

Авторы:

Чепкасов Сергей Николаевич

магистрант

Поротников Михаил Владимирович

магистрант

Шайхутдинов Сергей Сергеевич

студент

ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет

им. первого Президента России Б.Н. Ельцина»

г. Екатеринбург, Свердловская область

РАСЧЁТ УПРУГОЙ СИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ СПОРТИВНОГО АВТОМОБИЛЯ КЛАССА «FORMULA SAE»

Аннотация: в данной статье рассматривается методика расчёта упругой системы подвески автомобиля класса Formula SAE. Сформулированы основные требования, предъявляемые к упругим системам подвесок автомобилей этого класса. Рассмотрены и проанализированы типы приводов упругих систем. Приведён пример расчёта и оптимизации параметров упругой системы передней и задней подвески. Проведён анализ геометрических параметров привода и полученных характеристик упругой системы подвески автомобиля класса Formula SAE.

Ключевые слова: автомобиль, система поддресоривания, Formula SAE, упругая характеристика, тяга, толкатель, передаточное число подвески.

Введение

Подвеска (система поддресоривания) автомобиля и любого транспортного средства является неотъемлемой частью. Подвеска осуществляет упругую связь несущей системы автомобиля с опорной поверхностью и напрямую влияет на управляемость, плавность, безопасность и скоростные характеристики транспортного средства.

В условиях гонок для достижения высоких результатов необходимо проходить трассу с максимально возможной скоростью. Для обеспечения высокой скорости в поворотах автомобиль должен обладать хорошей управляемостью и устойчивостью. Учитывая условия эксплуатации – гоночные трассы соревнований Formula SAE, которые имеют очень мало прямолинейных участков, скорость прохождения поворотов является одним из важнейших характеристик гоночного болида. На управляемость и устойчивость существенное влияние оказывает подвеска, в частности упругая система, которая передаёт вертикальные силы, действующие на колесо со стороны опорной поверхности, на несущую систему [1]. Также упругая система отвечает за плавность движения автомобиля, что в свою очередь влияет на самочувствие пилота.

При проектировании подвески болида класса Formula SAE, одной из первоочередных задач, является разработка упругой системы. В ходе проектирования выбираются схемы упругих систем передней и задней подвески, производится расчёт и оптимизация упругой характеристики подвески, а также определяются параметры привода.

Упругая система

Как и любое устройство или механизм упругая система является набором компромиссов в технических решениях, принятых для конкретных условий эксплуатации. Поэтому конструктору при разработке подвески, в частности упругой системы, необходимо спроектировать и оптимизировать конструкцию, обеспечивающую наилучшие показатели в конкретных условиях и для конкретных задач. Для этого необходимо довольно точно описать проектируемую систему и условия эксплуатации.

Упругую систему можно разделить на два элемента: упругий элемент и привод. Упругий элемент передаёт вертикальные силы от колеса на раму. Усилия могут передаваться к упругому элементу непосредственно от рычага направляющего устройства, либо через привод. Первый способ нашел применение в большинстве автомобилей общего назначения, второй вариант используется исключительно на спортивных автомобилях в большинстве случаев на автомобилях с

открытыми колёсами. Так как по регламенту соревнований Formula SAE [2] автомобиль должен обладать четырьмя открытыми колёсами и по конструктивным ограничениям применение упругой системы без привода нецелесообразно.

Привод упругой системы подразделяется на два типа: с тягой (pull rod) и с толкателем (push rod). Также в привод входит маятник (rocker). Схемы подвесок на двойных рычагах с описанными упругими системами приведены на рисунке 1.

