.2021).
3. ГОСТ Р 52051–2003 Механические транспортные средства и прицепы. Классификация и определения. – Введ. 2004-01-01. М.: Стандартинформ, 2008. 12 с.
4. Blundell M., Harty D. The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics. Ox.: Elsevier, 2015. 756 p.
5. Кулагин В.А., Бокарев А.И. Исследование влияния податливости компонентов направляющего аппарата подвески автомобиля на накопление повреждаемости при моделировании нагрузочного цикла ресурсных испытаний // Сборник «Форум инновационных транспортных технологий, наземные интеллектуальные транспортные средства и системы». Объединенный международный онлайн форум. 2020. С. 1165–1190.
6. Johannesson P., Speckert M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering. Ch.: Wiley, 2014. 458 p.
7. Scheiblegger Ch., Lin J., Karrer H. New Nonlinear Bushing Model for Ride Comfort and Handling Simulation: Focusing on Linearization and the Implementation into MBS Environment // Proc. FISITA 2012 Wor. Auto. Con., Vol. 10. Be.: Springer, 2013. P. 461–473. DOI: 10.1007/978-3-642-33795-6\_38

## References

1. Kulagin V.A., Bokarev A.I. Modern approaches of vehicle suspension durability evaluation at early stages of development // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 2020. Vol. 941. No. 012072. DOI: 10.1088/1757-899X/941/1/012072
2. Adams: Real Dynamics for Functional Virtual Prototyping // MSC Software. URL: [https://media.mscsoftware.com/cdn/farfuture/1w7MLM\\_qew4TQxvxo4njFVxKzznJ24sqjXq\\_dSz7LMo/mtime:1378846112/sites/default/files/ds\\_adams\\_ltr\\_w.pdf](https://media.mscsoftware.com/cdn/farfuture/1w7MLM_qew4TQxvxo4njFVxKzznJ24sqjXq_dSz7LMo/mtime:1378846112/sites/default/files/ds_adams_ltr_w.pdf) (data obrashcheniya 22.09.2021)
3. GOST R 52051-2003 Power-driven vehicles and trailers. Classification and definitions. – Vved. 2004-01-01. Moscow: Standartinform Publ., 2008. 12 p.
4. Blundell M., Harty D. The Multibody System Approach to Vehicle Dynamics. Ox.: Elsevier, 2015. 756 p.
5. Kulagin V.A., Bokarev A.I. Investigation of the influence of the compliance of the components of the guide vane of the vehicle suspension on the accumulation of damage in modeling the load cycle of life tests. Sbornik «Forum innovatsionnykh transportnykh tekhnologiy, nazemnyye intellektual'nyye transportnyye sredstva i sistemY». Ob»yedinenny mezhdunarodny onlayn forum [Collection “Forum of innovative transport technologies, ground intelligent vehicles and systems”. United international online forum]. 2020, pp. 1165–1190 (in Russ.).
6. Johannesson P., Speckert M. Guide to Load Analysis for Durability in Vehicle Engineering. Ch.: Wiley, 2014. 458 p.
7. Scheiblegger Ch., Lin J., Karrer H. New Nonlinear Bushing Model for Ride Comfort and Handling Simulation: Focusing on Linearization and the Implementation into MBS Environment // Proc. FISITA 2012 Wor. Auto. Con., Vol. 10. Be.: Springer, 2013. P. 461–473. DOI: 10.1007/978-3-642-33795-6\_38

## DEVELOPMENT OF A COMPLEX OF MATHEMATICAL MODELS OF A VEHICLE SUSPENSION FOR FATIGUE LIFE ANALYSIS

V.A. Kulagin

Central research and development automobile and engine institute NAMI  
viktor.kulagin@nami.ru

*The reduction in the duration of the development of new vehicles and the associated desire to reduce the costs of automotive plants contribute to a more active application of mathematical modeling to solve engineering problems. The tasks, which are analyzing and predicting the fatigue life of vehicle components and assemblies, can be solved using a set of methods and tools of mathematical modeling.*

*This article discusses the development of a complex of mathematical models of the front and rear suspensions of a passenger automobile, which have the properties necessary for accurate reproduction of wheel loads and dynamic behavior of the suspension as a mechanical system. The complex of mathematical models is implemented in a multi-link modeling environment. The models are designed to carry out a subsequent validation study of the loading of individual suspension components during forced service life tests. In the future, this complex of mathematical models can be used for simulation of semi-natural forced resource tests of the suspension module, as well as a sample for the development of suspension models of other automobiles.*

*The purpose of this work is to form sufficient requirements for mathematical models for the implementation of fatigue durability studies using mathematical modeling methods and obtaining reliable calculation results. Research engineers will be able to follow these requirements to determine and collect initial data for the development of their own mathematical models.*

**Keywords:** multi-link modeling, durability, fatigue, forced testing, suspension, guiding device, Craig-Bampton method, Pfeffer model.

**Cite as:** Kulagin V.A. Development of a complex of mathematical models of a vehicle suspension for fatigue life analysis. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 33–42 (in Russ.).  
DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-33-42