

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ 7.0



Моделирование динамики автомобилей

Руководство пользователя

2012



Рассмотрены особенности создания моделей колесных машин и исследования их динамики

Оглавление

12. МОДУЛЬ МОДЕЛИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ	4
12.1. Общая информация	4
12.2. Базовая система координат.....	5
12.3. Макро- и микропрофиль пути.....	5
12.3.1. Макропрофиль пути	5
12.3.2. Микропрофиль пути	8
12.3.2.1. Библиотека файлов микропрофиля пути	8
12.3.2.2. Создание файлов микропрофиля пути	11
12.3.2.2.1. Инструмент создания неровностей	11
12.3.2.2.2. Неровности, генерируемые по спектральной плотности мощности (СПМ).....	12
12.3.2.2.3. Модели неровностей.....	14
12.3.2.2.3.1. ISO 8608	14
12.3.2.2.3.2. Wong.....	17
12.3.2.2.3.3. Dixon.....	18
12.3.2.2.3.4. Эксперимент.....	19
12.3.2.2.3.5. Колея	19
12.3.2.2.4. Другие способы задания неровностей	19
12.3.2.2.4.1. По формуле	19
12.3.2.2.4.2. Просадка (единичная неровность)	20
12.3.2.2.4.3. Из файла	20
12.3.2.2.4.4. По точкам	20
12.3.2.3. Выбор микропрофиля пути.....	21
12.4. Водитель	22
12.4.1. Модель МакАдама.....	22
12.4.2. Модель с прогнозированием второго порядка.....	26
12.4.3. Комбинированная модель	29
12.5. Контакт шины с дорогой.....	30
12.5.1. Модель FIALA.....	30
12.5.2. Магическая формула Пасейки.....	33
12.5.3. Табличное задание параметров шины (табличная модель)	36
12.5.4. Комбинированное скольжение.....	39
12.5.5. Мастер описания параметров шины	40
12.5.6. Выбор модели контактных сил	43
12.5.7. Визуализация сил между шиной и дорогой	44
12.6. Сопротивление движению автомобиля.....	45
12.6.1. Сопротивление воздуха	45
12.6.2. Сопротивление качению шины	48
12.7. Создание моделей автомобилей.....	49
12.7.1. Модели колеса	49
12.7.1.1. Жесткое колесо	49
12.7.1.2. Упругое колесо	50
12.7.2. Визуальный компонент «Колесо»	52
12.7.3. Пружины подвески и гасители колебаний.....	54
12.7.4. Моделирование листовых рессор.....	55
12.7.4.1. Безынерционная модель листовой рессоры	56
12.7.5. Сайлент-блоки	58
12.7.6. Рулевое управление	58
12.7.7. Управление скоростью продольного движения.....	59
12.7.8. Блокировка вращения колес	59
12.8. Моделирование трансмиссии	61

12.8.1.	Описание элементов трансмиссии при создании модели автомобиля	63
12.8.1.1.	Двигатель внутреннего сгорания.....	63
12.8.1.2.	Сцепление	64
12.8.1.3.	Коробка передач. Главная передача	65
12.9.	Моделирование динамики автомобилей.....	66
12.9.1.	Подготовка к моделированию	66
12.9.1.1.	Многомодульные автомобили	68
12.9.1.2.	Идентификация рулевого управления	70
12.9.1.3.	Управление скоростью продольного движения	72
12.9.1.4.	Идентификация блокировки вращения колес	73
12.9.1.5.	Задание графиков поворота колес и скорости движения	74
12.9.2.	Тесты.....	75
12.9.2.1.	Общая информация.....	75
12.9.2.2.	Задание параметров для тестов.....	77
12.9.2.3.	Переменные	77
12.9.2.4.	Тест «Равновесие»	78
12.9.2.5.	Поворот рулевого колеса на месте	81
12.9.2.6.	Управление без обратной связи.....	84
12.9.2.7.	Тест с пилотом	86
12.9.2.8.	Вертикальная прокачка.....	88
12.9.2.9.	Горизонтальная прокачка	90
12.9.2.10.	Регулировочные тесты.....	90
12.9.3.	Создание переменных	91
12.10.	Что нового в UM7.0?.....	92
	Список литературы	93

12. Модуль моделирования автомобилей

12.1. Общая информация

Программный комплекс «Универсальный механизм» включает в себя специализированный модуль для анализа динамики автомобилей **UM Automotive**. Модуль включает в себя дополнительные программные инструменты, интегрированные в ядро программы, а также поставляемые отдельно библиотеки типовых элементов подвески и трансмиссии. Разработанный модуль включает в себя следующие основные компоненты:

- инструменты задания и визуализации макрогеометрии дороги;
- инструменты задания и визуализации микропрофиля дорожного покрытия;
- библиотека файлов микропрофиля и спектров микропрофиля дорожного покрытия;
- математические модели сил в контакте между колесом и дорогой;
- математические модели стратегий управления транспортным средством – модели водителя.

Модуль предназначен для решения следующих задач:

- определения параметров колебаний автомобиля при различных видах возмущений от дорожных неровностей;
- оптимизации по различным критериям параметров и характеристик элементов подвесок и трансмиссии автомобиля с учетом ограничений, вызванных условиями их работы;
- определения динамических параметров автомобиля при совершении различных маневров;
- изучение влияния привода на устойчивость и управляемость автомобиля;
- расчета выходных показателей, определяющих удержание автомобилем дороги при управляемом и неуправляемом движении.

Обзор основных типов и конструкций подвесок и систем рулевого управления можно найти в работах Й. Раймпеля [1, 2]. Особенности подходов к исследованию динамического поведения автомобилей подробно изложены, например, в работе [3] под ред. А. А. Хачатурова.

Ряд динамических тестов и критериев оценки поведения автомобилей при их прохождении описывается в стандартах ISO и SAE, см. [4, 13]¹. Набор этих тестов включает смену полосы движения без снижения скорости, преодоление препятствия, равномерное круговое движение, торможение в повороте, выключение двигателя в повороте и другие тесты. Данные о динамических характеристиках автомобиля, полученные на основе анализа отдельных маневров, но без данных о действиях водителя - работа в режиме «открытого контура» управления - позволяют выявить объективные динамические показатели автомобиля.

¹ Приведен неполный список стандартов ISO, относящихся к динамике транспортных средств. Полную информацию можно найти на сайте ISO <http://www.iso.org> в разделе TC 22 / SC 9 “Vehicle dynamics and road-holding ability”.

12.2. Базовая система координат

В УМ принято, что базовая инерциальная система координат (СК0), относительно которой исследуется движение автомобиля, удовлетворяет следующим стандартным требованиям (рис. 12.1):

- ось Z вертикальна, ось X соответствует положению продольной оси экипажа при его идеальном положении в момент начала движения;
- начало координат расположено на уровне дороги в ее идеальном горизонтальном состоянии.

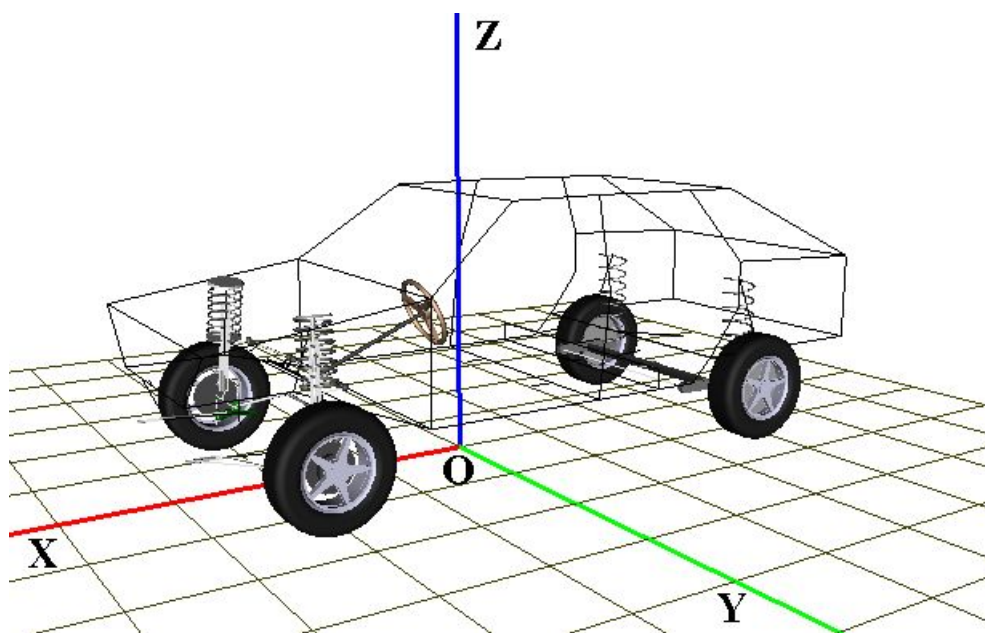


Рис. 12.1. Базовая система координат

12.3. Макро- и микропрофиль пути

Профиль дороги делится на три составляющие – макропрофиль, микропрофиль и шероховатости, что обусловлено различным воздействием их на автомобиль.

Вертикальный макропрофиль, состоящий лишь из длинных плавных неровностей (длина волны 100 м и более), практически не вызывает колебаний автомобиля на подвеске, но заметно влияет на динамику автомобиля, режим работы двигателя и трансмиссии. Горизонтальный макропрофиль представляет собой кривую желаемой горизонтальной траектории экипажа для моделирования маневров. Совокупность горизонтального и вертикального макропрофилей образуют понятие макрогеометрии пути.

Микропрофиль состоит из вертикальных неровностей (длина волны от 10 см до 100 м), вызывающих заметные колебания автомобиля на подвеске, но не содержит длительных спусков и подъемов, изменяющих режим работы двигателя.

Шероховатости (длина волны менее 10 см) сглаживаются шинами и не вызывают ощутимых колебаний автомобиля, но влияют на работу шин (сцепление, износ и т.п.), см. [3].

12.3.1. Макропрофиль пути

Макропрофиль пути описывается при помощи двух плоских кривых: плана пути и вертикального профиля пути. Эти плоские кривые представляют собой набор точек, соединенных прямыми, дугами окружности и сплайнами. План пути задается координатами точек (X_i , Y_i) в базовой инерциальной системе координат. Вертикальный профиль пути за-

дается точками (Z_i, s_i) , где Z_i – вертикальная координата пути в СК0, s_i – пройденный путь (расстояние вдоль реальной траектории пути). Оба профиля пути (горизонтальный и вертикальный) сохраняются вместе в одном *.mgf файле. Файлы *.mgf по умолчанию располагаются в каталоге {Данные УМ}\car\macrogeometry.

Чтобы создать новый файл макрогеометрии пути, в программе **UM Simulation** используйте пункт меню **Инструменты/Создание макрогеометрии**. Мастер создания макрогеометрии пути представлен на рис. 12.2.

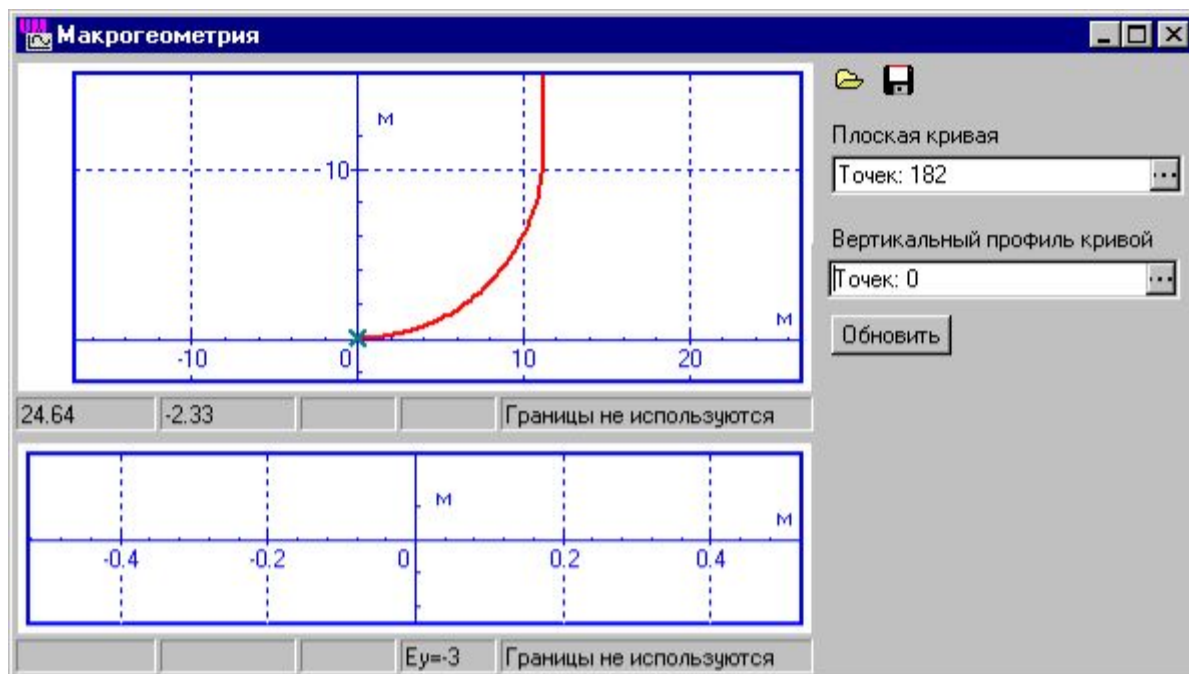


Рис. 12.2. Мастер описания макрогеометрии пути.

План (сверху) и вертикальный профиль (снизу) пути

Кривые профилей описываются в *редакторе кривых* (см. рис. 12.3) по нажатию кнопки . Подробнее о редакторе кривых см. [Глава 3. п. Редактор кривых](#).

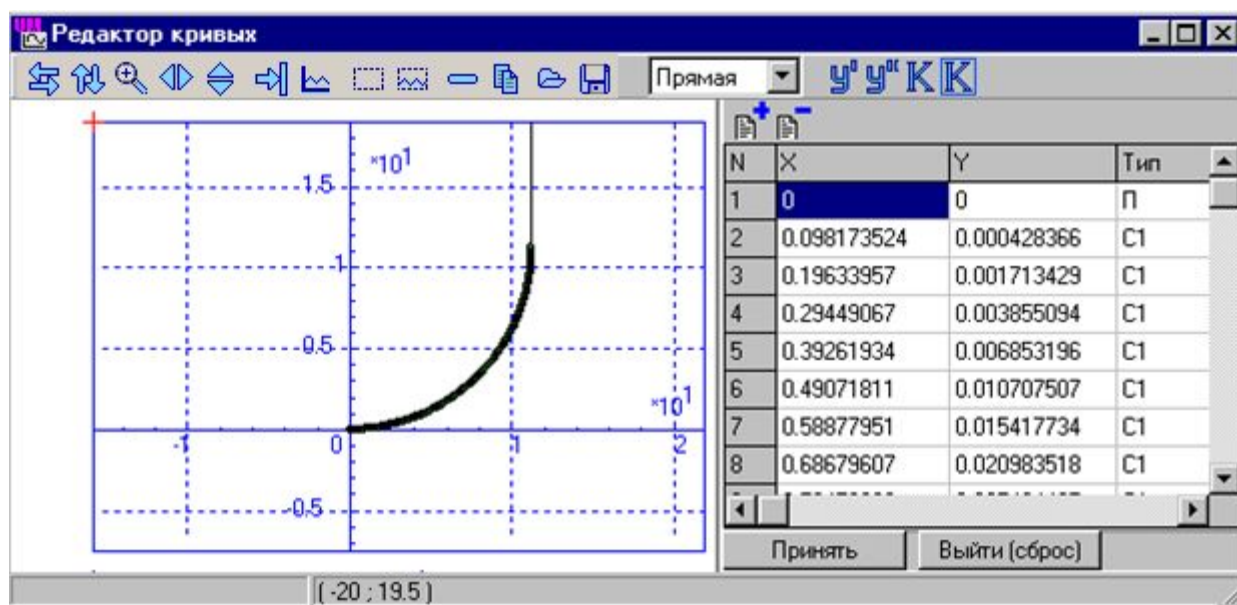


Рис. 12.3. Редактор кривых

Используйте кнопку **Обновить** для синхронизации вертикального и горизонтального профилей. После нажатия этой кнопки синтезируется новый вертикальный профиль, при-

чем число точек нового вертикального профиля будет равно числу точек горизонтального и путевая координата s_i будет рассчитана по горизонтальному профилю автоматически.

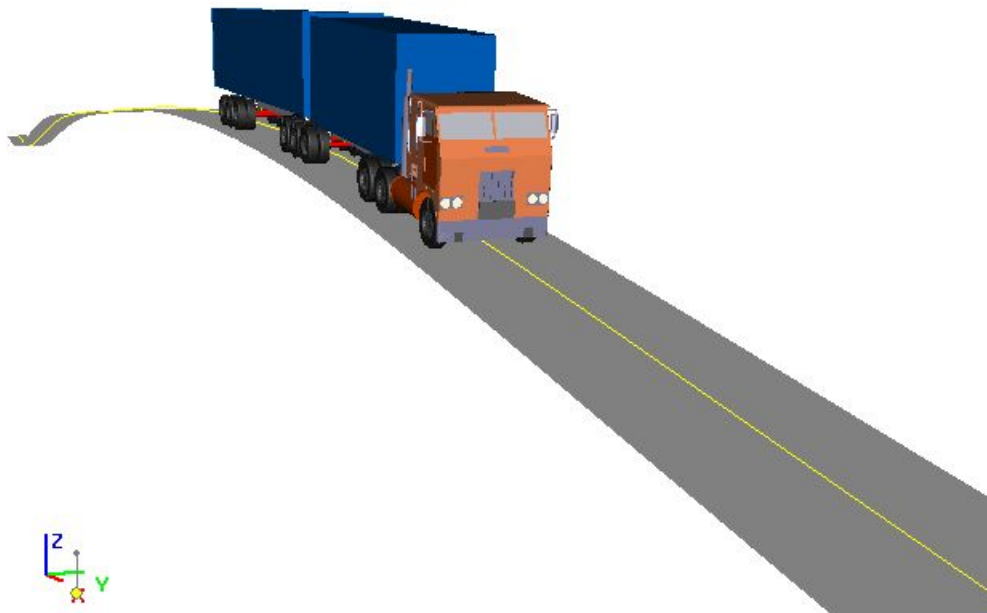


Рис. 12.4. Вертикальный макропрофиль

Замечание 1 Рекомендуется

- начинать кривую горизонтального и вертикального профиля из начала отсчета (0, 0);
- в начале пути вставлять прямой участок в плане и профиле.

Замечание 2 Модель водителя с ПИД и прогнозированием второго порядка (ПИД-ПВП модель водителя) использует производную от отклонения, которая должна иметь непрерывную первую производную, для чего для сглаживания вводимых данных на криволинейных участках нужно вводить сопряжение точек сплайнами.

12.3.2. Микропрофиль пути

Микропрофиль пути в программе задается реализацией в зависимости от пути. Микропрофиль пути храниться в файле *.irr² отдельно для левой и правой колеи. Файлы *.irr – текстовые файлы, состоящие из двух столбцов, разделенных одним или более пробелом. Первый столбец – путевая координата, второй столбец – неровности. Путевая координата и неровности задаются в метрах. При генерации файлов *.irr при помощи *Мастера создания неровностей* шаг по пути автоматически принимается равным 0,1 м. В процессе расчета динамики для сглаживания неровностей используется бета-сплайн. В качестве десятичного разделителя в файлах *.irr используется точка. Ниже приведен пример файла *.irr:

```
0 -0.0247274
0.1 -0.0266635
0.2 -0.0283658
0.3 -0.0294865
0.4 -0.0299168
0.5 -0.0298581
0.6 -0.0297213
0.7 -0.029892
0.8 -0.0304888
```

12.3.2.1. Библиотека файлов микропрофиля пути

В поставку программного комплекса «Универсальный механизм» в конфигурации с модулем **UM Automotive** входит библиотека спектров и реализаций неровностей, соответствующих различным дорожным покрытиям и их состояниям.

Спектры полусуммы и полуразности неровностей приводятся по [3] и соответствуют расстоянию между колесами 1,8 м. По этим спектрам с помощью инструмента создания файлов неровностей синтезированы файлы неровностей, входящие в эту библиотеку.

О том, как создать новые файлы неровностей см. п. 12.3.2.2 Создание файлов микропрофиля пути.

Спектры неровностей

Путь к файлам спектров: [{Данные УМ}\car\irregularities\spectrum](#).

Файл *.crv	Комментарий*
concrete+, concrete-	Цементобетон на жестком основании
asphalt_fine+, asphalt_fine-	Асфальт в хорошем состоянии
asphalt_satisfactory+, asphalt_satisfactory-	Асфальт в удовлетворительном состоянии
cobble+, cobble-	Булыжник в удовлетворительном состоянии

*Постфиксы + и - соответствуют спектрам полусуммы (+) и полуразности (-) микропрофилей.

Для синтеза реализаций неровностей для левых и правых колес автомобиля по спектрам полусуммы и полуразности используйте закладку **Колея** в разделе описания отдельного профиля. Обратите внимание, что частота в файлах спектров, входящих в библиотеку, задана в радианах в секунду и при генерации неровностей нужно включать флажок **Круговая частота**, см. рис. 12.9.

² От английского irregularities – неровности

Неровности

Путь к файлам неровностей: [{Данные УМ}\car\irregularities.](#)

Файл *.irr	Комментарий*
concrete_left, concrete_right	Цементобетон на жестком основании
asphalt_fine_left, asphalt_fine_right	Асфальт в хорошем состоянии
asphalt_satisfactory_left, asphalt_satisfactory_right	Асфальт в удовлетворительном состоянии
cobble_left, cobble_right	Булыжник в удовлетворительном состоянии

*Постфиксы **left** и **right** обозначают левую и правую колею соответственно

Графики неровностей для левой и правой колеи для неровностей из библиотеки представлены на рисунках ниже.

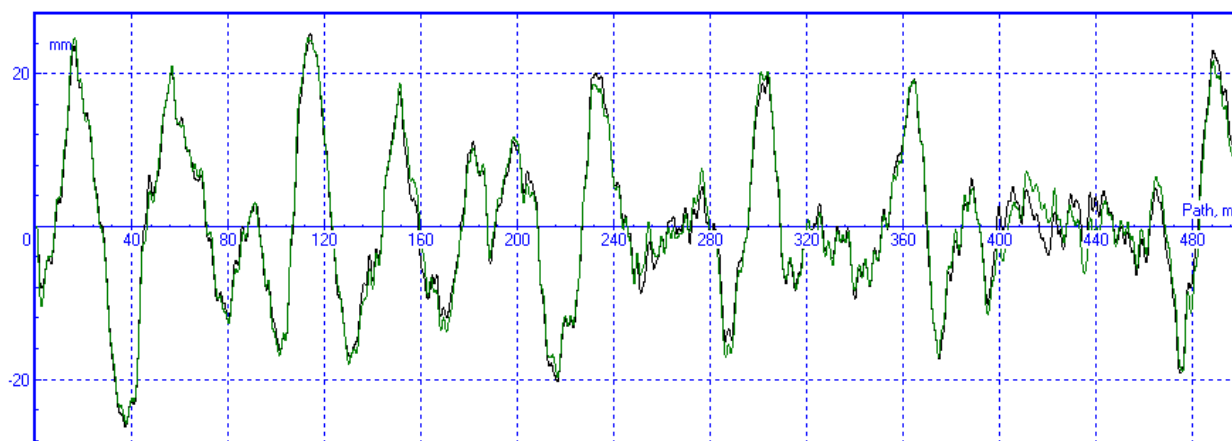


Рис. 12.5. Цементобетон на жестком основании

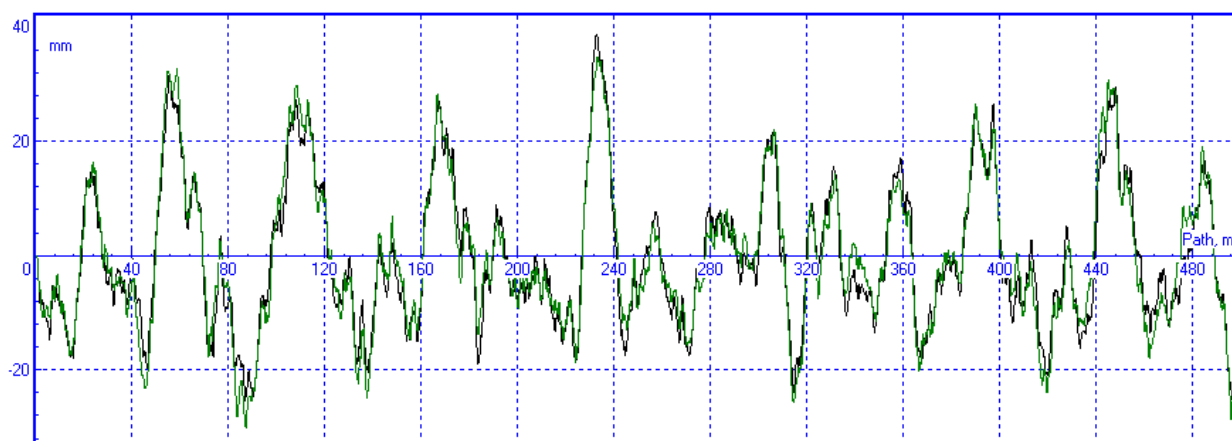


Рис. 12.6. Асфальт в хорошем состоянии

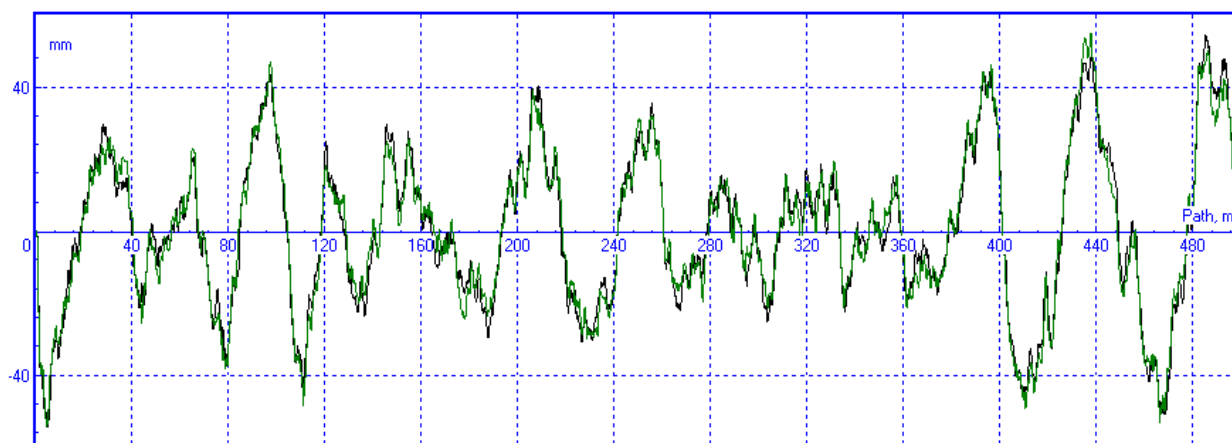


Рис. 12.7. Асфальт в удовлетворительном состоянии

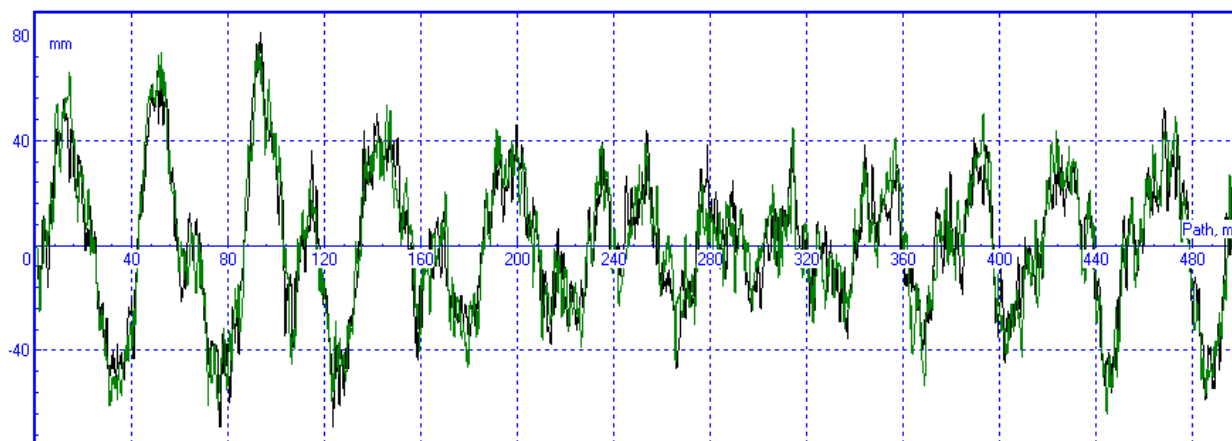


Рис. 12.8. Булыжник в удовлетворительном состоянии

12.3.2.2. Создание файлов микропрофиля пути

12.3.2.2.1. Инструмент создания неровностей

Для создания микропрофиля (в дальнейшем - неровностей) используется специальный инструмент, встроенные в программу **UM Simulation**. Для открытия окна создания неровностей пути используйте пункт меню **Инструменты | Создание неровностей...**, рис. 12.9.

Окно разделено на две части: в верхней части окна находится результирующий профиль, в нижней описываются отдельные профили, из которых формируется результирующий.

Результирующий профиль, график которого располагается в верхней части окна, представляет собой сумму отдельных неровностей. Список отдельных профилей составляющих результирующий профиль показывается слева вверху (рис. 12.9). Таким образом, в результирующем профиле можно наложить одну неровность на другую, «склеить» участки различных неровностей вдоль пути и т.д.

Удаление или выключение отдельного элемента из списка составляющих профиля удаляет соответствующую составляющую из результирующего профиля.

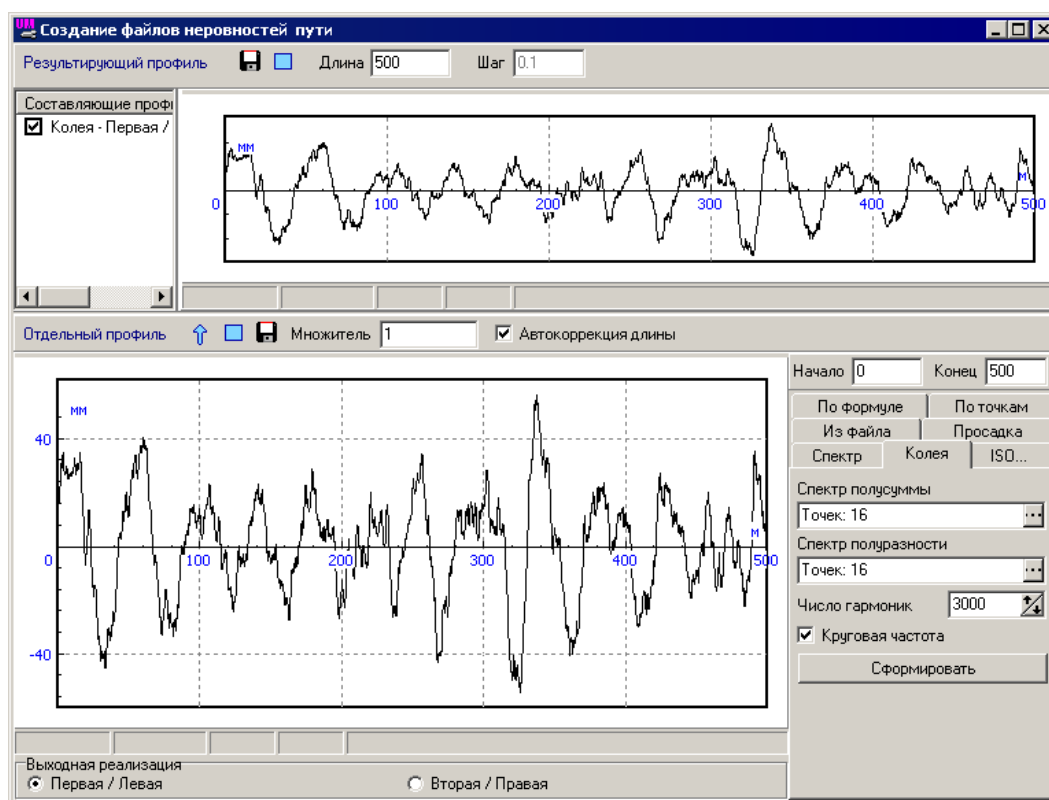


Рис. 12.9. Мастер создания неровностей

Порядок работы

Результирующий профиль формируется как сумма *отдельных профилей*. Сформируйте отдельный профиль в нижней части окна. С помощью кнопки  добавьте текущий отдельный профиль к результирующему. При добавлении отдельного профиля используйте поля **Начало**, **Конец** и **Множитель**. При создании результирующего профиля есть возможность, как наложить различные неровности друг на друга по вертикали, так и соединить различные участки отдельных профилей вдоль пути.

