

## Раздел 2

### Поведение шины

*«Ни одно живое существо, кроме улиток, не имеет такой хорошей обуви как машины»*

*«Вместе с разработкой независимой передней подвески... в этой стране и вместе с первыми тестами шин на гладких барабанах, проведенных Goodyear в 1931 году (Кэпом Эвансом)..., начались реальные исследования управляемости автомобиля»*

***Морис Олли, один из ведущих инженеров  
и исполнительный директор General Motors, 1961***

#### Введение

Силы для ускорения автомобиля в горизонтальной поверхности изначально возникают в шинах и понимание поведения шин это один из ключевых моментов для разработки “g-g” диаграммы. Более того, шины это главный источник сил и моментов которые обеспечивают управляемость и устойчивость автомобиля<sup>5</sup>. Этот раздел представляет собой обзор механики шин – поведения шин под воздействием разных сил и моментов.

Силы и моменты, развиваемые пневматической шиной, воздействуют на автомобиль разными способами. Очевидно, шины несут вес автомобиля вместе с остальными вертикальными силами, такими как аэродинамические силы или силы появляющиеся на бенкинге. Взаимодействие между шинами и дорогой обеспечивает тягу, торможение и прохождение поворотов при маневрировании (как показано на “g-g” диаграмме) Шины также обеспечивают силы, за счет которых обеспечивается управление и стабилизация автомобиля, а также противодействие внешним возмущающим факторам от дороги и ветра. Эти положительные эффекты обеспечиваются ценой трения качения и аэродинамического сопротивления. Шины производят рулевые моменты, которыми обеспечивается выравнивающий эффект рулевой системы и моменты чувствуемые пилотом на рулевом колесе. Эти эффекты вместе с текстурой дорожного полотна и создают сцепление, за счет которого возникают все остальные явления.

Шина в целом очень сложное устройство и её характеристики должны объясняться отдельно. Мы начнем с поперечных сил, которые нас интересуют в первую очередь при прохождении поворотов, затем перейдем к выравнивающим моментам (или шинному сносу) и силе тяги. Затем будет обсуждаться влияние развала и чувствительность шин к давлению, температуре, скорости. В итоге, всё описанное будет собрано вместе в концепцию кругов сцепления, которые в свою очередь связаны с “g-g” диаграммами описывающими поведение автомобиля в целом. Разработка шин, состав резины,

---

<sup>5</sup> Управляемостью называют курсовую устойчивость и контролируемость автомобиля. В технических кругах так главным образом называют поведение комбинации пилот-машина при маневрировании. Дальнейшая дискуссия этого термина будет приведена в главе 5.

параметры и типы корда и т.д. не являются предметами изучения этой книги и остаются областью деятельности шинных инженеров.

Для определения возможностей шин проводятся тесты для определения сил, моментов которые обеспечивают работу шины в разных условиях. Эти тесты могут проводиться в лаборатории и/или на дороге, в зависимости от доступного оборудования. Для любых рабочих условий шины, есть один результирующий вектор, который представляет силу между шиной и дорогой. Этот вектор меняется по модулю, начальной точке и углу по мере того как меняются рабочие условия. Один результирующий вектор разбивается на шесть компонентов для целей анализа и измерений. Последние несколько частей этого раздела описывают систему координат шин, в которой приводятся результаты тестов. Также для примера будут приведены некоторые данные о шинах гоночных автомобилей.

### **Пятно контакта и сцепление**

Поверхность, на которой шина взаимодействует с трассой, в некоторый момент времени, называется пятном контакта. Резина в пятне контакта либо цепляется за дорогу, либо скользит по дороге.

- Резина может цепляться за дорогу при помощи разных механизмов, включая механическое зацепление за текстурные элементы покрытия и молекулярное прилипание к поверхности. Полного понимания работы этих механизмов до сих пор нет.
- Когда достигается локальный коэффициент сцепления, часть (или вся поверхность) резины начинает скользить по трассе. Сила здесь будет зависеть от скорости скольжения, локальной нагрузки<sup>6</sup>, резины, характеристик поверхности и т.д. Процесс скольжения также до сих пор полностью не понят.

Для гоночного инженера и пилота необходимо понимать пределы, до которых резина будет скользить или цепляться и связанные с ними силы, которые появляются в пятне контакта. К счастью для этого необязательно понимать механизмы сцепления и скольжения. Производительность автомобиля в любой момент времени будет ограничена силами в пятне контакта.

Шина, в целом, способна обеспечивать перемещение автомобиля относительно земли без скольжения всего пятна контакта. Это возможно, поскольку каркас и рабочая поверхность<sup>7</sup> шины могут деформироваться, и новая резина будет постоянно поступать в пятно контакта при вращении колеса. В шине будут появляться ответные эластичные силы, которые равны по модулю, но противоположны по направлению силам в пятне контакта<sup>8</sup>.

---

<sup>6</sup> Здесь и далее нагрузка это вес, то есть сила с которой тело давит на опору в вертикальном направлении (прим. пер.)

<sup>7</sup> Англ. tread – буквально ступня/подошва (прим. пер)

<sup>8</sup> Или, если вы так больше нравиться, ответная реакция шины на силы в пятне контакта, в соответствии с 3 законом Ньютона.

Другой источник сил/моментов в автомобиле – аэродинамика. Из аэродинамических элементов прижимная сила имеет самый большой эффект на производительность гоночного автомобиля. Эта сила действует через шины, изменяя нагрузку на них. Продольные и поперечные силы шин, которые можно определить на “g-g” диаграмме зависят от нагрузки на шину.

## **2.1 Поперечная сила**

В документе SAE J670, Термины динамики автомобилей [1], поперечная сила имеет начало в центре контакта шины и дороги<sup>9</sup>, на горизонтальной плоскости дороги и оно перпендикулярно направлению, в котором указывает шина, если колесо стоит без отклонения и развала (разница между отклонением и развалом будет объяснена позже в этой статье). Термин боковая сила часто используется как заменитель термина поперечная сила, но она лучше подходит для ситуаций, когда речь идет об автомобиле в целом.

В следующих нескольких частях будет предполагаться, что колеса стоят вертикально. Как упоминалось выше, величина сил будут ограничена условиями на пятне контакта.

Мы начнем с серии демонстраций с моделью шины. Модель шины показывает поведение центральной части реальной шины. Те же эффекты затем будут описаны для реальной шины. В заключении будут описаны некоторые дополнительные эффекты, которые имеют место быть в реальных шинах и важны для гонок.

### **Модель шины**

Модель шины, описанная здесь, была впервые использована Chevrolet как учебный инструмент в 1960-х годах. Эта шина сделана из листа твердой резины, который зажат между двумя металлическими дисками, как показано на рис. 2.1. Для упрощения эта модель обладает только одним параметром – диаметром металлических дисков. Состав резины, толщина и диаметр резины остается постоянной.

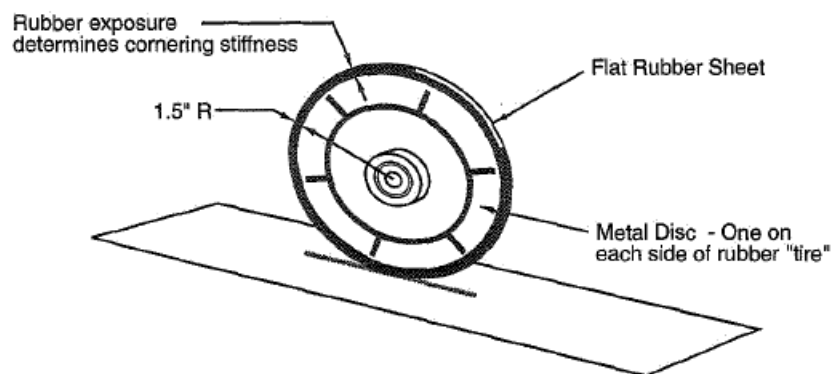
### **Первый эксперимент – статическая поперечная жесткость и скольжение**

Если модель шины слегка прижать к столу с постоянной вертикальной силой, легко можно увидеть, что если дополнительно толкнуть шину вбок некоторой поперечной силой, резина будет отклоняться и колесо сдвинется на небольшое расстояние вбок (см. низ рис 2.2). Если немного увеличить силу, отклонение тоже немного увеличится. Если увеличивать силу дальше шина начнет скользить в поперечном направлении по поверхности стола. Что произошло? Во первых шина реагирует как пружина, боковины гнутся эластично и поперечная деформация изменяется примерно пропорционально

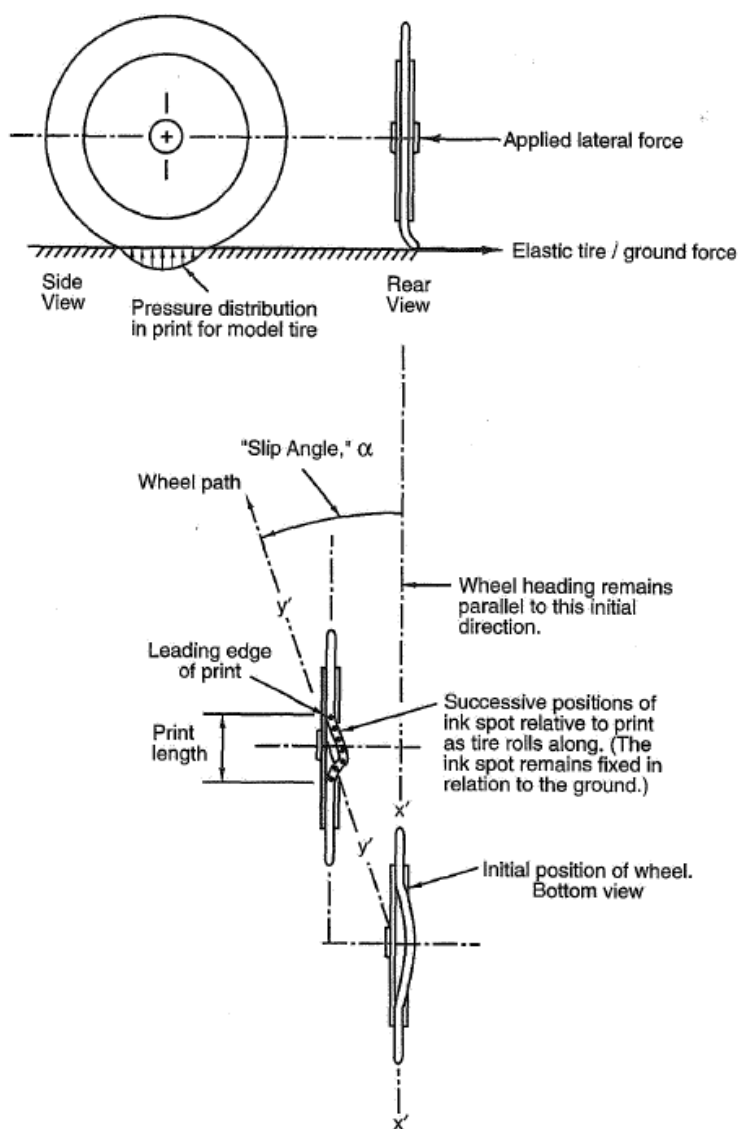
---

<sup>9</sup> Говоря более строго, начало шинной системы координат находится в пересечении центральной плоскости колеса с поверхностью земли и в точке которая находится непосредственно под центром колеса.

поперечной силе. После того как шина начала скользить, поперечная сила будет оставаться примерно постоянной.



**Figure 2.1** Model tire.



**Figure 2.2** Mechanism of tire lateral force in elastic range.

Если использовать другую шину, с меньшим диаметром металлических дисков, эксперимент будет иметь тот же исход, но поперечное смещение для той же поперечной силы увеличится.

Поперечная жесткость (при неподвижной шине) может быть выражена как поперечная жесткость пружины, скажем в миллиметрах деформации на килограмм. Сила необходимая для того чтобы шина начала скользить будет зависеть от коэффициента сцепления  $\mu$ , который представляет собой отношение двух сил, поперечной силы поделенной на вертикальную силу (нагрузку на шину). Эта величина остается приблизительно постоянной для тех нагрузок, которые есть в модели шины.

Большинство явлений связанных с шинами связано с эластичной деформацией и трением скольжения.

### **Второй эксперимент – качение с небольшим углом увода**

Если модель шины будет изгибаться поперечно, и катится продольно, она будет двигаться с отклонением на некоторый угол от плоскости колеса. Это называется немного неправильным термином - угол увода<sup>10</sup>.

Отношение между поперечной силой и углом увода может быть проиллюстрировано с помощью модели, нанесением серии меток чернилами на поверхность шины и прокруткой шины вперед с приложенной некоторой постоянной поперечной силой. Как показано на рис. 2.2 (вид сзади), применение поперечной силы обеспечивает поперечное отклонение шины в поверхности контакта (приложенная сила должна быть достаточно малой чтобы не появилось скольжение при превышении предела сцепления). По мере прокручивания колеса вперед без руления (то есть плоскость шины будет оставаться параллельной, см. верхнюю картинку рис 2.2) можно будет наблюдать, что путь шины будет отклоняться на угол  $\alpha$  от плоскости колеса. Это явление появляется по нескольким причинам. Каждая точка (помеченная чернилами) пятна контакта будет входить в пятно контакта у переднего края где она будет оставаться неподвижной по отношению к дороге. По мере прокручивания колеса эти точки будут двигаться к задней части пятна контакта и также двигаться поперечно по отношению к колесу, под воздействием поперечного отклонения в пятне контакта (удобно представить точкидвигающиеся через пятно контакта, в то время как в реальности каждая точка в пятне контакта будет зацеплена с дорогой).

Форма поперечного отклонения модели шины в пятне контакта показана на верхнем из двух видов сверху на рис. 2.2. По мере движения точки назад в пятне контакта, её поперечное отклонение по отношению к колесу увеличивается до тех пор, пока точка не

---

<sup>10</sup> В английском языке угол увода – slip angle, буквально - угол скольжения, что терминологически не верно и имеется здесь ввиду (прим пер.)

достигнет заднего края пятна контакта. Здесь локальная вертикальная сила, как показано на виде сбоку на рис 2.2, уменьшается и сила сцепления (которую можно посчитать используя коэффициент сцепления  $\mu$ ) больше не может поддерживать поперечный изгиб. В этой точке в пятне контакта рабочая поверхность шины быстро сдвинется к не отклоненной позиции (в центр плоскости колеса) и сразу после этого покинет пятно контакта.

### **Большие углы увода.**

Если поперечная сила будет увеличиваться угол увода будет также увеличиваться, шина будет отклоняться дальше и место скольжения в задней части пятна контакта сдвинется вперед. Процесс будет продолжаться и дальше. Когда к шине будет приложено достаточная поперечная сила для того чтобы большая часть пятна контакта скользила, говорят – шину сорвало и поперечная сила будет определяться коэффициентом трения.

Отношение между поперечной силой и углом увода

Поперечную силу (или центробежная в повороте) можно считать результатом угла увода или угол увода считать результатом поперечной силы. Некоторые примеры:

- Если передние колеса поворачивают, угол увода увеличивается и увеличивается поперечная сила. Эта поперечная сила поворачивает автомобиль.
- В установке для тестирования шин принято устанавливать шины под серией углов увода и измерять результирующую поперечную силу при каждом угле.
- Когда поперечный ветер дует в бок автомобиля, сила ветра должна отражаться поперечной силой появляющейся при увеличении угла увода шин
- При прохождении поворота (центробежная сила) или на бенкинге (гравитационный компонент силы) поперечная сила реагирует изменением угла увода и результирующей силой шины.

Таким образом, точка отсчета, что первично, поперечная сила или угол увода, должна соответствовать ситуации.

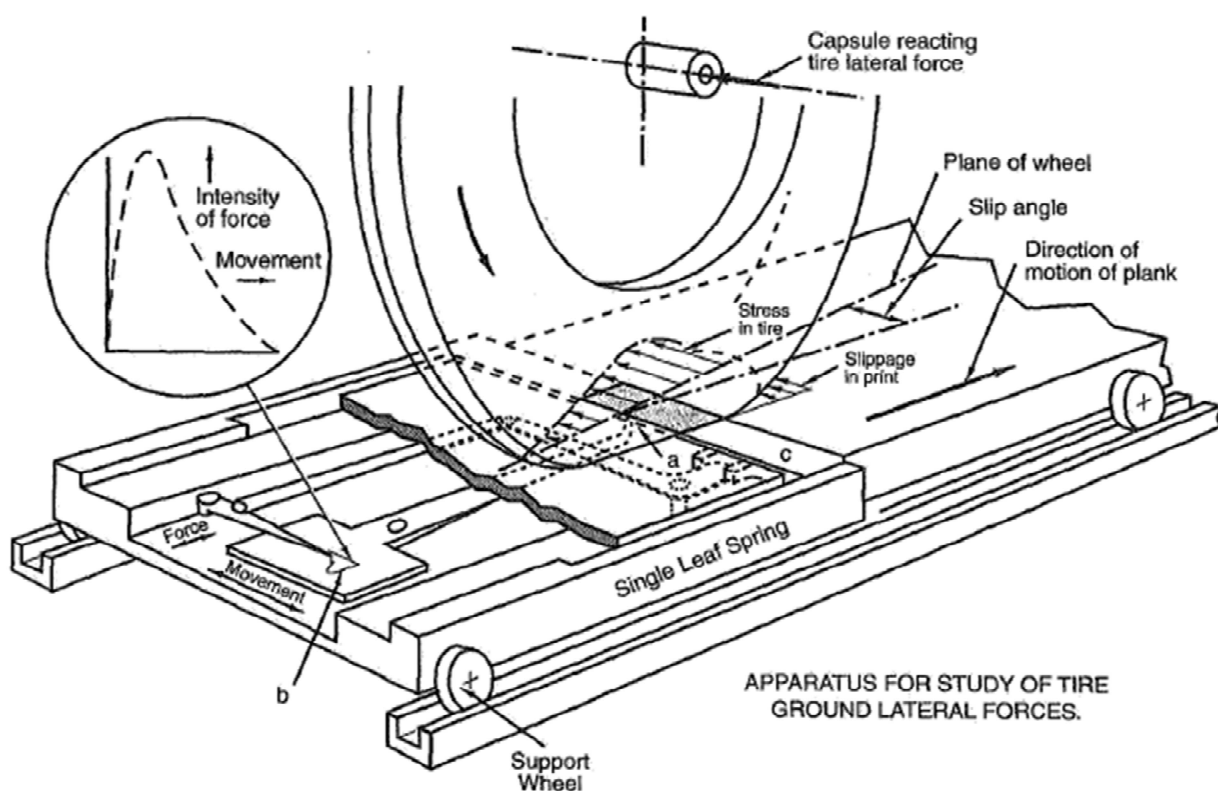
Поперечная сила шины появляется при эластичной деформации шины. По отношению к шине дорога толкает пятно контакта вбок как показано на рис 2.2. Если бы приложенная сила увеличивалась, можно было бы ожидать отклонение в пятне контакта и угол увода увеличился бы пропорционально, но пятно контакта может деформироваться так сильно, и в большей части пятна контакта появляется скольжение.