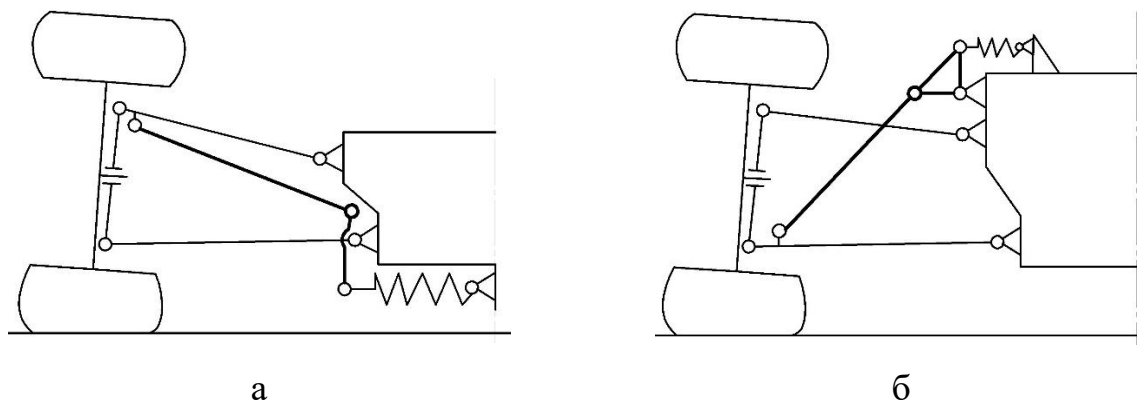


Рисунок 1. Упругие системы с приводом: а – с тягой (pull rod);
б – с толкателем (push rod)

Для примера рассмотрим вариант: для передней подвески схемы с тягой (pull rod), для задней – с толкателем (push rod).

Схема с тягой позволяет снизить центр тяжести и наиболее важным достоинством является то, что тяга работает только на растяжение, что в свою очередь даёт возможность уменьшить сечение тяги и исключает возможность потери устойчивости системы (толкателя) при схеме с толкателем.

Достоинством схемы с толкателем является удобство компоновки из-за отсутствия ограничения по дорожному просвету, что актуально для задней подвески, где дорожный просвет ограничивает подрамник с установленным в него дифференциалом.

После принятия схем приводов упругих элементов необходимо выбрать тип упругих элементов. Учитывая тип производства болида (единичный), проектирование новых упругих устройств нецелесообразно и выгоднее использовать уже готовые амортизаторы с упругим элементом в сборе. На аналогах устанавливают

задние велосипедные амортизаторы. Такие амортизаторы с упругим элементом в сборе обладают достаточным ходом штока и диапазоном жесткостей.

Для выбора подходящего упругого элемента необходимо определить характеристики подвески, приведённые к пятну контакта колеса с опорной поверхностью. После чего определить передаточную функцию от колеса к упругому элементу.

Выходной характеристикой является упругая характеристика системы подрессоривания приведённая к пятну контакта колеса с опорной поверхностью. В первом приближении при определении упругой характеристики целесообразно принять, что упругий элемент линейный и передаточное число постоянно на всём ходе подвески, исходя из условий эксплуатации автомобиля (асфальтобетонное покрытие в хорошем состоянии), упругостью шины пренебрегаем в виду малого влияния, тогда упругая характеристика будет линейной и описываться следующим уравнением:

$$c = \frac{F}{h},$$

где c – коэффициент жесткости;

F – нормальная реакция опорной поверхности в пятне контакта с колесом;

h – деформация от силы F .

Разобьём упругую систему автомобиля на парциальные системы (с одной собственной частотой) – переднюю и заднюю подвеску. Искомые жёсткости, приведённые к колесу передней и задней подвески, определим исходя из допустимых собственных частот колебаний подрессоренной массы, приходящейся на ось.

Наибольшая чувствительность человека к вертикальным колебаниям лежит в диапазоне 4–8 Гц [3], что даёт верхнюю границу для выбора собственной частоты колебаний. Уменьшение собственной частоты колебаний в свою очередь уменьшает жёсткость подвески и увеличивает прогибы подвески, а также углы продольного и поперечного крена.

Для задней подвески примем 3 Гц, для передней на 10% меньше – 2,73 Гц (в типичных компоновках болидов такого класса, большая часть пилота находится в передней части автомобиля).

Далее определяются коэффициенты жёсткости, приведённые к колесу, и строятся упругие характеристики подвески (рисунок 2).

Приведенный коэффициент жесткости подвески c_{pi} i -го моста, Н/м:

$$c_{pi} = m_{pi} \omega_{pi}^2$$

где m_{pi} -подрессоренная масса i -го моста, кг;

ω_{pi} -собственная парциальная частота массы i -го моста, рад/с.