Готовый результирующий профиль нужно сохранить в отдельный *.irr файл при помощи кнопки  на панели **Результирующий профиль**.

Элементы управления

Рассмотрим структуру данного инструмента и назначение отдельных элементов управления.

Рассмотрим назначение кнопок и полей на верхней панели инструментов:

- кнопка  – для записи результирующей неровности в файл;
- кнопка  – для очистки (сброса) результирующей неровности;
- в поле **Длина** вводится длина результирующей неровности в метрах.

Рассмотрим назначение кнопок на нижней панели инструментов.

- кнопка  – для добавления текущей единичной неровности к результирующему профилю;
- кнопка  – для записи текущей неровности в файл;
- кнопка  – для очистки текущей неровности;
- поле **Множитель** – при добавлении к результирующему профилю текущая неровность умножается на число, указанное в данном поле. Рассмотрим пример. У пользователя имеется неровность, полученная в результате измерений в виде текстового файла, причем значение неровности представлено в миллиметрах. С помощью закладки **По точкам** данная неровность может быть принята. Однако перед пересылкой в результирующий профиль следует установить 0,001 в качестве множителя.
- ключ **Автокоррекция длины** – при включенном ключе длина результирующей неровности автоматически увеличивается, чтобы полностью вместить добавляемую неровность;
- поле **Начало** – указывает, от какого значения продольной координаты будет добавлена текущая неровность к результирующему профилю; заметим, что график отдельной неровности в нижнем окне всегда начинается от нуля, то есть, при добавлении к результирующему профилю будет сдвинут на величину, указанную в качестве начала неровности;
- поле **Конец** – указывает длину текущей неровности, точнее, длина равна разности между конечной и начальной продольной координатой.

12.3.2.2. Неровности, генерируемые по спектральной плотности мощности (СПМ)

Путевые неровности могут быть заданы по спектральным плотностям мощности (СПМ) $S(n), S(\omega)$, являющейся функцией пространственной частоты n (цикл/м) или циклической пространственной частоты $\omega=2\pi n$ (рад/м). Для генерирования высот неровностей z используется широко известный алгоритм, основанный на разложении *Райса-Пирсона*:

$$z(s_k) = \sum_{i=0}^N \sqrt{2S(n_i)} \cos(2\pi n_i s_k + \varphi_i), \quad s_k = k\Delta s, \quad n_i = n_0 + i\Delta n,$$

где Δs – шаг неровностей, м; N – число гармоник; $S(n)$ – спектральная плотность неровностей пути, $\text{м}^2/(\text{цикл}/\text{м})$; Δn – шаг по частоте, цикл/м; n_0 – минимальная частота, φ_i – случайная фаза, распределенная равномерно в интервале $[-\pi, \pi]$.

Обычно для аппроксимации СПМ микропрофиля используются функции вида [17]

$$S(n) = Cn^w$$

с некоторыми постоянными C , w , то есть в логарифмическом масштабе график СПМ является прямой линией, наклон которой определяется отрицательной постоянной w :

$$\lg S = C + w \lg n$$

Для построения микропрофиля левой и правой колеи удобно использовать коэффициент корреляции $\rho(n)$, оценки которого в зависимости от частоты при различных значениях ширины колеи $2b$ предложены в работе [18], рис. 12.10. С помощью коэффициента корреляции можно получить СПМ полусуммы S_+ и полуразности S_- высот неровностей левой и правой колеи по значению СПМ S одного сечения [3]

$$S_+(n) = S(n)(1 + \rho(n)) / 2,$$

$$S_-(n) = S(n)(1 - \rho(n)) / 2.$$

Генерируя по СПМ S_+ , S_- с помощью формулы Райса-Пирсона реализации полусуммы и полуразности микропрофилей z_+ , z_- , получим функции неровностей левой и правой колеи $z_l = z_+ + z_-$, $z_r = z_+ - z_-$.

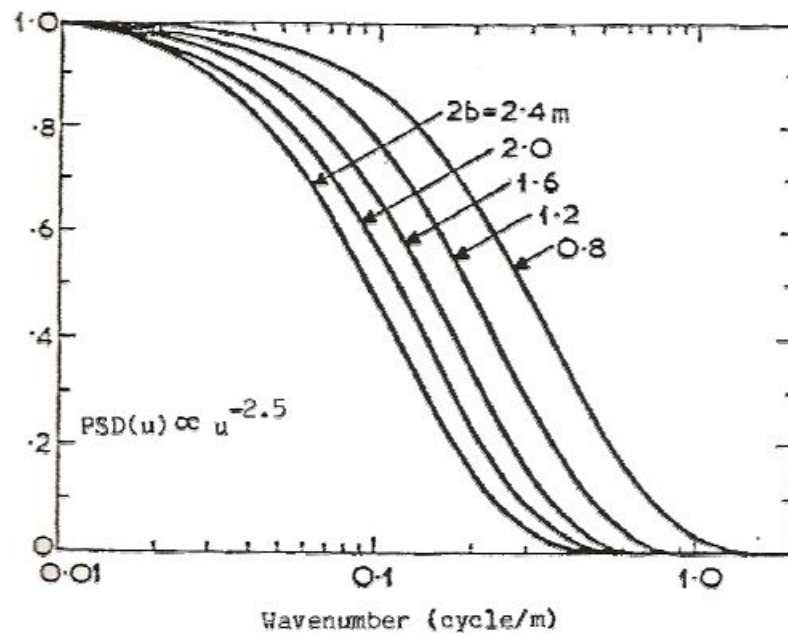


Рис. 12.10. Коэффициент корреляции микропрофилей левой и правой колеи

12.3.2.2.3. Модели неровностей

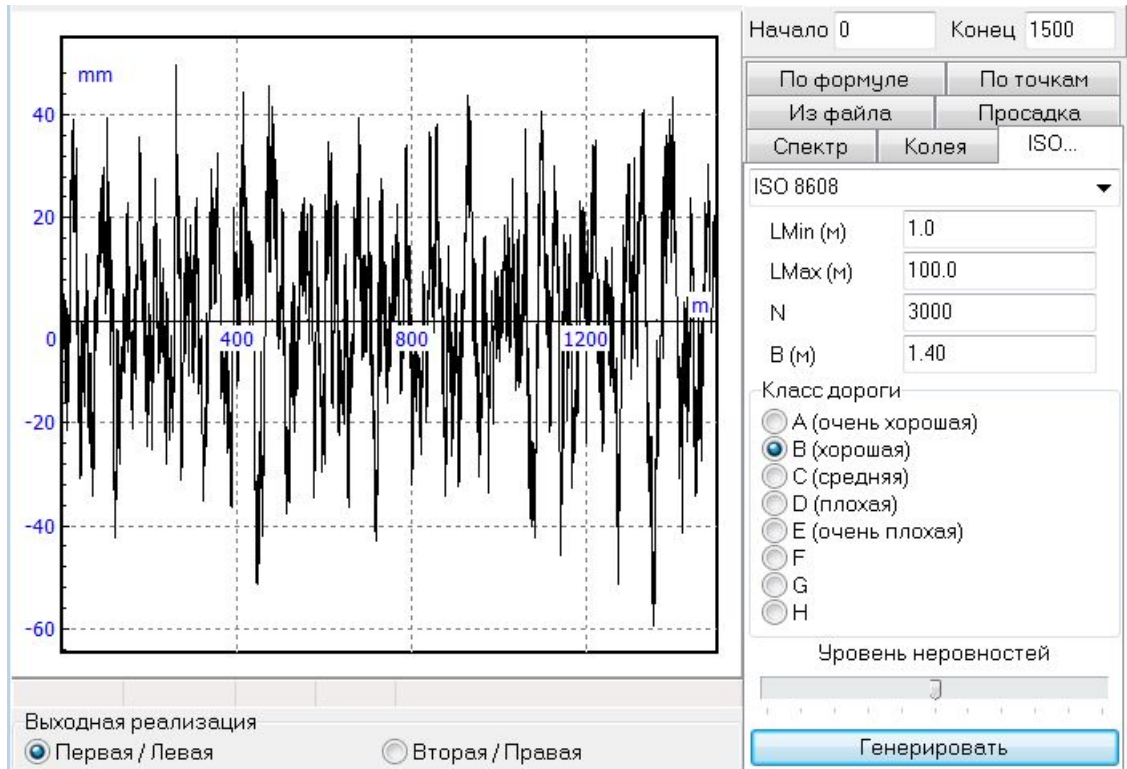


Рис. 12.11. Генерация неровностей левой и правой колеи

Для одновременного генерирования неровностей левой и правой колеи по СПМ следует задать, рис. 12.11:

- тип неровностей (ISO 8608, Wong, Dixon, эксперимент);
- минимальную и максимальную длину неровностей LMin, LMax;
- число гармоник N в реализации;
- ширину колеи B.

После этого следует задать данные, зависящие от типа неровностей, которые будут рассмотрены ниже, и щелчком на кнопке **Генерировать** выполнить расчет реализаций. Выбором типа Выходная реализация можно переключать левую и правую колеи и стандартным образом, описанным в п. 12.3.2.2.1, сохранить реализации в два файла.

Рассмотрим теперь различные типы СПМ.

12.3.2.2.3.1. ISO 8608

Стандартом ISO 8608 1995 (е) вводится классификация уровня неровностей (А-Н) и СПМ, которая может быть использована для генерации случайных неровностей. Стандарт определяет СПМ следующим образом, рис. 12.12:

$$S(n) = \begin{cases} S_0(n/n_0)^{w_1}, & n < n_0 \\ S_0(n/n_0)^{w_2}, & n > n_0 \end{cases}$$

где n - частота (число колебаний на метр). В стандарте ISO 8608 рекомендованы следующие значения параметров, входящих в эту формулу:

$$n_0 = 1/2\pi, \quad w_1 = -2, \quad w_2 = -1.5.$$

Параметр S_0 характеризует уровень неровностей в соответствии с табл. 1.

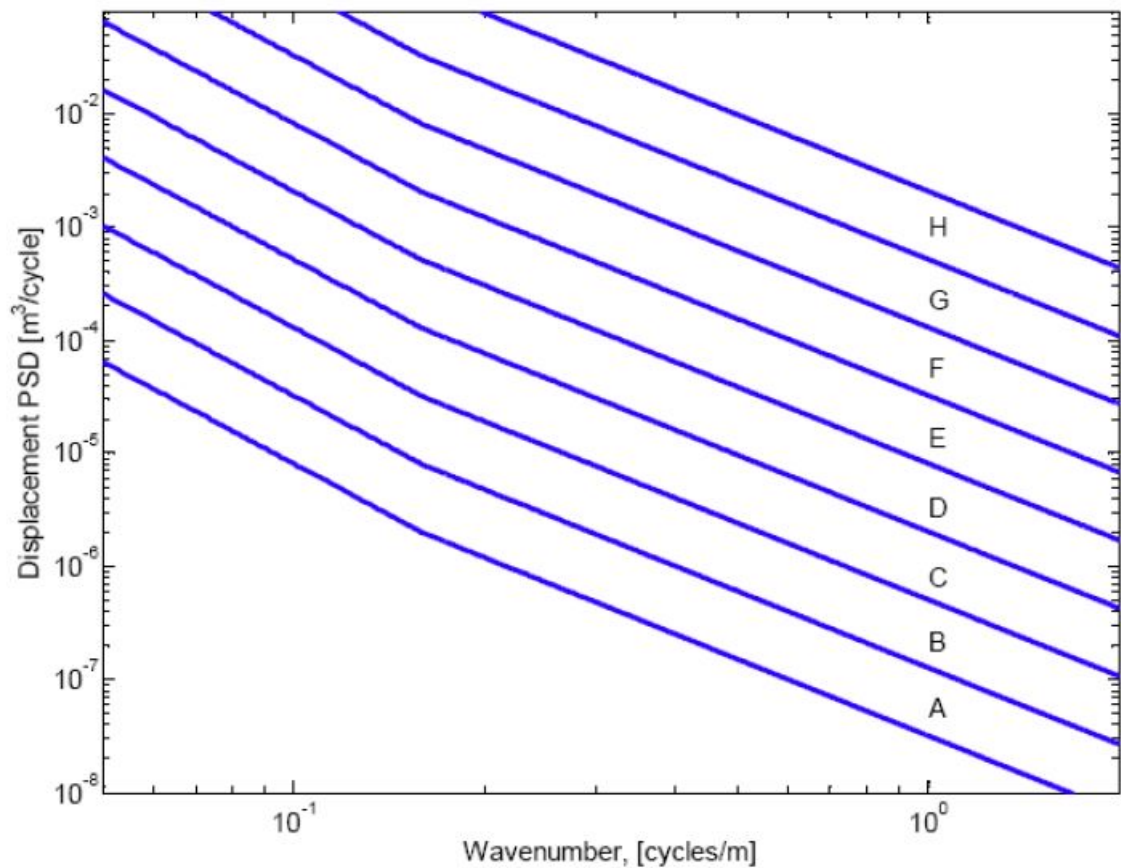


Рис. 12.12. СПМ в соответствии со стандартом ISO 8608

Таблица 1

Классификация уровней неровностей по стандарту ISO 8608

Класс дороги	Уровень неровностей, S_0 ($\times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{cycles}$)
A (очень хорошая)	<8
B (хорошая)	8-32
C (средняя)	32-128
D (плохая)	128-512
E (очень плохая)	512-2048
F	2048-8192
G	8192-32768
H	>32768

Для генерации неровностей следует дополнительно задать класс дороги и уровень неровностей в пределах выбранного класса, рис. 12.11.

На рис. 12.13 показаны неровности класса B, средний уровень $S_0 = 20 \times 10^{-6}$, $L_{\text{Min}} = 3 \text{ м}$, $L_{\text{Max}} = 30 \text{ м}$, число гармоник $N = 3000$.

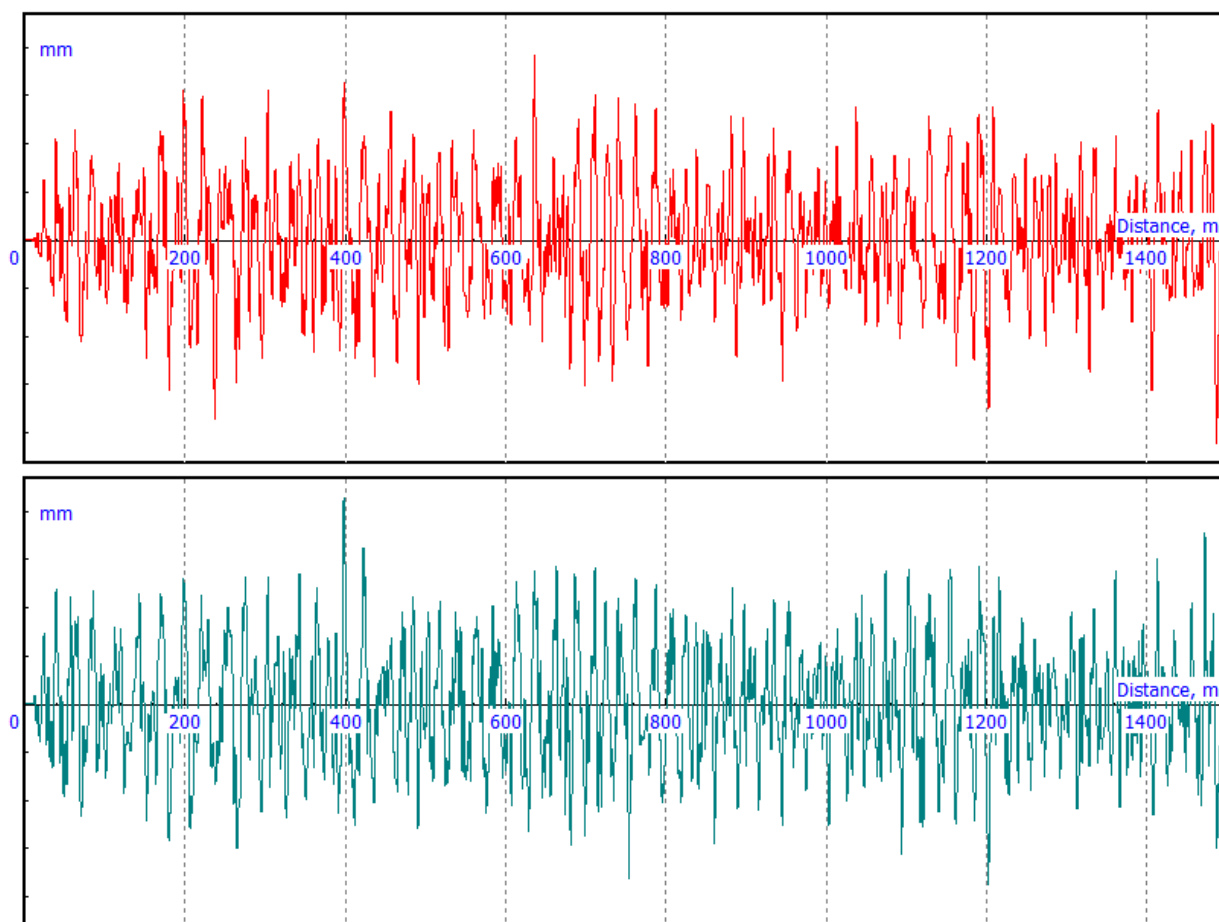


Рис. 12.13. Пример неровностей для левой и правой колеи

12.3.2.2.3.2. Wong

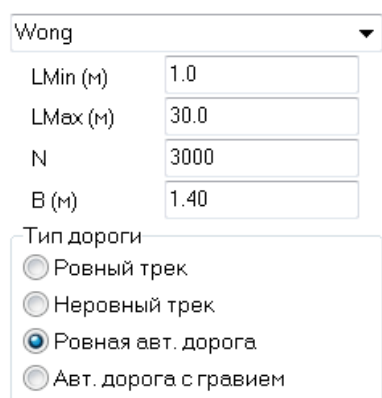


Рис. 12.14. Параметры неровностей из книги Дж. Вонга [17]

Таблица 2

Значения параметров СПМ из книги Дж. Вонга [17]

Описание дорожных условий	w	C
Ровный трек	-3.8	4.3×10^{-11}
Неровный трек	-2.1	8.1×10^{-6}
Ровная автомобильная дорога	-2.1	4.8×10^{-7}
Автомобильная дорога с гравием	-2.1	4.4×10^{-6}

В книге Дж. Вонга [17] приведены данные по параметрам СПМ $S(n) = Cn^{-w}$ для некоторых типов дорог, табл. 2, рис. 12.14.

12.3.2.2.3.3. Dixon

Dixon
▼

LMin (м)

1.0

LMax (м)

30.0

N

3000

B (м)

1.40

Ранг неровностей

☐ 2 (A)

☐ 7

☐ 12 (F)

☐ 3

☐ 8 (D)

☐ 13

☒ 4 (B)

☐ 9

☐ 14 (G)

☐ 5

☐ 10 (E)

☐ 15

☐ 6 (C)

☐ 11

☐ 16 (H)

W1

-2.5

W2

-2.5

Рис. 12.15. Классификация неровностей по Диксону, [19]

Rating	S mean (cm ³ /c)	S range (cm ³ /c)	ISO class	ISO description
2	4	<8	A	very good
3	8			
4	16	8–32	B	good
5	32			
6	64	32–128	C	average
7	128			
8	256	128–512	D	poor
9	512			
10	1024	512–2048	E	very poor
11	2048			
12	4096	2048–8192	F	—
14	16384	8192–32768	G	—
16	65536	>32768	H	—

В работе Дж. Диксона [19] предлагается расширенная классификация неровностей, включающая стандарт ISO 8608 в качестве частного случай. Класс дороги устанавливается от 2 до 16 с удвоением параметра S_0 с увеличением класса на единицу, что соответствует росту уровня неровностей в $\sqrt{2}$ раз. Используется та же математическая формула для СПМ, что и в ISO 8608

$$S(n) = \begin{cases} S_0(n/n_0)^{w_1}, & n < n_0 \\ S_0(n/n_0)^{w_2}, & n > n_0 \end{cases}$$

$n_0 = 1/2\pi$. Параметры w_1, w_2 являются свободными и задаются пользователем. По умолчанию предлагается $w_1 = w_2 = -2.5$.

12.3.2.2.3.4. Эксперимент

Эксперимент	
LMin (м)	1.0
LMax (м)	100.0
N	1000
B (м)	1.40
S0 (см ³)	16
n0 (1/м)	0.159
W1	-2
W2	-1.5

Рис. 12.16. Параметры СПМ

В данном случае пользователь получает возможность внести произвольные значения параметров СПМ неровностей, задаваемой формулой

$$S(n) = \begin{cases} S_0(n/n_0)^{w_1}, & n < n_0 \\ S_0(n/n_0)^{w_2}, & n > n_0 \end{cases}$$

рис. 12.16. Таким образом, данный тип задания является наиболее общим из рассмотренных выше и, в частности, может реализовать СПМ, полученную с использованием экспериментальных данных.

12.3.2.2.3.5. Колея

Просадка	Колея	ISO...
Спектр полусуммы		
(none) ...		
Спектр полуразности		
(none) ...		
Число гармоник	3000	↕
☒ Круговая частота		
Сформировать		

Рис. 12.17. СПМ типа «колея»

Как и выше, данный инструмент используется для синтеза коррелированных неровностей и появился в УМ раньше методов, описанных выше в данном разделе.

Задайте графики спектра полусуммы и полуразности, при необходимости воспользуйтесь файлами спектров из библиотеки, см. п. 12.3.2.1. Библиотека файлов микропрофиля пути, стр. 8. При формировании неровностей с использованием спектров из библиотеки не забывайте включать флажок **Круговая частота**, так как частота этих спектров задана в рад/с.

По спектрам полусуммы и полуразности строится две реализации. Условно назовем их левая и правая. С помощью кнопок **Выходная реализация** выберите ту реализацию, которая в данный момент отображается в окне *отдельный профиль* и будет добавлена к результирующему профилю при нажатии кнопки .

12.3.2.2.4. Другие способы задания неровностей

12.3.2.2.4.1. По формуле

В поле **Функция неровности** следует указать аналитическое выражение $f(x)$ для неровности с использованием стандартных функций ([Глава 3](#), п. *Стандартные функции и константы*) и нажать на клавишу **Enter** или щелкнуть на кнопке  в правой части поля

ввода. Можно также выбрать одно из стандартных выражений в выпадающем меню: **модуль синуса** и **Единичный горб**.

12.3.2.2.4.2. Просадка (единичная неровность)

Используется для описания единичной неровности. Длина неровности определяется разностью положений начала и конца неровности, задаваемых в полях **Начало** и **Конец**. Для задания амплитуды и знака (горб/просадка) используйте поле **Множитель**.

12.3.2.2.4.3. Из файла

Читает неровность из ранее созданного файла *.irr. Для выбора файла используйте кнопку  в правой части. В результирующий график отсылается часть неровности, длина которой определяется парой **Начало** и **Конец**.

12.3.2.2.4.4. По точкам

Неровности задаются в виде набора точек, задаваемых в редакторе кривых ([Глава 3](#), п. *Конструктор объекта/Редактор кривых*). Для вызова редактора используйте кнопку . С помощью данного редактора можно, в частности, ввести измеренную неровность. Для этого данные должны быть представлены в любом текстовом редакторе в виде двух колонок. В первой колонке размещается продольная координата, во второй – величина неровности, например,

0	0
0.05	2.011
0.10	5.321

....

Обратите внимание, что продольная координата в окне редактора кривых вводится в метрах, а величина неровности – в миллиметрах. Если по тем или иным причинам Вы ввели неровности в других единицах измерения, то перевести неровности в миллиметры можно используя поле **Множитель**.

Для ввода этих данных из буфера выполните следующие действия:

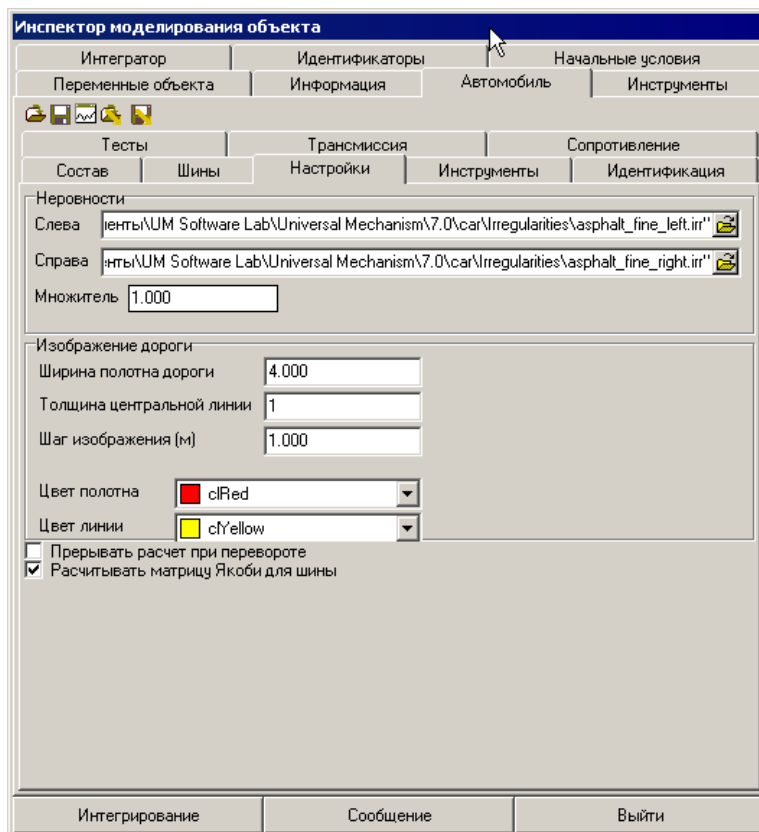
- удалите все ранее введенные координаты точек
- скопируйте данные в буфер из любого текстового редактора стандартным образом;
- активизируйте мышкой редактор кривых и вставьте в него данные (*Ctrl+V* или *Shift+Insert*).

Обратите внимание, что при поточечном вводе неровностей точки можно вводить с любым шагом по продольной координате. Однако следует помнить, что при записи файлов неровностей *.irr через описанные точки будет проведен В-сплайн, и в выходной файл точки будут помещены точки с шагом 0,1 м. В-сплайн используется для сглаживания профиля неровностей. Таким образом, профиль, записанный в выходной *.irr файл, будет несколько отличаться от оригинального профиля введенного поточечно из-за особенностей сглаживания В-сплайном. Физический смысл такого сглаживания – фильтрация мелких неровностей самой шиной.

12.3.2.3. Выбор микропрофиля пути

Для назначения файлов микропрофиля пути используется закладка **Автомобиль | Настройки** в **Инспекторе моделирования объекта**. Неровности для левых и правых колес автомобиля задаются отдельно. Пути к файлам неровностей сохраняются в файле автомобильных настроек *.car.

Для вывода в отдельном окне текущих неровностей пути нажмите кнопку  на панели инструментов закладки **Автомобиль**.



Неровности пути сглаживаются на первых двух метрах пути, чтобы обеспечить плавный старт экипажа с постепенным заездом на неровности. Таким образом, в начальный момент времени экипаж находится на абсолютно горизонтальной поверхности, см. рис.12.18.

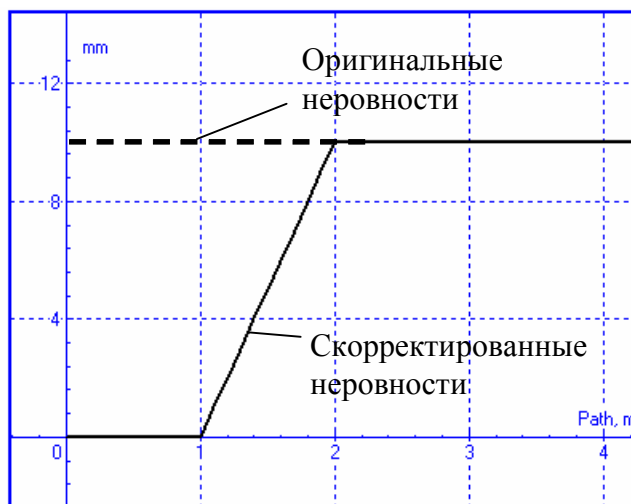


Рис.12.18. Автоматическая коррекция неровностей

12.4. Водитель

12.4.1. Модель МакАдама

Модель *МакАдама* является одной из наиболее эффективных и распространенных компьютерных моделей водителя. В основе модели лежат упрощенные линейные уравнения движения автомобиля с двумя степенями свободы. Угол поворота рулевого колеса выбирается из условий минимизации отклонения прогнозируемой траектории экипажа от заданной желаемой траектории.

Управление u (желаемое значение угла поворота колеса) является кусочно-постоянной функцией. Рассмотрим экипаж в момент времени t_k , для которого рассчитывается очередное значение управления (рис.12.19). Не нарушая общности полученных ниже решений, положим $t_k = 0$. Введем инерциальную систему координат $O_v X_v Y_v$, связанную с текущим положением экипажа. Начало отсчета этой СК совпадает с текущим положением середины передней оси автомобиля, ось абсцисс – с продольной осью экипажа.

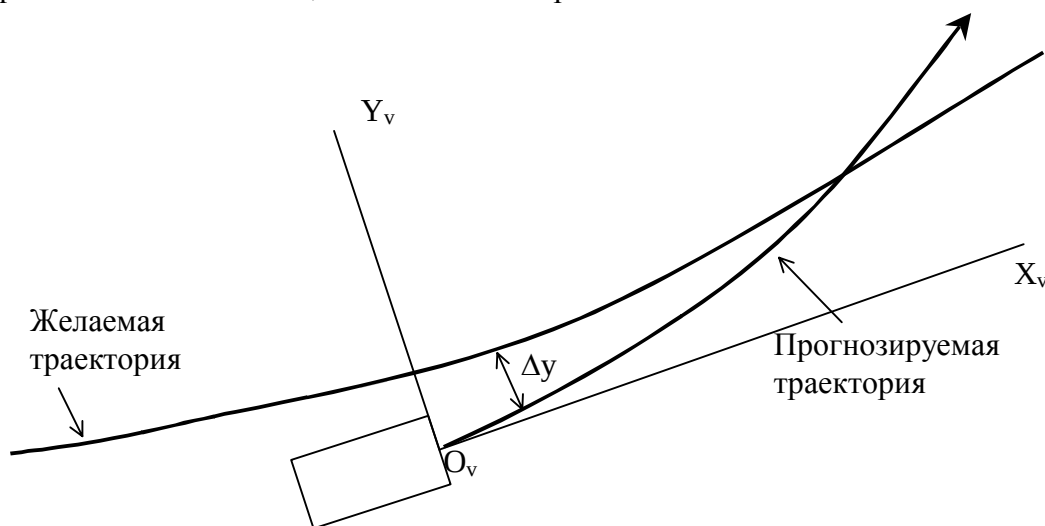


Рис.12.19. Прогнозируемая и желаемая траектории

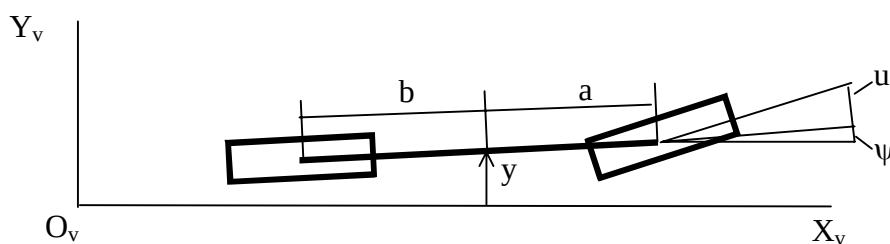


Рис.12.20. Двухколесная модель автомобиля

При заданном значении угла поворота u управляемого колеса упрощенная модель автомобиля, представленная на рис. 12.20, имеет две степени свободы: поперечное отклонение центра масс y и угол поворота вокруг вертикальной оси ψ . Линейные уравнения движения в этих переменных имеют вид

$$\dot{y} = v_x \psi + v_y, \quad (12.1)$$

$$\dot{\psi} = \omega_z,$$

$$M\dot{v}_y = -\frac{C_f + C_r}{v_x} \dot{y} + \left(\frac{C_r b - C_f a}{v_x} - Mv_x \right) \omega_z + C_f u,$$

$$I_z \dot{\omega}_z = \frac{C_r b - C_f a}{v_x} \dot{y} - \frac{C_f a^2 + C_r b^2}{v_x} \omega_z + C_f a u.$$

Здесь v_x, v_y - проекции скорости центра масс на продольную и поперечную оси экипажа; ω_z - угловая скорость относительно вертикальной оси; a, b - расстояния от центра масс до передней и задней оси; M, I_z - масса и момент инерции экипажа относительно вертикальной оси; C_f, C_r - приведенные (суммарные) коэффициенты сопротивления боковому уводу передних и задних колес.