### **Тестовая установка Гоффа**

Первые измерения, сделанные на реальных шинах, подтвердили поведение модели шины. На рис. 2.4 показано устройство разработанное Эриком Гоффом в начале 1950-х для измерения поперечной деформации и ассоциированного с ним распределения стрессов в пятне контакта. Гофф был членом Исследовательского Центра Dunlop в Англии и пионером в исследовании поведения шин. Хотя эти измерения поведения пятна

контакта были проделаны много раз с использованием новых технических инструментов, мы выбрали для ознакомления простейшую механическую установку Гоффа.

Шина/колесо/ось в сборе на рис. 2.4 поддерживается средствами, не показанными на рисунке. Осевая сила на оси, перпендикулярная плоскости колеса измеряется капсулой. Эта сила ответная (равна и противоположна) поперечной силе шин, то есть силе, с которой действует дорога на шину. Шина, прижата к планке, которая может двигаться вдоль на поддерживающих колесиках, чтобы обеспечить относительное перемещение оси относительно дороги. Вертикальная шпилька в точке «а» находится в продольной канавке на рабочей поверхности шины (используются шины с простыми продольными канавками) и его поперечное движение записывается меткой в точке «b». Если шина установлена под углом увода, шпилька запишет поперечное отклонение шины относительно платформы. Узкая, плоская, поперечная планка «с», поддерживаемая жесткими рессорными пружинами на концах, позволяет записать поперечную силу или стресс на срезах пятна контакта. Небольшие движения листовых пружин связаны с записывающим маркером механическим усиливающим соотношением приблизительно 18:1. Окончательное измерение - это продольное положение шпильки и планки в пятне контакта.

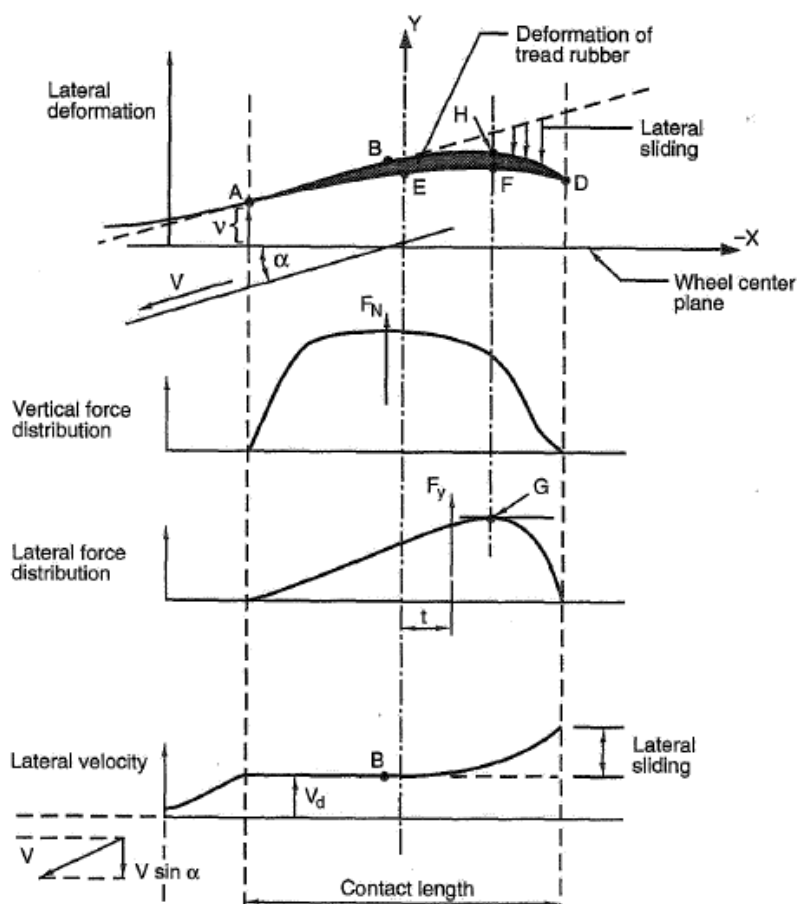


*Figure 2.4 Gough's device for study of tire print characteristics.*

Было установлено, что сила, рассчитанная из площади под кривой поперечной силы (стресса) вдоль пятна контакта и перпендикулярно плоскости колеса равна поперечной

силе измеренной на оси. Поэтому поперечная сила была результатом изгиба пятна контакта плюс силы скольжения в задней части пятна контакта.

Рис 2.5 показывает некоторые результаты, полученные на установке Гоффа при достаточно больших углах увод, приблизительно в  $15^\circ$ . Точка А это передний край пятна контакта, с поперечная деформацией  $v$  при постоянно вращении колеса. По мере движения точки А к задней части пятна контакта увеличивается вертикальная сила, увеличивается сцепление и точка движется вдоль линии А-В которая параллельна вектору скорости  $V$ . Поперечная скорость будет  $V_d = V \sin \alpha$  ( $\alpha$ - угол увода) и будет постоянной. В точке В поперечная сила в каркасе и рабочей поверхности (рабочая поверхность заштрихована) превышает локальный коэффициент сцепления, умноженный на локальную вертикальную нагрузку и начинается поперечное скольжение. Скольжение продолжается до точки D где элемент покидает пятно контакта и поднимается над дорогой. Рабочая поверхность и каркас может быть представлен как две поперечные пружины. Хотя они имеют разные пружинные константы, на них на обе действует одна и та же поперечная сила. В этой простой модели их максимальное отклонение появляется в одно и то же время на пике кривой поперечной силы. Поэтому точки H, F и G стоят приблизительно на том же расстоянии от начала пятна контакта.



Distribution of forces and lateral velocity over the contact length.

Figure 2.5 Tire print characteristics—lateral force (Ref. 33).

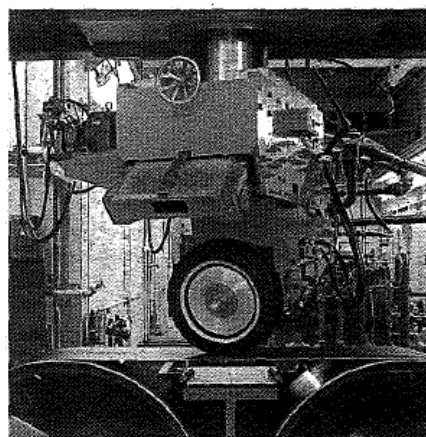
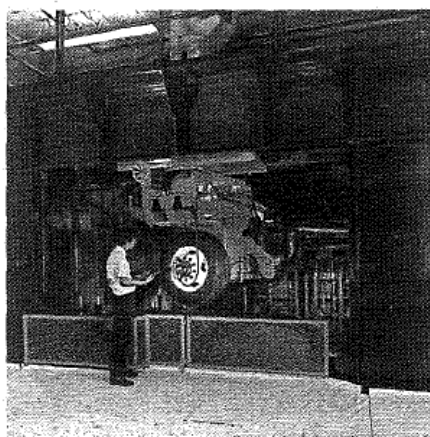


По тестам Гоффа можно сделать следующие наблюдения:

- Место приложения силы находится в задней части пятна контакта. Расстояние до точки приложения от центра называется шинный снос<sup>11</sup> (t на рис 2.5.с). Шинный снос, умноженный на поперечную силу - это выравнивающий шину момент. Это будет обсуждаться позднее в этом разделе.
- Поперечное проскальзывание резины поперек дороги появляется в задней части пятна контакта. Величина поперечного смещения зависит от скорости проскальзывания и угла увода.
- Стеклопластиковые пластинки, установленные вровень с поверхностью дороги использовались для наблюдения за пятном контакта на большей скорости. Для записи использовались высокоскоростные видеокамеры установленные внизу. Фотографии в целом подтверждают данные полученные на медленной установке Гоффа.
- Поперечные силы шин в эластичном диапазоне (маленькие углы увода) зависят от поперечного смещения в пятне контакта связанного с вращением колеса и в общем независимы от скорости. Низкоскоростные шинные тестеры (2-3 км/ч) правильно измеряют характеристики шины в эластичных режимах.

### Измерение поперечной силы шины

Моменты и силы шины измеряются при помощи специальных тестов. Для этого используются лабораторные и дорожные установки. В лабораторных условиях дорожное полотно представляется либо барабаном (внутренним или внешним) либо плоской конвейерной лентой с различным характером поверхности, или это может быть реальное дорожное полотно. На рис. 2.6 изображен TIRF – первый, большой, высокоскоростной тестер шин с конвейерной лентой, который до сих пор часто используется для тестов шин. Силы и моменты шин измеряются специальной муфтой называемой «баланс». Новейшие шестикомпонентные балансы основаны на технологиях использованных в аэродинамических трубах (тестирование в аэродинамической трубе это ещё один вид тестов).



*Figure 2.6 Calspan Tire Research Facility, TIRF.*

<sup>11</sup> Pneumatic trail

Существует много проблем связанных с точным измерением шинных данных. Например:

- Износ шин и использование множественных образцов шин (для получения данных по проекту одной шины)
- Недостаток способов управления температурой шины (и рабочей поверхности, и каркаса)
- Точное управление, условиями тестов, включая нагрузку, продольное отношение проскальзывания и т.п.
- Ограничения тестовой установки по нагрузке, мощности, скорости, углам отклонения и увода и т.д.
- Трактровка данных измерений и уменьшение объемов информации.
- Одна из главных проблем в динамике автомобилей это получение достаточного количества хороших данных по интересующим проектам шин. Поскольку существует большое количество независимых параметров, сырые данные о шинах редко бывают полными. В случаях, когда доступен полный набор данных, он представляет собой объемный отчет 4 см толщины. У пользователя тогда возникает проблема переработки сырых данных в более удобные форматы. В этой книге данные о шинах представлены в графической форме.

Обратимся теперь к полному рабочему диапазону углов увода. На рис. 2.7 представлен график поперечной силы против угла увода для типичной гоночной шины. Эти данные были получены в Исследовательской лаборатории Калспана на плоской, сухой модели дороги. Колесо вращалось свободно под единичной нагрузкой. Эластичные, переходные, и диапазоны трения помечены (см. рис. 2.33 для конвертирования знаков).

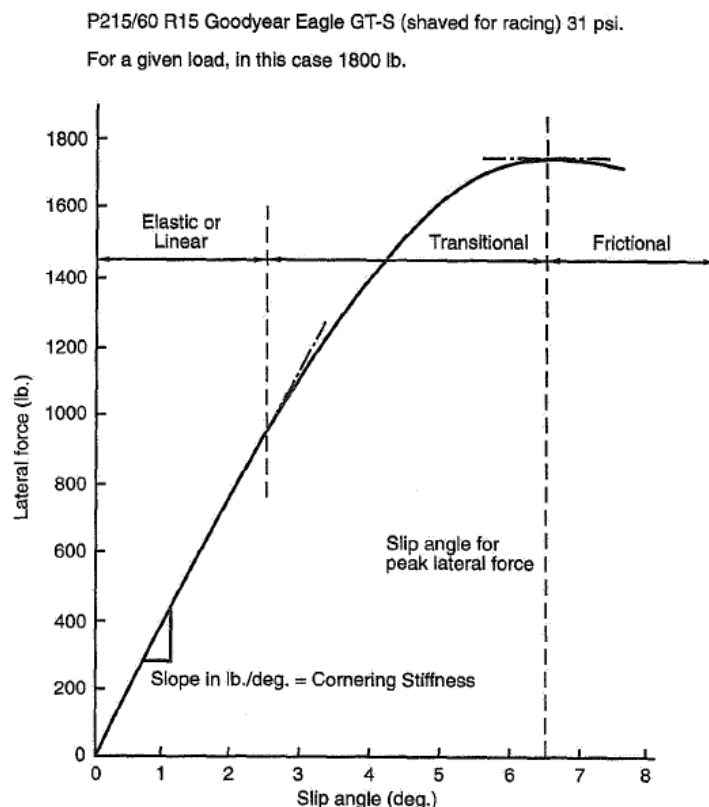
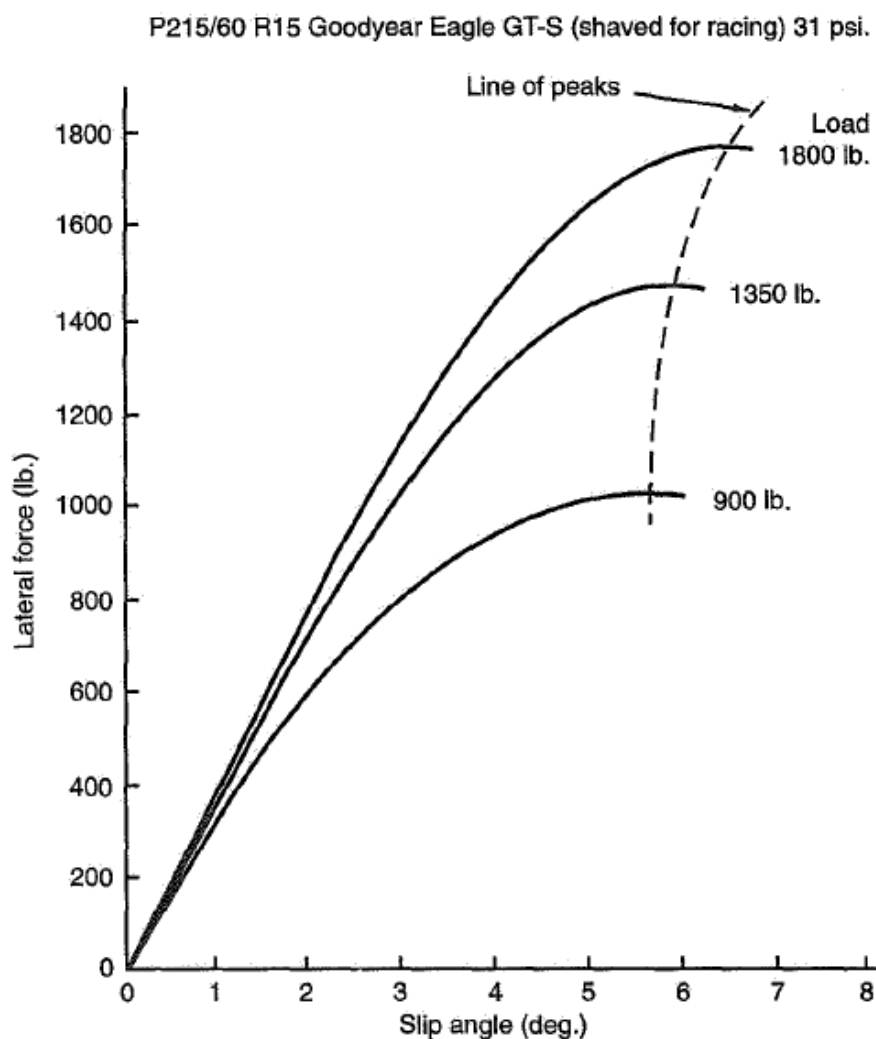


Figure 2.7 Lateral force vs. slip angle for a racing tire.

Верхняя точка кривой может оставаться постоянной или медленно снижаться, как показано на рисунке. В сухих условиях, гоночная шина, в общем, достигает пика поперечной силы на углах увода от 3 до 7°. Во влажных условиях пик будет в целом ниже и падение поперечной силы после пика будет более быстрое.

Когда некоторая шина протестирована под серией нагрузок, составляются кривые поперечных нагрузок как на рис. 2.8. Нужно отметить, что по мере увеличения нагрузки, увеличивается угол увода пика поперечной силы. Также увеличивается боковая жесткость (наклон в эластичном диапазоне).

Тренд положения пиков (прерывистая линия) можно предсказать при помощи теории безразмерных шин (раздел 14).