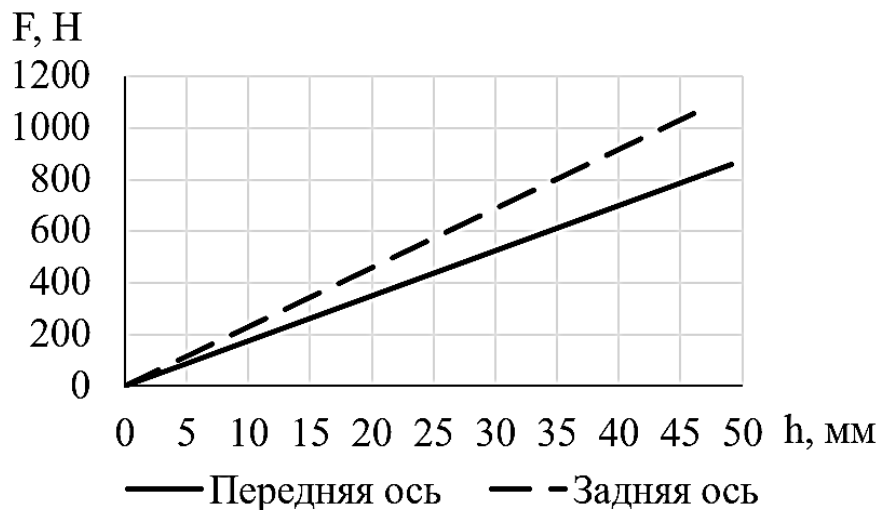


Рис. 2. Приведённые упругие характеристики

По полученным упругим характеристикам можно сделать предварительные выводы об упругой системе. Для этого определим прогибы подвески (ход колеса) при статической и динамической нагрузке. Передняя подвеска: статический прогиб – 33 мм (585 Н), динамический прогиб – 49 мм (859 Н). Задняя подвеска: статический прогиб – 28 мм (634 Н), динамический прогиб – 46 мм (1057 Н). Полученные значения схожи со значениями у аналогов.

В схемах с толкателем и с тягой передаточное число подвески не остаётся постоянным на всём ходе колеса, т.е. уточненные приведённые упругие характеристики будут нелинейные.

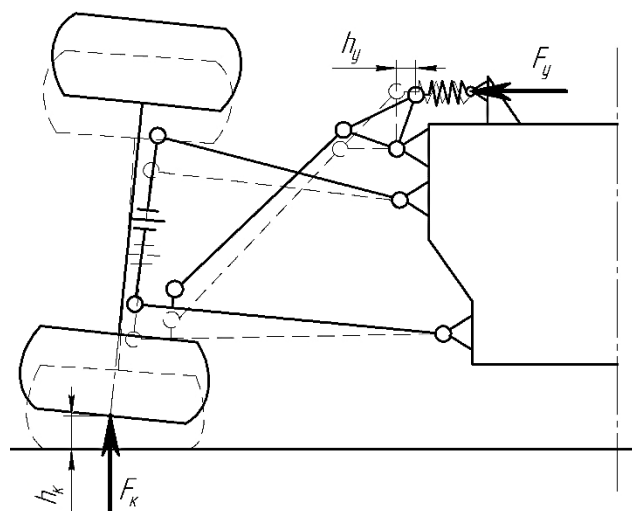


Рис. 3. Схема подвески

Формула для определения передаточного числа подвески (рис. 3) имеет вид:

$$u = u_x u_y,$$

где u_x – передаточное число по перемещению;

u_y – передаточное число по усилию.

Передаточное число по перемещению и по усилию соответственно:

$$u_x = \frac{h_k}{h_y},$$

$$u_y = \frac{F_y}{F_k},$$

где h_k , F_k – перемещение колеса и вертикальное усилие на колесе соответственно; h_y , F_y – деформация упругого элемента и сила сжатия упругого элемента соответственно.

Определение величин h_k , F_k , h_y , F_y является довольно трудоёмкой задачей. Для нахождения этих величин на всём ходе колеса воспользуемся средствами автоматизации – программными модулями кинематики и динамики (в расчётах все тела примем абсолютно жёсткими). В CAD пакете построим расчётную схему (рисунок 4), а в расчётном модуле создадим набор необходимых измерений.