Наблюдаемой величиной является поперечная координата центра передней оси, определяемая выражением

$$y_v = y + a\psi. \quad (12.2)$$

Уравнения (12.1), (12.2) являются линейными с постоянными коэффициентами и могут быть записаны в матричной форме.

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad (12.3)$$

$$y_v = C^T x,$$

$$x = \begin{pmatrix} y \\ \psi \\ v_y \\ \omega_z \end{pmatrix}, \quad A = \begin{pmatrix} 0 & v_x & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{C_f + C_r}{Mv_x} & \frac{C_r b - C_f a}{Mv_x} - v_x \\ 0 & 0 & \frac{C_r b - C_f a}{I_z v_x} & -\frac{C_f a^2 + C_r b^2}{I_z v_x} \end{pmatrix}$$

$$B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{C_f}{M} \\ \frac{C_f a}{M} \end{pmatrix}, \quad C = \begin{pmatrix} 1 \\ a \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Общее решение системы уравнений (12.3) с учетом предположения $u = \text{const}$ имеет вид

$$x(t) = e^{At} x_0 + \int_0^t e^{A\tau} B d\tau u, \quad (12.4)$$

$$y_v(t) = F(t)x_0 + g(t)u.$$

Здесь x_0 - матрица-столбец начальных условий, а также введены матрица – строка $F(t)$ размером 1×4 и скалярная функция $g(t)$

$$F(t) = Ce^{At}, \quad g(t) = \int_0^t F(\tau)Bd\tau.$$

Фундаментальная матрица системы уравнений e^{At} может быть получена численным решением дифференциальных уравнений с единичной матрицей в качестве начальных условий, т.е. i -й столбец этой матрицы есть решение системы дифференциальных уравнений (12.3) с начальными условиями $x_i = 1, x_j = 0, i \neq j$. Более экономичный метод расчета фундаментальной матрицы, с точки зрения числа арифметических операций, основан на определении собственных векторов и собственных значений матрицы A .

Пусть $y_d(t)$ - уравнение желаемой траектории (рис.12.19). Определим управление u , минимизирующее отклонение прогнозируемой траектории $\Delta y(t) = y_d(t) - y_v(t)$ от желаемой на интервале времени прогноза T_p . В качестве функционала, характеризующего отклонение, рассмотрим выражение

$$J(u) = \int_0^T (\Delta y(\tau))^2 d\tau = \int_0^T (y_d(\tau) - F(\tau)x_0 - g(\tau)uu)^2 d\tau.$$

Искомое управление получим из уравнения

$$\begin{aligned} \frac{dJ}{du} &= 2 \int_0^{T_p} (y_d(\tau) - F(\tau)x_0 - g(\tau)u)g(\tau)d\tau = \\ &= 2 \int_0^{T_p} (y_d(\tau) - F(\tau)x_0)g(\tau)d\tau - 2u \int_0^{T_p} g^2(\tau)d\tau = 0 \end{aligned}$$

или

$$u = \frac{\int_0^{T_p} (y_d(\tau) - F(\tau)x_0)g(\tau)d\tau}{\int_0^{T_p} g^2(\tau)d\tau}.$$

Полученное решение можно упростить, заменяя интегралы конечными суммами. Для этого интервал прогноза T_p разделим на N подынтервалов равной длины.

$$u = \frac{\sum_{i=1}^N (y_d(t_i) - F(t_i)x_0)g(t_i)}{\sum_{i=1}^N g^2(t_i)}, \quad t_i = \frac{iT_p}{N} \quad (12.5)$$

В настоящей версии программы принято $N = 10$.

Для учета реакции водителя введем нейро-мускульный фильтр, который в операторной форме имеет следующий вид:

$$\delta(s) = D(s)u,$$

$$D(s) = \frac{e^{-t_d s}}{1 + T_n s}.$$

Здесь δ - поворот колеса; введены также две постоянные времени: t_d - запаздывание реакции, T_n - нейромускульное запаздывание. Переводя данное соотношение во временную область, получим уравнение

$$T_n \dot{\delta} + \delta = u(t - t_d).$$

С учетом того, что $u(t)$ является кусочно-постоянной функцией, это уравнение имеет аналитическое решение. Пусть t_k - момент времени, в который происходит расчет управления u . Тогда

$$\delta(t) = (\delta_k - u)e^{-t/T_n} + u, \quad t \in [t_k + t_d, t_{k+1} + t_d]$$

$$\delta_k = \delta(t_k + t_d)$$

Умножая угол поворота колеса на передаточное отношение рулевого управления i_s , получим значение угла поворота рулевого колеса $\alpha_s = i_s \delta$.

Итак, управление строится с учетом желаемой траектории на длине $L_p = vT_p$, где v – скорость продольного движения экипажа, а T_p - время прогноза. Однако смена управления может производиться с периодом, меньшим чем T_p . Введем понятие числа шагов управления на интервале прогноза N_u так, что $t_{k+1} = t_k + T_p / N_u$. Например, при $T_p = 1$ с и $N_u = 2$ расчет нового управления будет производиться через каждые 0,5 с.

Табл. 12.1 содержит список параметров, характеризующих модель МакАдама.

Таблица 12.1

Параметры модели МакАдама

Параметр	Наименование	Рекомендуемый интервал значений	Значение по умолчанию
T_p	Время прогноза (прогнозирования)	1–2 с	1 с
t_d	Запаздывание реакции	>0.15 с	0.15 с
T_n	Нейромускульная задержка	0.1–0.2 с	0.15 с
N_u	Число шагов управления	1–4	2

На рис.12.21, 12.22 представлены результаты моделирования обгона автомобилем [ВАЗ 2109](#) при движении со скоростью 5 м/с при следующих значениях параметров: $T_p = 2$ с, $t_d = 0.15$ с, $T_n = 0.1$ с, $N_u = 3$.

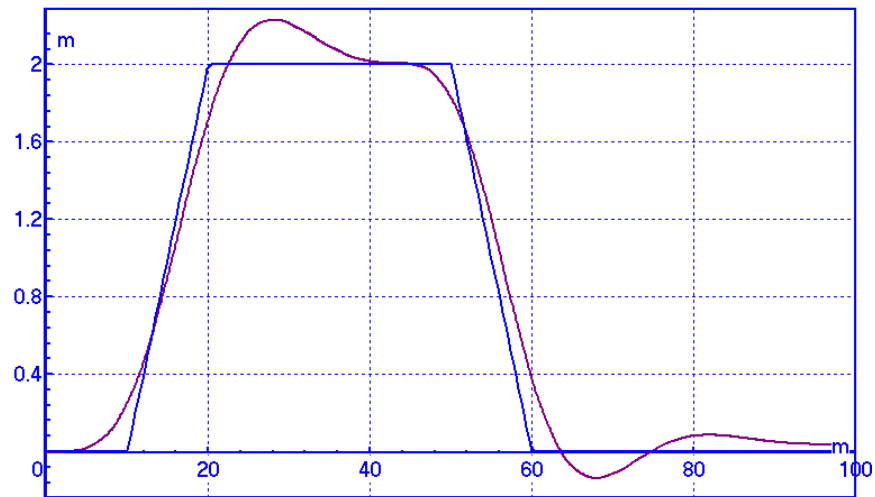


Рис.12.21. Желаемая и реализованная траектории маневра

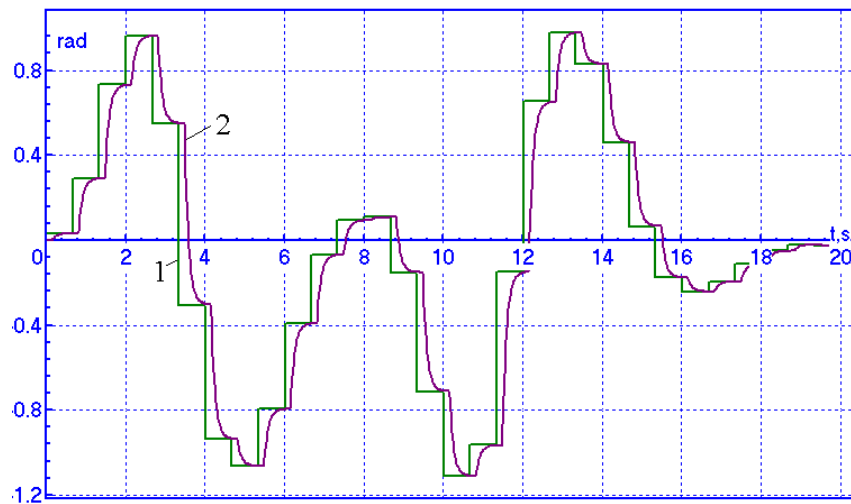


Рис. 12.22. Угол поворота рулевого колеса: управление до (1) и после (2) нейро-мускульного фильтра

12.4.2. Модель с прогнозированием второго порядка

В отличие от модели МакАдама, в данном случае рассматривается непрерывное управление, то есть задающее управление рулевого колеса рассчитывается на каждом шаге интегрирования уравнений движения. Предполагается, что водитель “смотрит” вперед на расстояние L_p , зависящее от скорости продольного движения автомобиля v , $L_p = vT_p$, T_p - время прогноза (прогнозирования). Учитывается также запаздывание реакции водителя t_d .

Схема управления с обратной связью приведена на рис. 12.23. Блок прогнозирования позволяет определить поперечную координату точки на желаемой траектории на расстоянии L_p от центра передней подвески в системе координат экипажа $y_d(t + T_p)$ (рис. 12.19). Водитель прогнозирует поперечное смещение автомобиля y_p за время T_p с использованием текущих значений поперечной скорости и поперечного ускорения по квадратичной формуле

$$y_p = y(t) + T_p \dot{y}(t) + T_p^2 \ddot{y}(t) / 2 = T_p \dot{y}(t) + T_p^2 \ddot{y}(t) / 2 = y(t + T_p) + O(T_p^3 \ddot{y}(t))$$

Управление строится пропорционально рассогласованию между желаемым и прогнозируемым значениями поперечных координат с учетом запаздывания реакции водителя.

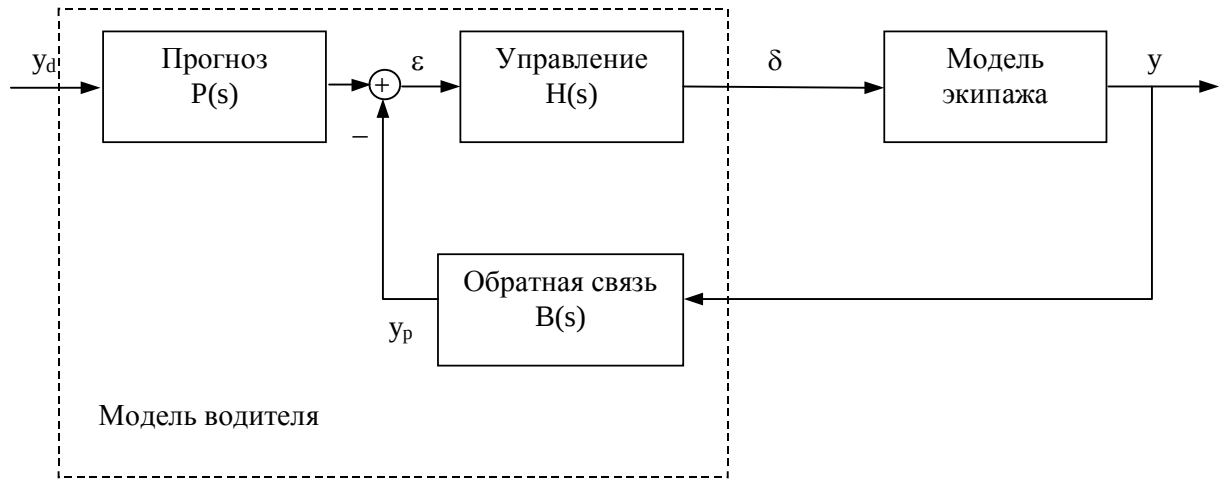


Рис.12.23. Блок-схема рулевого управления

В операторной форме имеем следующие передаточные функции:

Прогнозирование: $P(s) = e^{T_p s}$

Управление: $H(s) = \frac{K}{L_p} e^{-t_d s}$, $L_p = v T_p$

Обратная связь: $B(s) = 1 + T_p s + T_p^2 s^2 / 2$

Здесь y, y_p, y_d - реальная, прогнозируемая и желаемая поперечные координаты; δ - угол поворота рулевого колеса; K - коэффициент усиления.

Переводя соотношения, представленные в операторной области, во временную область, получим

$$\varepsilon(t) = y_d(t + T_p) - y_p,$$

$$y_p = T_p \dot{y}(t) + T_p^2 \ddot{y}(t) / 2,$$

$$\delta(t) = \frac{K}{L_p} \varepsilon(t - t_d).$$

Таким образом, управление формируется следующим образом

$$\delta(t) = \frac{K}{L_p} (y_d(t + T_p - t_d) - T_p \dot{y}(t - t_d) - T_p^2 \ddot{y}(t - t_d) / 2),$$

$$\alpha_s(t) = i_s \delta(t).$$

Табл. 12.2 содержит список параметров, характеризующих модель водителя.

Параметры модели с прогнозированием второго порядка

Параметр	Наименование	Рекомендуемый интервал значений	Значение по умолчанию
T_p	Время прогноза (прогнозирования)	1–2 с	1 с
t_d	Запаздывание реакции	>0.15 с	0.15 с
K	Коэффициент усиления	0.7–0.4	0.5

На рис.12.24, 12.25 представлены результаты моделирования обгона автомобилем [ВАЗ 2109](#) при движении со скоростью 5 м/с при следующих значениях параметров: $T_p = 1$ с, $t_d = 0.15$ с, $K = 0.5$.

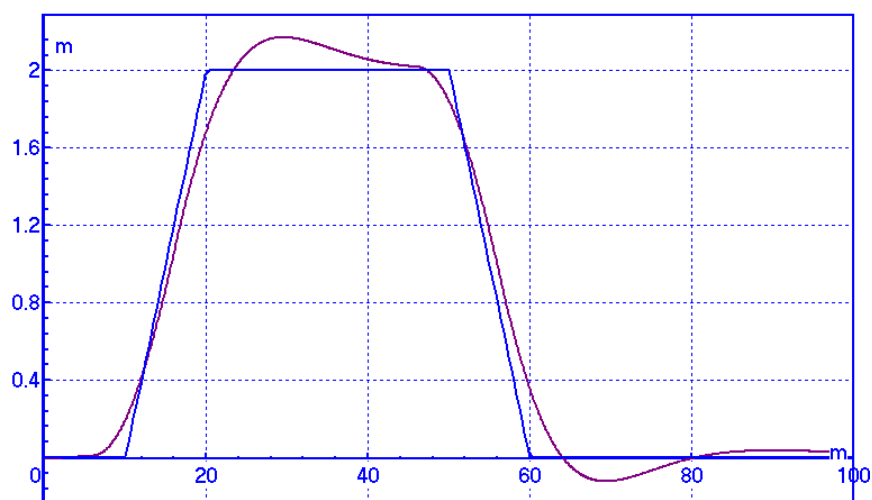


Рис.12.24. Желаемая и реализованная траектории маневра

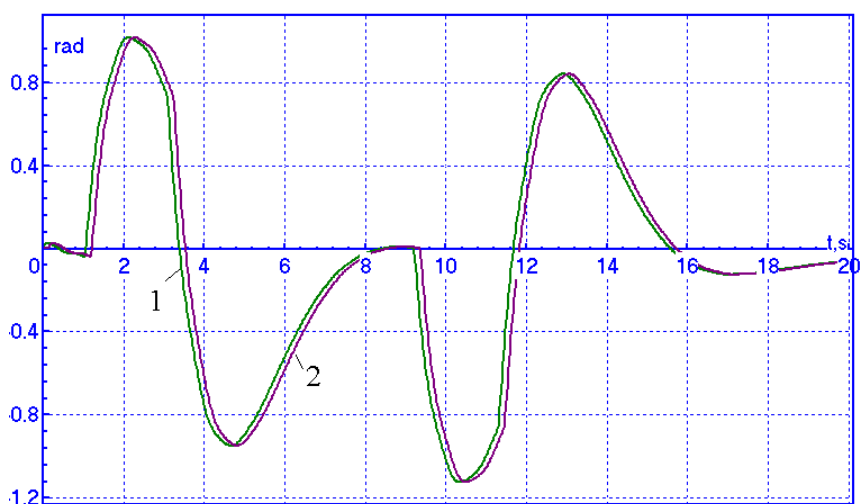


Рис.12.25. Угол поворота рулевого колеса: задающее управление (1) и управление с запаздыванием (2)

12.4.3. Комбинированная модель

Ранее описанные модели водителя (модель МакАдама и модель с прогнозированием второго порядка) применяются в случаях, когда необходимо получить систему управления по своим характеристикам близкую к реальному водителю. Эти модели не могут гарантировать малое отклонение реального пути автомобиля от заданного. Вместе с тем прохождение стандартных тестов с «водителем» требует очень точного прохождения заданной траектории. При прохождении большинства тестов предполагается, что отклонение траектории движения от заданной не должно превышать 150 мм (рекомендация SAE), а по некоторым рекомендациям и 30 мм. Для прохождения тестов с малым отклонением действительной траектории движения от заданной в УМ реализована комбинация ПИД-контроллера и модели с прогнозированием второго порядка.

$$\delta(t) = K_2 y_d(t) + K_d \dot{y}_d(t) + K_I \int_0^t \dot{y}_d(\tau) d\tau + K(y_d(t + T_p - t_d) - T_p \dot{y}(t - t_d) - T_p^2 \ddot{y}(t - t_d)/2),$$

где первые три члена соответствуют ПИД-контроллеру с тремя новыми параметрами K_2, K_d, K_I . Обратите внимание, что коэффициенты K не зависят от времени прогноза и не равны коэффициентам в модели с прогнозированием второго порядка.

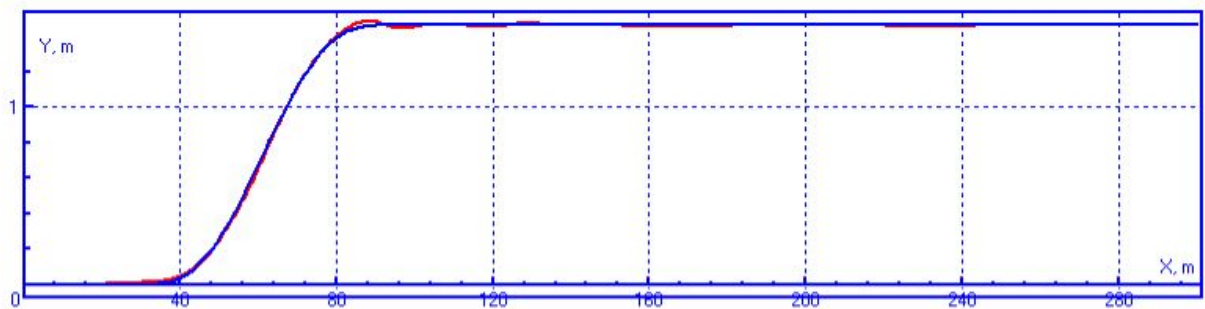


Рис.12.26. Смена полосы движения. Заданный и реальный путь

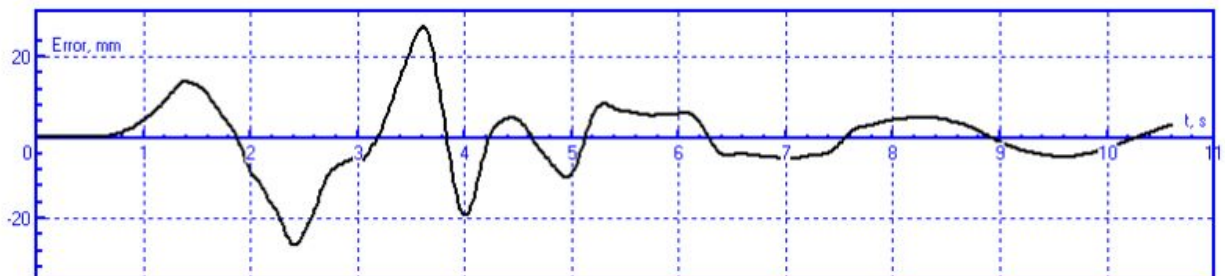


Рис.12.27. Смена полосы движения. Отклонение траектории от заданной

На рис. 12.26, 12.27 показаны результаты моделирования смены полосы движения для модели грузового автомобиля с прицепом. В процессе моделирования были приняты следующие параметры модели водителя:

$$v = 88 \text{ км/ч}, K_2 = 1.5, K_d = 0.2, K_I = 2, K = 0.075, T_p = 1s, t_d = 0.05s$$

Замечание. Контроллер использует производную от ошибки $\dot{y}_d$, которая должна быть непрерывной функцией. Для этого используйте сглаживание сплайнами при описании макрогеометрии пути.

12.5. Контакт шины с дорогой

Модели контактных сил позволяют по некоторым параметрам шины (вертикальная жесткость и демпфирование и др.) и по известным кинематическим параметрам шины в каждый момент времени (угол бокового увода, проскальзывание (пробуксовка), угол развала и др.), рассчитанным внутри программы моделирования получить значения сил и моментов, действующих в контакте между колесом и дорогой. Известно довольно большое количество моделей контактных сил. В настоящей версии программного комплекса «Универсальный механизм» реализовано две модели контактных сил:

- модель FIALA;
- магическая формула Пасейки (Pasejka Magic Formula);
- таблично заданная модель.

Параметры контактных моделей сохраняются в текстовых файлах *.tr и описываются при помощи мастера задания параметров шины, пункт меню **Инструменты | Параметры модели шины...** По умолчанию файлы с параметрами моделей шин *.tr находятся в каталоге {Данные УМ}\car\tire. Мастер задания параметров шины используется для создания файлов *.tr, назначение конкретной модели контактных сил при расчете динамики экипажа происходит в **Инспекторе моделирования объекта** на закладке **Автомобиль | Шины**.

Ниже рассмотрим реализованные модели сил и мастер задания параметров шины более подробно.

12.5.1. Модель FIALA

Предположения и допущения

- Прямоугольное пятно контакта
- Контактные давления внутри пятна контакта одинаковы
- Шина моделируется как балка на упругом основании
- Контактная сила не зависит от угла развала

Исходные данные

Величина	Параметр контактной модели*	Описание	Источник
α	-	Угол бокового увода	Расчет кинематики контакта в ядре программы
γ	-	Угол развала	Расчет кинематики контакта в ядре программы
s_x	-	Относительное продольное проскальзывание	Расчет кинематики контакта в ядре программы
s_y	-	Относительное поперечное проскальзывание	Расчет кинематики контакта в ядре программы
Δr	-	Вертикальная деформация шины	Расчет кинематики контакта в ядре программы
$V_{\Delta r}$	-	Скорость вертикальной деформации шины	Расчет кинематики контакта в ядре программы
r	R	Радиус ненагруженного колеса	Файл описания модели шины (*.tr)
k_z	Kz	Коэффициент жесткости шины в вертикальном	Файл описания модели шины (*.tr)

		направлении	
k_x	Kx	Коэффициент жесткости шины в продольном направлении	Файл описания модели шины (*.tr)
k_n	Ky	Коэффициент жесткости шины в поперечном направлении	Файл описания модели шины (*.tr)
β_z	BetaZ	Доля вертикального демпфирования от критического	Файл описания модели шины (*.tr)
d_z	-	Коэффициент демпфирования вдоль вертикальной оси. Вычисляется как $d_z = 2\beta_z \sqrt{mk_z}$, где m – масса колеса, кг.	Предварительный расчет параметров модели контактных сил
μ_0	Mu0	Коэффициент трения при нулевом крепе	Файл описания модели шины (*.tr)
μ_1	Mu1	Коэффициент трения при полном скольжении шины	Файл описания модели шины (*.tr)
c_x	Cx	Частная производная от продольной силы по продольному проскальзыванию при нулевом проскальзывании	Файл описания модели шины (*.tr)
c_y	Cy	Частная производная от поперечной силы по углу бокового увода при нулевом значении угла бокового увода α	Файл описания модели шины (*.tr)
c_γ	Cgamma	Коэффициент при угле развала при вычислении момента	Файл описания модели шины (*.tr)
r_t	Rtorus	Радиус тороидального сечения шины	Файл описания модели шины (*.tr)

* Обозначение, принятое для данного параметра модели в **Мастере описания параметров шины**, см. п. «0», стр. 39.

Вертикальная сила (F_z)

(1) Нормальная вязко-упругая сила

$$F_z = -k_z \Delta r - d_z V_{\Delta r}.$$

(2) Если колесо оторвалось от дороги ($\Delta r > 0$) или получившаяся вертикальная сила отрицательна $F_z < 0$, то вертикальная сила полагается равной нулю, $F_z = 0$.

Продольная сила (F_x)

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}$$

$$\mu = \mu_0 + (\mu_1 - \mu_0)s$$

$$s^* = \frac{\mu F_z}{2c_x}$$

Случай 1. $|s_x| < s^*$

$$F_x = s_x c_x$$

Случай 2. $|s_x| \geq s^*$

$$F_x = \text{sign}(s_x) \left[\mu F_z - \frac{(\mu F_z)^2}{4|s_x|c_x} \right]$$

Боковая сила (F_y)

$$s' = \frac{3\mu F_z}{c_y}$$

Случай 1. $|s_y| < s'$

$$h = 1 - \frac{c_y |s_y|}{3\mu F}$$

$$F_y = \mu F_z (1 - h^3) \text{sign}(s_y)$$

Случай 2. $|s_y| \geq s'$

$$F_y = \mu F_z \text{sign}(s_y)$$

Направляющий момент (M_z)

Случай 1. $|s_y| < s'$

$$M_z = -2\mu F_z r_t (1 - h) h^3 \text{sign}(s_y)$$

Случай 2. $|s_y| \geq s'$

$$M_z = 0$$

Восстанавливающий момент (M_x)

$$M_x = \tilde{n}_\gamma \gamma$$

12.5.2. Магическая формула Пасейки

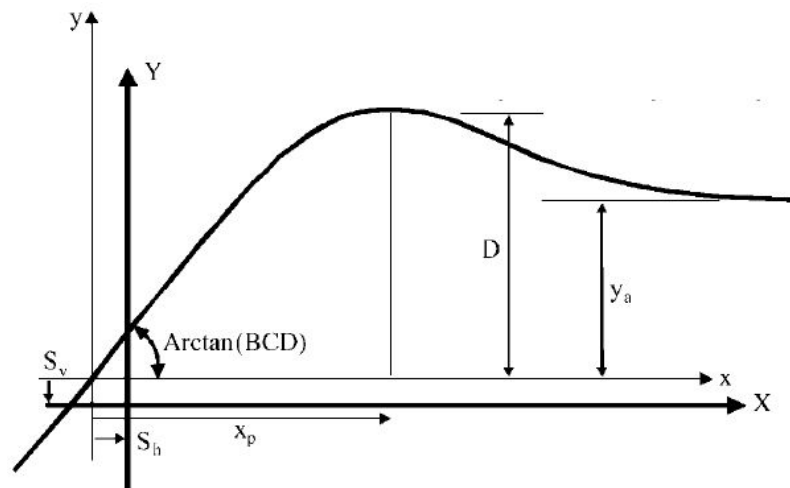


Рис.12.28. Магическая формула

Общий вид кривых для магической формулы (Magic Formula, MF) приведен на рис. 12.28:

$$Y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] + S_v,$$

$$x = X + S_h$$

где $Y(x)$ может быть продольной (F_x) или боковой (F_y) силой или восстанавливающим моментом (M_z), а X - проскальзывание (для F_x) или угол бокового увода (F_y , M_z).

В соответствии с [14, 15], коэффициенты Магической формулы есть функция вертикальной нагрузки на колесо F_z и угла развала γ .

Продольная сила F_x .

$$C = b_0,$$

$$D = F_z(b_1 F_z + b_2),$$

$$B = \frac{1}{CD} (b_3 F_z^2 + b_4 F_z) e^{-b_5 F_z},$$

$$E = b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8,$$

$$S_h = b_9 F_z + b_{10},$$

$$S_v = b_{11} F_z + b_{12}.$$

Поперечная сила F_y .

$$C=a_0,$$

$$D=F_z(a_1F_z+a_2),$$

$$E=a_6F_z+a_7,$$

$$B=\frac{1}{CD}a_3\sin(a_{15}\arctan(F_z/a_4))(1-a_5|\gamma|),$$

$$S_h=a_8\gamma+a_9F_z+a_{10},$$

$$S_v=(a_{11}F_z+a_{12})\gamma F_z+a_{13}F_z+a_{14}.$$

Направляющий момент M_z .

$$C=c_0,$$

$$D=(c_1F_z+c_2)F_z,$$

$$E=(c_7F_z^2+c_8F_z+c_9)(1-c_{10}|\gamma|),$$

$$B=\frac{1}{CD}(c_3F_z^2+c_4F_z)(1-c_6|\gamma|)e^{-c_5F_z},$$

$$S_h=c_{11}\gamma+c_{12}F_z+c_{13},$$

$$S_v=(c_{14}F_z^2+c_{15}F_z)\gamma+c_{16}F_z+c_{17}.$$

Использование этих формул требует определения коэффициентов $a_0..a_{15}$, $b_0..b_{10}$, $c_0..c_{17}$ на основе экспериментальных данных. Значения, принятые в УМ по умолчанию взяты в соответствии с [14]:

$$b_0=1.65, b_1=-21.3, b_2=1144, b_3=49.6, b_4=226, b_5=0.069, b_6=-0.006,$$

$$b_7=0.056, b_8=0.486, b_9=0, b_{10}=0$$

$$c_0=2.4, c_1=-2.72, c_2=-2.28, c_3=-1.86, c_4=-2.73, c_5=0.11, c_6=0.03, c_7=-0.07,$$

$$c_8=0.643, c_9=-4.04, c_{10}=0.03, c_{11}=0.015, c_{12}=0, c_{13}=0, c_{14}=-0.066,$$

$$c_{15}=0.945, c_{16}=0, c_{17}=0$$

Графики боковой силы и восстанавливающего момента в зависимости от угла бокового увода при угле развала $\gamma=0$ для различных значений вертикальной нагрузки показаны на рис. 12.29, 12.30. Для вычисления этих функциональных зависимостей использовалась *Магическая формула* с приведенными выше коэффициентами.