**Figure 2.8** Lateral force vs. slip angle for several loads.

#### Чувствительность шины к нагрузке

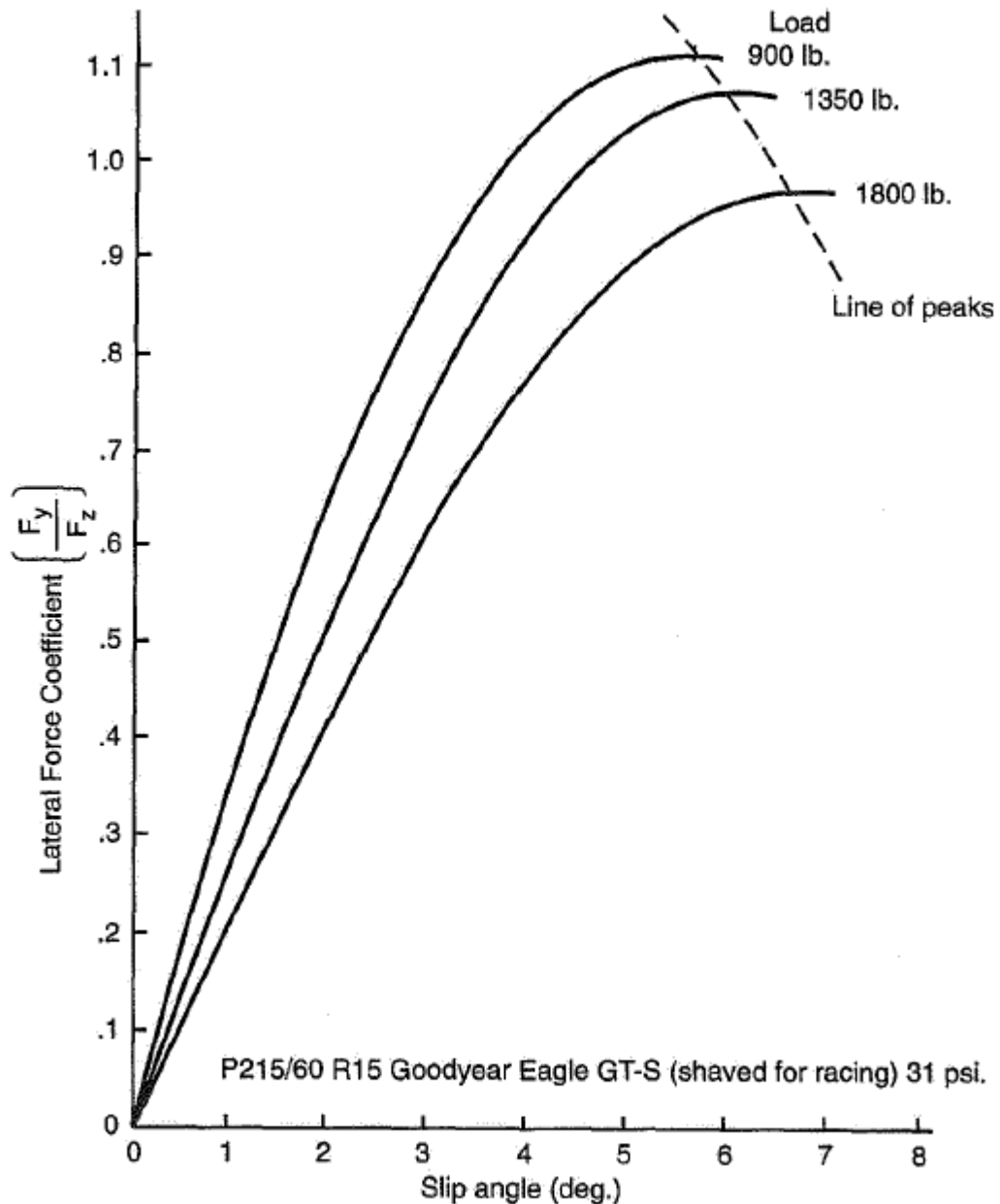
На пике и после него большая часть пятна контакта скользит, и поперечная сила будет результатом трения между шиной и поверхностью дороги. Как отмечалось ранее, физики используют принцип коэффициента трения определенного как:

$$\mu = \frac{\text{сила трения между двумя телами}}{\text{нормальная сила между двумя телами}}$$

Это предполагает нормализацию (или обезразмеривание) кривой поперечной силы против угла увода путем деления на нагрузку для получения безразмерной величины:

$$\frac{\text{поперечная сила}}{\text{нагрузка}} = \text{коэффициент поперечной силы, } \frac{F_y}{F_z}$$

И кривые с рис. 2.8 можно перестроить как на рис. 2.9



**Figure 2.9** Normalized lateral force vs. slip angle.

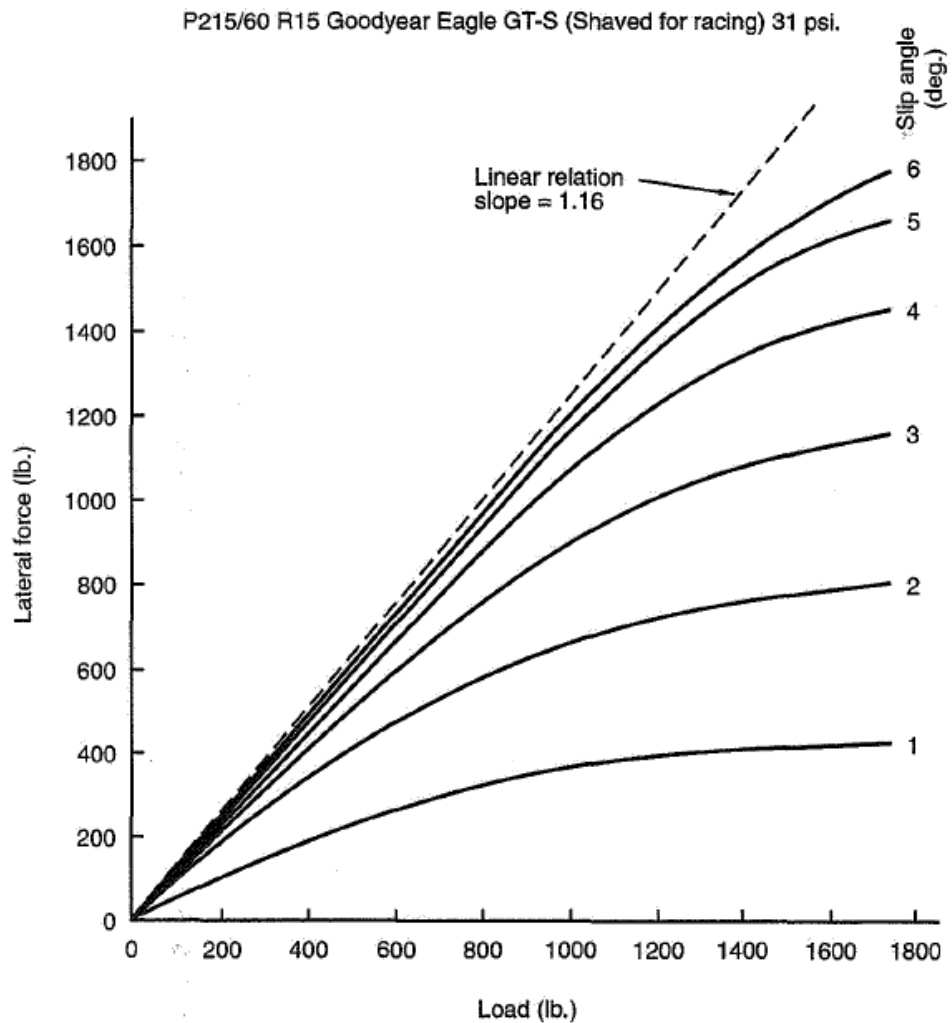
Нужно отметить, что пики для разных нагрузок на таком графике будут находиться ближе друг к другу. Если они все достигнут одной и той же величины, то максимальная поперечная сила для любой нагрузки будет (коэффициент поперечной силы) × (нагрузка на шину).

Максимальный коэффициент поперечной силы (или поперечный коэффициент трения) обычно выше для меньших нагрузок и увеличивается при увеличении нагрузки. Это называется чувствительностью шины к нагрузке. Величина поперечного коэффициента сцепления и его изменение с нагрузкой важны для гонок. Поперечный коэффициент сцепления более или менее независим от скорости, но может быть увеличен более липким составом резины и использованием резины строго в рабочем диапазоне температур. Для используемых шин Гран-При коэффициент сцепления может достигать 1.8 на малых нагрузках.

Чувствительность шины к нагрузке имеет большое влияние на баланс гоночного автомобиля, когда он используется у пределов сцепления. По мере изменения нагрузки в повороте, ускорения или замедления, производительность шины постоянно меняется. Описание того как нагрузка на колесе влияет на общую стабильность автомобиля дано в разделе 5. В главе 18 есть техника измерения реальных нагрузок на колесах.

Переходная зона работы шины меняется в зависимости от проектных параметров шины. Она может быть постепенной, переходящей в скольжение или более резкой. Некоторые шины срывает постепенно, что дает некоторую безопасность, в то время как другие срывает резко. На это влияет очень много факторов, поэтому сложно говорить о каких-то общих закономерностях. Тем не менее, шины которые могут достигать больших коэффициентов могут быть быстрее по мере того как большая часть пятна контакта используется при эластичной деформации. Например, радиальные шины имеют корд, который предотвращает скольжение пятна контакта. Радиальные шины также считаются, что имеют более резкую переходную зону и более высокие поперечные силы. Многие из старых диагональных шин достигают максимальной поперечной силы очень плавно. Также можно ожидать, что срыв будет более постепенный при более длинных и узких шашках на пятне контакта. Глубина и рисунок протектора тоже будут на это влиять.

Перед тем как закончить с поперечными силами важно отметить их изменение с изменением нагрузки при данном угле увода. Рис. 2.10 представляет собой график для типичной современной радиальной шины. Все кривые нелинейны и поперечные силы будут снижаться при высокой нагрузке. Этот тип графиков удобен для анализа пары колес на одной оси при поперечном перераспределении нагрузки. Это будет освещено в разделе 7.



**Figure 2.10** Lateral force vs. load.

## 2.2 Выравнивающий момент и шинный снос

Выравнивающий момент,  $M_z$  по SAE J670, расшифровывается, как склонность шины подруливать к вертикальной оси, которая проходит через центр пятна контакта (начало координат шинной системы координат). На низких и средних углах увода шина стремится выровнять передний край по траектории. Этот стабилизирующий эффект аналогичен выравниванию флюгера в направлении ветра. Другими словами, шина будет «стараться» указывать туда куда движется. Здесь предполагается отсутствие отклонения колеса от вертикали.

Выравнивающий момент зависит от формы пятна контакта, как это было описано в предыдущей части. Рис 2.2 показывает, что форма изгиба пятна контакта треугольная и не симметричная относительно продольного центра пятна контакта. Эластичное отклонение пятна контакта спереди назад дает неравное распределение поперечных сил вдоль пятна контакта. Это неравномерное распределение и вызывает выравнивающий момент. Выравнивающий момент измеряется в н-м при текущем угле увода и нагрузке.

Шинный снос – это другой способ представления асимметричности пятна контакта, показанной на рис 2.12. Шинный снос это расстояние от продольного центра пятна контакта до центра действия поперечной силы. Выравнивающий момент шины это поперечная сила, умноженная на шинный снос, или другими словами шинный снос равен выравнивающему моменту, поделенному на поперечную силу.

### **Линейный диапазон – малые углы увода**

Из рис. 2.2 большой стресс в задней части пятна контакта работает на уменьшение угла увода. Это будет верно в линейном диапазоне работы шины. Фактически, центр поперечной силы может быть найден измерением вкладов в каждой точке пятна контакта по отношению к центру пятна контакта, таким же образом рассчитывается центр тяжести (в разделе 18).

### **Нелинейный диапазон – большие углы увода**

На больших углах увода, задняя часть пятна контакта скользит поперечно по дороге. Это уменьшает выравнивающий момент. В точке срыва (пределе сцепления) выравнивающий момент снижается почти до нуля и во многих случаях имеет даже обратный знак. Это означает, что когда шина скользит, у неё больше нет стремления выровняться по траектории (и фактически уменьшить угол увода). Некоторые данные о выравнивающем моменте показаны на рис. 2.11.

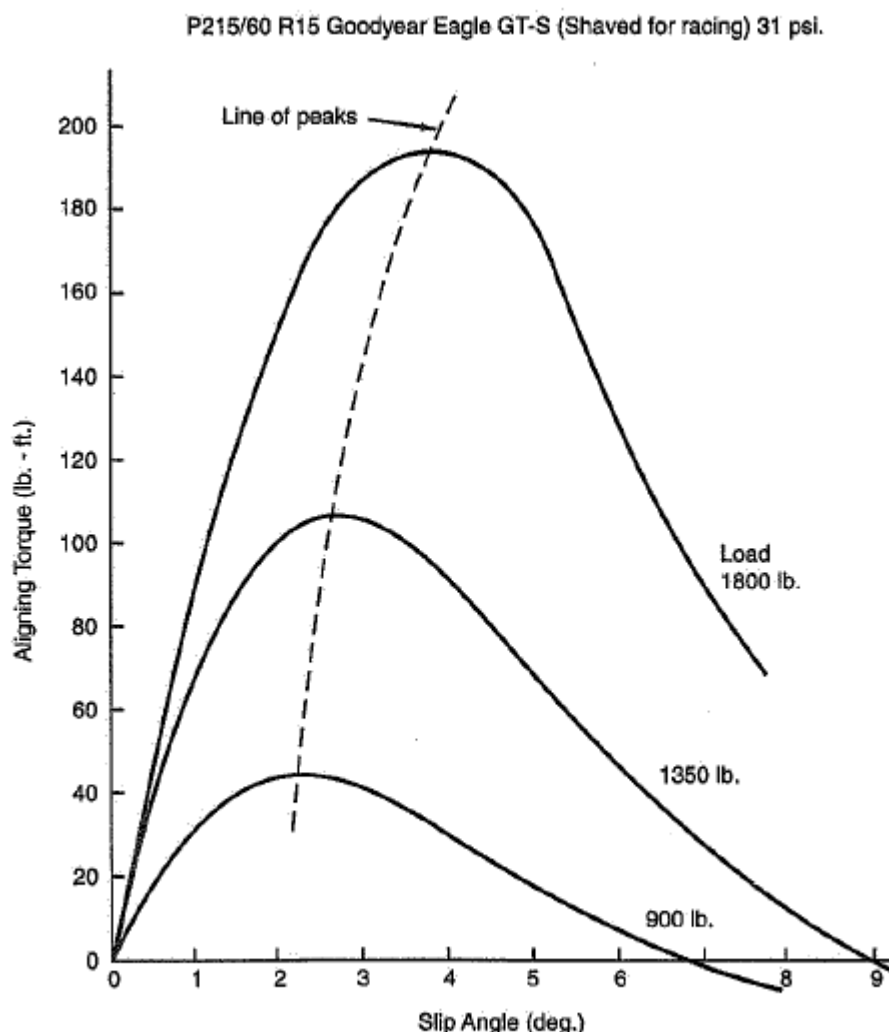
### **Механический снос, шинный снос и рулевые моменты.**

Снос в простейшем понимании иллюстрируется поворотным кастером, когда пятно контакта находится за осью поворота колеса. Автомобильные рулевые системы спроектированы тем же способом, и ненулевой угол кастера дает механический снос, как показано на рис. 2.12. Другой путь получить механический снос это сдвинуть ось поворота вперед от центра колеса. Этот сдвиг оси показан на рис 19.1. На практике оба метода используются для получения механического сноса.

Если все поперечные силы будут сконцентрированы прямо на оси, поворачивающий момент будет обуславливаться только механическим сносом, умноженным на поперечную силу. Шинный снос будет проявляться всегда, он будет меняться в зависимости от рабочих условий. Сумма механического сноса и шинного сноса умноженного на поперечную силу даст рулевой момент на рулевой оси колеса (предполагая, что остальные моменты уравниваются, когда складываются эффекты на правом и левом колесе).

Когда механический снос мал, выравнивающий момент обуславливается шинным сносом. Предельным случаем были старые машины, на которых не было механического сноса вообще. В этом случае, рулевое выравнивание исчезало, когда передние шины

были на пределе, стремясь уменьшить радиус поворота (это можно увидеть на рис 2.11: на больших углах увода выравнивающий момент приближается к нулю и может стать отрицательным).



**Figure 2.11** Aligning torque vs. slip angle for several loads.

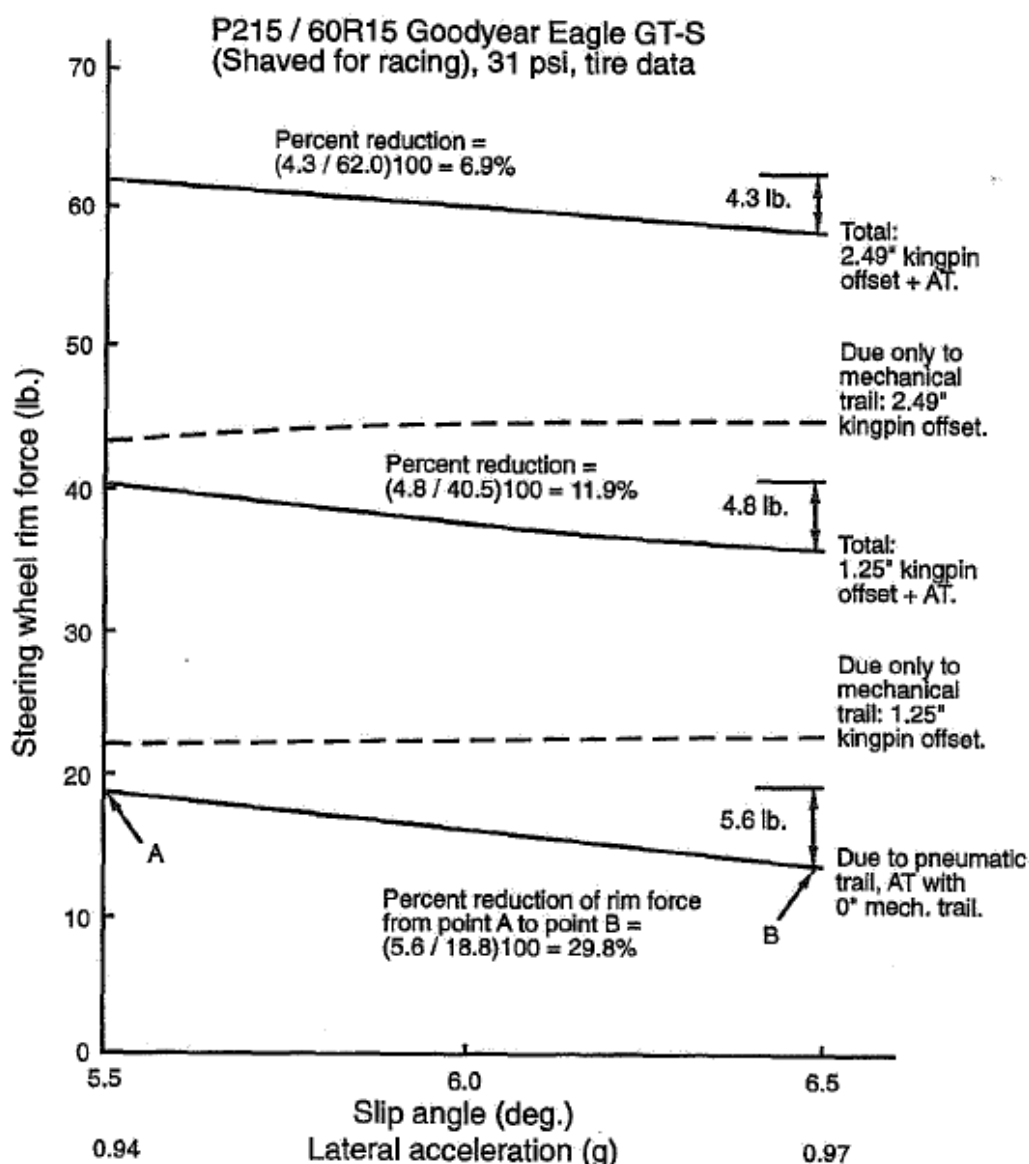
Другой предельный случай это некоторые современные машины, на которых слишком сильный механический снос и/или усилитель рулевого управления, который минимизирует выравнивающий момент. Тогда получается линейная связь между боковыми силами и моментом на поворотной оси, и информативность рулевого управления сводится на нет. Максимальная информативность рулевого управления будет тогда, когда весь выравнивающий момент будет за счёт шинного сноса. Тогда падение выравнивающего момента, показанное на рис 2.11 сообщит водителю, что предел сцепления достигнут.

### Пневматический шлейф и предупреждение сноса

Следующие примеры показывают значимость пневматического шлейфа (выравнивающего эффекта) в предупреждении срыва для пилота. Они основаны на



данных показанных на рис 2.8 и рис. 2.11. Этот размер покрышек используется на больших переднемоторных спорткарах или быстрых дорожных машинах с общим весом 3500 фунтов (1600кг) с весом 1800 фунтов (820 кг) на передних колесах. Предположим, что на таком автомобиле установлен передний стабилизатор для подъема переднего внутреннего колеса при приближении к максимальной боковой нагрузке. Поскольку переднее внутреннее колесо будет «плясать» вдоль дороги и почти не будет создавать поперечной силы и выравнивающего момента, расчет можно сделать только для внешнего колеса, несущего вес 1800 фунтов. Максимальная поперечная сила на таких шинах будет при  $\alpha = 6,5$  (рис. 2.8) при максимальном поперечном ускорении примерно 0,97g.