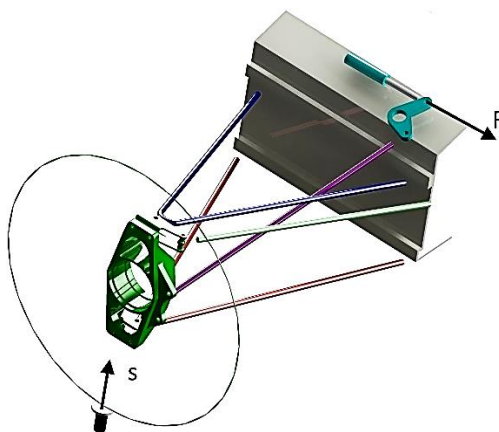


Рис. 4. Определение передаточного числа подвески

Для определения передаточного числа задней подвески (для передней аналогично) к штоку амортизатора приложим осевую силу $F = 100$ Н, а колесу зададим перемещение $s = 60$ мм (30 мм ход отбоя, 30 мм ход сжатия) (рисунок 4). В данной модели отсутствует упругий элемент (вместо него назначена сила F), так как он вызовет колебания, что отрицательно скажется на точности измерений. Назначим измерения перемещения штока амортизатора, перемещения колеса, реакции в пятне контакта колеса с опорной поверхностью. Значения измерений после проведения динамического анализа с установленным шагом записываются в таблицу (таблица 1).

Таблица 1

Определение передаточного числа задней подвески.

h_k , мм	h_y , мм	F_k , Н	F_y , Н	u_x	u_y	u_i
0,6	0,3	54,73	100	1,80	1,83	3,29
6	3,3	54,47	100	1,81	1,84	3,33
12	6,6	54,37	100	1,83	1,84	3,36
18	9,8	54,41	100	1,84	1,84	3,37
24	13,0	54,57	100	1,84	1,83	3,38
30	16,2	54,81	100	1,85	1,82	3,37
36	19,5	55,13	100	1,85	1,81	3,36
42	22,7	55,51	100	1,85	1,80	3,34
48	25,9	55,95	100	1,85	1,79	3,31
54	29,1	56,45	100	1,85	1,77	3,28
60	32,4	56,99	100	1,85	1,75	3,25

Далее строятся упругие характеристики.

Коэффициент жёсткости на колесе в i -ом положении:

$$c_i = c_y u_i,$$

где c_y – коэффициент жёсткости упругого элемента.

В результате поиска оптимальных характеристик передаточного устройства определены передаточные числа передней и задней подвески, выбраны углы наклона толкателя и тяги (чем ближе к 90 градусам угол наклона тяги или толкателя к опорной поверхности, тем меньше усилие в приводе и меньше передаточное число), плечи качалок. Передаточные числа передней подвески представлены на рисунке 5, задней подвески на рисунке 6.