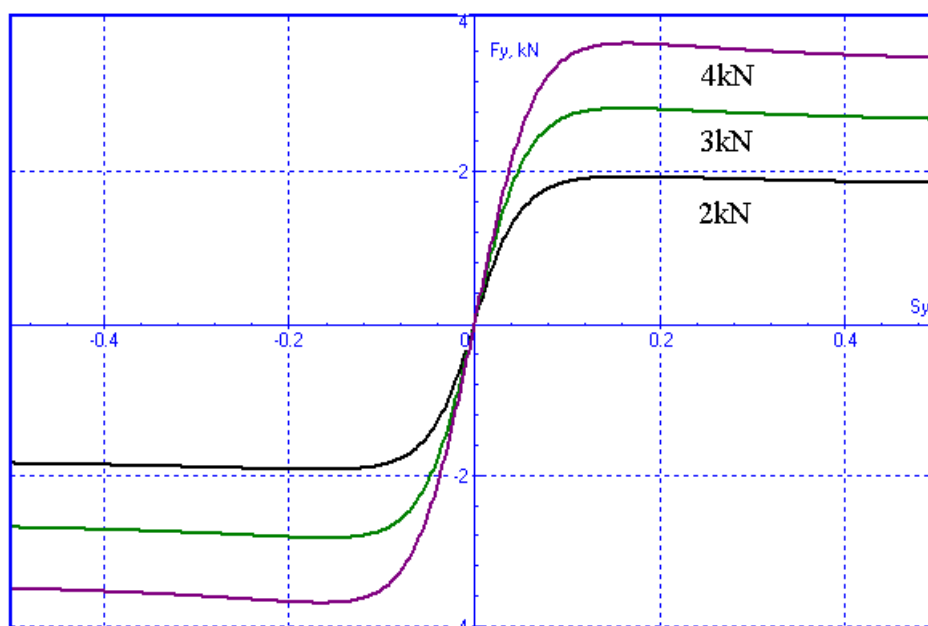


Рис.12.29. Боковая сила

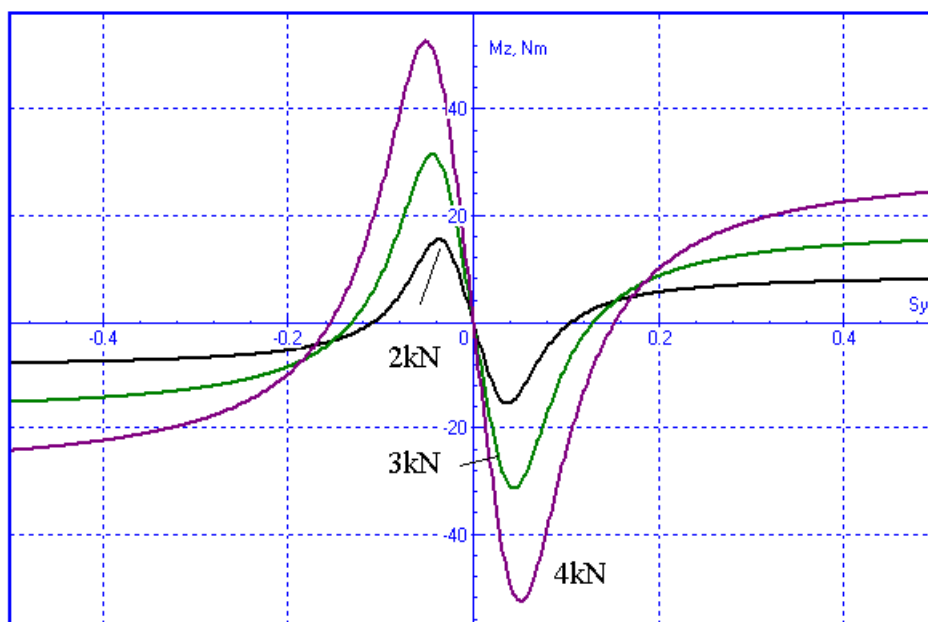


Рис.12.30. Восстанавливающий момент

12.5.3. Табличное задание параметров шины (табличная модель)

Предположения и допущения

- Контактные силы не зависят от угла развала
- Контактные силы являются антисимметричными функциями угла бокового увода

Исходные данные

Табличная модель задания параметров шины требует наличия экспериментальных данных о продольной, поперечной силе и выравнивающем моменте, см. рис. 12.31, табл. 12.3, [16].

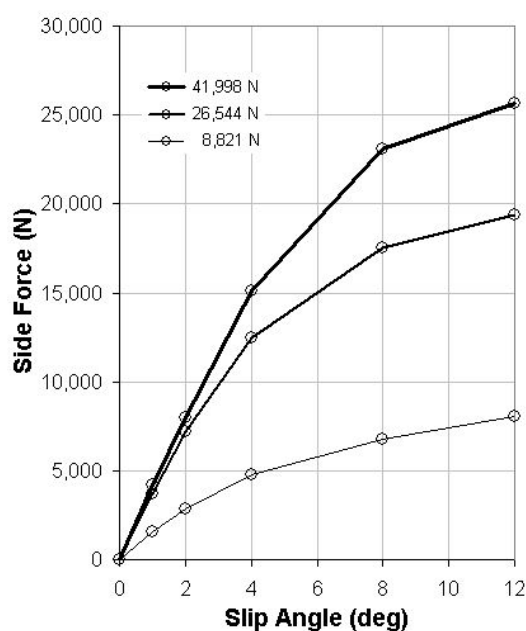


Рис.12.31. Табличное задание поперечной силы

Таблица 12.3

Табличные данные

Угол бокового увода, градусы	Вертикальная сила, кН		
	8,821	26,544	41,998
Поперечная сила, кН			
1.00	1,587.8	3,716.2	4,199.3
2.00	2,822.8	7,166.9	7,979.6
4.00	4,763.5	12,475.6	15,119.2
8.00	6,792.4	17,519.0	23,098.8
12.00	8,027.4	19,377.1	25,618.7

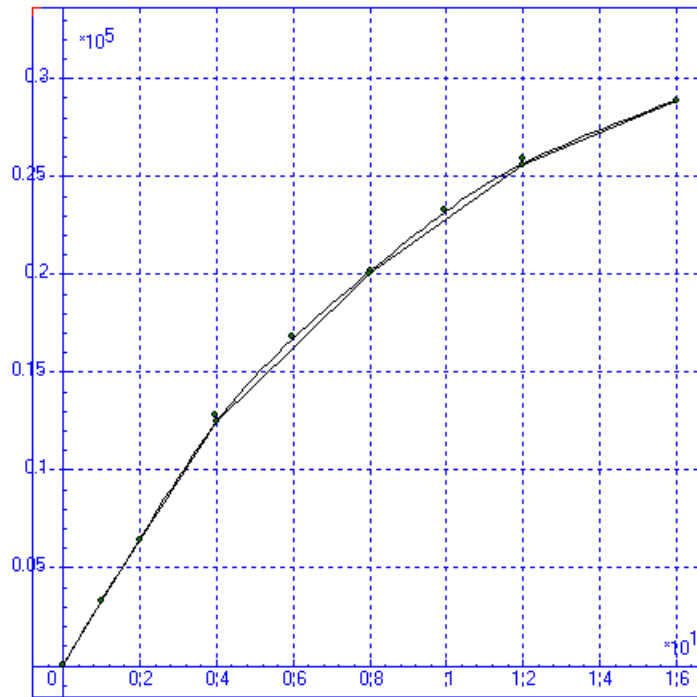


Рис.12.32. Кусочно-линейная и сглаженная кривые

Пусть $Y(x_j, F_{zj}), i = 1..N_Y, j = 1..N_{Fz}$ это некоторый набор табличных данных. Сглаженная модель сил получается в два этапа. Во-первых, сглаживание дискретной характеристики $\hat{Y}(x, F_{zj})$ при помощи В-сплайнов $Y(x_j, F_{zj})$. Эта операция выполняется в редакторе кривых, см. [Глава 3, п. Редактор кривых](#). При необходимости к исходно заданным точкам можно добавить дополнительные для того, чтобы приблизить получившийся В-сплайн к заданному виду, см. рис. 12.32.

При расчете сил по табличной модели применяется полиномиальной интерполяция второго порядка для получения сил, как «гладких» функций аргумента и вертикальной нагрузки F_z .

$$Y(x, F_z) = P(F_z, \hat{Y}(x, F_{z1}), \dots, \hat{Y}(x, F_{zN_{Fz}})).$$

Пример сглаженной боковой силы, полученной по табличной модели сил, приведен на рис. 12.33, 12.34.

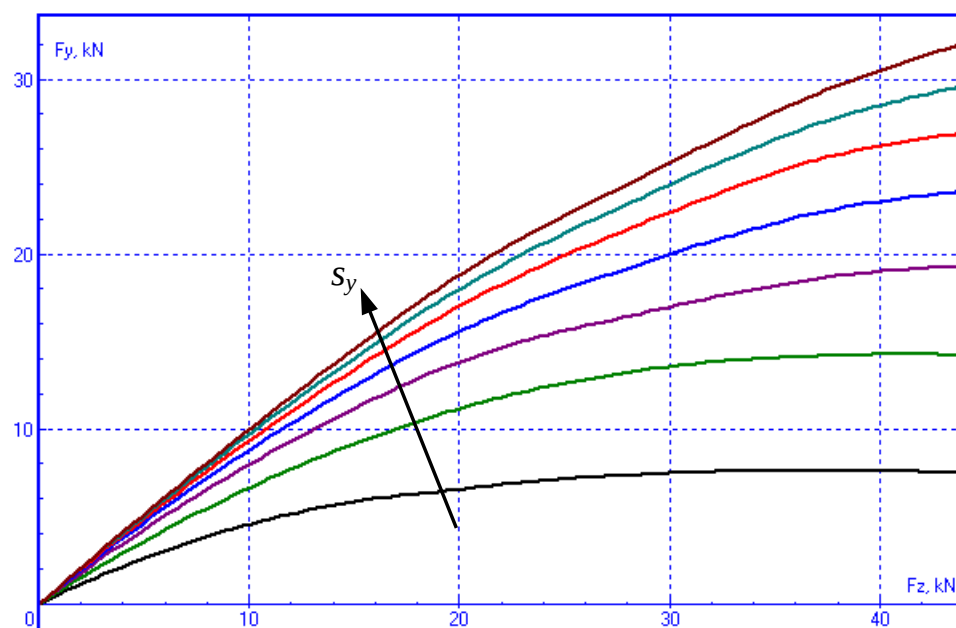


Рис.12.33. Боковая сила в зависимости от вертикальной нагрузки на колесо

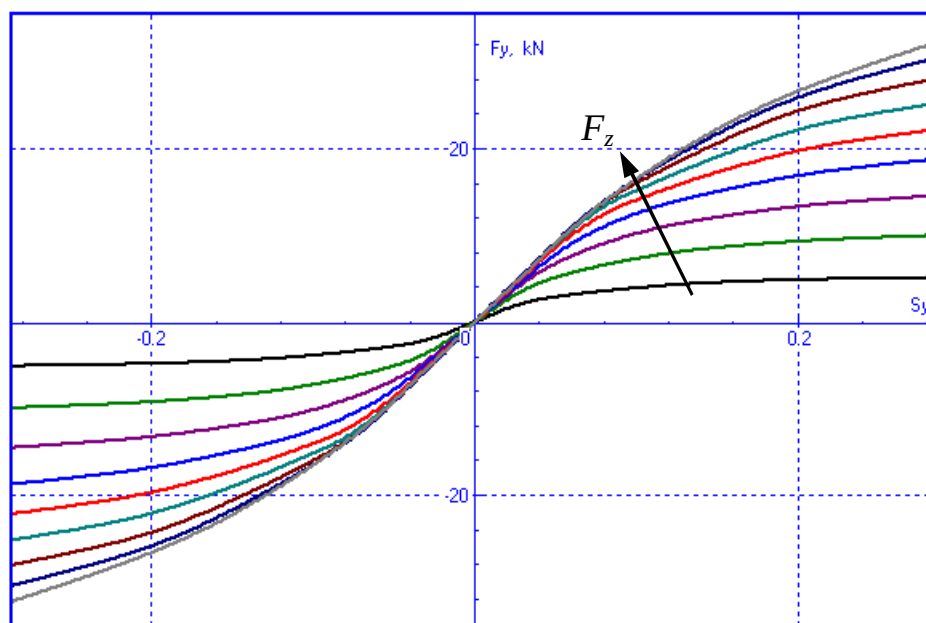


Рис.12.34. Боковая сила в зависимости от угла бокового увода

12.5.4. Комбинированное скольжение

При больших значениях проскальзывания и/или угла бокового увода обычно используется комбинированная модель продольной и боковой силы.

Пусть α – угол бокового увода, s_x – проскальзывание. Расчет продольной и боковой силы происходит по следующему алгоритму [20]:

$$\sigma_x = \frac{s_x}{1 + s_x}, \quad \sigma_y = \frac{\tan \alpha}{1 + s_x},$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2},$$

$$F_x = \frac{\sigma_x}{\sigma} F_{x0}(\sigma), \quad F_y = \frac{\sigma_y}{\sigma} F_{y0}(\sigma).$$

Здесь F_{x0} , F_{y0} – модели зависимостей продольной и боковой сил в зависимости от соответствующего скольжения, описанные выше.

Режим комбинированного скольжения задается на вкладке Автомобиль | Шины инспектора моделирования, рис. 12.35. Рекомендуется задавать расчет комбинированного скольжения для тестов, при которых возможны режимы торможения.

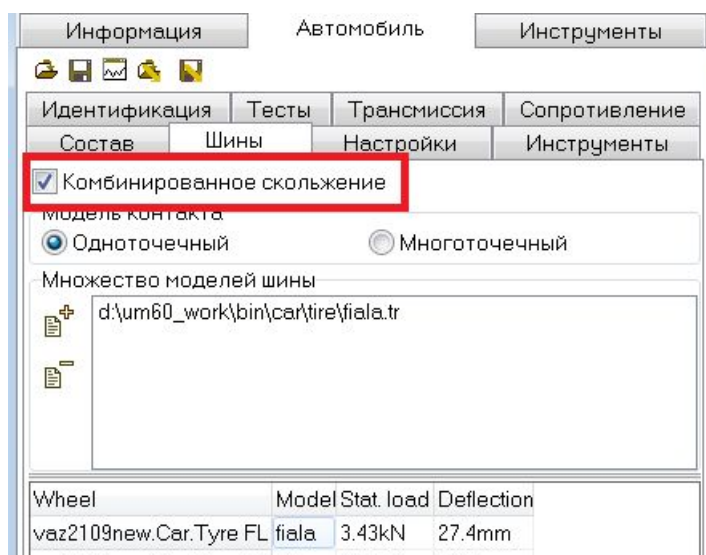


Рис.12.35. Задание режима комбинированного скольжения

12.5.5. Переходные процессы в шине

В работе [20] предложена упрощенная модель учета переходных процессов в шине, влияющих на фактические значения бокового увода $\lambda = tg \alpha$ и проскальзывания s_x , входящих в выражения для сил взаимодействия шины с дорогой. Искомые величины определяются из дифференциальных уравнений первого порядка

$$\frac{L_y}{v_x} \frac{d\lambda}{dt} + \lambda = \frac{v_y}{v_x},$$

$$\frac{L_x}{v_x} \frac{ds_x}{dt} + s_x = \frac{\omega R - v_x}{v_x},$$

где v_x, v_y, ω - продольная скорость, скорость бокового увода и угловая скорость вращения шины, R - радиус качения колеса, L_x, L_y - так называемые длины релаксации шины в продольном и поперечном направлениях.

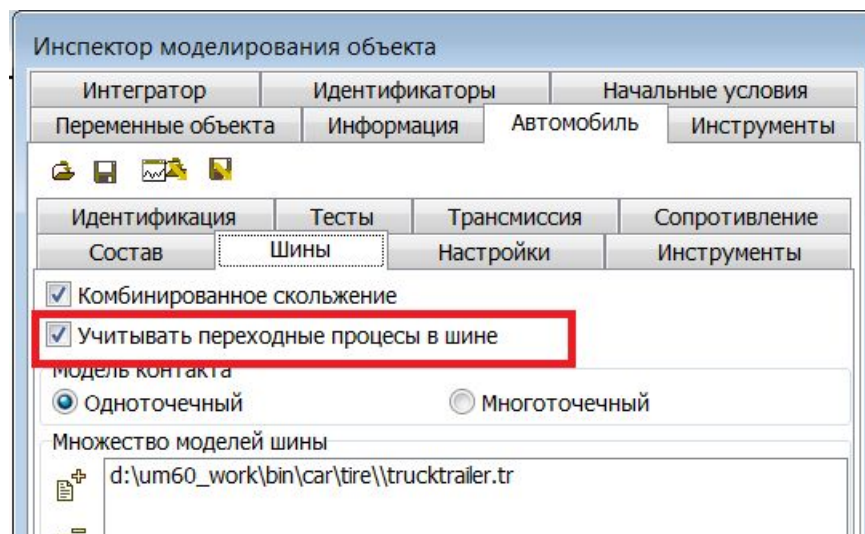


Рис.12.36. Задание режима учета переходных процессов в шине

Для учета переходных процессов следует активизировать соответствующий ключ в инспекторе моделирования объекта, рис. 12.36.

Основным эффектом учета переходных процессов в шине в соответствии с указанной моделью является замедление значений λ и s_x по сравнению со значениями $\frac{v_y}{v_x}$ и $\frac{\omega R - v_x}{v_x}$. Замедления зависят от длин релаксации и скорости продольного движения, т.е. от постоянных времени $\frac{L_y}{v_x}$ и $\frac{L_x}{v_x}$, рис. 12.37. Длины релаксации шины задаются в метрах в мастере описания параметров шины, рис. 12.38.

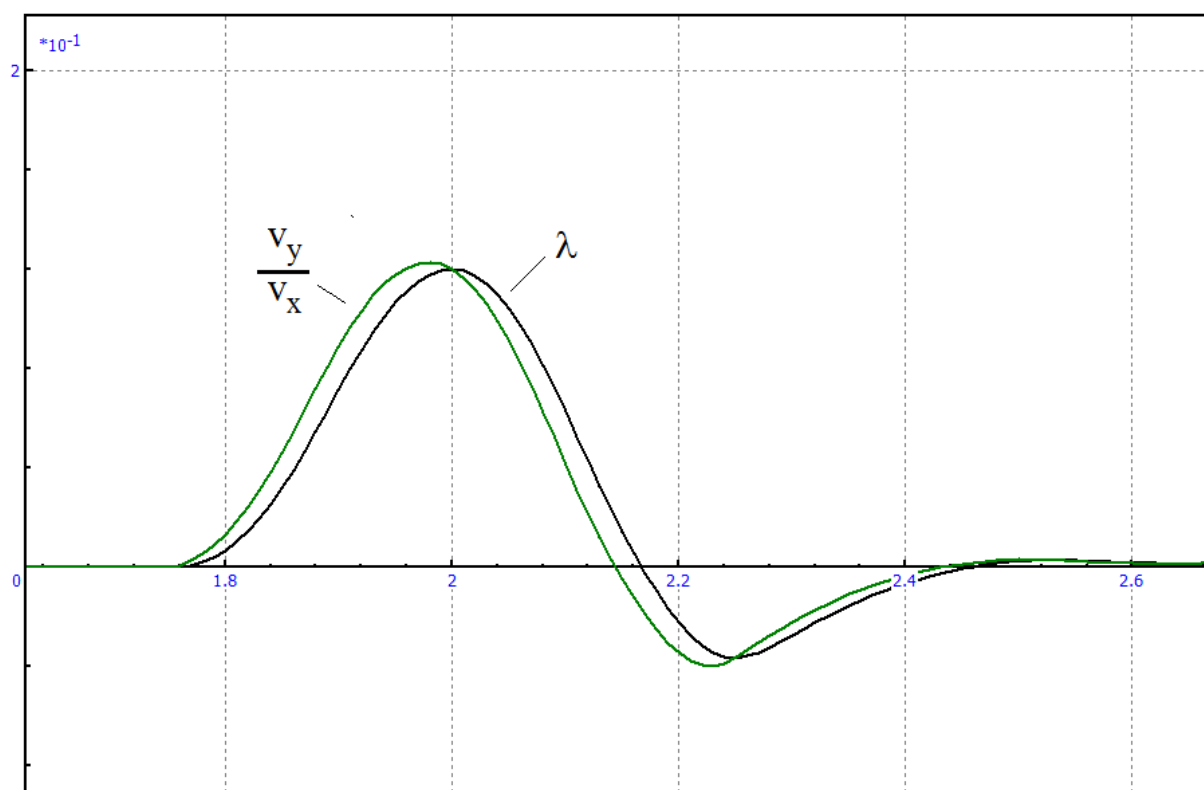
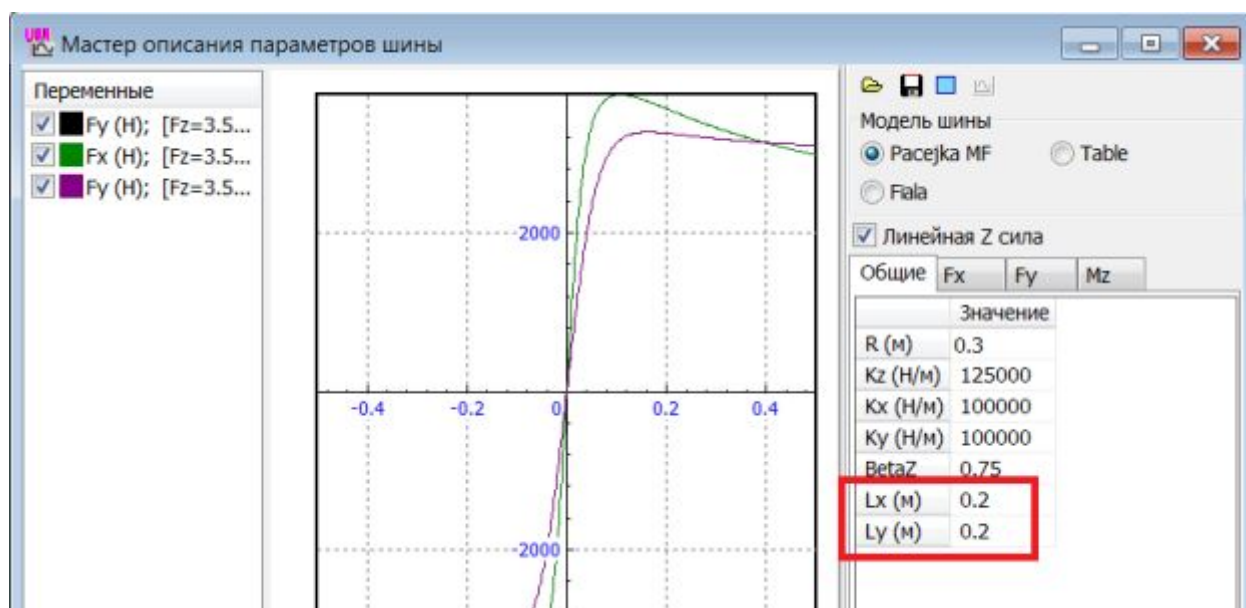

 Рис.12.37. Зависимость от времени переменных λ и v_y/v_x в тесте «рывок руля»


Рис.12.38. Задание длин релаксации шины

12.5.6. Мастер описания параметров шины

При помощи **Мастера описания параметров шины** (см. рис. 12.39) создаются файлы с параметрами моделей контактных сил *.tr, которые затем используются в процессе моделирования динамики автомобилей.

Для открытия окна **Мастера** используйте пункт меню **Инструменты | Параметры модели шины...**, программа **UM Simulation**.

Мастер не только позволяет задать необходимые параметры контактных моделей, но и визуализировать полученные зависимости контактных сил и моментов.

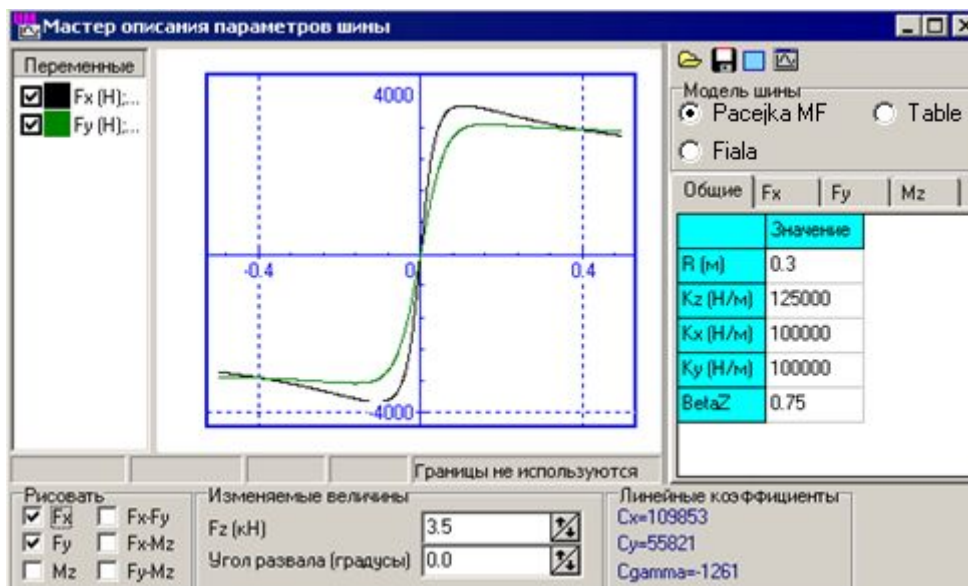


Рис. 12.39. Мастер описания параметров шины

Порядок работы с Мастером

- Выберите модель контактных сил в списке **Модель шины**.
- Задайте все требуемые параметры в списках параметров в правой части окна.
- При необходимости проверьте правильно задания параметров модели путем анализа графиков, см. ниже.
- Сохраните параметры модели в файл *.tr кнопкой .

Построение графиков

После того, как заданы все параметры модели контактных сил, можно построить различные графики зависимостей сил и моментов. Для этого выполните следующие действия.

- В поле **Рисовать** выберите нужный Вам набор характеристик.
- В полях **Изменяемые величины** задайте значения нагрузки и угла развала, для которых Вы хотите построить зависимости. При этом учитывайте особенности моделей контактных сил. Так, например, при использовании модели FIALA контактные силы не зависят от угла развала.
- Нажмите кнопку  для добавления новых зависимостей в поле графиков.

Используйте кнопку  для того, чтобы очистить список зависимостей.

12.5.7. Выбор модели контактных сил

Модели шин, созданный в **Мастере описания параметров шины** назначаются колесам автомобиля в **Инспекторе моделирования объекта** на закладке **Автомобиль | Шины**.

- Используйте кнопки  и  для того, чтобы добавить/удалить нужную модель шины из списка **Множество моделей шины**.
- Ту или иную модель из описанного выше **Множества моделей шины** можно назначить каждому отдельному колесу, для этого используйте контекстное меню, как это показано на рис. 12.40.

Как правило, параметры шин всех колес автомобиля одинаковы. В этом случае в список **Множества моделей шины** достаточно добавить только одну модель шины и назначить эту модель всем колесами автомобиля.

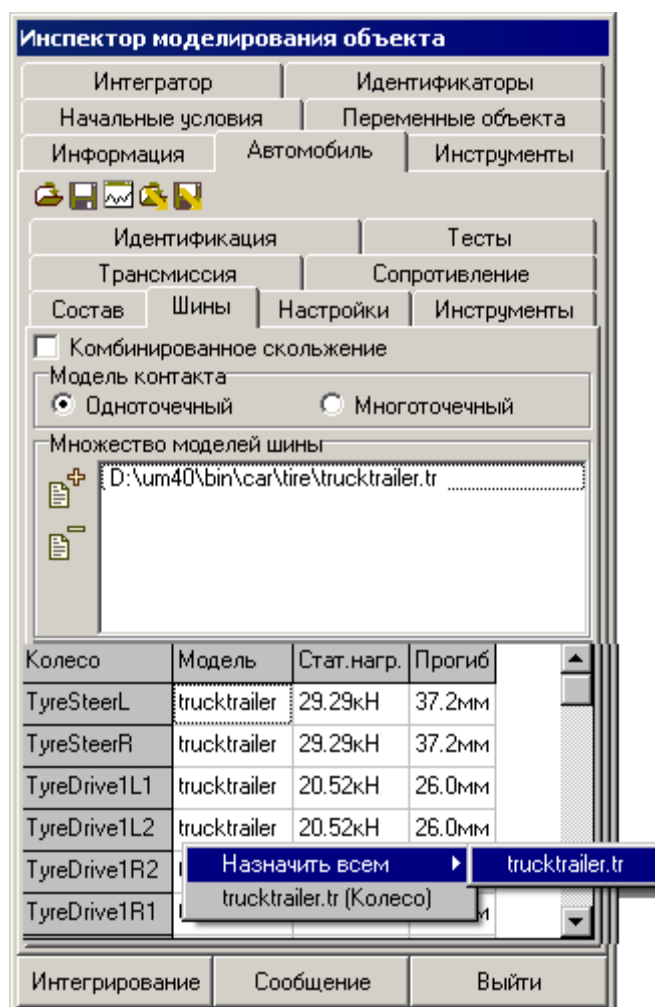


Рис. 12.40. Выбор контактной модели

12.5.8. Визуализация сил между шиной и дорогой

Вертикальный, поперечные, продольные контактные силы между пневматиком и дорогой могут быть выведены в анимационном окне. Для того, чтобы скрыть/показать контактные силы используйте кнопку  на верхней панели быстрого доступа.

После расчета равновесия масштаб векторов сил выбирается таким образом, чтобы статические значения сил на управляемых колесах соответствовали половине радиуса колеса.

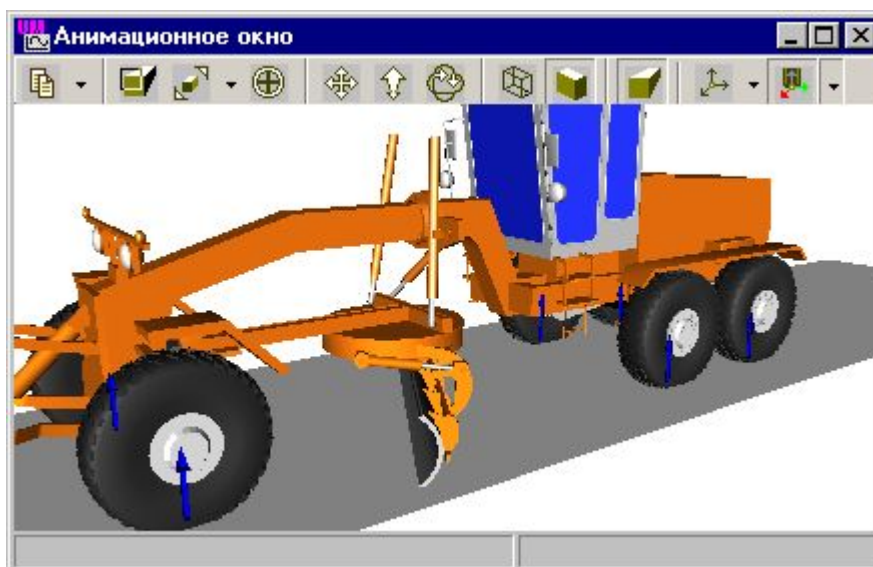


Рис. 12.41. Силы между шинами и дорогой

12.6. Сопротивление движению автомобиля

12.6.1. Сопротивление воздуха

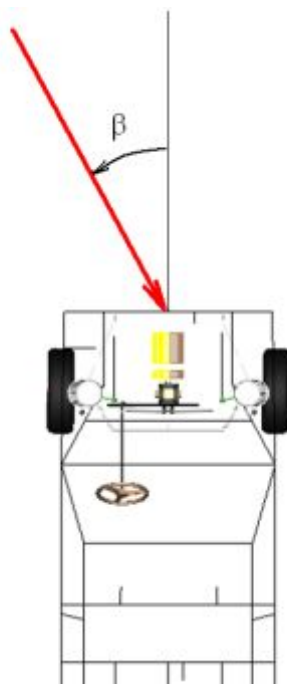


Рис. 12.42. Положительный угол направления относительной скорости воздушного потока

Сопротивление воздуха зависит от скорости потока воздуха относительно автомобиля V_a , плотности воздуха ρ , коэффициентов аэродинамического сопротивления, площади сопротивления, угла β направления скорости воздушного потока относительно автомобиля (рис. 12.42) и некоторых других параметров. Коэффициенты аэродинамического сопротивления и площади зависят от рассчитываемой компоненты силы или момента сопротивления [21].