**Figure 2.13 Rim force due to pneumatic and mechanical trail.**

Нам интересен расчет силы, на рулевом колесе появляющийся из-за шинного и механического сноса на небольшом диапазоне углов увода и поперечных ускорений

перед срывом. Мы выбрали, что угол увода будет от  $5,5^\circ$  до  $6,5^\circ$  что будет соответствовать 0,94 до 0,97g. Расчет, проведенный для отступа поворотной оси в 0, 1.25 и 2.49 дюймов (0; 3.1 и 6 см соответственно) что будет  $0^\circ$ ,  $6^\circ$  и  $12^\circ$  кастера на передней шине радиусом 12 дюймов. Для этого примера отступ использован для того чтобы пренебречь другими компонентами момента, которые появляются с появлением кастера и не связаны с нашим примером. В итоге, расчет предполагает отсутствие усилителя рулевого управления и то, что рулевая система имеет низкое внутреннее трение, а рулевое колесо диаметром 7 дюймов (18 см).

Результат, данный на рис 2.13 показывает, что уменьшение усилия на рулевом колесе в 30 процентов появляется за последний один градус увода, перед тем как произойдет срыв, где всё усилие будет обусловлено шинным сносом. Это должно предоставлять пилоту предупреждение для того чтобы избежать срыва. Когда добавится механический снос, снижение усилия существенно снизится. Две прерывистые кривые показывают, что усилие на руле только из-за механического шлейфа немного увеличивается по причине увеличения боковой силы.

С любым механически шлейфом в примере, усилие на руле будет достаточно высоко, и можно будет использовать усилитель рулевого управления.

### **2.3 Продольные силы.**

Для ускорения или замедления автомобиля между шиной и трассой на пятне контакта должна возникнуть продольная сила. Согласно второму закону Ньютона пока не будет приложена сила не будет изменения скорости (ускорения) Механизмы развития продольных сил в шине имеют некоторое отношение к развитию поперечных сил поскольку здесь будет работать область эластичной деформации (в этом случае продольное растяжение) и области скольжения или сцепления. Давайте сначала рассмотрим ускорение, когда к шине приложен ведущий момент при нулевом угле увода.

#### **Сила тяги.**

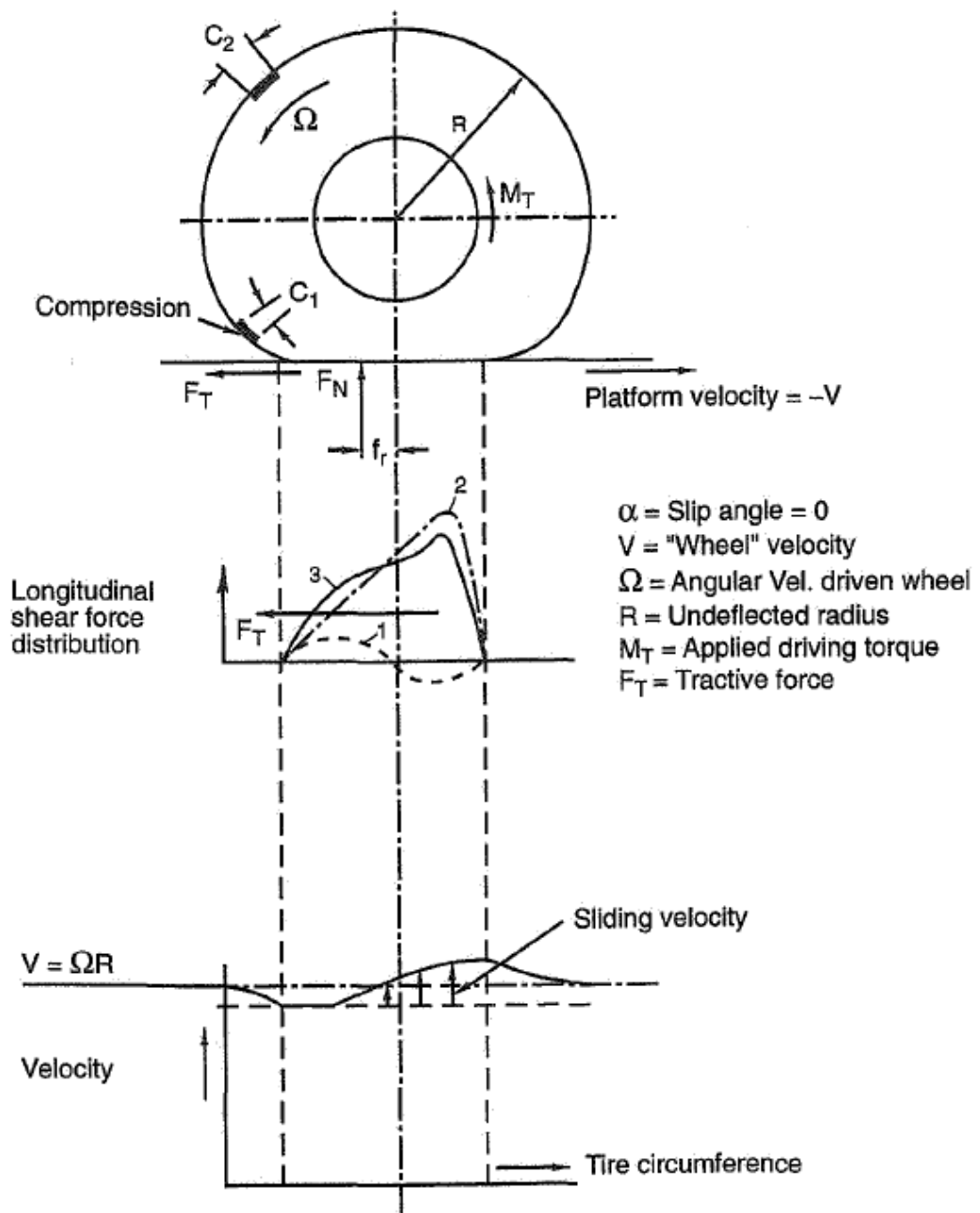
На рис 2.14 ось колеса зафиксирована и горизонтальна, а платформа представляет собой дорогу, которая движется относительно колеса. Такой способ получения движения колеса относительно «дороги» удобен и часто используется для тестов в лаборатории. Показанная ситуация соответствует реальному качению шины вперед налево рисунка под действием ведущего момента  $M_t$ .

Как показано, ведущий момент вызывает ответную реакцию направленную вперед, то есть силу тяги  $F_t$  от дороги к шине<sup>12</sup>. Эта сила сдвигает пятно контакта вперед относительно оси, сжимая рабочую поверхность шины в передней частт пятна контакта и

---

<sup>12</sup> Силы шин и моменты, в целом, рассматриваются как приложенные от дороги к шине

деформируя шину с уменьшением её радиуса. Длину сжатого элемента  $C_1$  можно сравнить с длиной несжатого элемента  $C_2$ . Сжатый элемент прижимается к дороге при входе в пятно контакта. Стресс будет направлен в направлении вперед и рабочая поверхность шины будет смята вперед, относительно каркаса. По мере поступления большего числа элементов в пятно контакта и их движения назад, в этой области будет возрастать локальная нагрузка, а сдвигающий стресс будет возрастать линейно, как показано на рис кривой 2.



Distribution of forces and sliding velocity, over the contact length of a tire under the action of a driving torque  $M_T$ .

**Figure 2.14** Tire print characteristics—driving (Ref. 33).

В свободно вращающейся шине продольный сдвиговый стресс также будет присутствовать в пятне контакта. Он будет появляться потому что радиус будет меняться по мере того как элементы рабочей поверхности шины будут входить в пятно контакта. Для постоянной угловой скорости  $\Omega_0$  линейная скорость по окружности шины будет уменьшаться при изменении радиуса, вызывая появление продольного стресса направленного вперед. Этот стресс будет направлен в обратную сторону в задней половине пятна контакта при увеличении радиуса до первоначальной величины. Это распределение стресса примерно показано кривой 1. В итоге этот эффект изменит распределение стресса в шине под влиянием силы тяги. В результате будет получена кривая 3. Прямое наложение кривых 1 и 2 спорно, поскольку скольжение проявляется только в части пятна контакта.

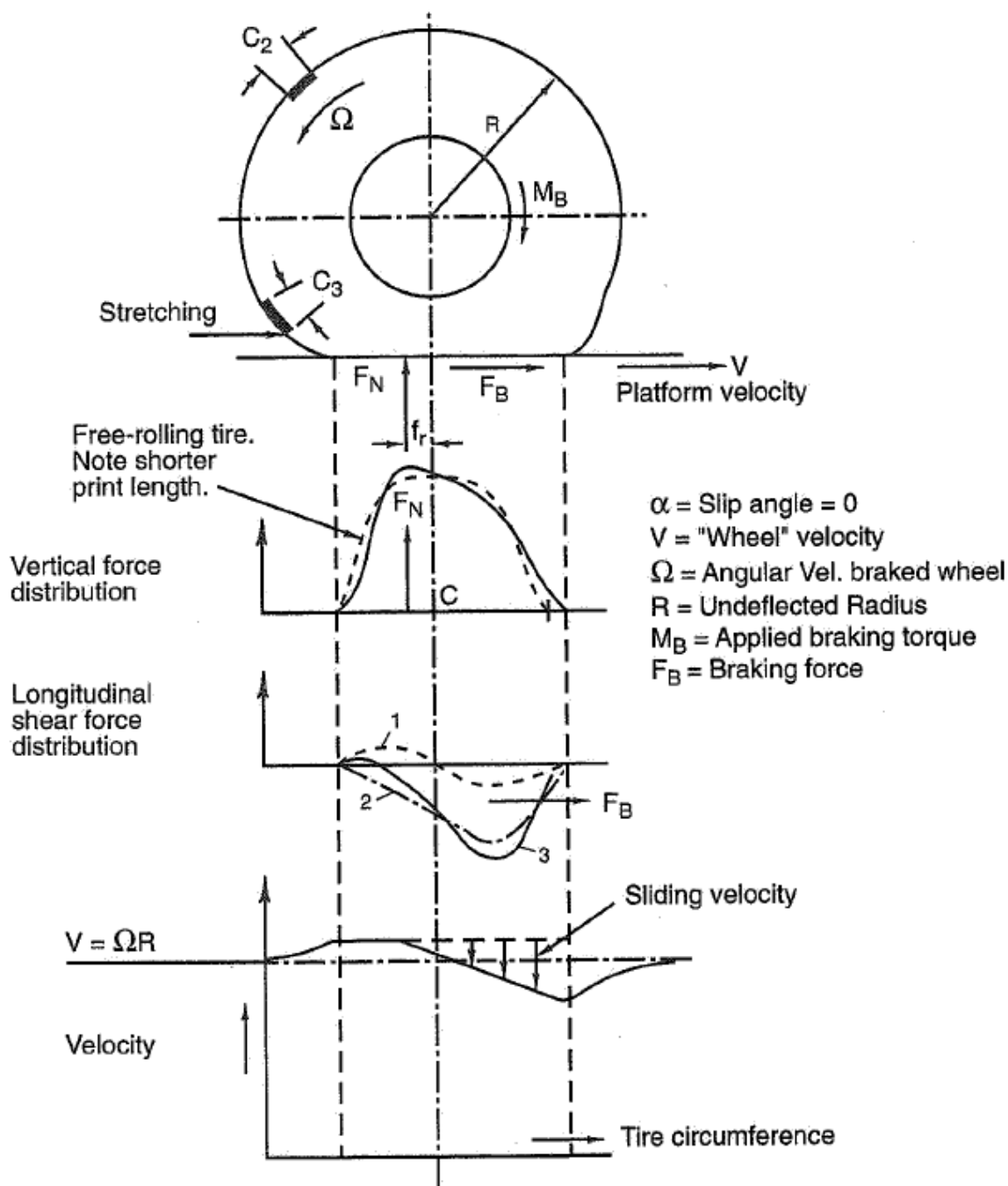
Продольная сила растяжения снижается, когда задняя часть пятна контакта разгружается и появляется скольжение между задней частью рабочей поверхностью шины и дорогой – элементы которые были вмяты вперед, будут стремиться выровняться. Продольная скорость в пятне контакта относительно недеформированной шины показана внизу рис. 2.14.

Это проскальзывание в пятне контакта означает, что количество оборотов на единицу расстояния в шине под действием ведущего момента будет больше чем в свободно катящемся колесе.

### **Тормозная сила**

Рис 2.15 похож на рис. 2.14 но здесь будет прилагаться момент  $M_b$  в направлении торможения. Угол увода опять предполагается равным нулю. Этот момент будет вызывать тормозную силу от дороги к шине  $F_b$ . Сила сдвинет пятно контакта назад относительно оси, сжимая элементы рабочей поверхности шины в задней части пятна контакта.  $F_b$  также будет стремиться растянуть переднюю часть пятна контакта (сравните  $C_3$  и  $C_2$ ).

Для небольшой тормозной силы эти элементы будут прижиматься к дороге при входе в пятно контакта и будут смяты назад стрессом сдвига. По мере большего поступления элементов в пятно контакта и движения их назад нагрузка будет возрастать, и продольный сдвиговый момент будет расти линейно, как показано на кривой 2. Свободно катящаяся шина, показана кривой 1. Примерный итоговый сдвиговый стресс показан кривой 3 (суммой кривых 1 и 2). По мере разгрузки пятна контакта в заднем направлении, будет появляться скольжение рабочей поверхности шины относительно дороги. Относительно каркаса смятые назад элементы шины будут стремиться распрямиться, и скорость проскальзывания будет меняться как показано на нижней кривой на рис 2.15.



Distribution of forces and sliding velocity over the contact length of a tire under the action of a braking torque  $M_B$ .

*Figure 2.15 Tire print characteristics—braking (Ref. 33).*

### Коэффициент скольжения

По SAE J670 определение скорости продольного скольжения  $S$  это разница между угловыми скоростями ведущего (или тормозящего колеса)  $\Omega$ , и угловой скорости свободно катящегося колеса  $\Omega_0$ , что есть  $s = \Omega - \Omega_0$ . Далее по SAE J670 коэффициент скольжения будет определяться как

$$SR = \frac{\Omega - \Omega_0}{\Omega_0} = \frac{\Omega}{\Omega_0} - 1$$

Он может быть выражен в долях или процентах.

Так,  $\Omega_0 = V/R_e$ , где  $R_e$  – эффективный радиус свободно катящегося колеса, который можно посчитать из величины оборотов за единицу расстояния. Коэффициент скольжения, следовательно, может быть выражен как:

$$SR = \frac{\Omega R_e}{V} - 1, \alpha = 0$$

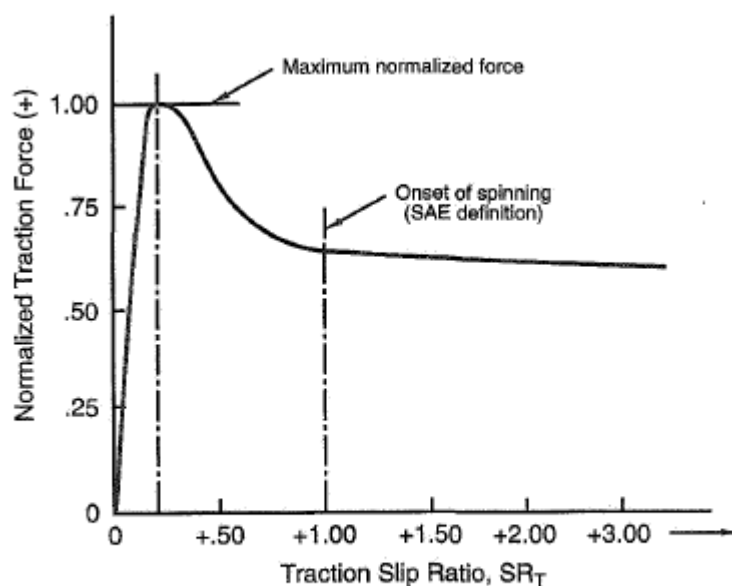
Для свободного качения  $\Omega R_e/V = 1$ , а  $SR = 0$ , для заблокированного на торможении колеса  $\Omega R_e/V = 0$ , а  $SR = -1$ .

Если вращение будет характеризоваться  $SR = +1$  то тогда  $\Omega R_e/V = +2$ , что означает, что скорость колеса на пятне контакта будет в два раза выше скорости свободно катящейся шины, то есть шина будет свободно прокручиваться (буксовать). Проскальзывание шины начнется гораздо раньше достижения этой величины, как будет показано далее.

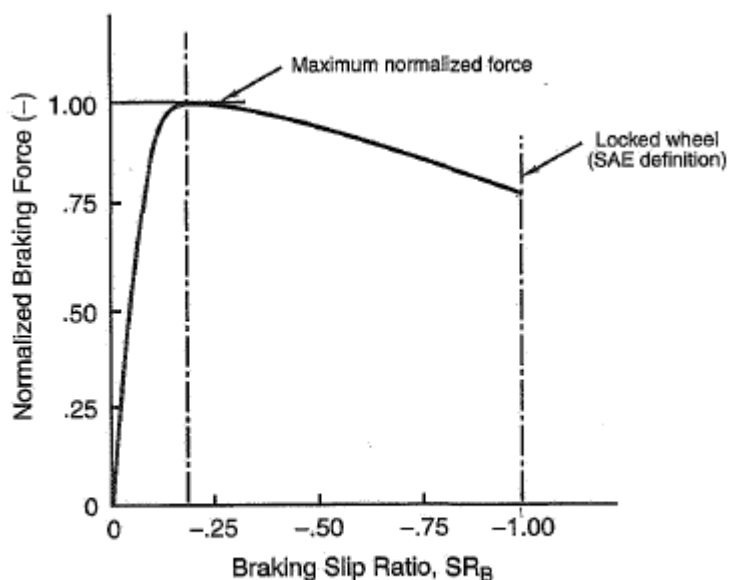
Разгонная сила  $F_t$  или тормозная сила  $F_b$  зависят от коэффициента скольжения. По мере увеличения коэффициента скольжения (абсолютной величины) силы будут расти быстро до максимума, который обычно имеет место быть при  $SR$  от 0.10 до 0.15, после которого величина продольной силы будет уменьшаться. До пика, величина силы зависит в основном от эластичных свойств рабочей поверхности шины и каркаса. После пика величина силы будет зависеть от большого количества факторов, таких как состав резины, текстура дороги, влажности покрытия, скорости, температуры шины и т.п.