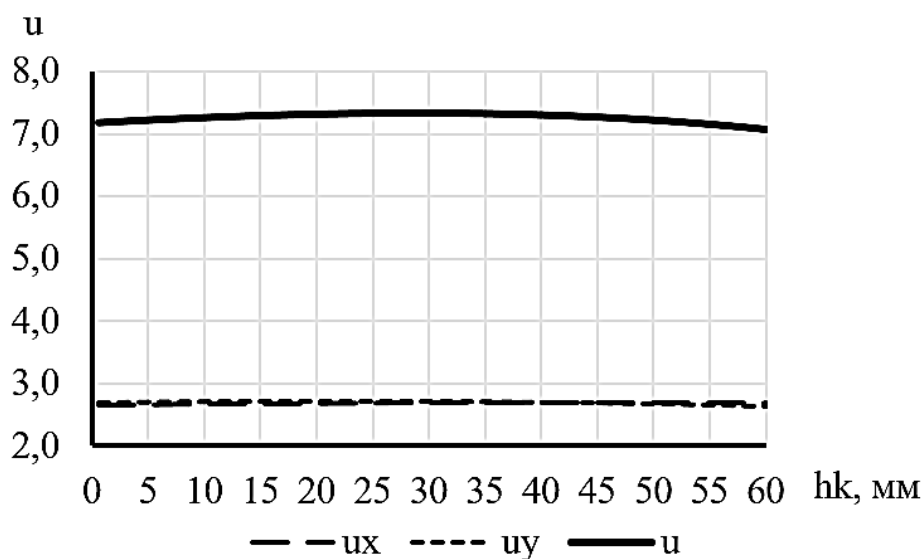


Рис. 5. Передаточные числа передней подвески

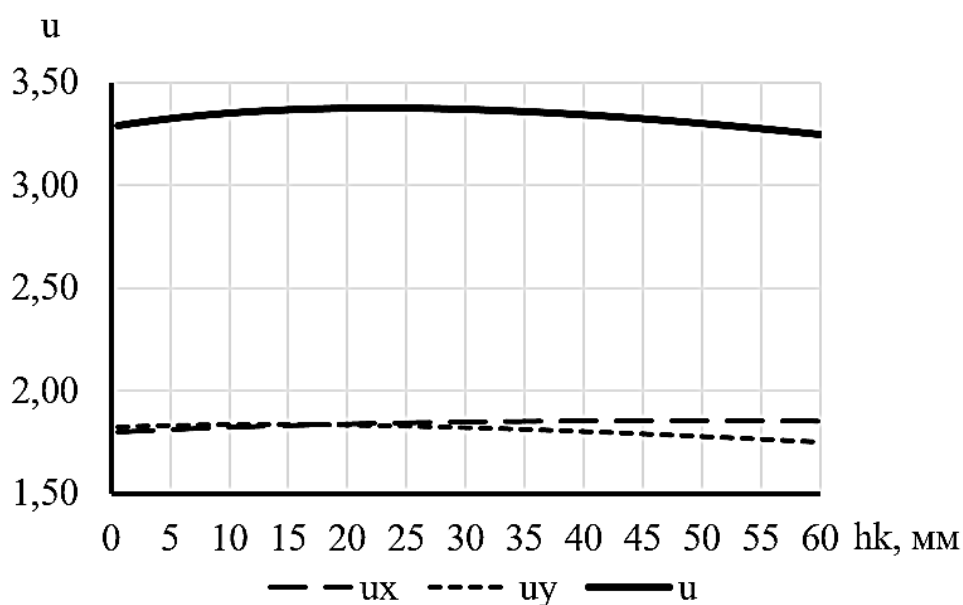


Рис. 6. Передаточные числа задней подвески

Зная передаточные числа подвески во всех положениях колеса, можно определить необходимые коэффициенты жёсткости упругих элементов c_y .

$$c_y = c \cdot u.$$

Значение передаточного числа принимаем при статическом положении колёс ($h_k = 30$ мм), так как в таком случае статичное положение кузова определяется точнее.

Далее строится уточнённая приведённая упругая характеристика (рисунок 7).