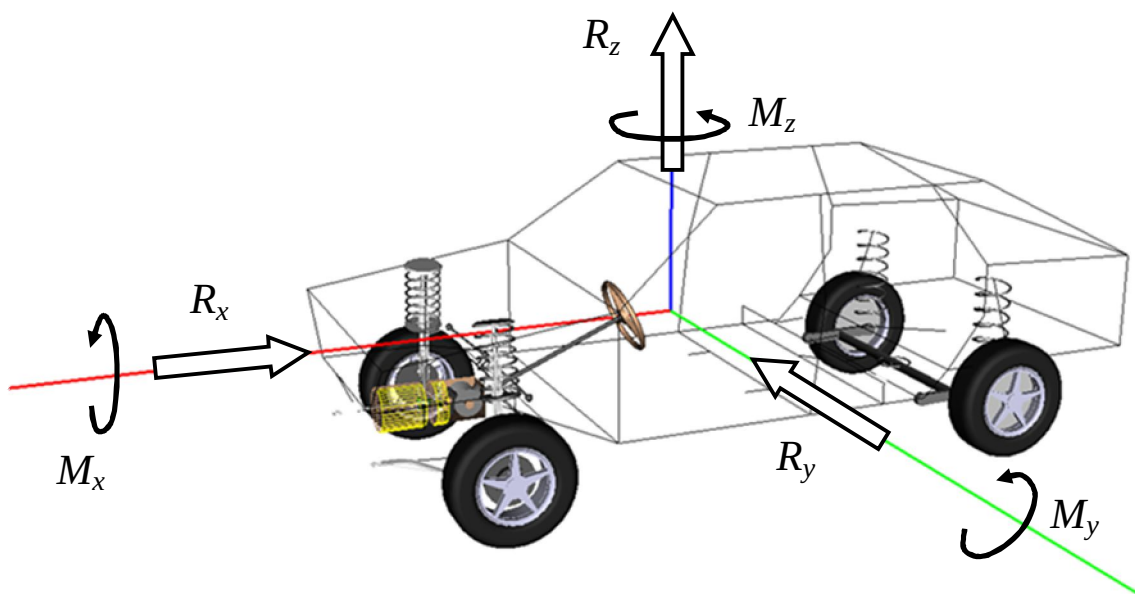


Рис. 12.43. Направления аэродинамических сил и моментов при положительном значении

Рассмотрим формулы, используемые в УМ для расчета компонент силы и момента аэродинамического сопротивления относительно локальной СК кузова автомобиля. Направления сил и моментов при положительных значениях и при положительном значении угла направления относительной скорости потока β указаны на рис. 12.43.

- Сила лобового сопротивления

$$R_x = C_x(\beta) A_x \frac{\rho}{2} V_a^2,$$

C_x - коэффициент лобового сопротивления, A_x - лобовая площадь (площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси).

- Сила бокового сопротивления

$$R_y = C_y(\beta) A_y \frac{\rho}{2} V_a^2$$

C_y - коэффициент бокового сопротивления, A_y - боковая площадь (площадь проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его поперечной оси).

- Подъемная сила

$$R_z = C_z A_x \frac{\rho}{2} V_a^2$$

C_z - коэффициент аэродинамического подъема.

- Момент крена

$$M_x = C_{ax}(\beta) L_y A_y \frac{\rho}{2} V_a^2$$

L_y - ширина колеи.

- Опрокидывающий момент

$$M_y = C_{ay}(\beta) L_x A_x \frac{\rho}{2} V_a^2$$

C_{ay} - коэффициент аэродинамического опрокидывающего момента, L_y - колесная база автомобиля.

- Поворачивающий момент

$$M_z = C_{az}(\beta) L_x A_y \frac{\rho}{2} V_a^2$$

Приняты следующие упрощенные зависимости коэффициентов аэродинамического сопротивления от угла атаки:

$$C_x(\beta) = C_x(0) \cos \beta, \quad C_y(\beta) = C_y(0) \sin \beta, \quad C_{ax}(\beta) = C_{ax}(0) \sin \beta,$$

$$C_{ay}(\beta) = C_{ay}(0) \sin \beta, \quad C_{az}(\beta) = C_{az}(0) \sin \beta$$

В работе [22] приведены типичные значения некоторых коэффициентов аэродинамического сопротивления, табл. 3.

Таблица 3

Типичные значения коэффициентов аэродинамического сопротивления

Коэффициент	Легковой автомобиль	Фургон	Грузовой автомобиль
$C_x(0)$	0.3 ÷ 0.4	0.5 ÷ 0.6	0.6 ÷ 1.2
$C_y(0)$	1.8 ÷ 2.8	3.0 ÷ 4.0	4.0 ÷ 7.0
$C_{az}(0)$	-0.3 ÷ -0.8	-0.04 ÷ -1.1	-0.1 ÷ -1.0
$C_{ax}(0)$	0.8 ÷ 1.2	2.0 ÷ 3.6	0.9 ÷ 1.1

В соответствии с работой [17], коэффициент аэродинамического подъема C_z изменяется в пределах $0.2 \div 0.5$, коэффициент аэродинамического опрокидывающего момента $C_{ay}(0)$ - в пределах $0.05 \div 0.21$.

Значения коэффициента лобового сопротивления C_x и площади A_x для большинства легковых автомобилей можно найти в интернете. См. например, <http://rc.opelgt.org/indexcw.php>.

Имя	Значение
Скорость ветра (м/с)	0
Угол направления ветра (градусы)	0
Лобовая площадь (м ²)	1.88
Поперечная площадь (м ²)	4.9
C _x : Сила сопротивления	0.46
C _y : Боковая сила	2
C _z : Подъемная сила	0
C _{ax} : Момент крена	1
C _{ay} : Опрокидывающий момент	0
C _{az} : Поворачивающий момент	-0.5
Плотность воздуха (кг/м ³)	1.2

Рис. 12.44. Ввод параметров аэродинамического сопротивления

В программе **UM Simulation** параметры аэродинамического сопротивления автомобиля задаются на вкладке **Автомобиль | Сопротивление | Аэродинамическое** инспектора моделирования, рис. 12.44. Скорость ветра и его направление задаются относительно СК0, причем угол отсчитывается относительно оси X, положительно направление определяется так же, как на рис. 12.42.

12.6.2. Сопротивление качению шины

Трение качения учитывается в виде момента сопротивления $T_{rf} = F_{rf} R$, приложенного к колесу против вращения; R – радиус шины. В соответствии с работой [17], сила сопротивления F_{rf} , входящая в это выражение, определяется по формуле

$$F_{rf} = f F_z$$

где f – коэффициент сопротивления, F_z – нормальная сила при взаимодействии шины с дорогой. Коэффициент сопротивления зависит от скорости автомобиля [17]

$$f = f_0 + k_1 v + k_2 v^2.$$

Здесь v – скорость автомобиля в км/ч, f_0, k_1, k_2 – эмпирические постоянные, определяемые экспериментально. Типичные значения этих постоянных [17] представлены в табл. 4.

Таблица 4

Параметры трения качения шины			
Шина	f_0	k_1	k_2
Радиальная шина, легковой автомобиль	0.0136	0	0.4e-7
Диагональная шина, легковой автомобиль	0.0169	0	0.19e-6
Радиальная шина, грузовой автомобиль	0.006	0	0.23e-6
Диагональная шина грузовой автомобиль	0.007	0	0.45e-6

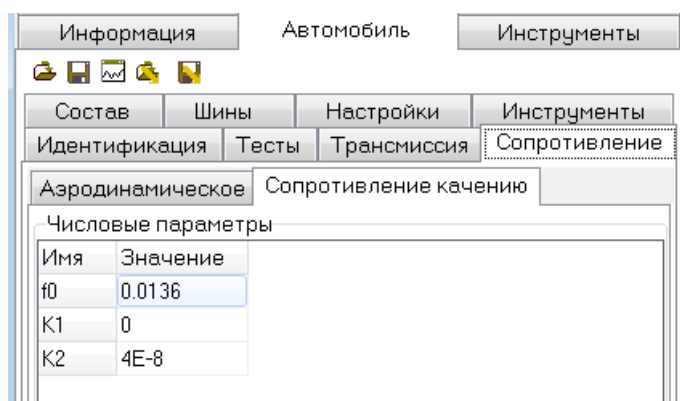


Рис. 12.45. Ввод параметров сопротивления качению

В программе **UM Simulation** параметры сопротивления качению автомобиля задаются на вкладке **Автомобиль | Сопротивление | Сопротивление качению** инспектора моделирования, рис

12.7. Создание моделей автомобилей

В данном разделе мы рассмотрим подходы к моделированию основных элементов подвески автомобилей: пружин подвески, амортизаторов, листовых рессор и других силовых элементов подвески, а также подвесок в целом. Проведенные здесь примеры и подходы к моделированию отдельных силовых элементов подвесок и узлов автомобиля носят исключительно рекомендательный характер. Многообразие физической природы различных взаимодействий, технической реализации узлов конструкции и требуемой степени детализации моделей не позволяют в рамках данного руководства привести законченный список различных примеров.

12.7.1. Модели колеса

Начиная с УМ 7.0 в программе предусмотрено две модели колеса, с жестким и упругим креплением шины к дисковому центру. В дальнейшем будем первый вариант называть «жесткое колесо», а второй – «упругое колесо»

12.7.1.1. Жесткое колесо

Жесткое колесо вводится в модель как абсолютно твердое тело со своими инерционными параметрами и графическим образом и специальной силой типа **Шина**, см. рис. 12.46.

- Ось вращения колеса совпадает с осью Y связанной с телом системы координат.
- Для каждого колеса должен быть создан *специальная сила* типа **Шина**.
- Колесо должно соединяться с автомобилем шарниром таким образом, чтобы положительное направление вращения колеса соответствовало движению автомобиля вперед.

Для добавления в модель автомобиля нового колеса проще всего использовать визуальный компонент **Колесо**.

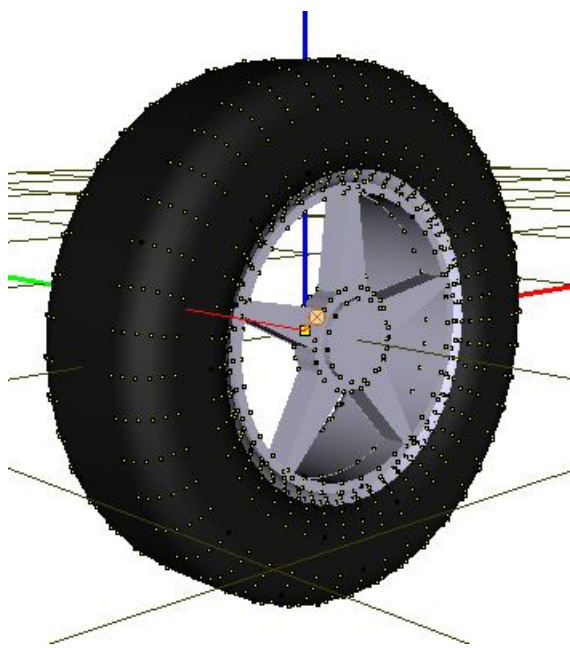


Рис. 12.46. Колесо как твердое тело

12.7.1.2. Упругое колесо

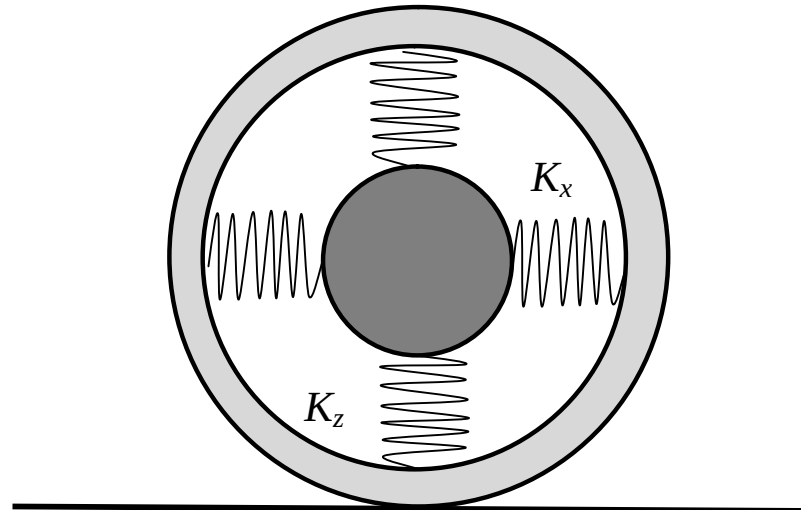


Рис. 12.47. Упругое колесо

Упругое колесо образовано двумя абсолютно твердыми телами – шиной и колесным диском, связанными друг с другом упругим элементом, рис. 12.47. Шина должна иметь относительно колесного диска, как минимум, три степени свободы: сдвиги в вертикальном и продольном направлениях и поворот относительно оси колеса. Допускается также введение сдвига шины относительно центра вдоль оси колеса.

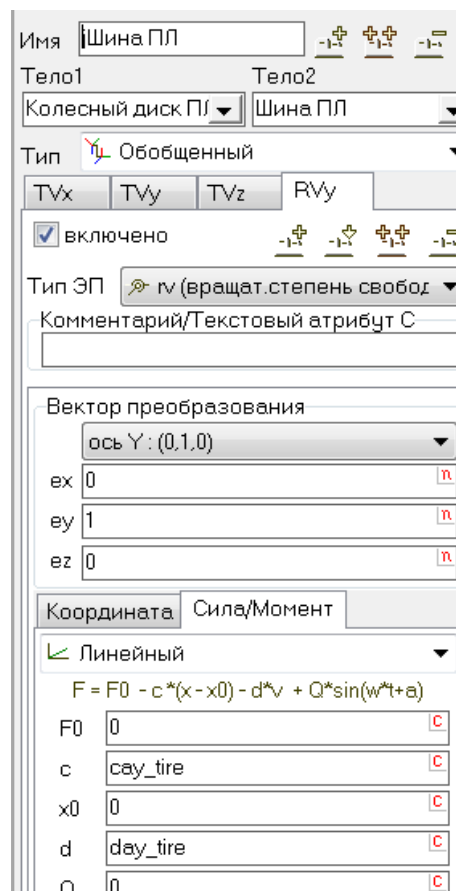


Рис. 12.48. Шарнир для упругого колеса

Для введения степеней свободы шины рекомендуется использовать шарнир обобщенного типа, рис. 12.48. Жесткости упругой связи K_x, K_y, K_z задаются в модели шины, п. 0, и соответствующие силы автоматически рассчитываются в программе моделирования. Угловая упругая связь может быть описана в виде шарнирной силы для соответствующей степени свободы.

Специальный силовой элемент типа «шина» следует назначить соответствующему телу. Графический образ шины назначается колесному диску.

Перед моделированием движения автомобиля следует подтвердить факт использования модели упругого колеса на вкладке **Автомобиль | Шины** инспектора моделирования, рис. 12.49.

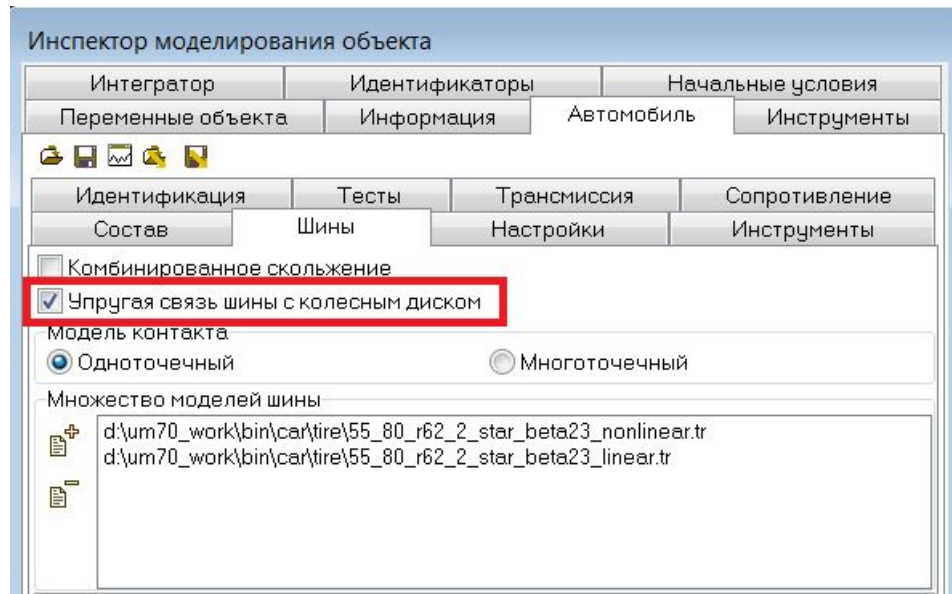


Рис. 12.49. Подтверждение модели упругого колеса

Вертикальная жесткость в контакте шины с дорогой принимается в *десять* раз большей, чем жесткость K_z .

12.7.2. Визуальный компонент «Колесо»

Библиотека **CarComponents.umc** содержит две визуальных компоненты для *жесткого* колеса, см. рис. 12.50. Обе компоненты добавляют в модель *правые* колеса с полностью параметризованным графическим образом (см. рис. 12.50), инерционными параметрами, специальной силой типа *Шина* и шарниром. Разница между компонентами заключается в модели шарнира.



Рис. 12.50. Визуальные компоненты

Первая компонента '*Правое колесо*' (рис. 12.50 слева) добавляет для колеса скрытый шарнир с 6 степенями свободы и пользователь должен дополнительно создать вращательный шарнир, связывающий колесо с автомобилем.

В противоположность предыдущему способу вторая компонента '*Правое колесо+шарнир*' (рис. 12.50 справа) позволяет непосредственно описывать вращательный шарнир.

Рассмотрим процесс визуального добавления компонент.

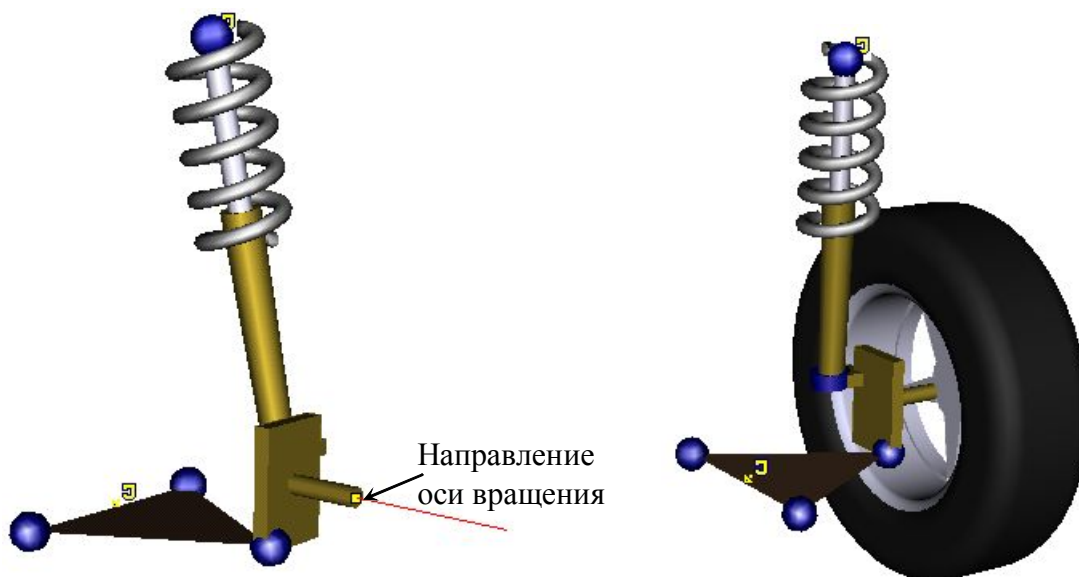


Рис. 12.51. Визуальное добавление колеса и шарнира

Правое колесо. Выберите эту компоненту в палитре компонент и затем щелкните мышкой в нужной точке вспомогательной сетки для добавления колеса в эту точку. После добавления окна появится диалог инициализации новых идентификаторов, установите их в соответствии с параметрами вашего колеса.

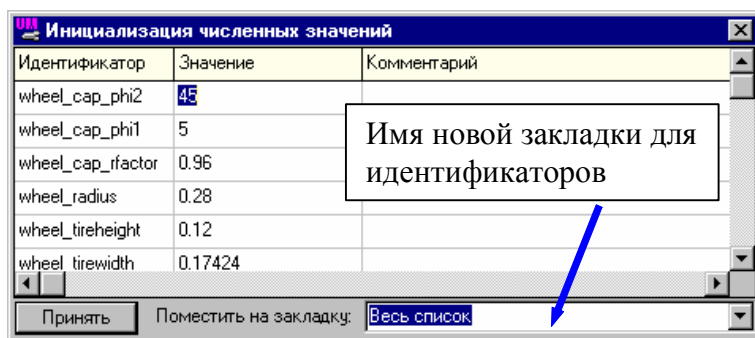


Рис. 12.52. Параметры графического образа колеса и его инерционные параметры

Правое колесо + Шарнир

1. Для тела, к которому присоединяется шарнир (например, стойка или мост), нужно создать вектор, описывающий положение шарнирной точки и направление оси вращения. Кроме того, это тело должно быть в дереве объекта, то есть оно должно быть видимо в режиме отображения всего объекта в анимационном окне сборки.

2. Щелкните на кнопке компоненты и затем выберите начало нужного вектора.

3. Измените идентификаторы модели, соответствующие инерционным параметрам колеса и его графическому образу.

Замечание. Если положительное приращение координаты соответствует движению автомобиля назад в этом случае направление одного из шарнирных векторов нужно изменить на противоположное прямо в диалоге описания шарнира, см. рис. 12.53.

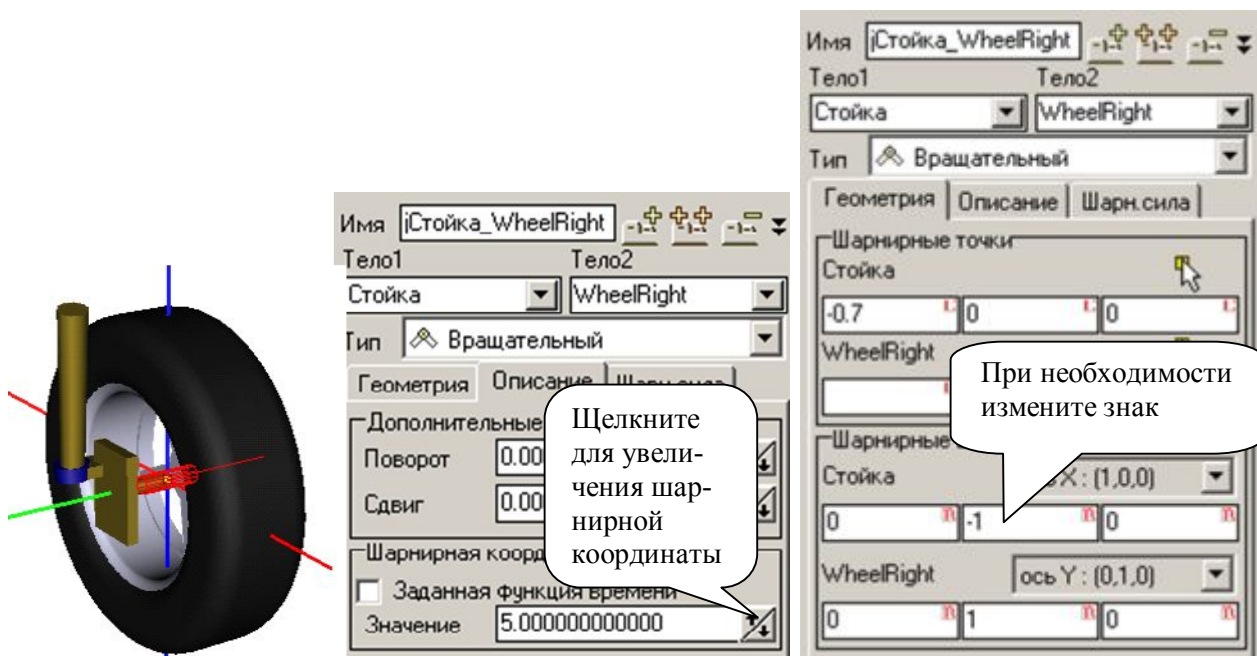


Рис. 12.53. Проверка правильности описания шарнира для колеса

12.7.3. Пружины подвески и гасители колебаний

Линейные пружины подвески могут моделироваться как *Линейные силы*, подробнее о линейных силах см. [главу 2](#).

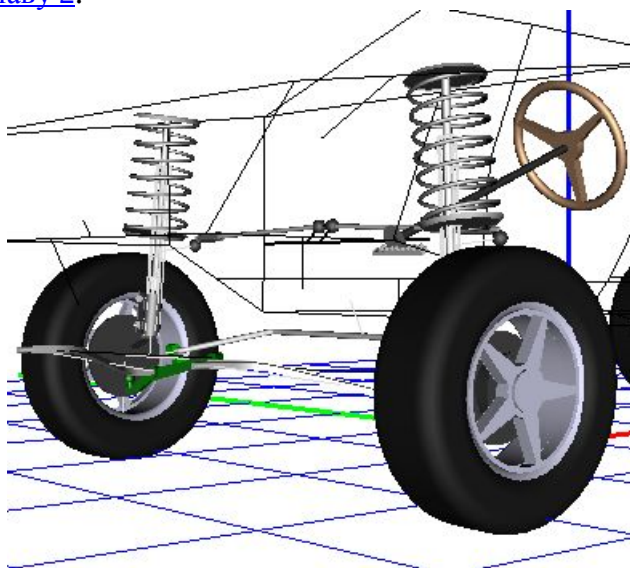


Рис. 12.54. Силовые элементы подвески

Линейные и нелинейные пружины и гасители колебаний могут моделироваться как *биполярные* или *шарнирные силы*, подробнее о биполярных силах см. [главу 2](#).

12.7.4. Моделирование листовых рессор

Листовые рессоры, рис. 12.55, до недавнего времени были самыми популярными упругими элементами подвески для широкого класса автомобилей. Листовые рессоры одновременно передают продольные, поперечные и вертикальные усилия со стороны моста на кузов, что позволяет не вводить дополнительные силовые элементы и тем самым существенно упростить конструкцию подвески. Эта особенность листовых рессор определила их популярность в течение долгого времени. Вместе с тем листовые рессоры являются также диссипативными элементами – при изгибе листовой рессоры отдельные листы рессоры проскальзывают друг относительно друга и между ними появляются силы трения.

Однако в процессе эксплуатации рабочие характеристики листовых рессор существенно меняются, что в ряде случаев является неприемлемым. И в последнее время не смену листовым рессорам все шире приходят пружины, гасители и пневматические силовые элементы.



Рис. 12.55. Листовые рессоры

Можно предложить два подхода к моделированию листовых рессор: как безынерционный силовой элемент и как инерционную многомассовую систему. Рассмотрим модель листовой рессоры как безынерционного силового элемента подробнее.

12.7.4.1. Безынерционная модель листовой рессоры

При описании безынерционной модели листовой рессоры мы представляем ее как силовой элемент, связывающий два твердых /упругих тела. Отметим следующие особенности модели рессоры.

Модель должна упруго связывать взаимодействующие тела по всем трем (шести) направлениям.

В продольном и поперечном направлении жесткость рессоры гораздо выше, чем в вертикальном.

В продольном и поперечном направлении практически отсутствует гашение, отбор энергии осуществляется только за счет внутренних потерь в металле.

В вертикальном направлении рессора представляет собой силовой элемент с пропорциональным трением. Чем сильнее изогнута рессора, тем выше нормальные усилия между листами и, соответственно, силы сухого трения.

Итак, упруго-диссипативные свойства рессоры в продольном и поперечном направлениях будем моделировать обобщенным линейным силовым элементом. Работу рессоры в вертикальном направлении рекомендуется описывать одним из двух, приведенных ниже способов:

двумя биполярными элементами типа *Упруго-2-фрикционный*;

двумя биполярными элементами типа *Рессора Фанчера*.

Упруго-фрикционная сила

Этот силовой элемент представляет собой элемент с пропорциональным трением, что позволяет эффективно моделировать с его помощью, в том числе листовые рессоры. Расчетная схема безынерционной модели листовой рессоры представлена на рис. 12.57. Более подробную информацию о данном типе элемента см. в [Главе 2](#), п. «Биполярные силы | Упруго – фрикционная сила 2».

Рессора Фанчера

Рессора Фанчера – эффективная модель листовой рессоры, учитывающая потери энергии на трение при работе рессоры в вертикальном направлении.

Заметим, что места прикрепления силовых элементов к раме (в предположении, что рессора соединяет мост и раму автомобиля) не определяются геометрией рессоры, см. рис. 12.57, и выбираются произвольно с таким расчетом, чтобы при наибольшем ходе моста вверх длина элементов не проходила через нулевое значение. Это необходимо для того, чтобы не было вырождения биполярных силовых элементов, которое наступает в случае нулевой длины элемента.

Учитывая тот факт, что листовая рессора работает по всем направлениям, матрицу жесткости для линейного силового элемента нужно рекомендуется задавать как минимум диагональную матрицу жесткости, см. рис. 12.56. С учетом того, что поведение рессоры в вертикальном направлении описывается биполярными силами (рессорой Фанчера или упруго-фрикционной силой) компонент жесткости в вертикальном направлении опущен.

$$\begin{pmatrix} C_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{ax} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{ay} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{az} \end{pmatrix}$$

Рис. 12.56. Матрица жесткости линейного силового элемента

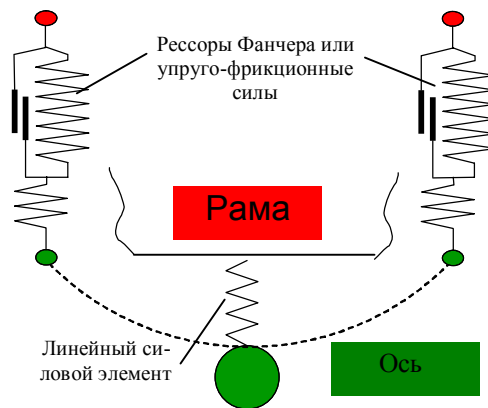


Рис. 12.57. Безынерционная модель листовой рессоры

Отметим также следующее. В реальности масса листовых рессор значительна. При моделировании рессор как безынерционных элементов, с учетом того, что масса рессоры, таким образом, из модели исключена, рекомендуется массу рессоры в равных частях добавлять к массе рамы и моста.

12.7.5. Сайлент-блоки

В УМ реализованы поступательные, вращательные, сферические линейные сайлент-блоки. Математическая модель сайлент-блоков описана в [Главе 2](#), раздел *Специальные силы/Сайлент-блоки*. Порядок добавления и сайлент-блоков и описания их параметров изложен в [Главе 3](#), раздел *Ввод данных/Ввод силовых элементов/Ввод специальных сил/Специальные силы/Сайлент-блоки*.

Используйте шарниры *Общего типа* для описания нелинейных сайлент-блоков и сайлент-блоков с трением. Шарнир должен включать шесть степеней свободы, причем по ограниченным степеням свободы нужно вводить жесткость/диссипацию/трение как шарнирную силу. Математическая модель шарниров общего типа описана в [Главе 2](#), раздел *Шарниры/Обобщенный шарнир*. Особенности описания обобщенных шарниров изложены в [Главе 3](#), раздел *Ввод данных/Ввод шарниров/Ввод обобщенного шарнира*.

12.7.6. Рулевое управление

Чтобы сделать возможным управление автомобилем с открытым или замкнутым контуром управления в модель необходимо ввести специальный шарнирный момент. Этот момент вводится в шарнире, в котором непосредственно осуществляется управление. Если модель автомобиля включает рулевое колесо, как на рис. 12.58, то это будет вращательный шарнир между корпусом и рулевым колесом. Если рулевое колесо не включается в модель, тогда поворот управляемых колес мы будем контролировать в шарнире между корпусом и ступицей колеса.