Рис 2.16 и 2.17 представляют собой типичные кривые для разгона и торможения. Эти данные были измерены для диагональной шины обычного пассажирского автомобиля. К несчастью такие данные редки и авторам были недоступны результаты тестов современных гоночных шин. Силы были нормализованы делением на максимальную величину силы в каждом случае. Для случая разгона, отметим, что силы падают быстро после начала пробуксовки. График приведен для сухого покрытия. Кривые коэффициента скольжения могут быть получены записью усилия на упоре вместе с записью скорости вращения колеса. Кривая коэффициента скольжения для торможения была измерена таким же способом при увеличивающемся тормозном усилии. Обе характеристики могут быть измерены в лабораторных условиях в зависимости от возможностей тестовых установок.

Перед пиком, увеличение проскальзывания дает увеличение силы, которая стремится усилить скорость вращения. После того как будет превышен предел скольжения при торможении или ускорении, процесс станет нестабильным и колесо будет стремиться буксовать при разгоне и блокироваться при торможении. Тестовые машины для диапазона измерений после пика требуют очень точных сервосистем для контролирования угловой скорости. Основываясь на определении коэффициента скольжения, входными данными для этого будут  $\Omega$ ,  $V$  и  $R_e$ . Поскольку  $R_e$  постоянно



*Figure 2.16 Typical traction—slip ratio curve; slip angle = 0°.*



*Figure 2.17 Typical braking—slip ratio curve; slip angle = 0°.*

измерять не представляется возможным, на тестовой установке TIRF Калпсана используется нагруженный радиус  $R_l$  – высота оси над движущейся лентой, и тогда коэффициент скольжения будет определяться как

$$SR = \frac{\Omega R_l}{V} - 1$$

Когда  $\alpha \neq 0$ ,  $V$  должно быть заменено на  $V \cos \alpha$  и для торможения и для ускорения (см. следующую часть)

## Определения коэффициента скольжения

В мире используется некоторое количество разных определений коэффициента скольжения. Следующие термины используются часто (некоторые из них будут использованы только здесь):

$R_l$  – высота оси над подвижной полосой или дорогой, нагруженный радиус

$R_e$  – эффективный радиус качения для свободно катящегося колеса с углом увода в 0 градусов (из величины оборотов/расстояние)

$\Omega$  – угловая скорость колеса, радиан/сек.

$V$  – скорость оси по отношению к дороге, или скорость конвейерной ленты

$A$  – угол увода

$S, S_x, SR, K_x, \sigma_x, S_t, S_b, S_D$  – альтернативные обозначения коэффициента скольжения

По SAE J670 определение [1]:

$$S = \left( \frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha} \right) - 1$$

Определение TIRF Калпсан:

$$SR = \frac{\Omega R_l}{V \cos \alpha} - 1$$

Раннее определение использованное Goodyear:

$$S_x = 1 - \frac{V \cos \alpha}{\Omega R_e}$$

Пасейя [ 113] использует:

$$\text{Практическая величина скольжения } K_x = \frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha} - 1$$

$$\text{Независимая величина скольжения } \sigma_x = \frac{V \cos \alpha}{\Omega R_e} - 1$$

Сакаи [ 136] использует:

$$\text{Разгон } S_t = \frac{V \cos \alpha}{\Omega R_e} - 1$$

$$\text{Торможение } S_b = 1 - \frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha}$$

Дугофф, Фэнчер и Сегел [ 42] используют следующее соотношение:



$$S_D = 1 - \frac{\Omega R_e}{V \cos \alpha}$$

Отношения между различными определениями коэффициента скольжения будут следующие:

$$S = K_x = -S_d = -S_b$$

$$S_x = -\sigma_x = -S_t$$

$$S = \frac{S_x}{1 - S_x} = \frac{-\sigma_x}{1 + \sigma_x}$$

$$S_x = \frac{S}{1 + S}$$

## 2.4 Комбинированные режимы работы

Для гоночного пилота важны эффекты, появляющиеся при наличии сил тяги и одновременном прохождении поворотов. Хотя торможение начинается на прямой, до поворота, оно обычно продолжается и в повороте. Похожим образом, разгон может начинаться сразу после апекса и продолжаться на прямой.

### Графики Сакаи

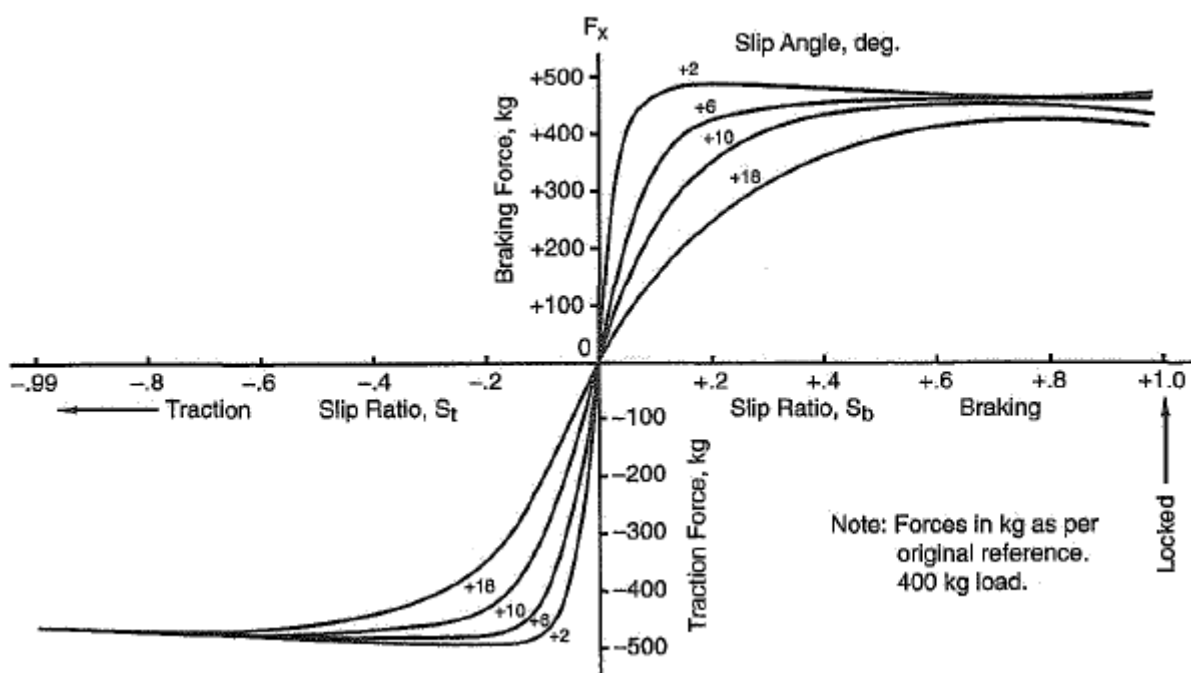
Данные о продольных и поперечных силах как функции угла увода и коэффициента скольжения встречаются относительно редко. Существует несколько установок для проведения полного набора этих дорогостоящих и длительных тестов. Сакаи [136] опубликовал набор таких данных полученных в Японском Автомобильном Исследовательском институте (Japan Automotive Research Institute). Эти данные были получены для шины небольшого пассажирского автомобиля под нагрузкой 400 кг и скоростью 20 км/ч. Хотя эти режимы работы далеки от гоночных, эти данные дают качественное представление об эффектах в комбинированных условиях. В первом приближении силы/моменты шины независимы от скорости.

В своих данных Сакаи определял продольную силу положительной в направлении назад (торможение) и поперечную силу положительной в направлении направо (правый поворот). Он определял два коэффициента скольжения, как было описано в предыдущем параграфе. Следующая таблица показывает разницу между определениями коэффициента скольжения SAE и Сакаи

Явление	Сакаи	SAE
Свободное качение	0,0	0,0
Заблокированное на торможении колесо	+1,0	-1,0
Пробуксовка ( $\Omega$ в два раза выше свободного качения)	-0,5	+1,0
Пробуксовка (бесконечная $\Omega$ )	-1,0	$+\infty$

Для того чтобы дать читателю хорошее понимание влияния комбинированных углов увода и коэффициентов скольжения на машине, Сакаи сделал и опубликовал 4 графика. Они представлены здесь в неизменном виде с оригинальными знаками и обозначениями.

Рис. 2.18 показывает влияние угла увода на отношение между разгоном/торможением и коэффициентом скольжения. Для достижения пика продольных сил необходим больший коэффициент скольжения по мере увеличения угла увода.



На рис. 2.19 показано влияние угла увода на отношение между поперечной силой и коэффициентом скольжения. Нужно отметить, что пик поперечной силы появляется на торможении при коэффициенте скольжения  $S_b$  от 0.0 до 0.05. При любом коэффициенте скольжения поперечная сила будет увеличиваться с увеличением угла увода, но с меньшей скоростью по мере увеличения коэффициента скольжения.

На рис. 2.20 изображены те же данные, но выведенные на график в более удобной форме – кривых поперечной силы против угла увода на разных коэффициентах

сцепления. Нужно отметить, что кривая поперечных сил замедляет рост медленнее с увеличением коэффициента скольжения.

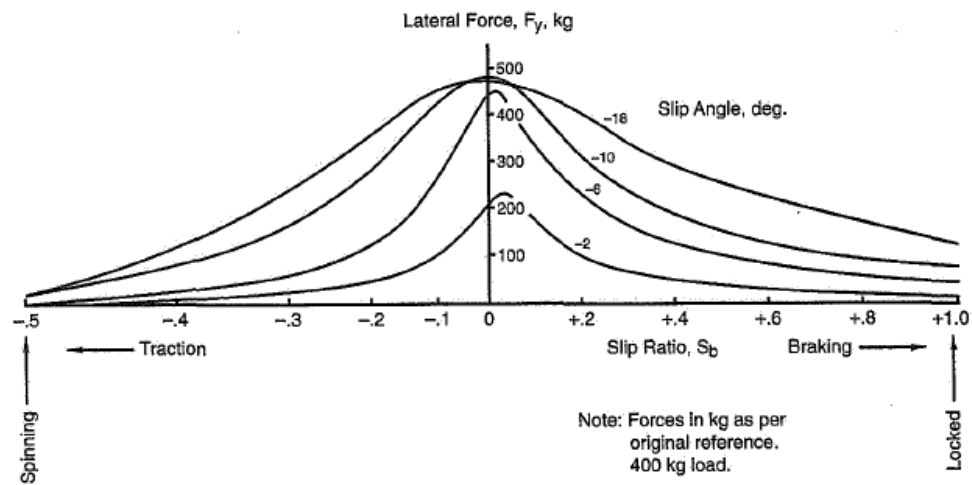
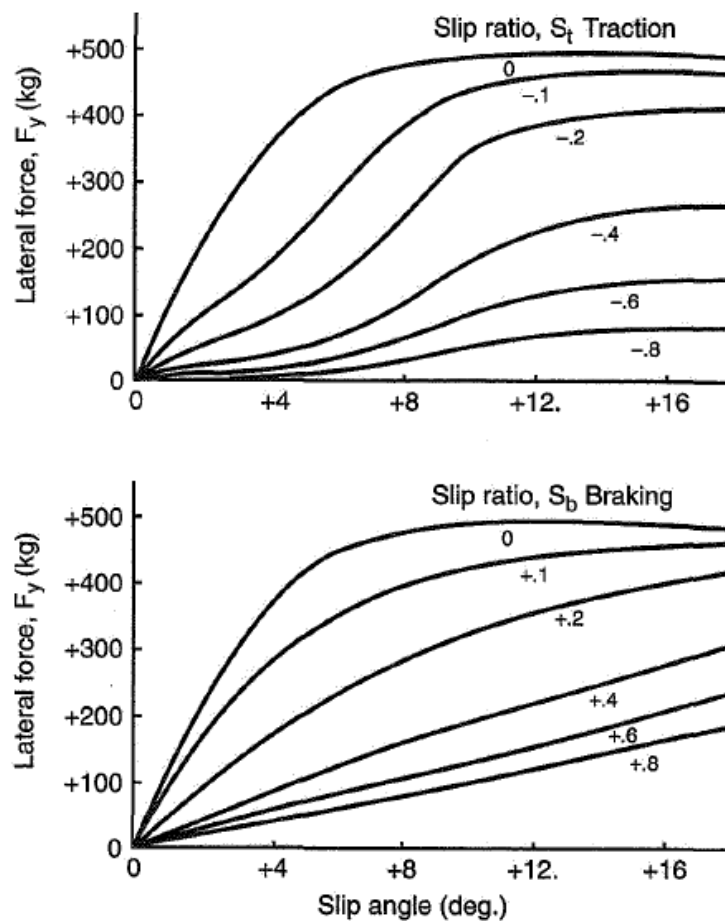


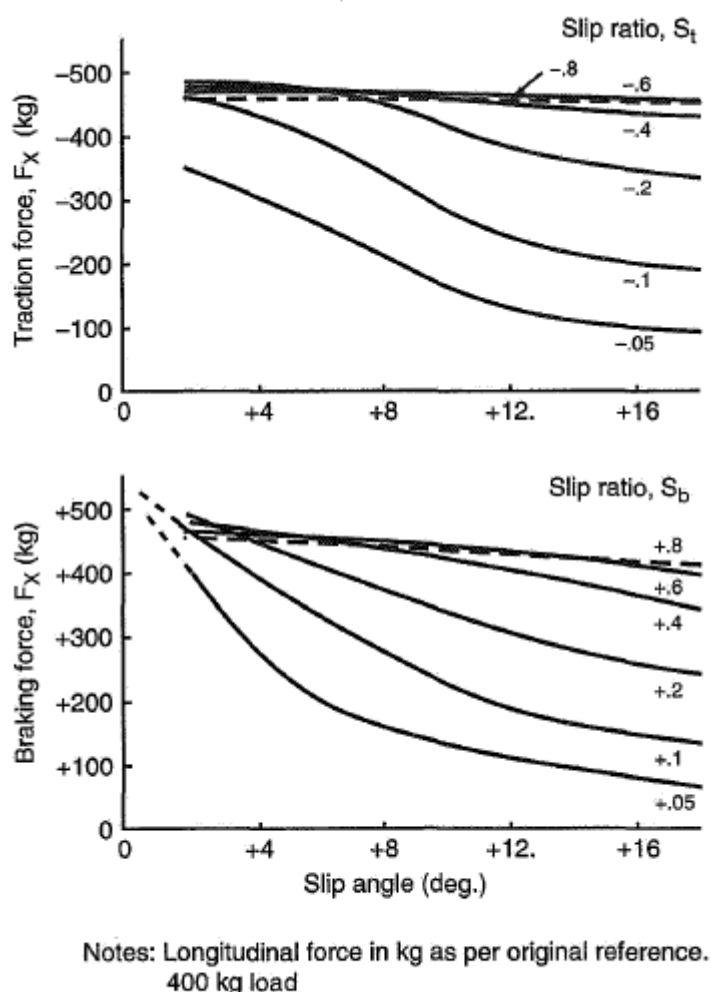
Figure 2.19 Lateral force vs. slip ratio and slip angle.



Notes: Force in kg as per original reference.  
Lateral force is normal to wheel plane.  
400 kg load.

Figure 2.20 Effect of slip angle and slip ratio on lateral force.

Рис. 2.21 показывают влияние коэффициента скольжения на продольные силы в разном диапазоне углов увода. Рис. 2.20 и 2.21 могут быть использованы для составления полных кругов сцепления, которые будут представлены позднее на рис 2.31.



**Figure 2.21** Effect of slip angle and slip ratio on traction/braking force.

### Результирующая сила и результирующая скорость скольжения

Можно добиться лучшего понимания сил, в шине представляя, что все они появляются на пятне контакта в результате скольжения. Хотя это и удобно думать в терминах продольной и поперечной сил, угла скольжения и угла увода (поперечного скольжения), реально в шине есть только результирующая сила и результирующая скорость скольжения. Из данных с рис 2.18 и 2.19 результирующая сила и результирующая скорость скольжения была вынесена на рис 2.22. На графике виден ожидаемый некоторый разброс значений. Уравнения для продольных и поперечных скоростей скольжения следующие

$$V_{\text{поперечн.}} = V \sin \alpha$$

$$V_{\text{продольн.}} = V \cos \alpha - \Omega r_e = V \cos \alpha - V_b$$

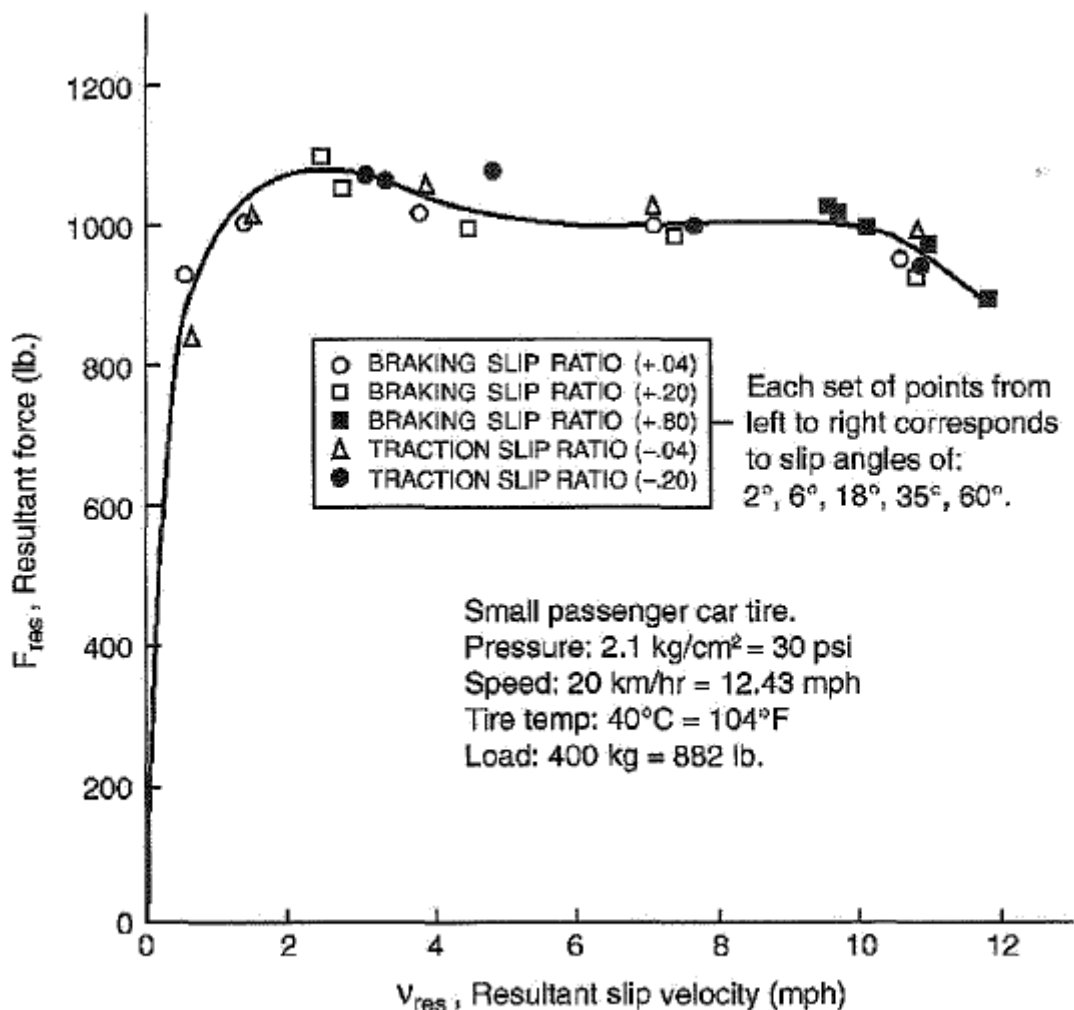
Где  $V_b$  – круговая скорость шины под ускорением или торможением (отметим что  $V_b$  связана с торможением и ускорением коэффициентом скольжения, см. определения коэффициента скольжения Сакаи

Результирующая скорость скольжения будет:

$$V_{\text{результ.}} = \sqrt{(v_{\text{поперечн.}})^2 + (v_{\text{продольн.}})^2} = \sqrt{V^2 + V_B^2 - (2V \times V_B \cos \alpha)}$$

Результирующая сила будет:

$$F_{\text{результ.}} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$



**Figure 2.22 Resultant force vs. resultant slip velocity (Ref. 136).**

Пик результирующей кривой (рис 2.22) будет на скорости 2,5 м/ч (4 км/ч) или на скорости около 20% от скорости теста 12.4 м/ч (20 км/ч)

## 2.5 Влияние развала

Согласно терминологии SAE угол развала,  $\phi$  это угол между наклоненной плоскостью колеса и вертикалью. Угол развала принимается положительным, если колесо в верхней части наклонено от автомобиля и отрицательным при наклоне к автомобилю.