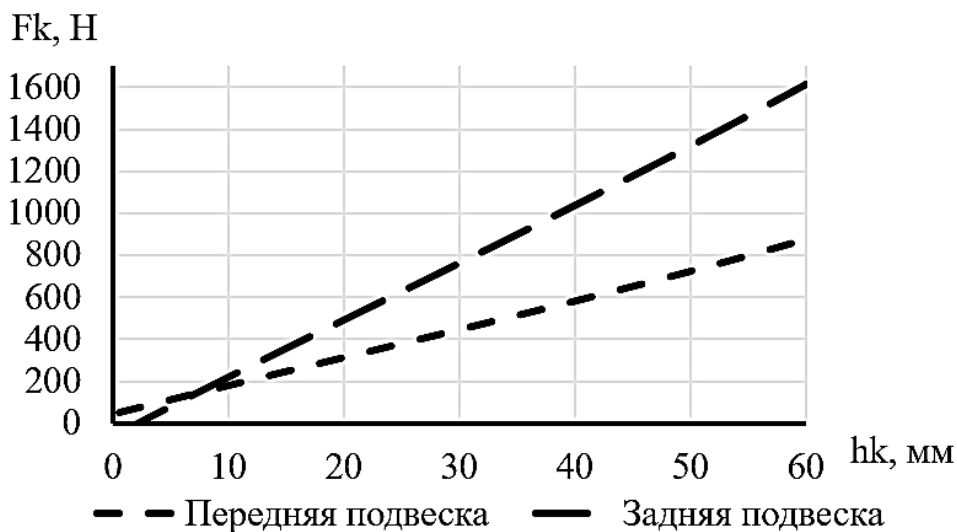


Рис. 7. Уточнённые упругие характеристики

Можно заметить по упругой характеристике, что в подвеске отсутствуют ограничители хода колёс – буферы. Это вызвано прежде всего условиями эксплуатации автомобиля – гоночный трек с асфальтобетонным покрытием в хорошем состоянии, где резкие удары в подвеску отсутствуют.

Исходя из определённой жёсткости подбирается упругий элемент и делается пересчёт упругих характеристик.

В нашем случае расчётные коэффициенты жёсткости упругих элементов составляет:

- передней подвески – 655 LB/IN;
- задней подвески – 441 LB/IN.

Выбираем для передней подвески пружины с жёсткостью 650 LB/IN, задней – 450 LB/IN.

Анализ упругой характеристики

Анализ упругих характеристик проведём по реакциям на колёсах и соответствующих им перемещениям.

Реакции на колёсах и соответствующий им ход колёс приведены в таблице 2.

Таблица 2

Анализ упругих характеристик

Ось колеса	Статичное положение			Максимальная вертикальная нагрузка на колесе		
	Реакция F_k , Н	Ход колеса h_k , мм	Ход сжатия упругого элемента h_y , мм	Реакция F_k , Н	Ход колеса h_k , мм	Ход сжатия упругого элемента h_y , мм
Передняя	585	30	11,1	859	46	16,9
Задняя	634	29	15,3	1057	48	25,3

Ход сжатия при максимальной нагрузке на колесо:

- передняя подвеска – 16 мм;
- задняя подвеска – 19 мм.

При допустимых собственных частотах колебаний поддресоренных масс полученные значения ходов сжатия довольно небольшие, что положительно скажется на продольном и поперечном углах крена и устойчивости автомобиля в целом при удовлетворительной виброзащите пилота.

Исходя из найденных значений перемещений колеса можно определить минимальный дорожный просвет в передней и задней части автомобиля.

Полученные характеристики удовлетворяют предъявляемым требованиям.

Также необходимо оценить устойчивость болида по углу поперечного крена и определиться с необходимостью ввода стабилизатора поперечной устойчивости.

При установившемся круговом движении определим угол поперечного крена $\lambda_{кр}$:

$$\lambda_{кр} = \frac{h_{\lambda} m_{п} a_y}{c_{\lambda} - h_{\lambda} m_{п} g},$$

где h_{λ} – плечо крена;

a_y – боковое ускорение;

c_{λ} – угловая жёсткость подвески болида;

g – ускорение свободного падения.

При боковом ускорении $a_y = 1g$:

$$\lambda_{кр} = 0,7^{\circ},$$

$$\lambda_{кр} < 1,5^{\circ}.$$

Стабилизатор поперечной устойчивости не требуется.

Заключение

В данной статье рассмотрена методика расчёта упругой системы автомобиля и приведён пример применения. Предложенная методика расчёта является достаточной для расчёта упругой системы автомобилей, эксплуатирующихся на дорогах с хорошим асфальтобетонным покрытием. Для транспортных средств с худшими условиями эксплуатации, где присутствуют большие динамические нагрузки, данную методику можно использовать для предварительных расчётов либо для уточнённых, расширив путём учёта жёсткости шин и других упругих элементов в системе. Планируется в дальнейшем дополнение данной методики, что позволит рассчитывать упругие системы автомобилей с различными условиями эксплуатации.

Список литературы

1. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов. В 2 т. Т. 2 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов [и др.]; под общ. ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.
2. 2016 Formula SAE Rules [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.fsaeonline.com/content/2016_FSAE_Rules.pdf (дата обращения: 1.10.2016).

3. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
4. Reimpell J. Шасси автомобиля: Элементы подвески / Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г.Г. Гридасова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
5. Успенский И.Н. Проектирование подвески автомобиля / И.Н. Успенский, А.А. Мельников. – М.: Машиностроение, 1976. – 168 с.