Момент, контролирующий поворот управляемых колес, вводится как шарнирный момент типа *Выражение* (см. рис. 12.59):

$$-cSteering*(x-SteeringWheelAngle)-dSteering*(v-dSteeringWheelAngle).$$

Здесь $cSteering$ и $dSteering$ – коэффициенты жесткости и демпфирования системы управления, имеют физический смысл жесткости и демпфирования удержания рулевого колеса водителем; $SteeringWheelAngle$ и $dSteeringWheelAngle$ – требуемый углы поворота и угловая скорость в управляемом шарнире, которые рассчитываются в процессе моделирования для выполнения заданных маневров. Пользователь может ввести собственные имена для этих четырех параметров.



Рис. 12.58. Шарнир рулевого колеса

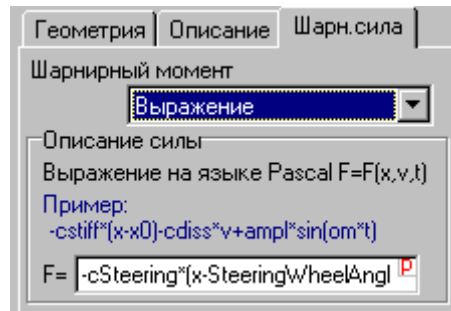


Рис. 12.59. Момент по управлению поворотом колес

Замечание. Идентификаторы для жесткости, требуемого угла поворота и угловой скорости должны быть числами и не могут быть выражены через другие параметры модели.

12.7.7. Управление скоростью продольного движения

Чтобы иметь возможность управлять скоростью продольного движения автомобиля в модель необходимо добавить специальный тяговый момент. Шарнир для приложения этого момента выбирается в зависимости от детализации модели и целей исследования. В простейшем случае момент вводится во вращательном шарнире для ведущих колес (между стойкой/мостом и колесом). В случае, если в модели автомобиля описана трансмиссия, тогда управляющий момент описывается на входе трансмиссии.

Управляющий момент описывается как *Выражение* одним и тем же идентификатором для всех ведущих колес, см. рис. 12.59, например: *MLongitudinalControl*

Пользователь может выбрать имя данного идентификатора по своему выбору.

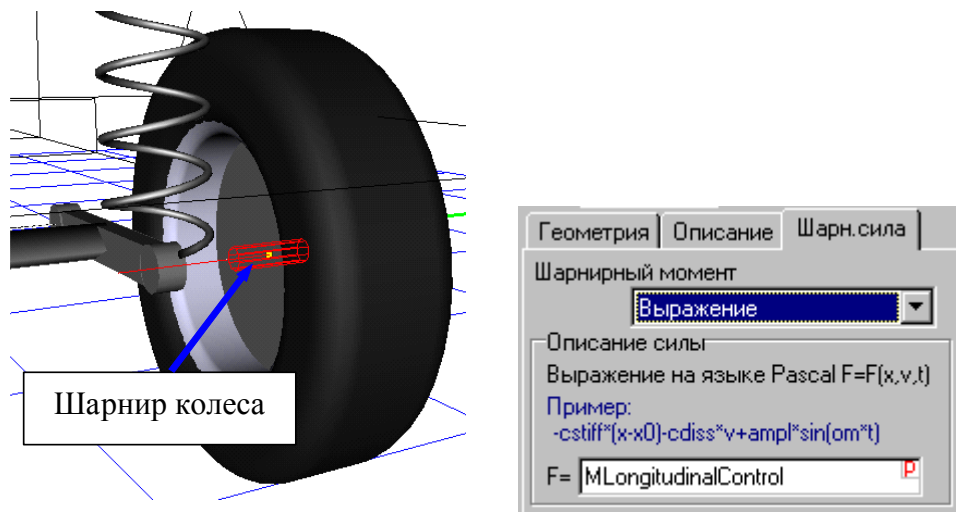


Рис. 12.60. Шарнирный момент

12.7.8. Блокировка вращения колес

Некоторые результаты моделирования доступны только для неподвижного экипажа. Это, например, расчет собственных частот и форм колебаний, вычисление передаточного отношения между рулевым колесом и управляемыми колесами, тесты с гармоническим нагружением вертикальной или поперечной силой и другие тесты.

Поэтому в модель необходимо ввести упруго-диссипативный момент блокирования вращения колес. Предусмотреть такую блокировку нужно как минимум на одной паре ко-

лес каждого экипажа. Для четырехколесных автомобилей рекомендуется предусматривать блокировку неуправляемых колес, а управляемые оставлять свободными.

Для блокировки колес нужно ввести с модель следующий упруго-диссипативный момент:

$$-cLocking * x - dLocking * v,$$

где $cLocking$ и $dLocking$ – параметры жесткости и демпфирования при блокировании колес. В случае классической компоновки легкового автомобиля, когда задние колеса являются ведущими и неуправляемыми, во вращательный шарнир, связывающий колесо с кузовом, момент для управления скоростью продольного движения и момент для блокировки колес вводятся параллельно, так, как показано ниже и на рис. 12.61:

$$MlongitudinalControl - cLocking * x - dLocking * v.$$

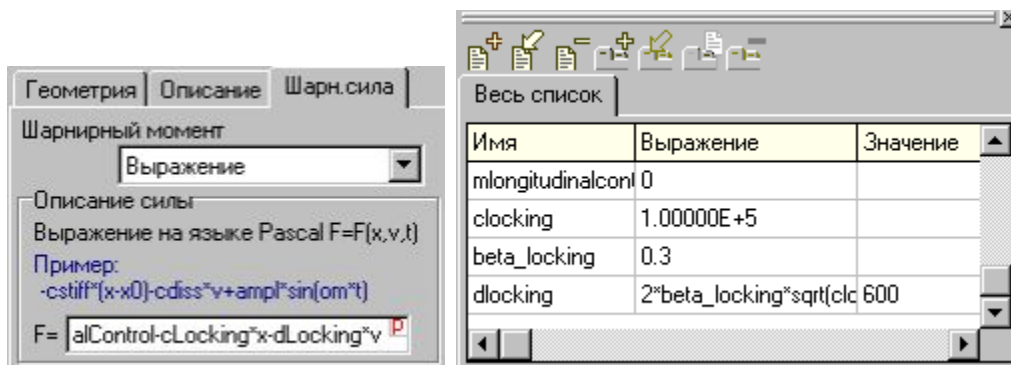


Рис. 12.61. Блокирование вращения колес

Для того чтобы задавать обоснованный коэффициент диссипации рекомендуется выразить его через долю демпфирования от критического. Для этого введем еще один независимый идентификатор – долю демпфирования от критического, назовем его $\beta_{locking}$. Тогда коэффициент диссипации будет выражаться (см. рис. 12.61) как

$$dLocking = 2 * \beta_{locking} * \sqrt{cLocking * I_{WheelY}},$$

где I_{WheelY} – момент инерции колес относительно их оси вращения.

Рекомендуемые значения для коэффициента жесткости и доли демпфирования от критического составляют $cLocking = 1.0 * 10^5$ Нм/рад, $\beta_{locking} = 0.3$.

12.8. Моделирование трансмиссии

Для моделирования трансмиссии требуется модуль **UM Driveline**. Для того, чтобы проверить наличие этого модуля в текущей конфигурации UM, используйте команду меню **Помощь | О программе**, рис. 12.62. Обычно трансмиссия моделируется в виде набора абсолютно твердых тел, имеющих одну вращательную степень свободы, связанных специальными силовыми элементами. Подробное описание силовых элементов можно найти в руководстве пользователя, глава 22, файл 22_UM_Driveline.pdf.

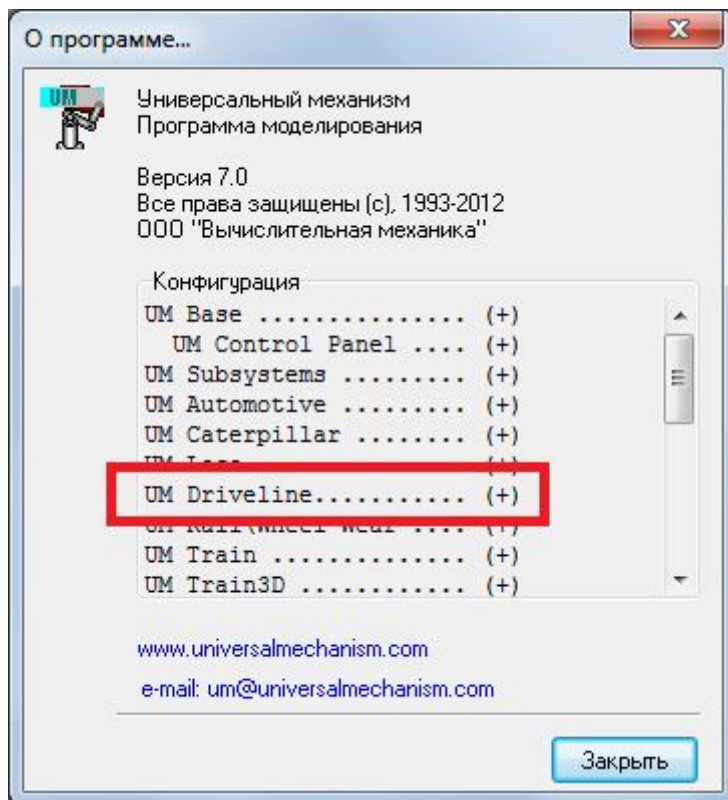


Рис. 12.62. Проверка конфигурации UM

Модель трансмиссии автомобиля в UM, как правил, включает следующие элементы:

- двигатель внутреннего сгорания (ДВС);
- сцепление (механическая коробка передач);
- гидротрансформатор (автоматическая коробка передач);
- коробка передач;
- дифференциал
- тормозная система;
- ABS.

Часть из этих элементов должна описываться силовыми элементами при создании модели автомобиля в программе ввода (сцепление, гидротрансформатор, коробка передач, дифференциал и т.д.). Параметры ДВС, ABS, коробки передач, системы торможения задаются в программе моделирования на соответствующих вкладках инспектора моделирования, рис. 12.63.

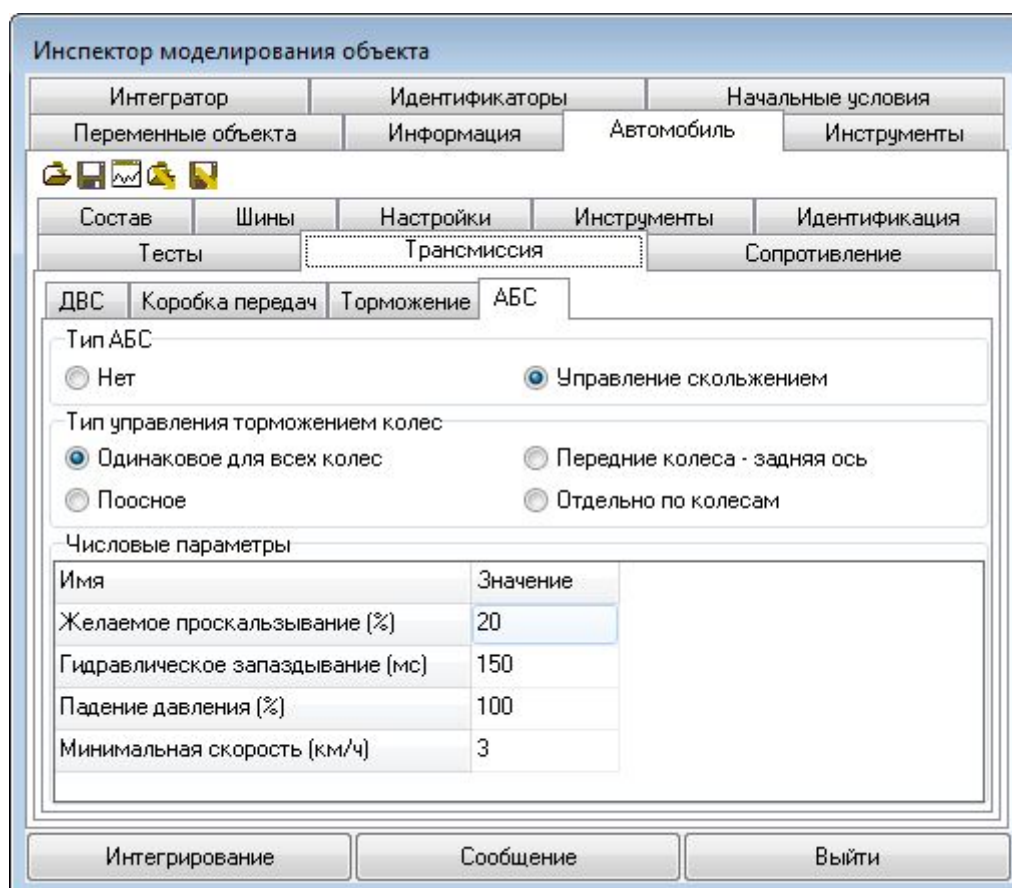


Рис. 12.63. Вкладки параметров элементов трансмиссии автомобиля

12.8.1. Описание элементов трансмиссии при создании модели автомобиля

Здесь мы рассмотрим, каким образом моделируются основные элементы трансмиссии автомобиля в программе ввода.

12.8.1.1. Двигатель внутреннего сгорания

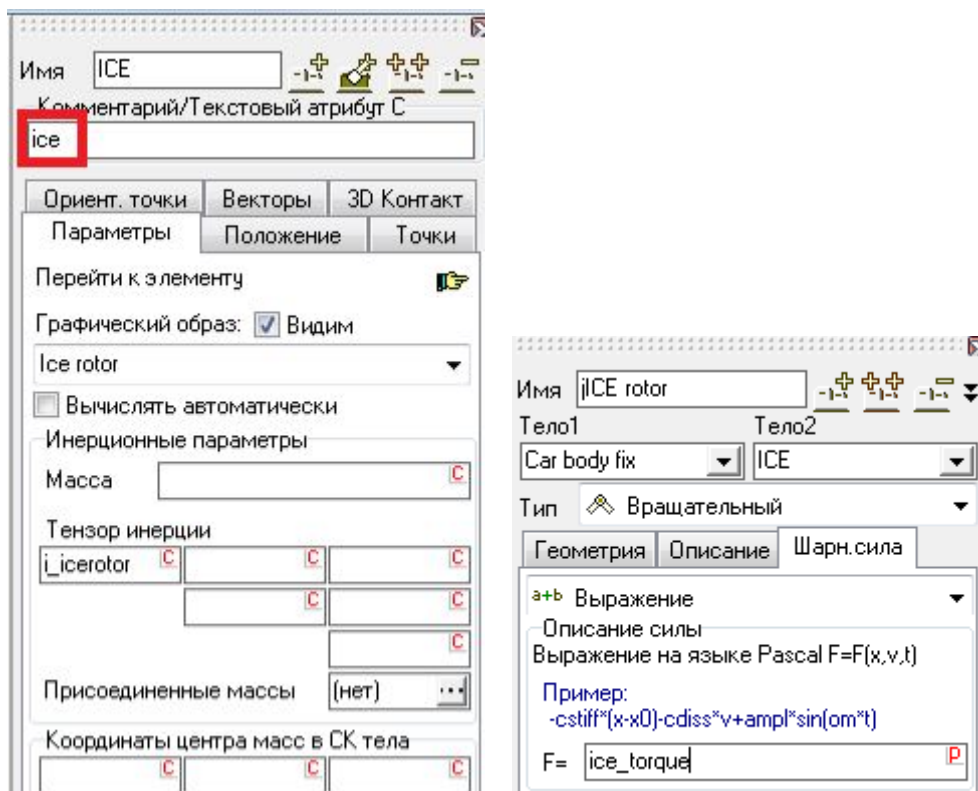


Рис. 12.64. Пример тела, моделирующего коленчатый вал, и соответствующего вращательного шарнира

Следует создать следующие элементы, рис. 12.64.

- Тело, которое моделирует **коленчатый вал**. В качестве момента инерции относительно оси вращения следует задать момент инерции ДВС, приведенный к коленчатому валу (среднее значение момента инерции движущихся частей ДВС). Тело должно быть помечено текстовым атрибутом С "ice" рис. 12.64.
- Вращательный шарнир, задающий соответствующую степень свободы коленчатому валу, а также вводящий движущий момент, действующий на коленчатый вал - выходной момент ДВС. Для этого следует задать шарнирную силу типа **Выражение** и ввести идентификатор момента. Рекомендуется использовать стандартный идентификатор *ice_torque*, рис. 12.64.

12.8.1.2. Сцепление

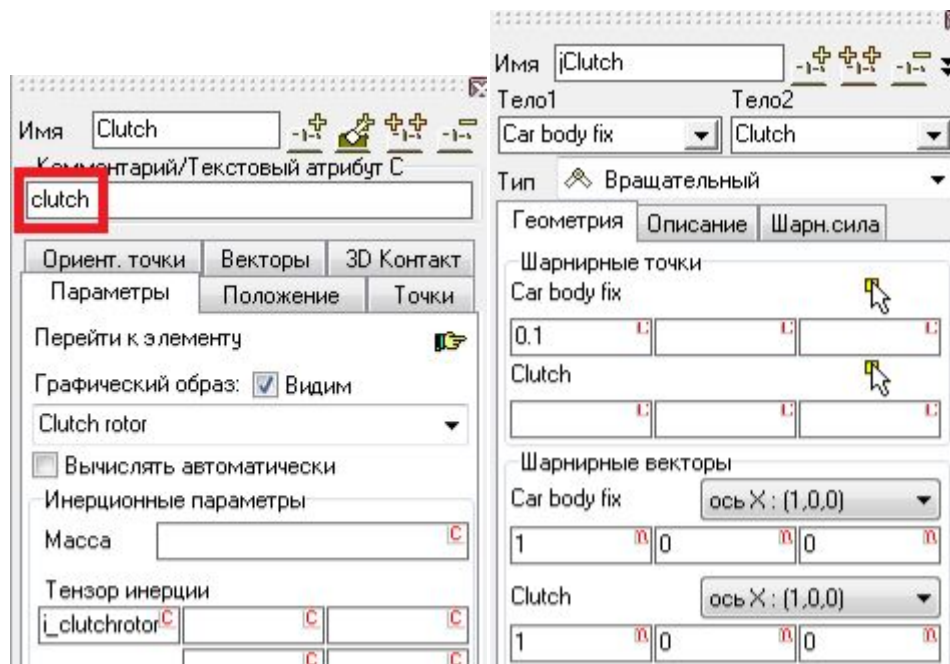


Рис. 12.65. Пример тела, моделирующего ведомый диск сцепления, и соответствующего вращательного шарнира

Фрикционное сцепление в упрощенном виде моделируется одним телом (ведомый диск сцепления) с назначенным ему вращательным шарниром и силовым элементом, задающим трение между ведущим диском, соединенным с коленчатым валом, и ведомым диском. Следует создать следующие элементы, рис. 12.65, 12.66.

- Тело **Ведомый диск** должно быть помечено текстовым атрибутом С "clutch" рис. 12.65. Из инерционных параметров достаточно задать момент инерции относительно оси вращения.
- **Вращательный шарнир**, задающий соответствующую степень свободы ведомому диску сцепления относительно кузова автомобиля. Не рекомендуется задавать вращение ведомого диска относительно коленчатого вала.

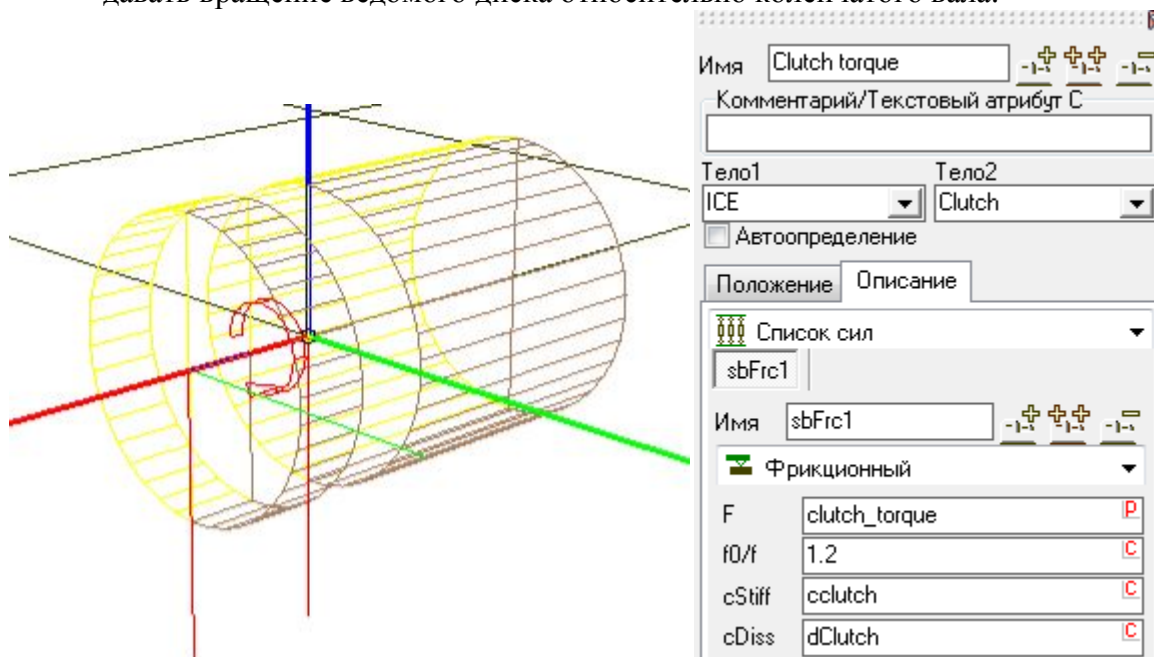


Рис. 12.66. Пример скалярного момента, моделирующего фрикционное сцепление между коленчатым валом и ведомым диском

- Скалярный момент, моделирующий фрикционное сцепление между коленчатым валом и ведомым диском. Следует аккуратно задать ориентацию локальных СК силового элемента таким образом, чтобы их оси Z были ориентированы вдоль осей вращения тел (см. Главу 2 руководства пользователя, п. *Скалярный момент*). Выберите тип момента **Фрикционный** и задайте величину момента с помощью идентификатора; рекомендуется использовать стандартный идентификатор *clutch_torque*, рис. 12.66.

12.8.1.3. Коробка передач. Главная передача

Для упрощенного моделирования коробки передач и главной передачи рекомендуется использовать *механическую передачу вращения* между парой тел, см. Главу 22 руководства пользователя, раздел *Механическая передача вращения*, файл 22_UM_Driveline.pdf. Коробку передач и главную передачу удобно объединить в один силовой элемент. В случае моделирования механической коробки передач этот элемент передает вращение напрямую от ведомого вала сцепления на корпус дифференциала. Инерционные параметры промежуточных элементов при этом следует разнести на оставшиеся два тела. При раздельном моделировании коробки передач и главной передачи следует ввести промежуточное тело - выходной вал коробки передач.

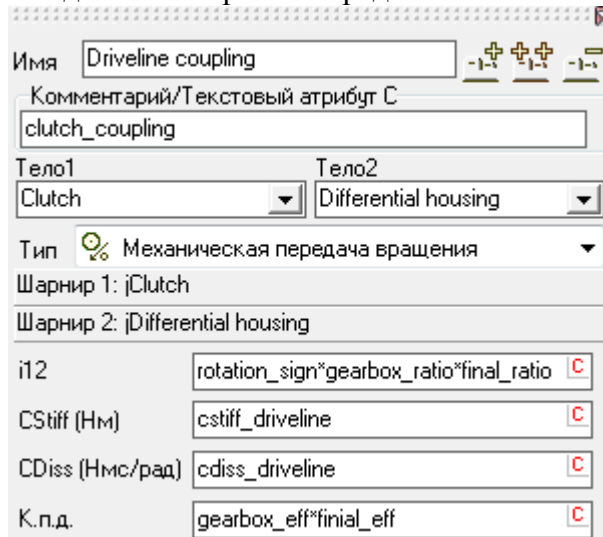


Рис. 12.67. Пример объединенной модели коробки передач и главной передачи

Рассмотрим пример объединенной модели коробки передач и главной передачи.

Для моделирования используется специальная сила типа *Механическая передача вращения*. Параметры элемента принимают следующие значения:

- передаточное число *i12*:

$$rotation_sign * gearbox_ratio * final_ratio$$

Здесь использованы три идентификатора:

rotation_sign - вспомогательный идентификатор, значение которого равно +1, если колеса вращаются в правильную сторону, и -1, если необходимо изменить направление вращения на противоположное;

gearbox_ratio - идентификатор, выполняющий обязательную параметризацию передаточного числа коробки передач; здесь использовано рекомендуемое имя идентификатора;

final_ratio - передаточное число главной передачи; вместо идентификатора можно использовать численное значение, если его не предполагается изменять в дальнейшем;

- коэффициенты жесткости и диссипации передачи;
- коэффициент полезного действия, характеризующий потерю мощности в трансмиссии; в приведенном примере к.п.д. равен произведению к.п.д. коробки передач *gearbox_eff* (рекомендуемый идентификатор) и к.п.д. главной передачи.

12.9. Моделирование динамики автомобилей

Данный раздел целиком касается особенностей моделирования динамики автомобилей в программе **UM Simulation**. Общая информация о работе в программе моделирования **UM Simulation** изложена в [Главе 4](#) руководства пользователя.

12.9.1. Подготовка к моделированию

Большая часть настроек для моделирования динамики автомобиля выполняется с помощью **Инспектора моделирования объекта**, рис. 12.68. Для открытия инспектора моделирования выберите пункт меню **Анализ | Моделирование...** Данные, введенные на закладке **Автомобиль** можно сохранить в конфигурационный файл *.car и загрузить данные из него. Для этого используйте кнопки  и  в верхней части закладки.

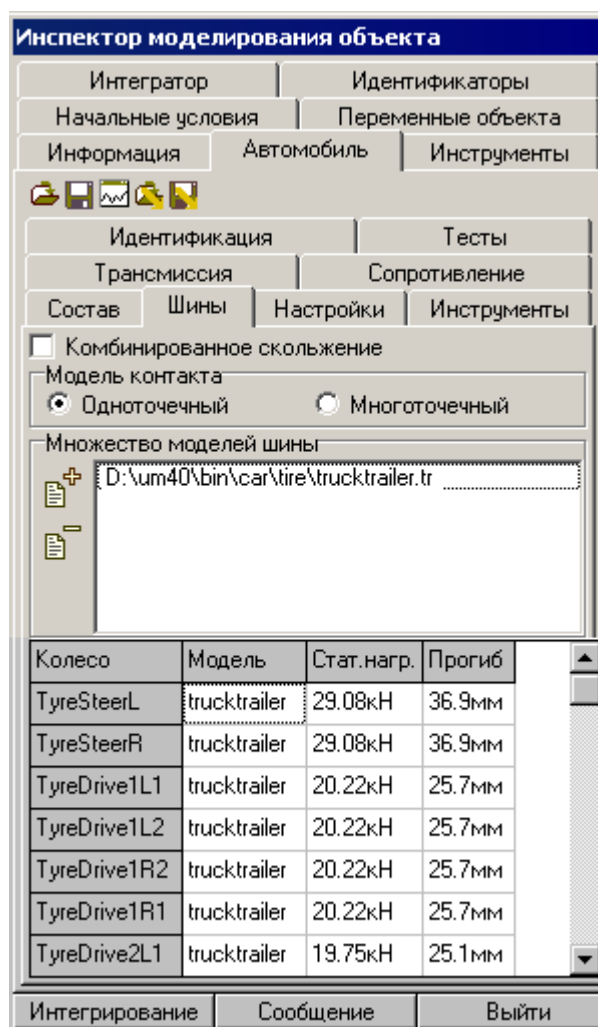


Рис. 12.68. Инспектор моделирования объекта

Кроме того, можно использовать автоматическое сохранение настроек в файл *last.car*. Для этого нужно включить флажок **Конфигурация автомобиля** на закладке **Автосохранение** в окне настроек программы, которое доступно через меню **Инструменты | Настройки**.

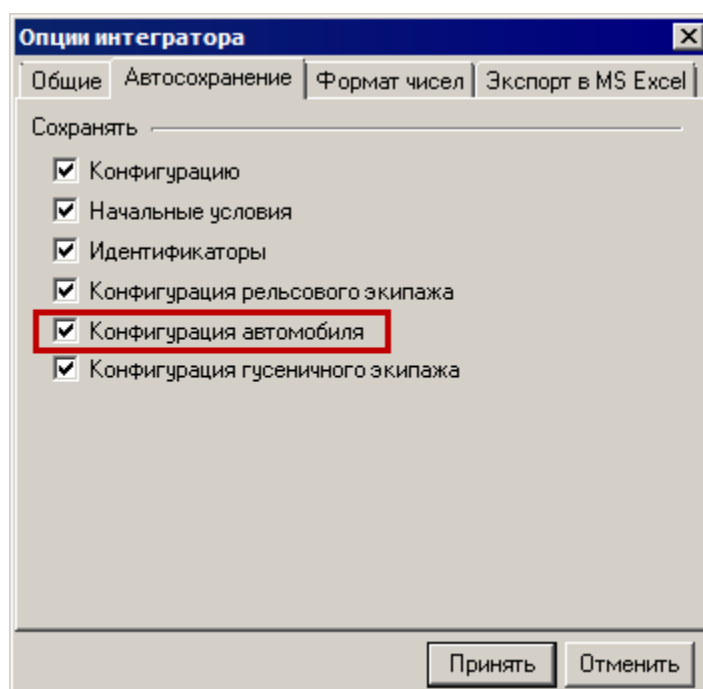


Рис. 12.69. Настройки программы моделирования

12.9.1.1. Многомодульные автомобили

УМ позволяет исследовать многомодульные модели автомобилей - автопоезда. Первый модуль должен быть автомобиль/тягач с рулевым управлением, остальные модули – прицепы или полуприцепы, см. рис. 12.70, 12.71. Для моделирования многомодульных автомобилей требуется предварительно указать, какие тела принадлежат каждому модулю.

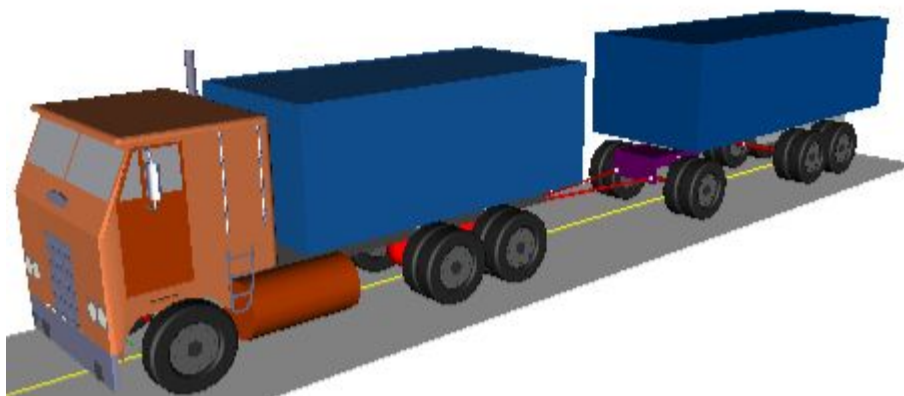


Рис. 12.70. Двухмодульный экипаж: грузовик с прицепом



Рис. 12.71. Трехмодульный экипаж: грузовик с двумя полуприцепами

Для описания структуры в случае многомодульного экипажа перейдите на закладку **Автомобиль/Состав** в **Инспекторе моделирования объекта**, см. рис. 12.72. На этом рисунке приведен пример описания грузовика с прицепом с рис. 12.70.

Для каждого модуля необходимо выбрать тело, которое является кузовом или его аналогом. По этому телу будет осуществляться контроль скорости продольного движения. Затем с списке тел необходимо выбрать тела, входящие в конкретный модуль и нажать кнопку **Принять** для сохранения изменений, см. рис. 12.72.

Для добавления/удаления модулей используйте кнопки  и .

Замечание 1. В качестве кузова автоматически выбирается тело с наибольшей массой. При необходимости в поле **Кузов** выберите другое тело.

Замечание 2. Для того, чтобы добавить тело в текущий модуль необходимо включить флажок, соответствующий этому телу. Флажок можно включить при помощи мыши или с клавиатуры. При работе с клавиатурой снять/установить флажок можно с помощью клавиш *Пробел* и *Enter*.

12.9.1.2. Идентификация рулевого управления

Для идентификации системы рулевого управления перейдите на закладку **Автомобиль | Идентификация** в Инспекторе моделирования объекта.