Для тестирования шин на установке была определена система координат для шин SAE, которая будет обсуждаться позже. В этой системе угол развала называется углом наклона  $\gamma$ . Угол отклонения принимается положительным, если колесо отклонено вправо при виде сзади.

В гоночных кругах наклон колеса обычно называется развалом с конвертированием знаков согласно SAE. Влияние развала на силы в шинах и моменты зависит от угла наклона шины относительно перпендикуляра к поверхности трассы. На следующих рисунках представлены данные из нескольких источников, которые сделаны в рабочих условиях для внешнего переднего колеса автомобиля в правом (+) повороте.

### **Сила развала**

В целом, разваленная катящаяся шина создает поперечную силу в направлении наклона. Когда сила появляется при нулевом угле увода, она называется развальное усилие<sup>13</sup>. Поперечная сила, связанная с развалом, также может появляться при угле увода отличном от нуля. Развальная сила зависит от типа шины, её конструкции, формы, рабочей поверхности, давления, нагрузки, тормозных и разгоняющих усилий, угла развала и угла увода.

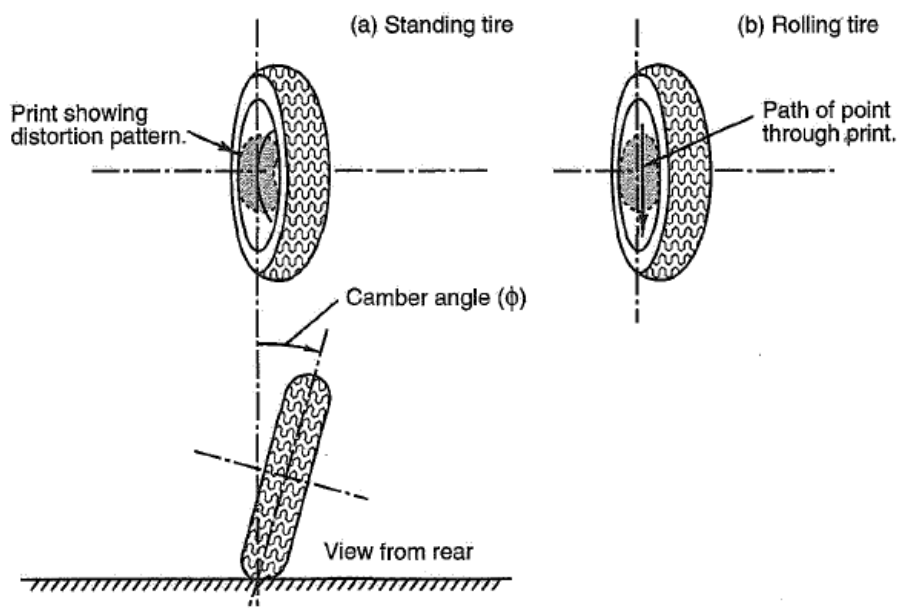
Экспериментальные наблюдения на стеклянной пластинке и простая теория показывают, что развальное усилие диагональной шины возникает за счет искривления пятна контакта. Когда стационарная шина вдавливаются вниз в дорожное полотно под некоторым углом развала, центральная плоскость пятна контакта будет искривлена (см. рис 2.23(a)). Когда шина будет катиться с нулевым углом увода (b) точка, входящая в пятно контакта будет двигаться через пятно контакта по прямому пути определенному направлением движения. Поэтому дорожное полотно будет прикладывать силу к колесу, которая будет стремиться убрать кривизну в стационарном (не катящемся) пятне контакта. Сумма этих сил и будет составлять развальное усилие.

Возможно сравнить поперечную силу полученную от угла развала и полученную при угле увода. По причине формы и размера искривления пятная контакта поперечная сила приложенная в линейном диапазоне (малый угол) на один градус угла увода будет больше чем сила вызванная одним углом развала. Для обычной шины жесткость шины ( $\Delta F_y / \Delta \alpha$ ) в 5-6 раз больше чем жесткость развальная ( $(\Delta F_y / \Delta \phi)$ ). Для радиальной шины развальная жесткость может быть маленькой, поскольку поперечная жесткость рабочей поверхности и упругость радиального корда будет препятствовать искривлению пятна контакта, которое дает развальное усилие. Тем не менее, широкие диагональные и радиальные гоночные шины могут создавать развальные силы, механизм которых ещё не понят до конца. Для широких радиальных дорожных шин развальные силы в целом падают после угла развала более 5°. Для гоночных шин максимальная развальная сила

---

<sup>13</sup> В оригинале - camber thrust

появляется на меньших углах. Интересно отметить, что скругленные мотоциклетные шины создают поперечную развальную силу до угла наклона в 50°.



*Figure 2.23 Distortion in print of a tire at a camber angle.*

#### **Выравнивающий момент, связанный с развалом**

Развал также влияет на выравнивающий момент (или шинный снос). Примерно треугольно искривленное пятно контакта по причине угла увода (поперечные силы увеличиваются к задней части пятна контакта) создает выравнивающий момент, который стабилизирует колесо в линейном диапазоне. С другой стороны, существует выравнивающий момент вызванный развалом маленький по причине симметричности искажений пятна контакта. На практике, небольшой дестабилизирующий момент обычно появляется когда поперечные силы вызваны только развалом, то есть выравнивающий эффект возникший из-за развала стремится увеличить угол увода. В комбинации с углом увода эти два эффекта стараются взаимоккомпенсировать друг друга и для обеспечения выравнивания колеса может понадобиться увеличение механического сноса.

#### **Падение и максимум поперечной силы в связи с развалом**

В линейном диапазоне развальная сила и поперечная сила вызванная углом увода в целом разделимы и аддитивны. Развал просто сдвигает кривую поперечной силы вверх или вниз параллельно самой себе в зависимости от знака угла развала. При выходе рабочих условий за пределы линейного диапазона влияние развала уменьшается (рис 2.24). Измерения, сделанные на узкой диагональной шине, показывают, что пик кривой поперечной силы может сдвигаться вверх, когда колесо наклонено к повороту и вниз когда колесо наклонено от поворота. Рис 2.25 показывает этот эффект для скругленной диагональной шины – слика. Этот рост максимальной поперечной силы подтвержден

многими другими тестами. Хотя нет законченной теории объясняющей эту прибавку, очевидно что она связана с тем что происходит на пятне контакта. Искажение пятна контакта из – за угла увода максимально в задней части, где локальные вертикальные силы малы, а наибольшее искажение пятна контакта из-за развала находится в центре, где вертикальные силы велики. Проскальзывание сильно нагруженной центральной части пятна контакта менее вероятно, чем слабонагруженной задней части пятна контакта. Это может объяснить достижение более высоких поперечных сил при добавлении развала к углу увода. Реальные условия в пятне контакта под большими углами увода и угла развала очень сложны и не полностью объясняются этой простой физической картиной.

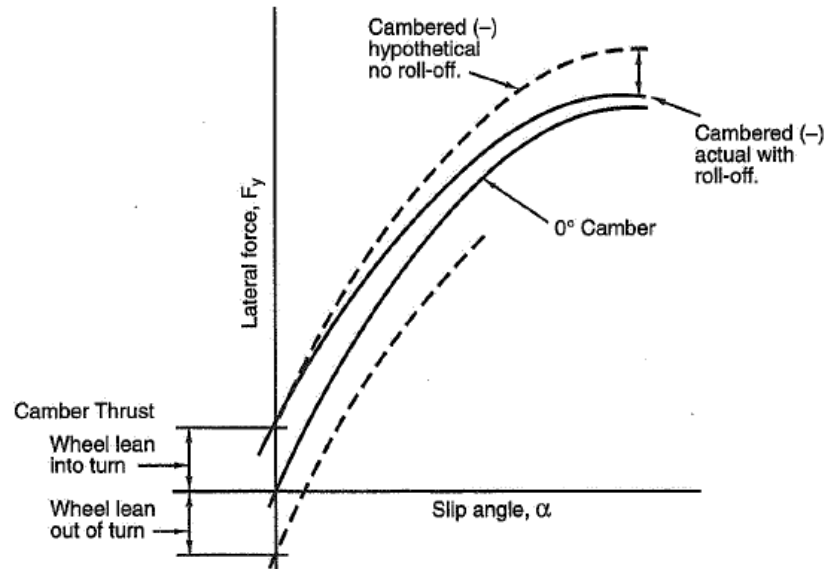
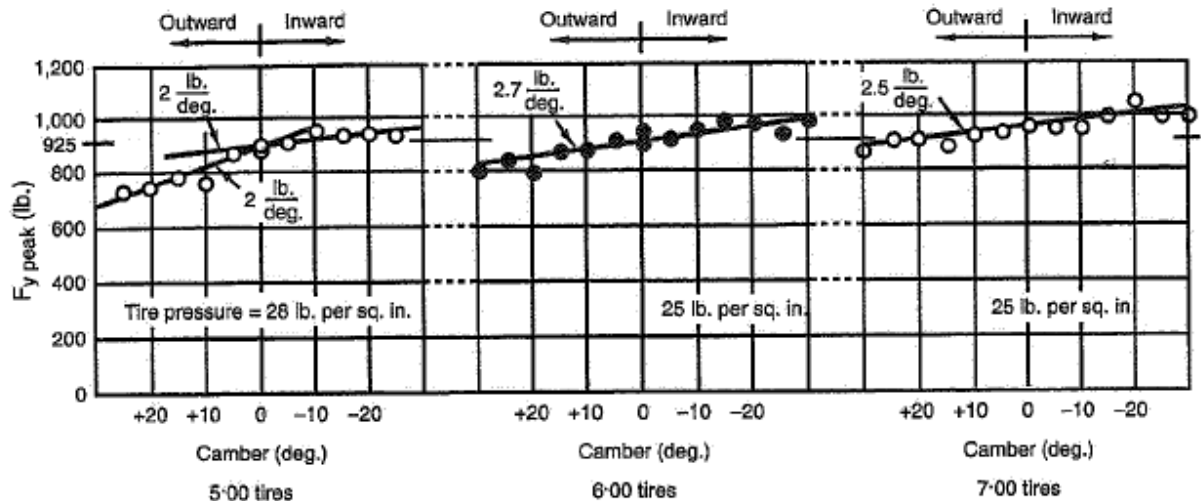


Figure 2.24 Camber thrust and camber roll-off at constant load.

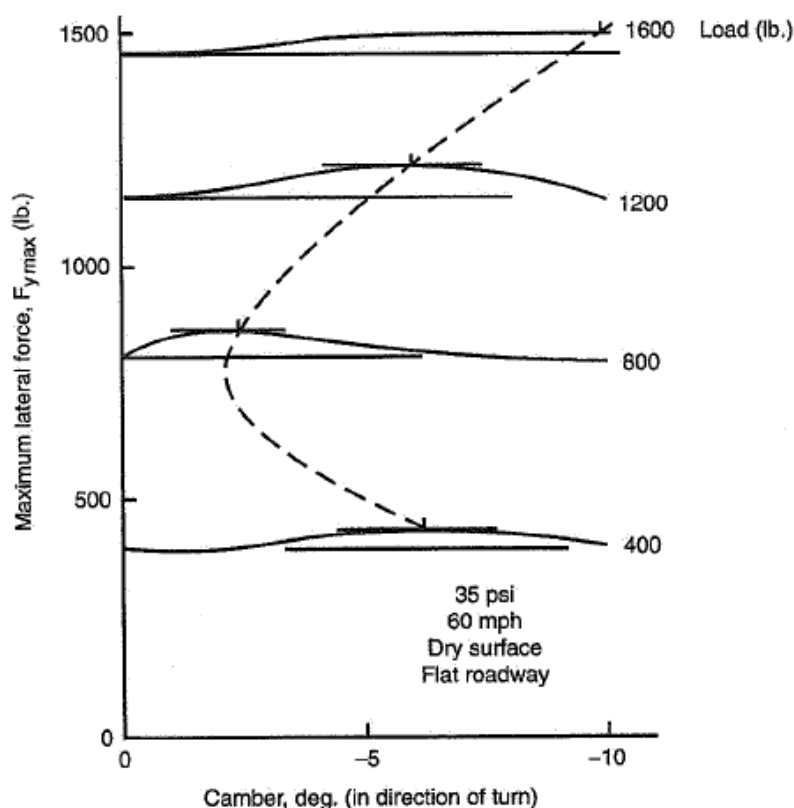


Notes: The slip angle at each point on these curves is that which gave maximum lateral force.  
925 lbs. load for all tires

Figure 2.25 Peak side force vs. camber (Ref. 46).



Рис. 2.26 это график максимальной поперечной силы шины Goodyear Eagle под различными нагрузками и при различных углах развала. Как на рис 2.25 угол увода меняется вдоль каждой кривой (точки показывают величину максимальной поперечной силы). Все самые большие величины поперечной силы находятся на не нулевом угле развала. Лучший угол развала увеличивается с нагрузкой. Данные для маленьких нагрузок вероятно не очень надежны. При нагрузке 1200 фунтов (530 кг) 6% увеличение поперечной силы достигается при развале  $-6^\circ$ .



**Figure 2.26** Peak lateral force vs. camber, P225/70R15 tire.

### Типичные данные для шин для разных углов развала

Для иллюстрации общего эффекта развала на поперечные силы на всем диапазоне нагрузок и углов увода представлены три графика основанных на тестах на установке TIRF Калспана шины Goodyear Eagle P225/70/15. Шины были протестированы при давлении 35psi (2.46бар) на скорости 60 м/ч (96 км/ч) в сухих условиях на плоской конвейерной ленте. Рис 2.27 построен для нулевого развала. Кривые характеризуются неизменным углом поворота вместо угла увода. Направление колес положительное в направлении направо. Рис 2.27 показывает, что поперечные силы в вертикальной шине примерно одинаковые для левого и правого поворотов и поведение шины примерно симметричное.

Рис 2.28 и 2.29 построены для углов наклона в  $5^\circ$  и  $10^\circ$  направо. Кривые в каждом случае ассиметричны. Когда колесо наклонено вправо поперечные силы выше, чем в левом повороте. Развал как бы вращает набор кривых в направлении против часовой

стрелки вокруг начала координат. Для этих относительно широких шин угол развала  $-5^\circ$  принесет наибольшую добавку к поперечной силе.

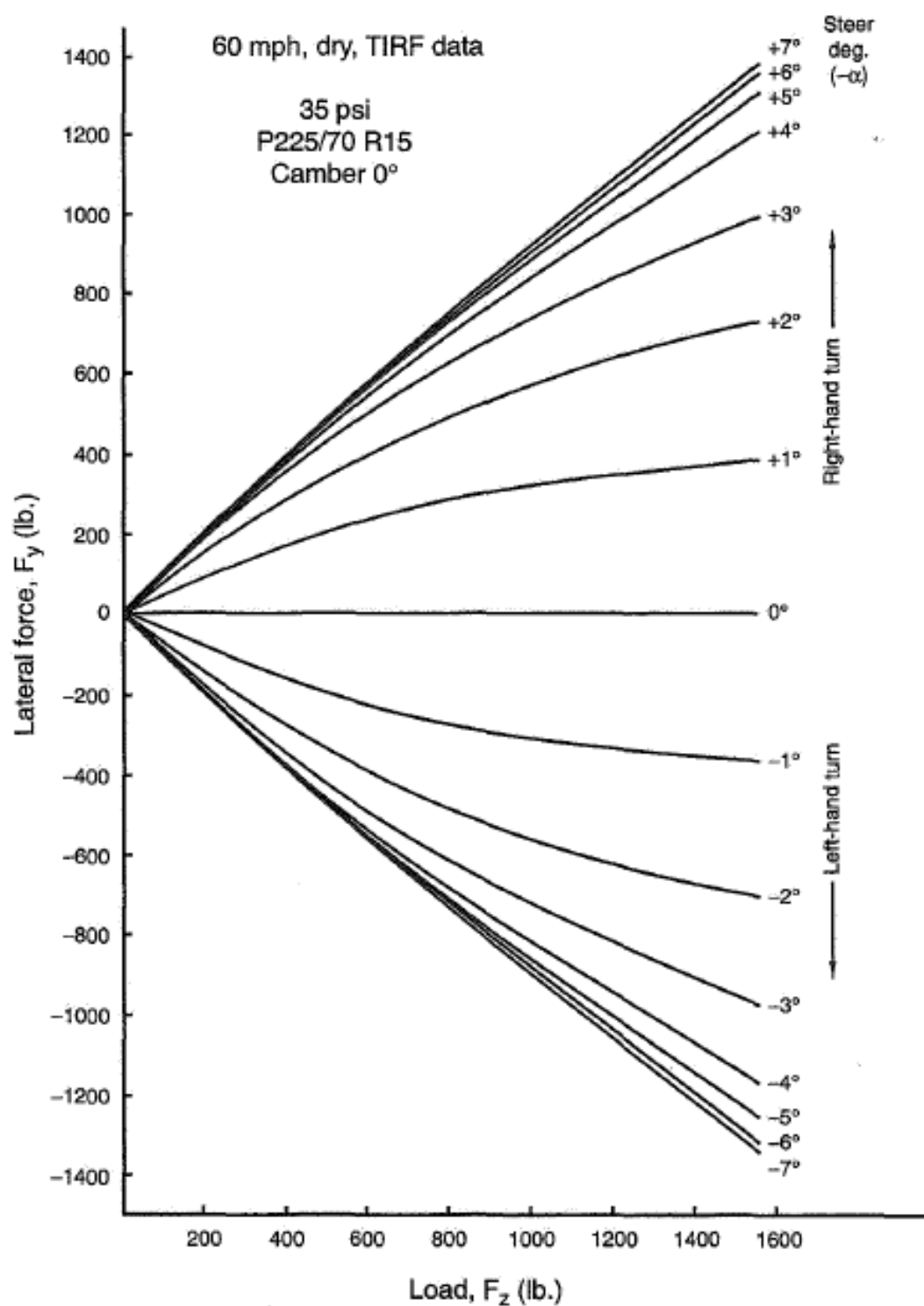


Figure 2.27 Lateral force at zero camber.

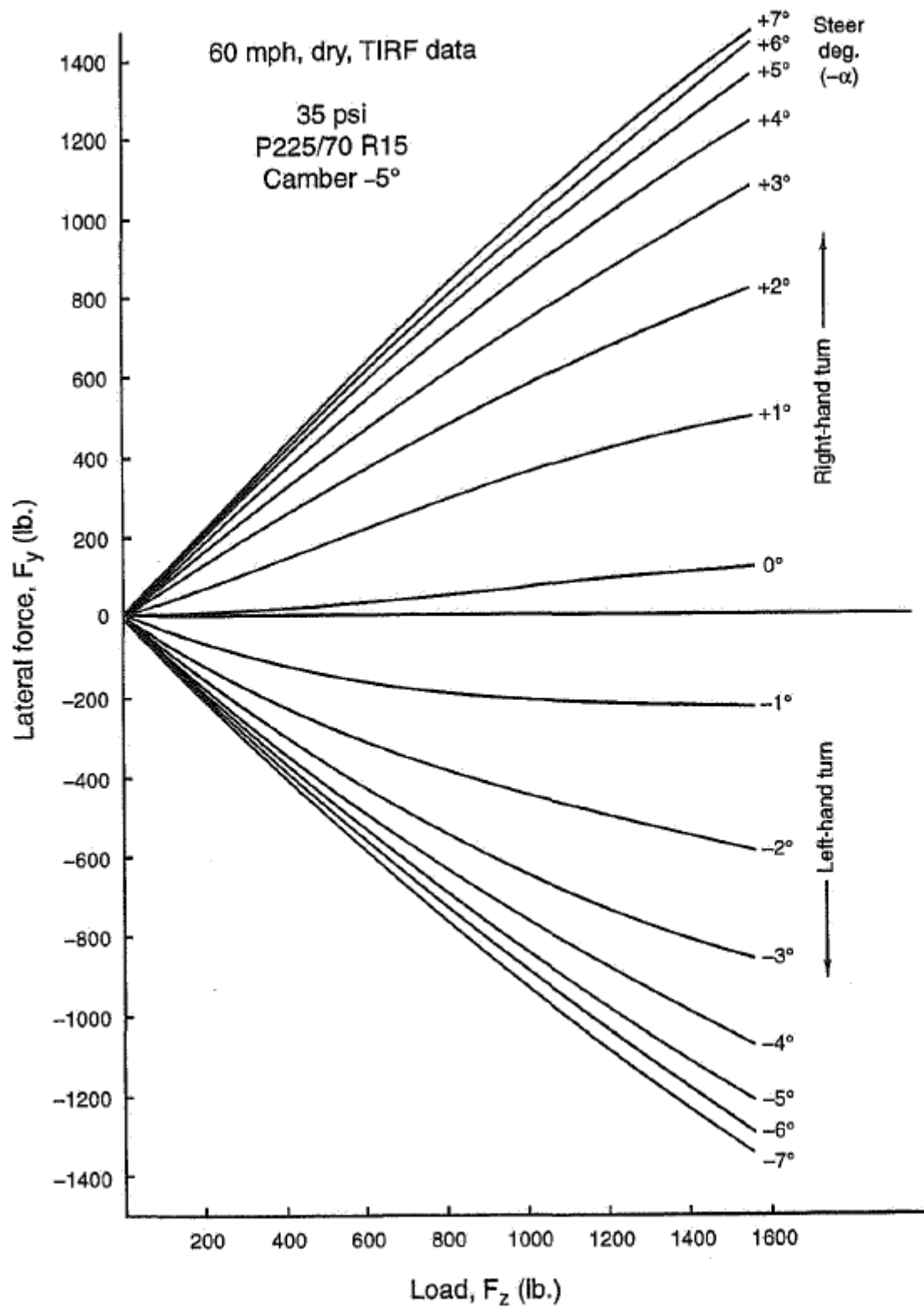
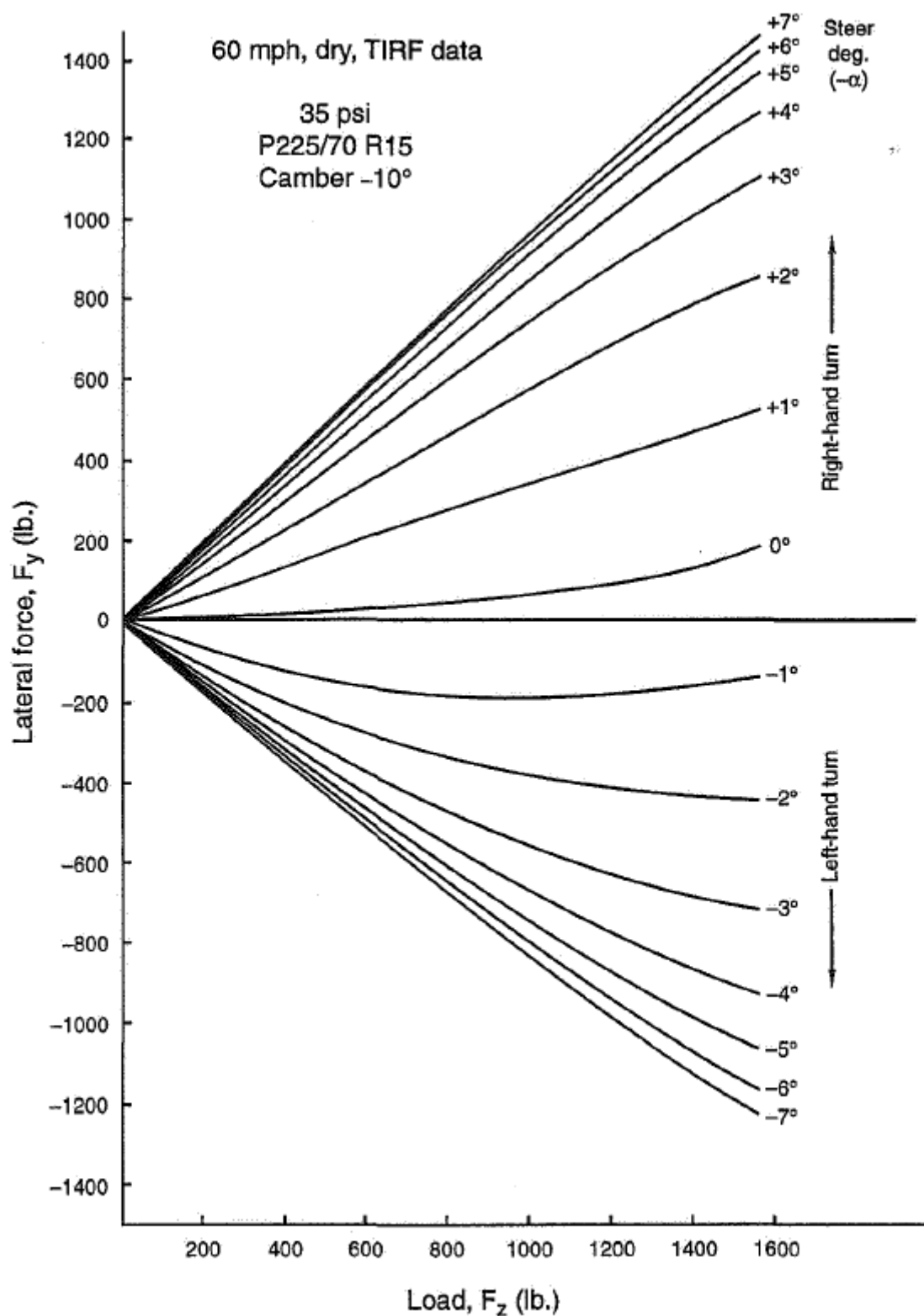


Figure 2.28 Lateral force at  $-5^\circ$  camber, lean to right for LH front wheel.



**Figure 2.29** Lateral force at  $-10^\circ$  camber, lean to right for LH front wheel.

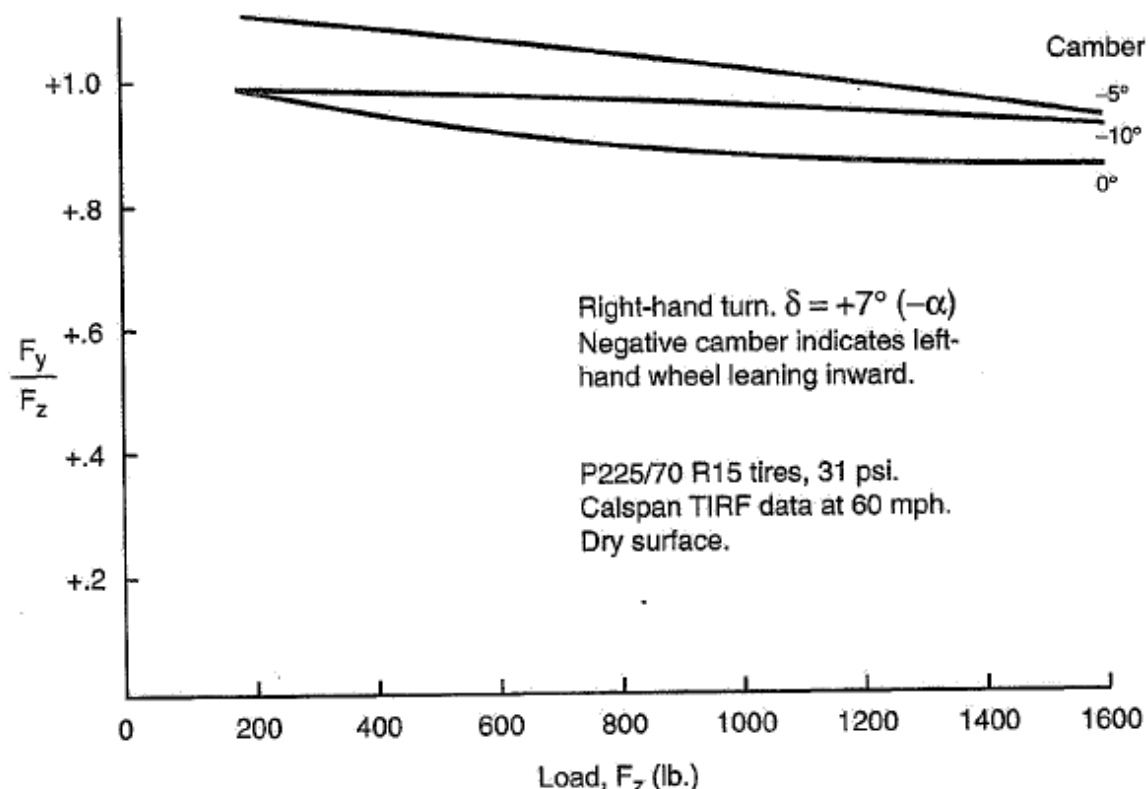
За исключением для автомобилей, предназначенных для овалов (где оба колеса могут быть наклонены в одну сторону), обычно используется отрицательный развал (оба колеса наклонены внутрь). В прошлом для узких, скругленных, диагональных шин было типично использовать угол примерно  $-10^\circ$  на задней оси (см. стр. 614). На современных

широких радиальных шинах угол развала должен быть ограничен, скажем  $5^\circ$  из соображений температуры, износа и производительности шин.

### Оптимизация развала

Кривые, представленные на рис 2.27, 2.28 и 2.29 или их нормализованные версии удобны для регулировки развала для достижения максимальной поперечной силы при известных нагрузках и углах увода. Рис 2.30 это график нормализованной поперечной силы против нагрузки для трех углов развала, при угле поворота около  $7^\circ$  в правостороннем повороте. Этот угол поворота был выбран как наиболее близкий к максимуму поперечной силы для использованных углов развала. Используя эту ограниченную информацию, мы можем аппроксимировать желаемый развал для внешнего переднего колеса для диапазона вертикальных нагрузок для увеличения  $F_y/F_z$ .

Все кривые снижаются направо, как было отмечено для вертикального колеса в секции чувствительности к нагрузке. Угол развала будет менять и уровень поперечной силы и чувствительность к нагрузке (наклон кривой). В этом примере развал в  $5^\circ$  более желателен при любой нагрузке. Для верного нахождения оптимального угла развала необходимы данные при других промежуточных углах развала близ значения  $-5^\circ$ .



**Figure 2.30** Load sensitivity for several camber angles.

В разделе 7 будет рассмотрено влияние развала, управления, нагрузки и перераспределения веса на колесах на одной оси.

## 2.6 Другие эффекты, связанные с шинами

До сих пор в этом разделе посвященном механике шин мы были сконцентрированы на силах, моментах, углах которые связывают шину с дорогой. В этой секции мы сведем вместе несколько оставшихся факторов, которые влияют на производительность шины

### Давление в шинах

Изменение давления в шинах это наиболее простая и самая частая регулировка, которую делают на гоночной машине. Диапазон допустимых давлений часто установлен производителем из соображений долговечности. Давление влияет на шину в нескольких направлениях.

Производительность шины при малых углах увода и небольших поперечных силах описывается поперечной жесткостью или наклоном кривой поперечной силы (рис 2.7) Этот угол наклона измеряет эластичные свойства шины. Если давление в шине повысить каркас станет более жестким (трудней деформировать) и поперечная жесткость возрастет. Для данных малых углов увода, увеличение давления даст увеличение поперечной силы. Изменением давления спереди и сзади можно немного поменять баланс избыточной/недостаточной поворачиваемой машины. В качестве примера можно привести некоторые заднемоторные машины, в которых давление шин на задней оси должно согласно заводским рекомендациям быть намного больше, чем в шинах на передней оси.

Производительность шины у пика кривой (рис 2.7) зависит от эффективного коэффициента трения. Как упоминалось в начале этого раздела, механизм сцепления пока не очень хорошо понят, и в целом, снижение давления пятна контакта повышает эффективный коэффициент сцепления. Понижение давления в шинах увеличивает размер пятна контакта и снижает давление на пятне контакта. Тем не менее слишком низкое давление создаст зоны локальных высоких давлений у боков пятна контакта из-за того что боковины шины жесткие. В общем, здесь идея такова чтобы установить такое давление, чтобы центральная часть рабочей поверхности шины (поддерживаемая давлением) и края (поддерживаемые боковинами и давлением) несли примерно одинаковую нагрузку.

Давление также влияет на выравнивающий момент. По мере уменьшения давления пятно контакта становится длиннее, и центр приложения поперечных сил смещается назад. Когда шина теряет воздух, рулевое усилие для данного поперечного ускорения возрастает из-за уменьшения поперечной жесткости и увеличения выравнивающего момента.

Общее сопротивление качению шины<sup>14</sup> уменьшается с увеличением давления. Здесь два механизма. Сопротивление качению это количество энергии теряемой на

---

<sup>14</sup> Tire drag

деформацию шины. С повышением давления деформация и пятно контакта уменьшается. Сопротивление будет уменьшаться для данной необходимой поперечной силы (ниже предела сцепления) если давление увеличить, поскольку необходимый угол увода снизится. Этот эффект будет описан позже в этом разделе.

Дорожный просвет как общеизвестно ухудшается при увеличении давления. Пружинная жесткость шины растёт, и шина хуже пружинит в вертикальном направлении. Вертикальная пружинная жесткость шин важна для гоночных машин с жесткими пружинами подвески (например, для машин использующих граунд-эффект) поскольку вклад шин в жёсткость пружин может достигать половины этой величины.

Очевидно, что лучшее давление в шинах это компромисс между вышеназванными факторами. Лучшая производительность в диапазоне далеко от предела достигается при большом давлении, в то время как максимальное сцепление достигается при меньшем давлении. Лучшее давление может быть найдено только при помощи испытаний, с использованием рекомендаций производителя как отправной точки.

### **Температура шин**

Температура шин воздействует и на производительность шин и на их износ. Первый вопрос который должен быть рассмотрен в связи с температурой шин, – «какая температура?». Снаружи покрышки, возможно измерить следующие температуры:

- Различные температуры рабочей поверхности шины (инфракрасные или контактные датчики) или температуру боковины
- Температура внутри рабочей поверхности или каркаса (кордов) при помощи игольчатого зонда, как это обычно делается представителями гоночных компаний
- Температуры воздуха внутри покрышки, обычно делается при лабораторных тестах.

Каркас шины это эластичный элемент, который частично отвечает за поперечную жесткость. Изменение температуры, изменит модули эластичности резины и повлияет на поперечную жесткость.

Давление шины и её температура связаны – низкое начальное давление приведет к более выраженным деформациям и повышению температуры, что в свою очередь приведет к более высокому «горячему» давлению

Состав рабочей поверхности это обычно секрет поставщиков шин. Состав меняется в зависимости от применения. Температурная история и время влияют на сцепление шины, но эти эффекты непостоянны для разных составов резины.

Современные гоночные составы имеют оптимальную температуру максимального сцепления. Если шина будет слишком холодной, она будет слишком скользкая, если шина

будет перегретой, рабочая поверхность начнет плавиться. К несчастью, температура шины будет меняться в зависимости от скорости, давления и прилагаемых к ней сил. Здесь также необходим компромисс.