Далее в выпадающем списке типа идентификации выберите **Рулевое управление**, см. рис. 12.73.

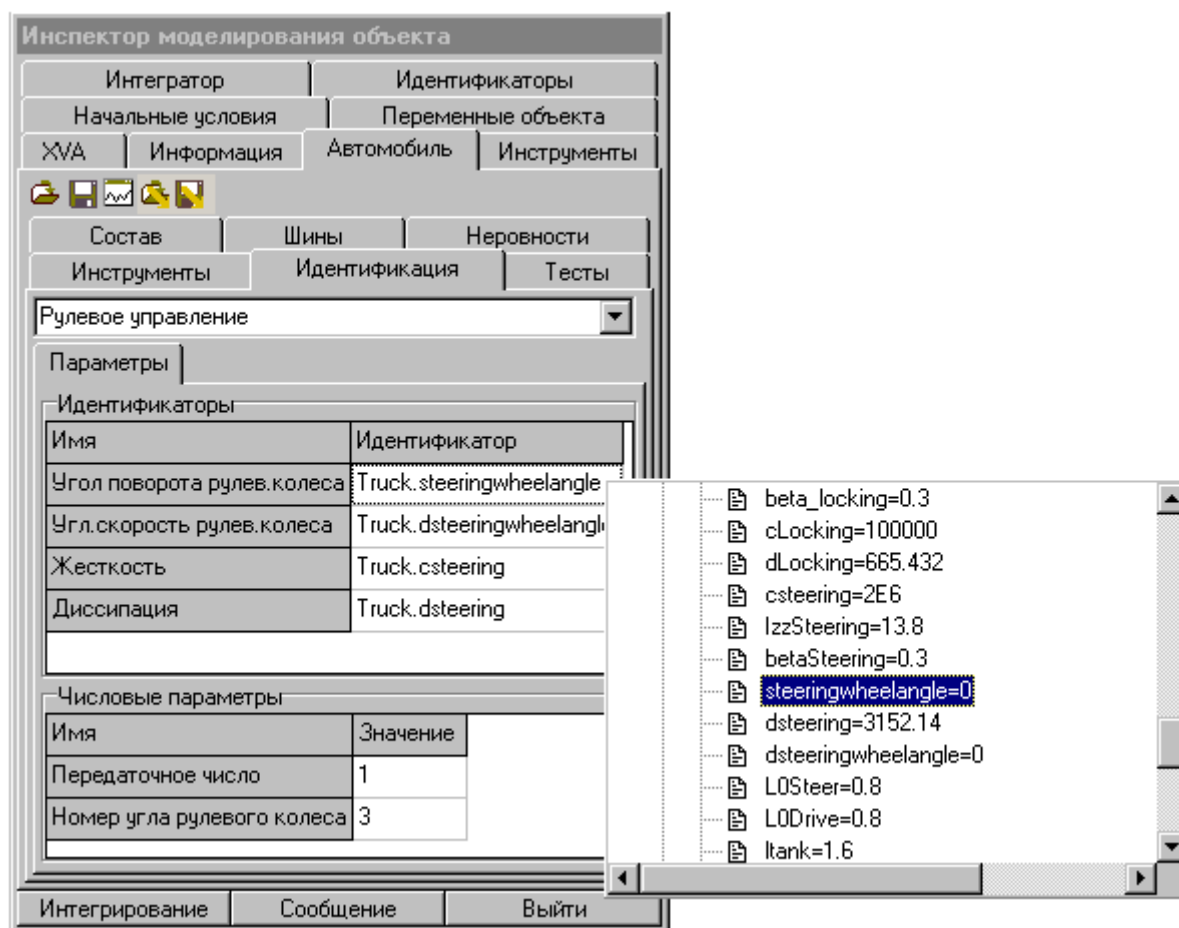


Рис. 12.73. Идентификация системы рулевого управления

Идентификация системы рулевого управления подразумевает выбор четырех параметров (см. п. 12.7.6. Рулевое управление и рис. 12.73):

- угла поворота колес;
- угловой скорости поворота колес;
- коэффициента жесткости рулевого управления;
- коэффициента диссипации рулевого управления.

А также двух численных констант

- передаточного числа;
- номер угла рулевого колеса.

Передаточное число – это отношение угла поворота в шарнире, в котором вводится управление, к углу поворота колес. В случае, когда модель автомобиля не содержит рулевого управления и поворот колес осуществляется непосредственно в шарнире между колесом и ступицей или мостом, *передаточное число* равно 1. В случае, когда модель автомобиля включает, в том числе и систему рулевого управления, определить данное *передаточное число* довольно трудоемко. В этом случае для автоматического определения передаточного числа используйте тест *Поворот рулевого колеса на месте*, п. 12.9.2.5.

Номер угла рулевого колеса – это индекс координаты в шарнире, отвечающем за поворот системы рулевого управления, например индекс координаты во вращательном шарнире между рулевой колонкой и кузовом или в шарнире между ступицей управляемого колеса и мостом/стойкой в случае, когда система рулевого управления непосредственно не введена в модель, см. рис. 12.74.

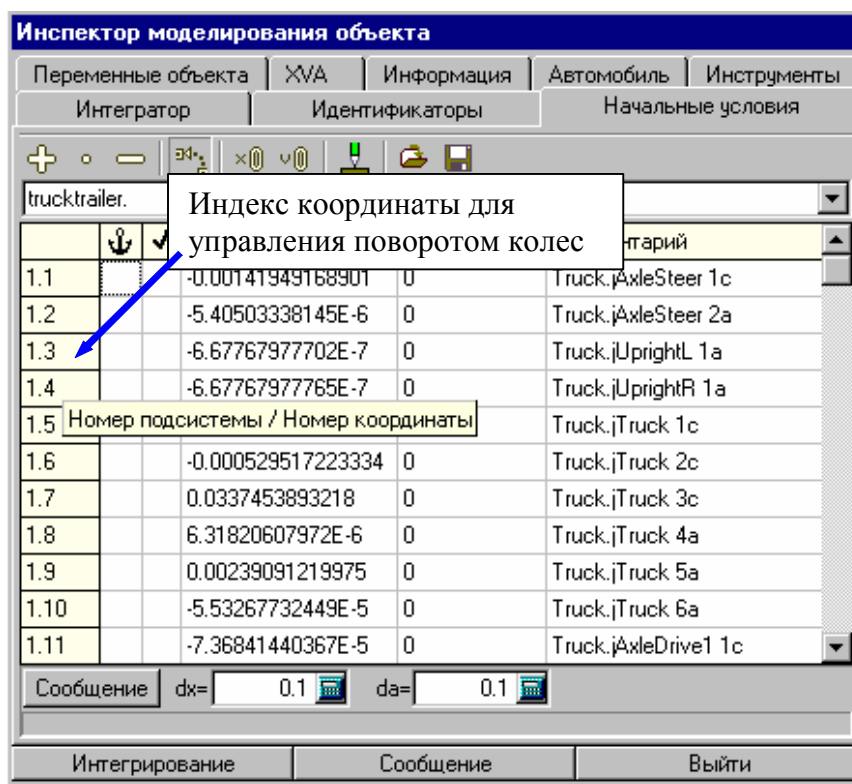


Рис. 12.74. Идентификация индекса координаты для рулевого управления

Замечание. Для автоматического определения передаточного числа используйте тест *Поворот рулевого колеса на месте*, п. 12.9.2.5.

12.9.1.3. Управление скоростью продольного движения

Для идентификации системы рулевого управления перейдите на закладку **Автомобиль | Идентификация** в Инспекторе моделирования объекта.

Далее в выпадающем списке типа идентификации выберите **Управление V**, см. рис. 12.75.

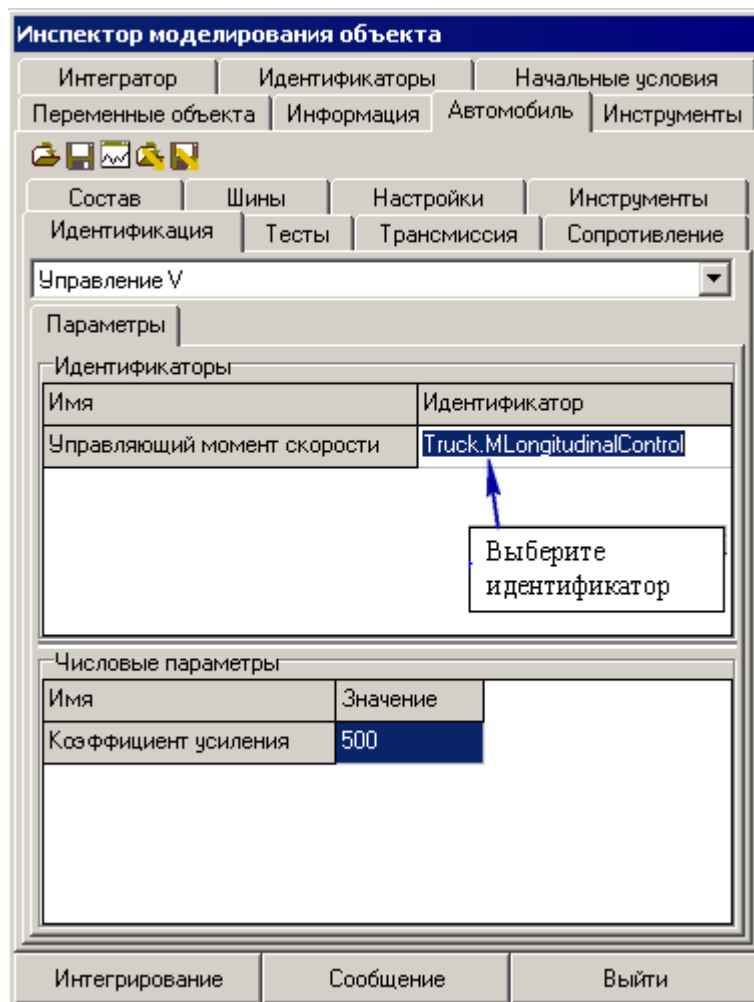


Рис. 12.75. Идентификация управления скоростью продольного движения

Идентификация системы рулевого управления подразумевает выбор одного параметра и одной численной константы (см. п. 12.7.7. *Управление скоростью продольного движения* и рис. 12.75).

Параметр:

- момент управления продольным движением.

Численная константа:

- коэффициент усиления.

Для выбора идентификатора для управляющего момента скорости дважды щелкните мышкой в соответствующей строке списка. Значение коэффициенту усиления задается напрямую с клавиатуры.

Система управления скоростью продольного движения использует пропорциональный закон

$$M = -K(v - v_d),$$

где M – момент (выбранному идентификатору будет присваиваться данное значение),
 K – коэффициент усиления,
 v – текущее значение продольной скорости движения автомобиля (берется по скорости кузова),
 v_d – требуемое значение продольной скорости, может быть постоянной величиной и функцией времени.

12.9.1.4. Идентификация блокировки вращения колес

Для идентификации блокировки вращения колес перейдите на закладку **Автомобиль | Идентификация** в Инспекторе моделирования объекта.

Далее в выпадающем списке типа идентификации выберите **Блокировка движения**, см. рис. 12.76.

Идентификация блокировки вращения колес подразумевает выбор двух параметров модели (см. п. 12.7.8. Блокировка вращения колес и рис. 12.76):

- коэффициента жесткости блокирования (Нм/рад);
- доли демпфирования от критического.

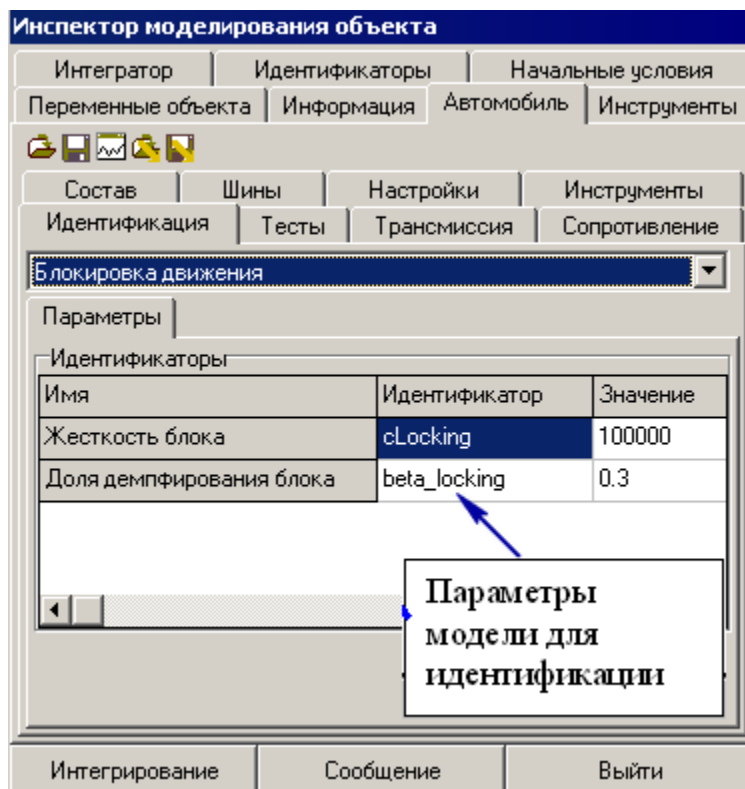


Рис. 12.76. Идентификация блокировки вращения колес

12.9.1.5. Задание графиков поворота колес и скорости движения

В Инспекторе моделирования объекта перейдите на закладку Автомобиль | Инструменты.

Далее выберите один из вариантов:

- Рулевое управление без обратной связи;
- Профиль продольной скорости.

Угол поворота рулевого колеса и профиль скорости могут быть функциями как времени, так и продольной координаты, см. рис. 12.77.

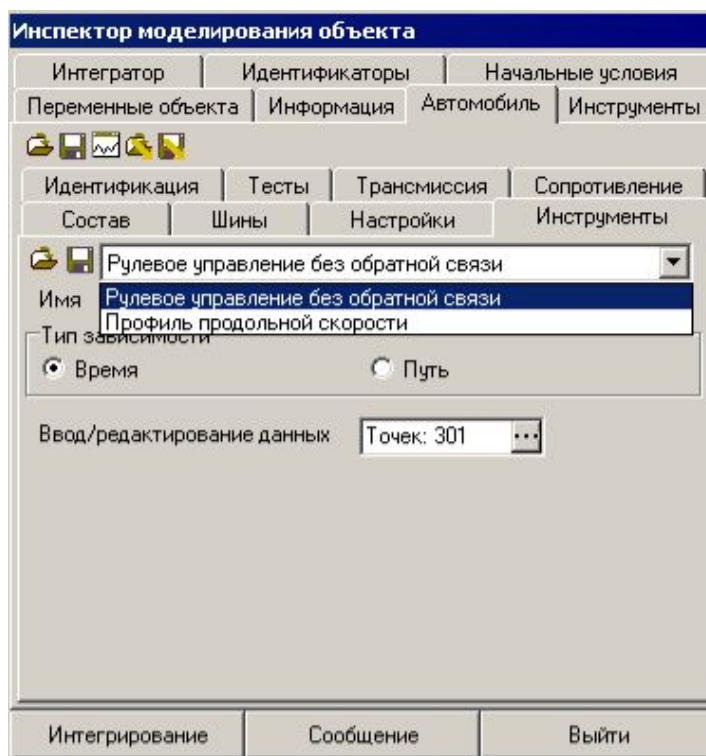


Рис. 12.77. Интерфейс для описания функций времени и пути

Сами функции описываются графически в редакторе кривых, см. рис. 12.78.

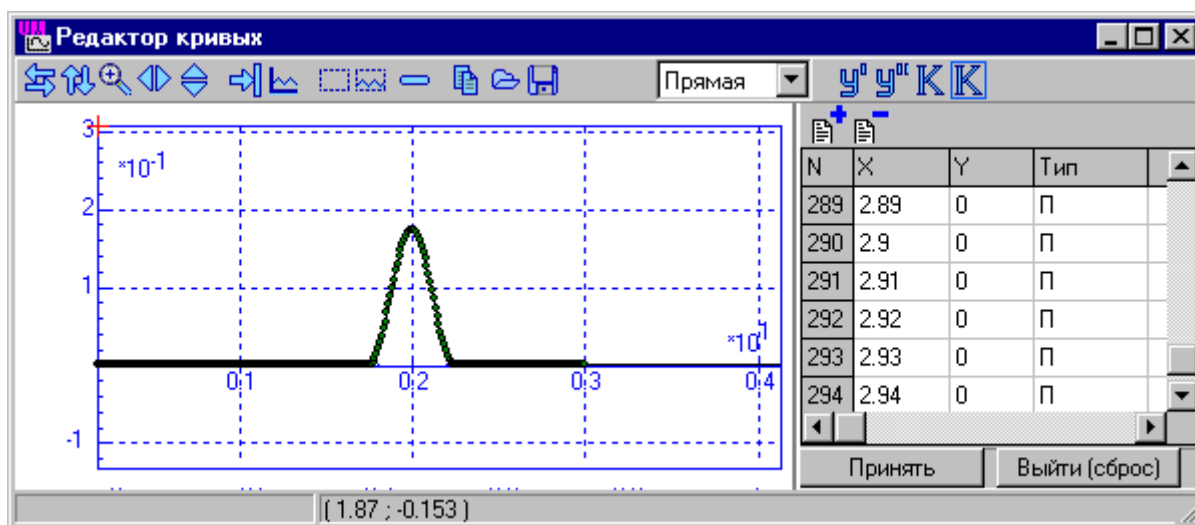


Рис. 12.78. Описание функции в редакторе кривых

12.9.2. Тесты

12.9.2.1. Общая информация

Набор заложенных в УМ тестов является основой для исследования свойств модели. В настоящей версии программы реализованы следующие виды тестов.

- Равновесие
- Поворот рулевого колеса на месте
- Управление без обратной связи
- Тест с пилотом
- Вертикальная прокачка
- Горизонтальная прокачка
- Регулировка развала
- Регулировка схождения
- Регулировка продольного наклона шкворня

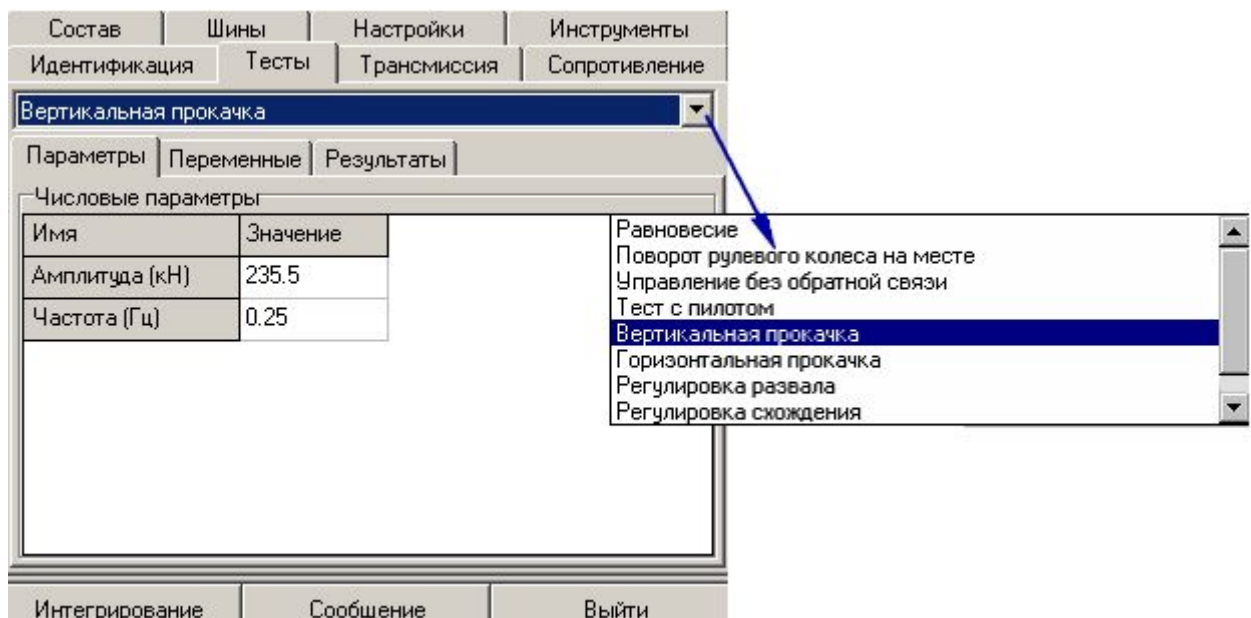


Рис. 12.79. Список тестов

а) Равновесие

Настоятельно рекомендуется выполнять тест *равновесие* в самом начале исследования новой модели. Тест позволит привести модель автомобиля в положение равновесия и оценить статические силы.

б) Поворот рулевого колеса на месте

Тест предназначен для оценки передаточного отношения и зависимость угла поворота колес от угла поворота рулевого колеса.

в) Управление без обратной связи

Тест предназначен для выполнения маневров с открытым контуром управления: рывок руля, ступенчатое изменение положения руля и прочее. Угол поворота рулевого колеса устанавливается как заданная функция времени или пути.

d) Тест с пилотом

Тест предназначен для выполнения маневров по заданной траектории: смена полосы движения, обгон, поворот и т.д.

e) Вертикальная прокачка

Вертикальная прокачка представляет собой квазистатическое нагружение кузова вертикальной гармонической силой. Сила прикладывается в центре масс кузова. Позволяет определить суммарную жесткость подвески, в том числе на больших амплитудах.

f) Горизонтальная прокачка

То же, что и вертикальная прокачка, только с поперечным приложением силы.

g) Регулировка развала

Квазистатическая зависимость угла развала от поворота регулировочных болтов

h) Регулировка схождения

Квазистатическая зависимость угла схождения от поворота регулировочных болтов

i) Регулировка продольного наклона шкворня

Квазистатическая зависимость продольного наклона шкворня от поворота регулировочных болтов

Тесты можно разделить на несколько групп:

- тесты с блокировкой вращения колес (a, b, e, f, g, i);
- тесты с управлением скоростью продольного движения и рулевой системой (c, d).

Тесты с блокировкой вращения колес

Тесты из первой группы обладают следующими особенностями.

- Требуют ненулевой жесткости блокировки вращения колес, см. п. 12.7.8. *Блокировка вращения колес*, 12.9.1.4. *Идентификация блокировки вращения колес*);
- Используется упрощенная модель шин как контактных сил типа *окружность-плоскость* (подробнее см. [Главу 2](#) руководства пользователя, п. *Силовые элементы/Контактные силы*). Параметры жесткости и диссипации для контактных сил берутся равными тем же величинам из соответствующей модели шины.
- Неровности и макрогеометрия не учитываются.

Тесты с управлением скоростью и рулевой системой

Особенности тестов с управлением скоростью и рулевой системой следующие.

- Тесты из этой группы автоматически устанавливают параметры, отвечающие за блокировку вращения колес, в ноль, то есть снимают блокировку вращения колес.
- Опционально включают управление скоростью продольного движения.
- Опционально включают неровности пути.
- Используют заданную пользователем модель шин.

12.9.2.2. Задание параметров для тестов

В общем случае следующие параметры модели/данные могут быть заданы при прохождении тестов.

- Значения идентификаторов модели
- Численные значение, входящие в тесты
- Функция поворота рулевого колеса
- Зависимость скорости от времени или пути
- Макрогеометрия
- Неровности
- Модель водителя (пилота) и настройка параметров выбранной модели

12.9.2.3. Переменные

Вместе с типовым способом создания переменных в *Мастере переменных* (подробнее о *Мастере переменных* см. [Главу 4](#) руководства пользователя, п. *Мастер переменных*) для повышения эффективности работы ряд наиболее характерных переменных для каждого теста вынесен на закладку **Автомобиль | Тесты | Переменные**. Для построения графиков переменных просто перетащите нужные переменные мышкой в графическое окно.

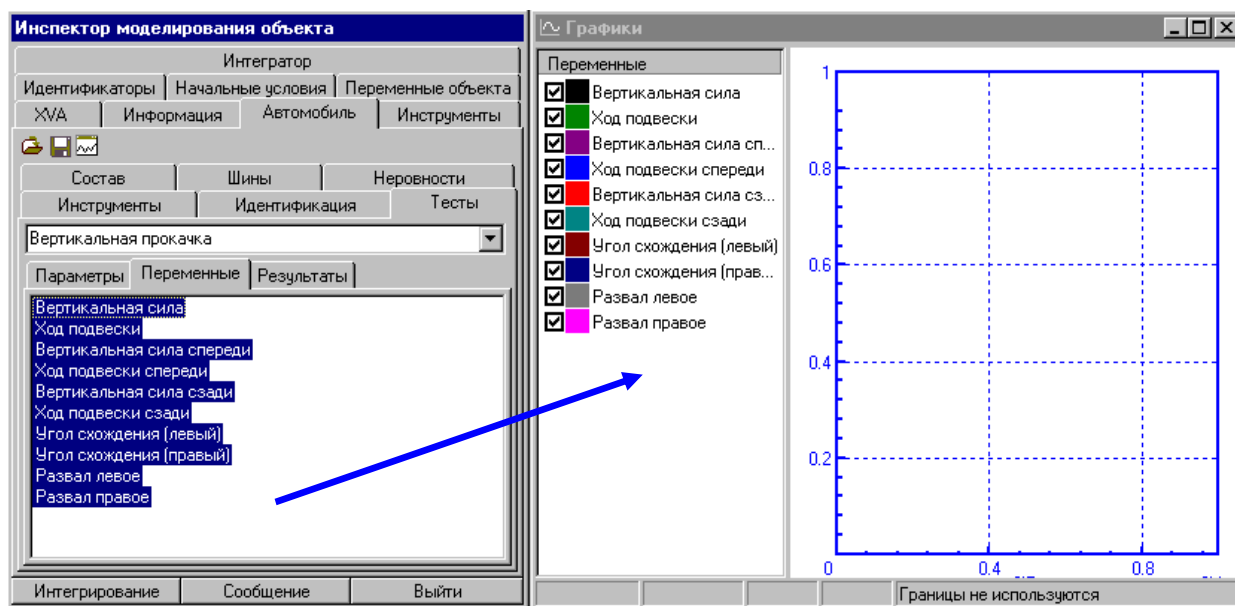


Рис. 12.80. Построение графиков переменных

12.9.2.4. Тест «Равновесие»

Этот тест обычно выполняется для новых моделей автомобилей и позволяет следующее:

- определить начальные значения координат, соответствующие положению равновесия;
- вычислить статическую нагрузку и деформацию колес;
- определить значения активных сил в положении равновесия.

Тест предполагает блокировку вращения колес (п. 12.9.1.4) и строго положительные значения параметров этой блокировки.

Для запуска теста выполните следующие действия.

1. В **Инспекторе моделирования объекта** перейдите на закладку **Автомобиль/Тесты**, в списке тестов выберите **Равновесие** и нажмите кнопку **Интегрирование**.

Замечание. Время моделирования следует выбирать такое, чтобы модель успела прийти в положение равновесия, и прекратились переходные процессы. Для оценки завершения переходных процессов в процессе моделирования рекомендуется вывести на графики любые величины, характеризующие вертикальную динамику (например, положение/скорость/ускорение центра масс кузова в проекции на вертикаль, усилия в элементах подвески и т.п.) и, ориентируясь на них, определять, достигла ли система положение равновесия.

2. Подождите пока автомобиль придет в положение равновесия.
3. После окончания численного моделирования появится **Инспектор паузы**.
4. В **Инспекторе паузы** нажмите кнопку **Записать**, см. рис. 12.81 слева. Откроется диалог записи файла *.xv, в который будут записаны текущие значения координат и скоростей (соответствующие положению равновесия). Задайте имя файла и подтвердите создание файла.

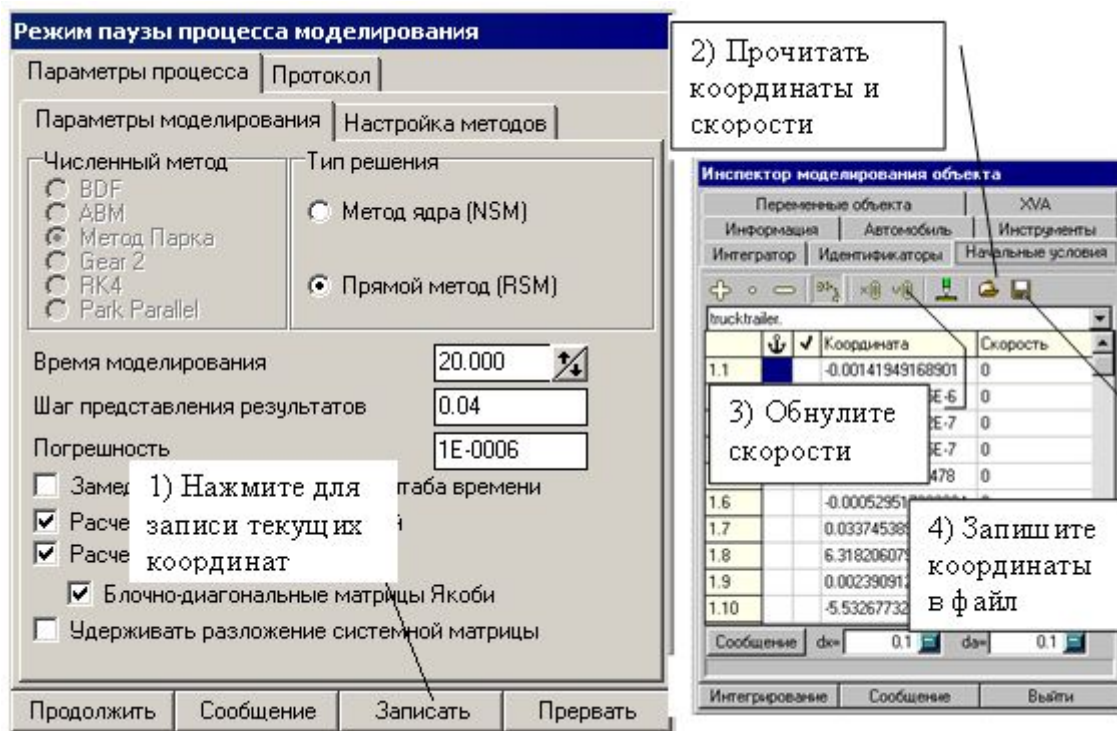


Рис. 12.81. Положение равновесия как начальные условия

5. В **Инспекторе паузы** нажмите кнопку **Прервать**, см. рис. 12.81 слева. Появится окно **Инспектора моделирования объекта**.
6. В **Инспекторе моделирования объекта** перейдите на закладку **Начальные условия** и прочитайте файл начальных условий, созданный в п. 4, см. рис. 12.81 справа.
7. На закладке **Начальные условия** принудительно установите значения всех скоростей на ноль, см. рис. 12.81 справа.

Получившиеся в итоге значения координат и скоростей будут использоваться как начальные условия для всех последующих численных экспериментов.

8. В **Инспекторе моделирования объекта** перейдите на закладку **Автомобиль/Тесты/Результаты**.
9. Результаты нахождения положения равновесия включают значения статических усилий и деформаций шин, см. рис. 12.82. Нажмите кнопку **Принять как стандарт**.

Эти данные будут в дальнейшем использоваться программой для определения начальной скорости вращения колес по радиусу нагруженного колеса и статических значений нагрузки на колесо в модели водителя.

Начальная угловая скорость колес рассчитывается по заданной скорости движения автомобиля и радиусу колеса в положении равновесия:

$$\omega_0 = \frac{v_0}{r_w - dz}$$

Состав		Шины		Неровности	
Инструменты		Идентификация		Тесты	
Равновесие					
Параметры		Результаты			
Fz (TyreSteerL)		29.44кН			
Fz (TyreSteerR)		29.45кН			
Fz (TyreDrive1L1)		20.47кН			
Fz (TyreDrive1L2)		20.47кН			
Fz (TyreDrive1R2)		20.47кН			
Fz (TyreDrive1R1)		20.47кН			
Fz (TyreDrive2L1)		20.01кН			
Принять как стандарт					

Рис. 12.82. Результаты выполнения теста равновесия

12.9.2.5. Поворот рулевого колеса на месте

Тест позволяет вычислить зависимость угла поворота колес от угла поворота рулевого колеса, и, в частности выяснить передаточное число системы рулевого управления.

Тест предполагает:

- идентификацию блокировка вращения колес (п. 12.9.1.4. *Идентификация блокировки вращения колес*);
- значения двух численных параметров.

Тест стартует из положения равновесия автомобиля и заключается в поворачивании рулевого колеса по формуле

$$\alpha_w = a_w \sin 2\pi f_w t,$$

где a_w, f_w - амплитуда в радианах и частота в Герцах. Эти параметры вводятся на закладке **Тесты/Параметры**, рис. 12.83.

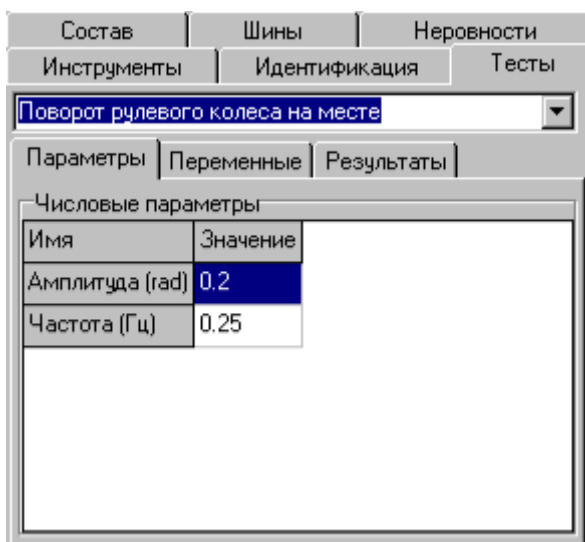


Рис. 12.83. Параметры теста поворота рулевого колеса на месте

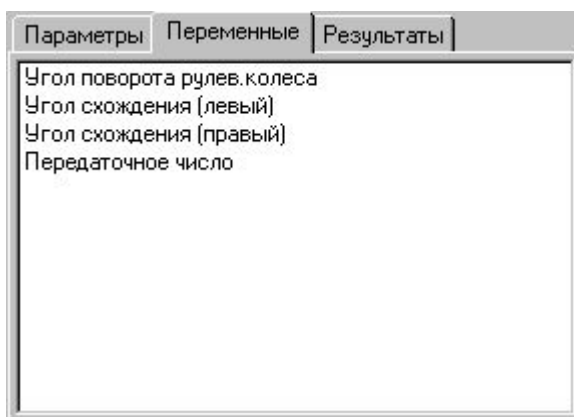


Рис. 12.84. Переменные теста

На закладке **«Переменные»** доступны четыре стандартные переменные для этого теста:

- угол поворота рулевого колеса α_w ;
- угол поворота (схождения) каждого колеса δ_l, δ_r ;

- Переменная, которая может быть использована в качестве оценки передаточного отношения:

$$i_w^e = \begin{cases} \frac{3\alpha_w}{\delta_l + \delta_r}, & |\delta_l + \delta_r| > 0.001 \\ 0, & |\delta_l + \delta_r| \leq 0.001 \end{cases}$$

Рис. 12.85, 12.86 иллюстрируют построение переменных теста.

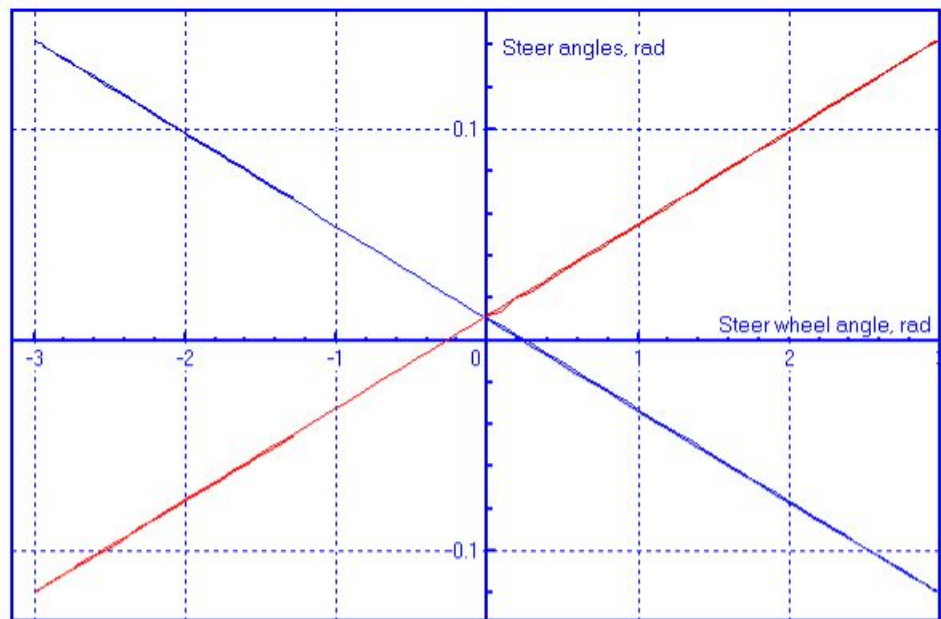


Рис. 12.85. Угол поворота колес в зависимости от угла поворота рулевого колеса

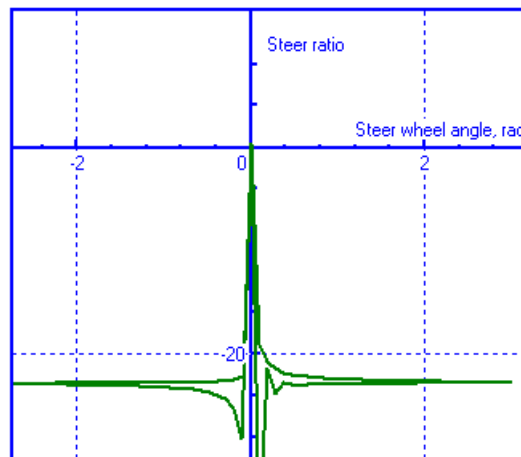


Рис. 12.86. Передаточное отношение i_w^e от угла поворота рулевого колеса

После окончания теста передаточное отношение вычисляется как

$$i_w = \frac{2a_w}{\delta_{l,\max} - \delta_{l,\min}}$$

где $\delta_{l,\max}, \delta_{l,\min}$ - минимальное и максимальное значения угла поворота левого колеса,

a_w - амплитуда вращения рулевого колеса.

Значение передаточного отношения системы рулевого управления – необходимый параметр для модели водителя. Для того, чтобы программа запомнила данное вычисленное значение и использовала его далее в модели водителя нажмите кнопку **Принять как стандарт**, см. рис. 12.87.

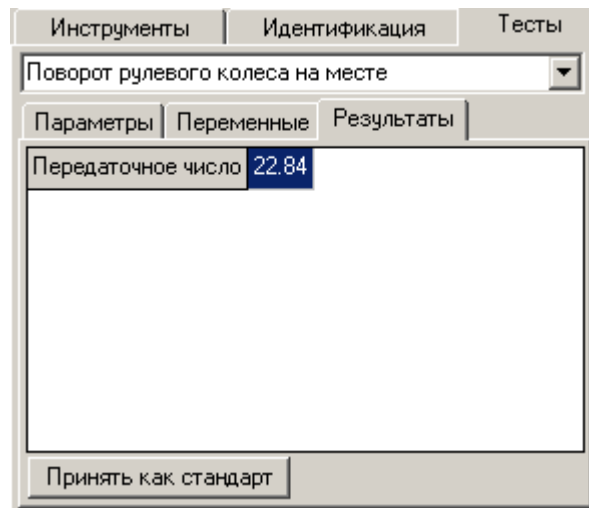


Рис. 12.87. Результаты теста поворота колес: передаточное число

12.9.2.6. Управление без обратной связи

Этот тест используется для прохождения маневров без обратной связи, когда угол поворота рулевого колеса задается как функция времени или пройденного пути. Параметры теста представлены на рис. 12.88.

Для выполнения теста требуется:

- описание моделей шин, см. «п. 12.5. Контакт шины с дорогой»;
- идентификация системы рулевого управления, см. «п. 12.9.1.2. Идентификация рулевого управления»;
- идентификация системы управления скоростью продольного движения, см. «п. 12.9.1.3. Управление скоростью продольного движения»;
- задание поворота рулевого колеса как функции времени или пройденного пути;
- задание скорости продольного движения как функции времени или пройденного пути, если в поле **Режим продольного движения** выбрано **v=const** или **По профилю**;
- неровности пути, в случае если включен флажок **Учитывать неровности**.

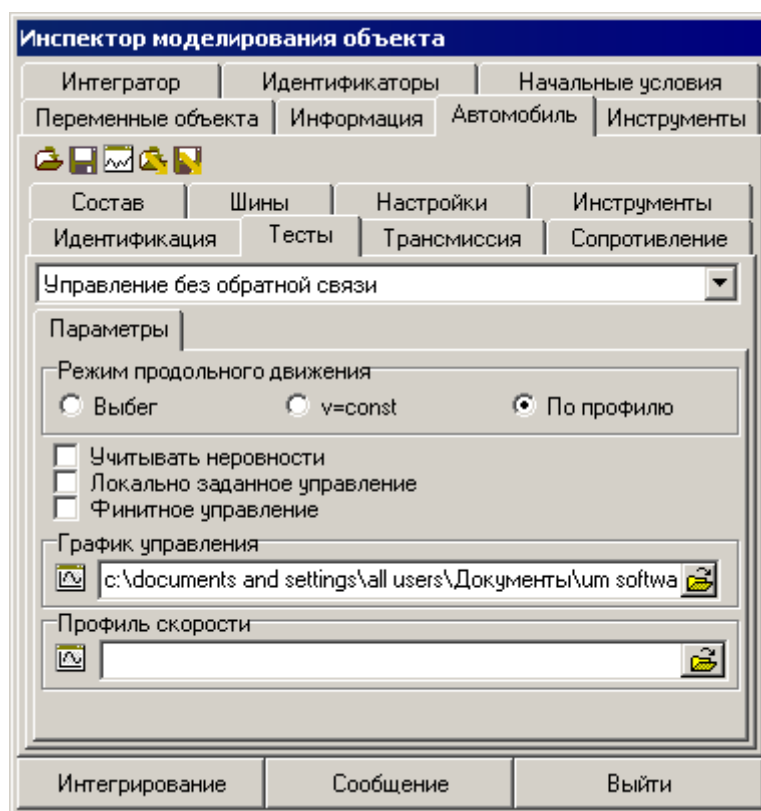


Рис. 12.88. Управление без обратной связи

Доступны следующие **Режимы продольного движения**:

- **выбег**;
- **v=const** – тяговый момент поддерживает постоянное значение продольной скорости, заданное значением параметра v_0 . Для задания значения скорости продольного движения автомобиля используйте закладку **Идентификаторы** в **Инспекторе моделирования объекта**.
- **По профилю** – режим поддержания скорости, заданной в файле *.lvp.

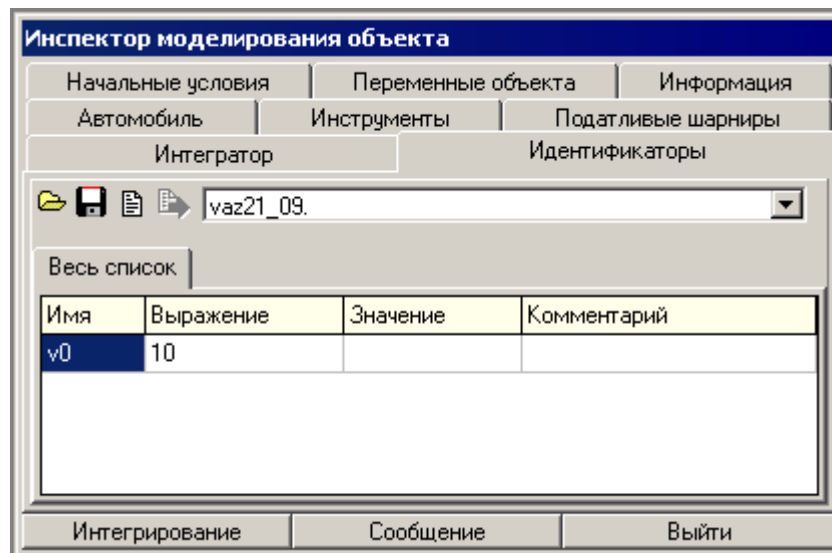


Рис. 12.89. Скорость, м/с

Следующие флажки определяют некоторые дополнительные параметры проведения теста.

- **Учитывать неровности**, если флажок включен, то тест будет проведен с учетом неровностей пути.
- **Локально заданное управление**, если флажок выключен, тогда график поворота рулевого колеса задается на этой же закладке в поле **График управления** (файлы *.ols); если флажок включен, тогда график поворота рулевого колеса задается на закладке **Инструменты**.
- **Финитное управление**, если флажок включен, тогда по достижении конечного момента времени или последнего значения по пути рулевое колесо (фактически заданная шарнирная координата) становится свободным и его положение более не контролируется.

12.9.2.7. Тест с пилотом

Тест с пилотом служит для моделирования маневров с заданной траекторией движения автомобиля, при этом для управления автомобилем используется одна из реализованных моделей водителя.

Для выполнения теста требуется:

- описание моделей шин, см. «п. 12.5. Контакт шины с дорогой»;
- идентификация системы рулевого управления, см. «п. 12.9.1.2. Идентификация рулевого управления»;
- идентификация системы управления скоростью продольного движения, см. «п. 12.9.1.3. Управление скоростью продольного движения»;
- задание поворота рулевого колеса как функции времени или пройденного пути;
- задание скорости как функции времени или пройденного пути, если в поле **Режим продольного движения** выбрано **v=const** или **По профилю**;
- неровности пути, в случае если включен флажок **Учитывать неровности**;
- файл макрогеометрии, описывающий желаемый путь, подробнее о задании макрогеометрии см. п. 12.3.1.

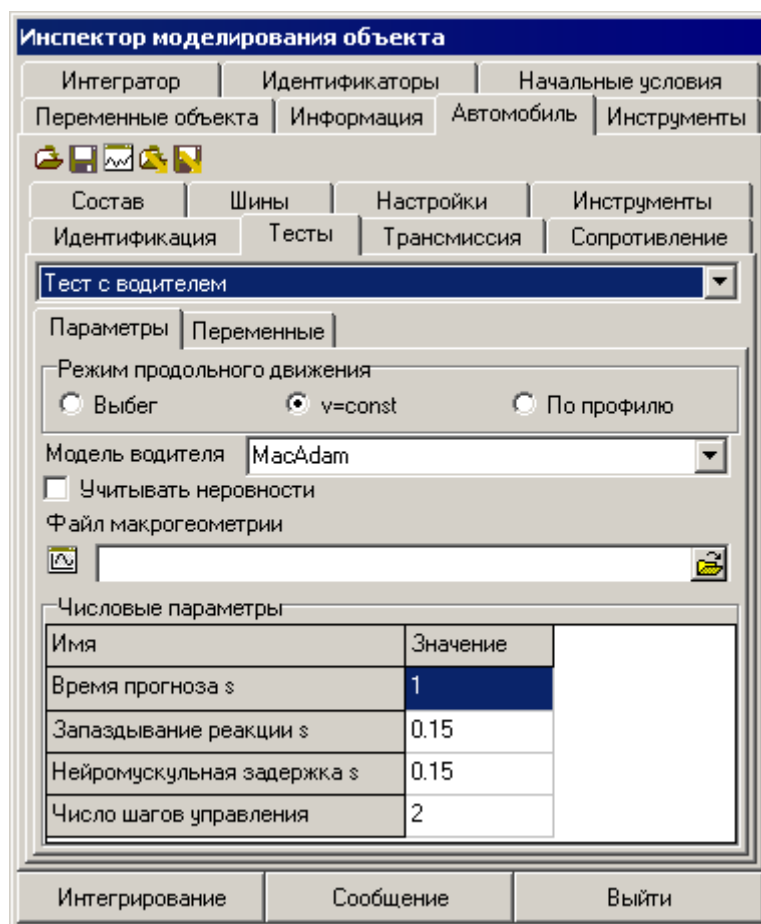


Рис. 12.90. Тест с пилотом, модель МакАдама

Выполнение теста прерывается в следующих случаях:

- достигнуто заданное время моделирования; в этом случае появляется инспектор паузы процесса моделирования и при увеличении времени моделирования выполнение теста можно продолжить;
- достигнут конец пути в файле макрогеометрии; в этом случае продолжить выполнение теста нельзя.

Устанавливайте флажок **Учитывать неровности** для проведения теста с учетом неровностей пути.

На закладке **Переменные** приведены следующие стандартные переменные для данного теста, см. рис. 12.91:

- **Координата X** – декартова координата X автомобиля;
- **Координата Y** – декартова координата Y автомобиля;
- **Угол поворота рулевого колеса**, рад;
- **Расчетное управление** – рассчитанное значение угла поворота рулевого колеса до прохождения нейромускульного фильтра, рад;
- **Управление водителя** – рассчитанное значение угла поворота рулевого колеса после нейромускульного фильтра;
- **Отклонение от заданной траектории** – отклонение реальной траектории движения автомобиля от желаемой.

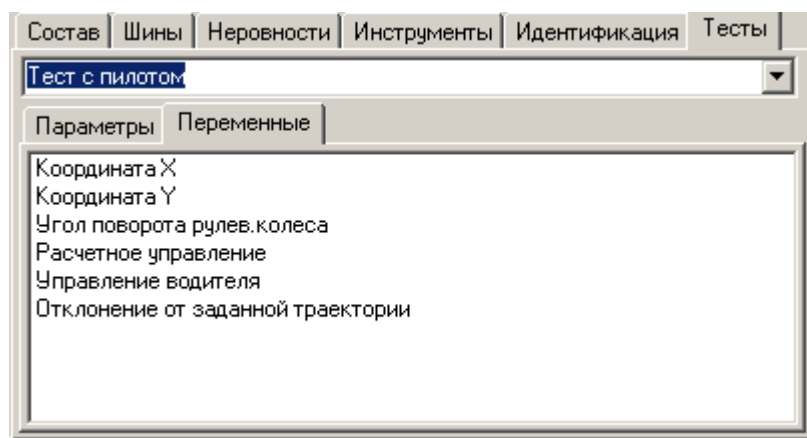


Рис. 12.91. Список стандартных переменных для теста с пилотом

УМ поддерживает две модели водителя: модель MacAdam'a и модель с прогнозированием второго порядка. На рис. 12.92 представлены их параметры.

Модель с прогнозированием второго порядка требует ненулевых значений констант ПИД управления: *коэффициент усиления 2*, K_d , K_I , см. рис. 12.92. Параметр **Коэффициент усиления** рекомендуется устанавливать в диапазоне $K \in [0.05, 0.1]$

Замечание. Модель с прогнозированием второго порядка использует производную от отклонения от заданной траектории, поэтому при задании кривых макрогеометрии настоятельно рекомендуется соединять точки сплайнами или бета-сплайнами.

Числовые параметры	
Имя	Значение
Время прогноза s	2
Запаздывание реакции s	0.15
Нейромускульная задержка s	0.1
Число шагов управления	3

Числовые параметры	
Имя	Значение
Время прогноза s	1
Запаздывание реакции s	0.05
Коэффициент усиления	0.075
Коэффициент усиления2	1.5
K_d	0.2
K_I	2

Рис. 12.92. Параметры моделей водителя МакАдама (слева) и с прогнозированием второго порядка (справа)

12.9.2.8. Вертикальная прокачка

Тест предназначен для определения суммарной жесткости и деформации подвески автомобиля при нагружении его медленно изменяющейся (квазистатической) силой, приложенной в центре масс кузова. Параметры силы приведены на рис. 12.93.

Для выполнения теста требуется:

- задать идентификацию блокировки вращения колес, см. п. «12.9.1.4. Идентификация блокировки вращения колес»;
- задать амплитуду и частоту гармонической возмущающей силы;
- выполнить расчет положения равновесия, см. п. «12.9.2.4. Тест «Равновесие».

Имя	Значение
Амплитуда (кН)	8
Частота (Гц)	0.25

Рис. 12.93. Параметры теста вертикальной прокачки

Тест начинается из положения равновесия экипажа. Гармоническая сила задается по формуле

$$P_z = P_0 \sin 2\pi f_p t,$$

где P_0 , f_p - амплитуда (в килоньютонах) и частота (в Герцах) возмущающей силы. Параметры силы задаются на закладке параметры, см. рис. 12.93.

На закладке **Переменные** приведены следующие стандартные переменные для данного теста, см. рис. 12.94. **Вертикальная сила спереди** и **сзади** вычисляются как часть вертикальной силы, приходящаяся на передние и задние колеса, соответственно.

Рис. 12.94. Стандартные переменные для вертикальной прокачки

Закладка **Результаты**, см. рис. 12.95, включает три значения жесткости подвески: общую жесткость подвески, а также жесткость передней и задней подвески. Линейный ко-

эффицент жесткости вычисляется при помощи регрессионного анализа по полученным, в общем случае нелинейным, характеристикам.

Инструменты		Идентификация	Тесты
Вертикальная прокатка			
Параметры		Переменные	Результаты
Жесткость подвески, центр			76.72кН/м
Жесткость подвески, спереди			52.20кН/м
Жесткость подвески, сзади			29.33кН/м

Рис. 12.95. Результаты вертикальной прокатки

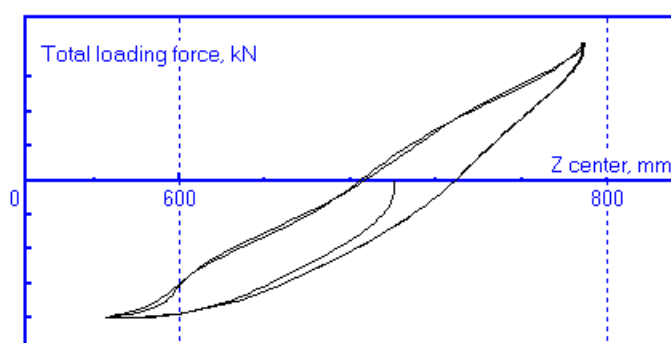


Рис. 12.96. Результаты выполнения теста

12.9.2.9. Горизонтальная прокачка

Параметры, переменные и результаты теста горизонтальной прокачки полностью соответствуют вертикальной прокачке, см. п. «12.9.2.8. Вертикальная прокачка».

Числовые параметры	
Имя	Значение
Амплитуда (kN)	10
Частота (Гц)	0.25

Рис. 12.97. Параметры теста горизонтальной прокачки

12.9.2.10. Регулировочные тесты

Среди тестов представлено три регулировочных теста: **регулировка развала**, **регулировка схождения** и **регулировка продольного наклона шкворня**. Проведение тестов предполагает введение в модели автомобиля регулировочных болтов. В настоящей версии документации эти тесты не рассматриваются.

12.9.3. Создание переменных

Переменные, описывающие взаимодействие пневматика с дорогой, доступны в **Мастере переменных** на закладке **Автомобиль**. Для вызова **Мастера переменных** используйте пункт меню **Инструменты/Мастер переменных**. Для создания других переменных используйте соответствующие закладки **Мастера переменных**.

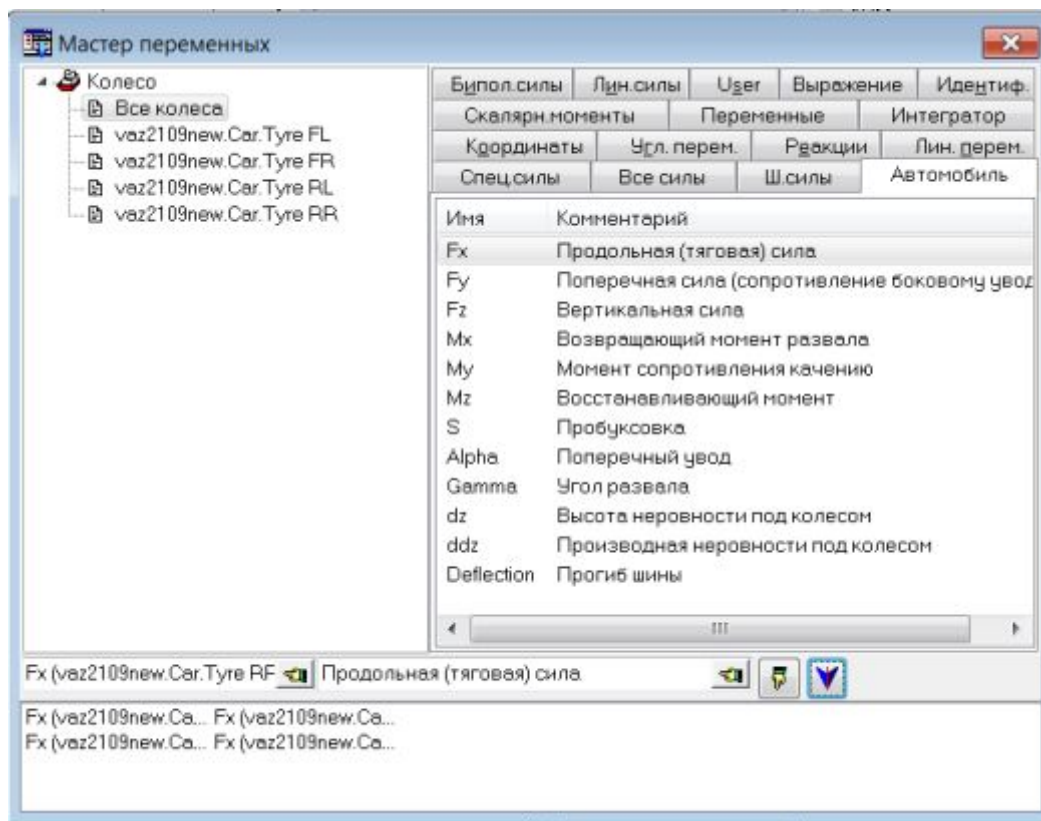


Рис. 12.98. Мастер переменных: автомобиль

Переменная, соответствующая пройденному пути автомобиля, автоматически сопоставляется пользовательской переменной с индексом 999 и может быть получена с использованием закладки **User/UserVars**.

Для задания переменной с помощью мастера следует указать ее номер в массиве, задать стандартный или оригинальный идентификатор и комментарий и отослать переменную в контейнер.

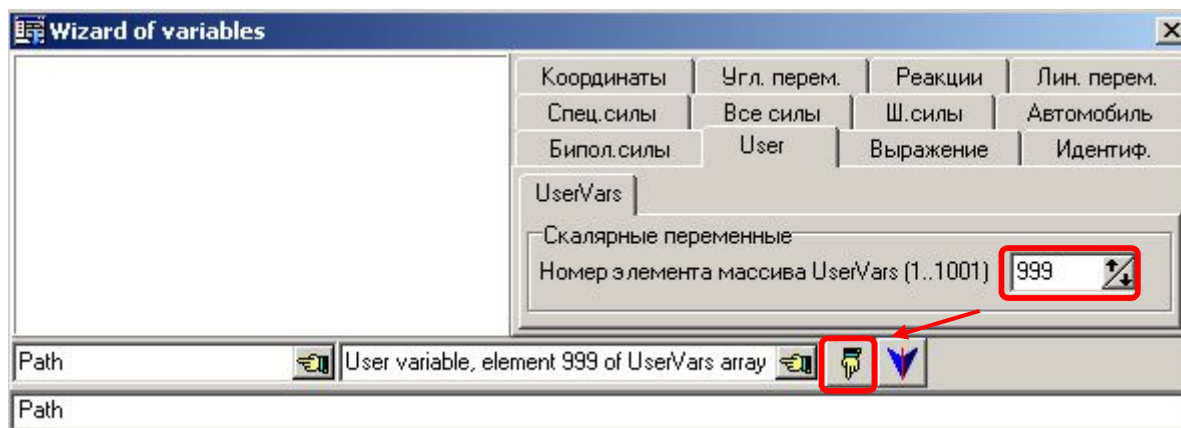


Рис. 12.99. Мастер переменных: переменная - пройденный путь

Подробнее о **Мастере переменных** см. [Главу 4](#), п. *Мастер переменных*.

12.10. Что нового в UM7.0?

1. Реализована среда моделирования трансмиссии автомобиля, п. 12.8.
2. Расширены возможности генерации неровностей дороги по спектральной плотности мощности, в том числе стандарт ISO 8608, п. 12.3.2.2.3.
3. Добавлены основные силовые факторы сопротивления движению автомобиля:
 - аэродинамическое сопротивление, п. 12.6.1
 - сопротивление качению шины, п. 12.6.2.
4. Добавлен новый тест "Тренажер", позволяющий оценить возможности UM в области моделирования движения автомобиля в реальном масштабе времени с использованием основных элементов управления.
5. Введен новый тип колеса – «упругое колесо», у которого шина связана с колесным центром упруго-диссипативным силовым элементом, п. 12.7.1.2.
6. Реализован режим комбинированного скольжения при расчете продольной и боковой сил взаимодействия шины с дорогой, п. 0.
7. В рамках развития UM COM-сервера создан интерфейс, методы которого могут быть использованы для разработки тренажеров автомобилей на базе компьютерных моделей автомобилей UM, см. Главу 20, файл [20 UM COM.pdf](#).
8. Расширен список переменных, относящихся к динамике автомобиля (п. 12.9.3), добавлены:
 - неровность дороги под колесом и ее производная;
 - динамический прогиб шины.

Список литературы

1. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкции подвесок/Пер. с нем. В. П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.: ил.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Рулевое управление. М.: Машиностроение, 1987.
3. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель. Под ред. А. А. Хачатурова. М., «Машиностроение». 1976.
4. ISO 3888-1:1999 Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 1: Double line-change.
5. ISO 3888-2:2002 Passenger cars – Test track for a severe lane-change manoeuvre – Part 2: Obstacle avoidance.
6. ISO 4138:2004 Passenger cars – Steady-state circular driving behaviour – Open-loop test methods.
7. ISO 7401:2003 Road vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods.
8. ISO 7975:1996 Passenger cars – Braking in a turn – Open-loop test procedure.
9. ISO/TR 8725:1988 Road vehicles – Transient open-loop response test method with one period of sinusoidal input.
10. ISO/TR 8726:1988 Road vehicles – Transient open-loop response test method with pseudo-random steering input.
11. ISO 9816:1993 Passenger cars – Power-off reactions of a vehicle in a turn – Open-loop test method.
12. ISO 12021-1:1996 Road vehicles – Sensitivity to lateral wind – Part 1: Open-loop test method using wind generator input.
13. ISO 14512:1999 Passenger cars – Straight-ahead braking on surface with split coefficient of friction – Open-loop test procedure.
14. Bakker, E., Pacejka, H.B. and Lidner, L.: A New Tyre Model with Application in Vehicle Dynamics Studies. Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies, Monte Carlo, 1989, SAE paper 890087, 1989.
15. Pacejka, H.B. and Bakker, E.: The Magic Formula Tyre Model. Proc. 1st International Tyre Colloquium, Delft, 1991. Vehicle System Dynamics 21 (Suppl.) (1991), pp. 1–18.
16. Ervin, R.D. and Guy, Y. (1986). Vehicle Weights and Dimensions Study: Volume 1 – The Influence of Weights and Dimensions on the Stability and Control of Heavy Trucks in Canada Part 1. Roads and Transportation Association of Canada: Ottawa, Canada.
17. J.Y.Wong. Theory of Ground Vehicles. 4th Edition. Wiley. 2008.
18. Robson J. D. (1979) Road Surface Description and Vehicle Response, International Journal of Vehicle Design,. 1(1), 25–35.
19. John Dixon, Suspension Analysis and Computational Geometry. John Wiley and Sons, 14.12.2009. 417 P.
20. Hans B. Pacejka. Tyre and vehicle dynamics. Second edition. Elsevier, 2006.
21. В.-Г.Гухо (ред.) Аэродинамика автомобиля. М. «Машиностроение». 1987.
22. R. Wade Allen, Theodore J. Rosenthal et al. A LOW COST PC BASED DRIVING SIMULATOR FOR PROTOTYPING AND HARDWARE-IN-THE-LOOP APPLICATIONS. SAE Paper No. 98-0222. 1997.