### **Эффект скорости**

Производительность шин зависит от скорости. К несчастью это влияние не может быть упорядочено для всех шин. Единственное что можно сказать это то, что производительность шин падает с увеличением скорости. Это падение может быть постепенным или резким в узком диапазоне скоростей. В некоторых случаях поперечные силы шин немного увеличивается с возрастанием скорости до определенной точки.

Лабораторные тесты влияния скорости требуют разделения влияния скорости от влияния температуры. По мере увеличения скорости при постоянном угле увода температура шины будет расти. Нет способа сохранять постоянную температуру в течение лабораторного теста, поэтому нет способа получения верных данных о влиянии скорости на силы и моменты шин.

### **Конусность и неровность<sup>15</sup>**

Как будет показано в главе 4, шины имеют асимметрию из-за особенностей производства и дизайна, которые создают поперечные силы, и выравнивающие моменты, когда шина тестируется при нулевых углах увода и развала. Две несимметричности, которые влияют на тесты это конусность и неровность. Эти явления вызывают отклонение кривых поперечных сил от нуля. На автомобиле они могут вызвать увод руля и рысканье.

Следующие определения взяты из [33], секция 8.2.6 «неоднородности шин» А. Дижкса.

Конусность – термин обозначающий что шина имеет форму усеченного конуса. Основываясь на геометрии такая конфигурация будет создавать поперечную силу по направлению к вершине конуса независимо от направления вращения шины. Поэтому конусность, по определению, компонент силы, который не меняет направление с изменением направления вращения.

Неоднородность корда – Этот компонент отклонения поперечной силы описывается как влияние складок/изгибов в шине создающих силы которые могут поворачивать автомобиль от прямолинейного курса. Неровность шины, по определению, это сила которая меняется с изменением направления вращения.

---

<sup>15</sup> Ply steer. Кто объяснит мне, что это такое – тому пряник (прим. пер.)



Конусность в целом результат отклонения от центра корда в радиальной шине. Кроме упомянутой поперечной силы конусность также создает выравнивающий момент в том же направлении. Неровность шины связанная с дизайном слоев в шине. В этом случае выравнивающий момент будет направлен в обратную сторону от поперечной силы. Неровность в целом вносит больший эффект чем конусность.

### **Круг и эллипс сцепления**

В секции 2.3 на рис 2.20 и 2.21 показана поперечная сила  $F_y$  и продольная сила  $F_x$  как функция угла увода и коэффициента скольжения. В этой секции будет составлен объединенный график, на котором будут показаны и поперечная и продольные силы. Этот график состоит из так называемого круга сцепления или овала сцепления. Круг сцепления представляет собой предел сцепления шины при данных условиях (нагрузка, поверхность, температура и т.д.) Эта диаграмма для одного колеса принципиально такая же, как и для всей машины.

Рис 2.31 это график поперечной силы против продольной, для серии углов увода и коэффициентов скольжения. Показана только правая половина графика. Данные, которые вынесены на график, взяты из статьи Сакаи на которую была ссылка ранее. К несчастью, такие тесты не проводятся широко, и данных о таких тестах гоночных шин нет. Поперечная сила измерена перпендикулярно плоскости колеса, а продольная сила измерена параллельно ей.

### **Общее описание диаграммы**

В начале координат шина свободно катится вперед без приложения продольной силы (кроме небольшого сопротивления качению). Угол увода и коэффициент скольжения будут равны нулю. По мере перемещения вправо вдоль горизонтальной оси увеличивается поперечная сила. На график также выведены углы увода связанные с ней. Отметим что + здесь это направление вниз (торможение) а – наоборот (знаки направления по Сакаи). Точки на вертикальной оси могут быть использованы для составления кривых: коэффициент скольжения против продольной силы.

Интересная часть диаграммы находится не на осях, а там где находятся комбинированные режимы работы шин. Для примера точка А представляет собой силу которая создаст угол увода  $4^\circ$  и коэффициент скольжения +0.036. По осям можно будет снять величины сил, поперечная сила 800 фунтов (360 кг) и продольная сила 500 фунтов (230 кг) (торможение).

Граница диаграммы сцепления обычно круглая. Для некоторых шин внешний край диаграммы может быть слабо выраженным эллипсом.

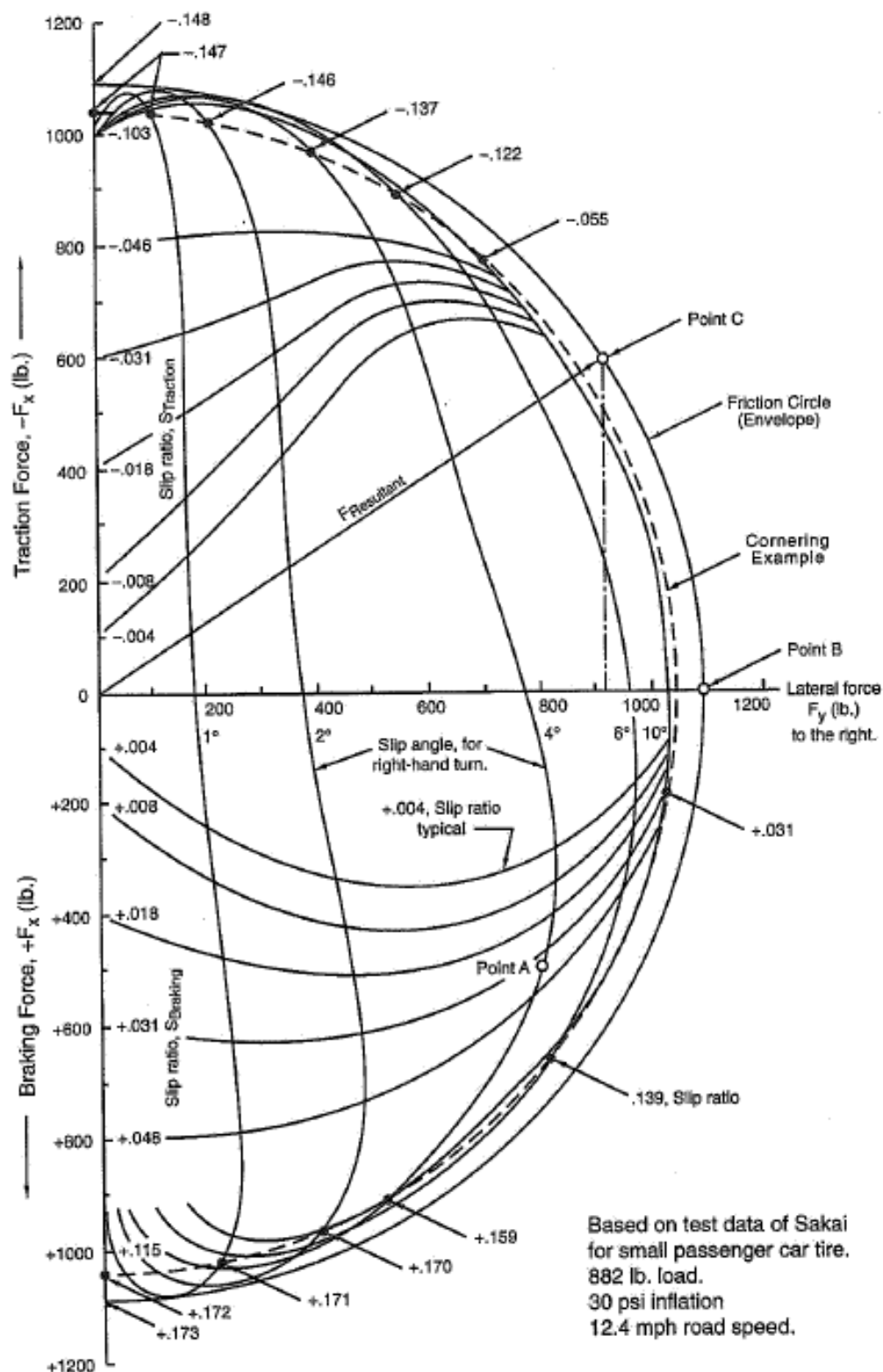


Figure 2.31 Friction circle diagram, right-hand turn.

В гонках шины работают близко к пределу круга сцепления. Например, в точке В шина на лучшем угле увода  $13^\circ$  (кривая не показана на этом графике) будет создавать поперечную силу 1100 фунтов (500 кг). Если приложить 600 фунтов (270 кг) силы тяги, доступная поперечная сила упадет до 920 фунтов (420 кг) в точке С. Комбинированная сила - это будет сумма векторов поперечной и продольной сил, и она будет равняться тем

же 1100 фунтам, что показано на графике стрелкой помеченной  $F_{resultant}$ . Для расчета длины (силы) можно использовать теорему Пифагора:

$$F_{resultant}^2 = F_x^2 + F_y^2$$

$$F_{resultant} = \sqrt{600^2 + 920^2} = 1100 \text{ фунтов}$$

Отметим, что кривые углов увода заворачиваются обратно при приближении к вертикальной оси. Это показывает, что точки на этих кривых начинают превышать максимальную итоговую силу против итоговой скорости скольжения (см. рис. 2.22).

### Пример прохождения поворота

До того как мы обсудим g-g диаграмму, круг сцепления (рис 2.31) можно использовать для описания гоночного прохождения поворотов очень простой машины. Круг сцепления составлен для одной шины, и машина будет упрощена до одноколесного моноцикла. В следующем примере с одной шиной на автомобиле не будет переноса масс, и нагрузка будет постоянной 882 фунта (400 кг).

Напомним, что предел этой шины будет около 1100 фунтов (500 кг) итоговой силы. Мы решили проходить поворот немного ниже этого предела, на  $F_{resultant} = 1045$  фунтов, что составляет 95% от предела сцепления. Эта граница показана на диаграмме прерывистой линией помеченной «Cornering example».

Если бы поворот проходил на скорости 12.4 м/ч (20км/ч, скорость на которой и получены эти графики) итоговая скорость скольжения при 1045 фунтах силы была бы 2.15 м/ч (4км/ч). Используем это соотношение для расчетов для большей скорости. Для примера на скорости 100 м/ч (160 км/ч) скорость увеличится в  $100/12.4 = 8.06$  раз, и скорость скольжения составит  $2.15 * 8.06 = 17.34$  м/ч (28 км/ч).

Перед поворотом шина (моноцикл) будет тормозить с силой 1045 фунтов и достигнет коэффициента скольжения +0.172. В повороте поперечная сила будет расти, а тормозная должна снижаться для того чтобы итоговая сила оставалась постоянной. Черные точки на пересечении кривых коэффициентов скольжения и 95% круга промаркированы значением коэффициента скольжения. Когда будет достигнут угол увода  $4^\circ$  (кривая, на которой находится точка А) коэффициент скольжения будет +0.159 и для начала поворота нужно будет отжать тормоз. На пределе сцепления в повороте автомобиль будет находиться в точке на горизонтальной оси, когда коэффициент скольжения будет равен нулю.

По мере того как будет приложена разгоняющая сила тяги коэффициент скольжения будет расти в отрицательную сторону, и соответственно угол увода будет уменьшаться. В

то время как угол увода снизится до  $6^\circ$ , коэффициент скольжения может быть  $-0.122$ . В конце поворота, когда автомобиль может ускоряться с коэффициентом скольжения  $-0.147$  без приложения поперечных сил. В ходе этого примера итоговая сила, приложенная к автомобилю, всё время оставалась постоянной, менялось только направление вектора силы.

Рис 2.32 показывает управление автомобилем при прохождении поворота из примера. Поворот начинается вверху, где пилот тормозит с коэффициентом скольжения  $0.172$ . По мере того как он входит в поворот, пилот использует одновременно и руль и тормоза и движется вдоль кривой. При максимальной поперечной силе данных об угле скольжения из рис. 2.31 недостаточно. Наш пилот, вероятно, пройдет апекс и начнет ускорение.

### **Выводы**

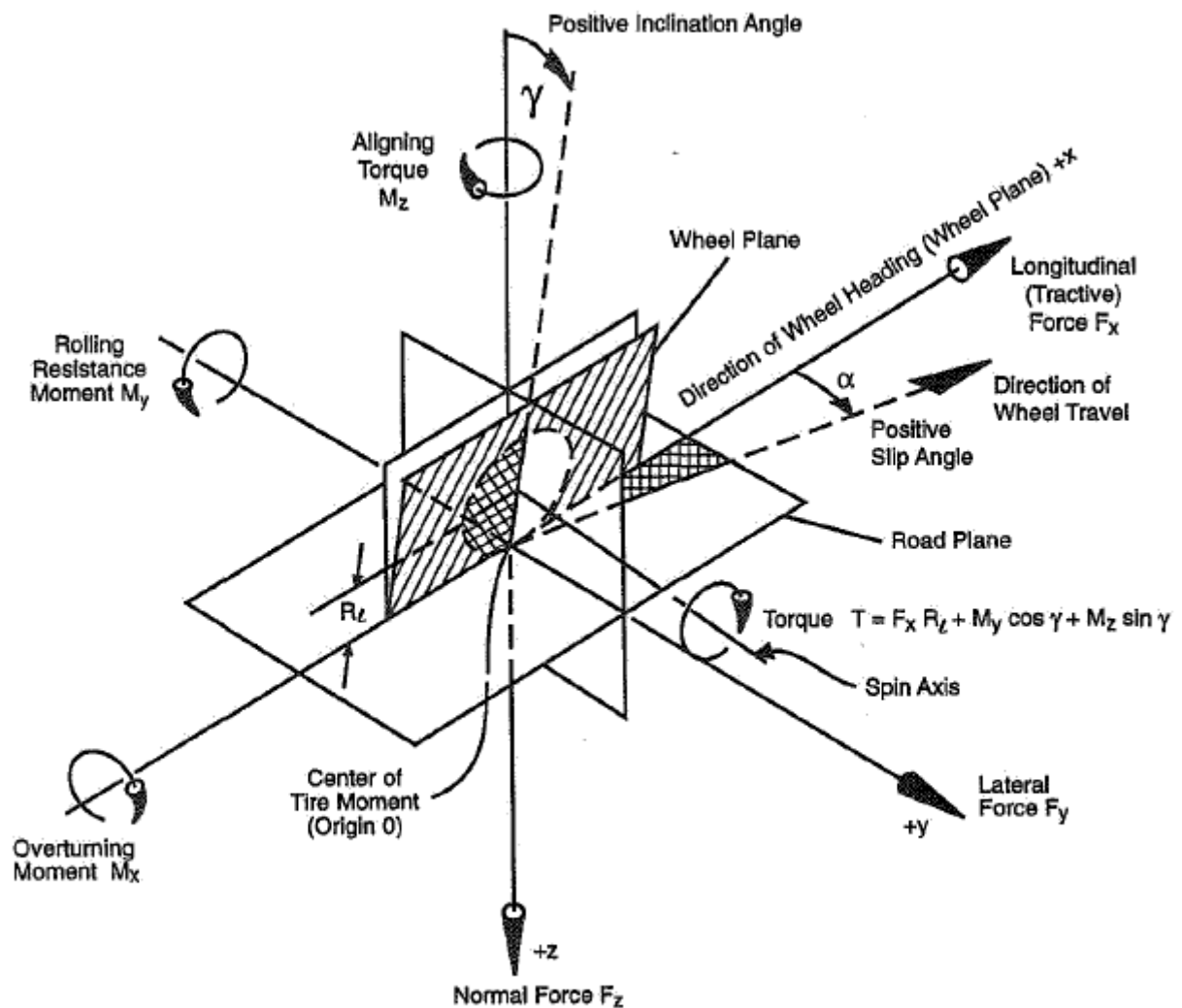
В этой секции мы изучили круг сцепления одной шины. G-g диаграмма для всего автомобиля представляет собой диаграмму для всех четырех колес, в которой учтены трансфер веса (и другие эффекты которые влияют на размер и форму четырех кругов сцепления).

## **2.8 Шинная система координат SAE**

Рассмотрев поведение шины в общих понятиях, теперь обратимся к специфичным силам и моментам, которые используются для измерения и представления данных с тестовых установок.

На машину действуют следующие внешние силы: сила тяжести, аэродинамические силы и силы шин. В этом разделе мы покажем, как силы шин создают определенные силы и моменты, и как сила тяги (и разгон и торможение) и поперечные силы приводят к появлению поперечных и продольных нагрузок. Напомним, что алгебраические знаки ставятся с учетом того, что силы и моменты прилагаются от дороги к шине.

Шинная система координат предназначена для описания динамики автомобиля и работы шин и показана на рис 2.33. Эта система координат из SAE J670 имеет начало координат в точке O, центре пятна контакта неподвижной шины. Начало координат O находится на пересечении оси Z с плоскостью дороги. Ось X находится на пересечении плоскости колеса с дорогой. Ось Z вертикальна и проходит через начало координат. Ось Y перпендикулярна осям X и Z и лежит в плоскости дороги.

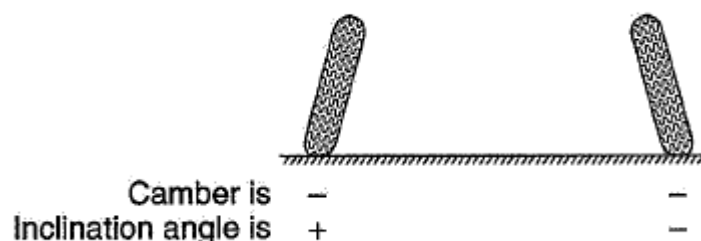


**Figure 2.33** SAE tire axis system (Ref. 1).

Рисунок показывает колесо, имеющее положительный угол наклона  $\gamma$ , положительный угол увода  $\alpha$ .  $R_l$  это радиус нагруженного колеса, расстояние от центра колеса до центра пятна контакта, измеренного в плоскости колеса. Это не эффективный радиус качения. Различные силы и моменты будут обсуждены далее.

Угол увода  $\alpha$  будет положительным, когда колесо проскальзывает вправо, при отрицательном угле поворота, например при повороте колеса влево.

Знаки углам наклона колеса  $\gamma$  будут присваиваться путем отличным от знаков развала: при виде сзади, если колеса наклонены так:



Угол наклона используется при описании работы шины, и для использования развала для автомобиля знаки должны быть сконвертированы.

## 2.9 Обсуждение шинных сил.

Эта и следующие секции представляют обсуждение сил и моментов шин данных в системе координат SAE. В дополнении к этому, будет дан некоторый анализ данных и некоторых сочетаний сил, которые важны в целом для автомобиля. Здесь не будет представлено детального анализа результирующего вектора силы, о котором было упоминание во введении в этот раздел.

### **$F_z$ – нормальная сила (нагрузка)**

Все силы и моменты шин зависят от нагрузки, также как и другие переменные.

Гоночные автомобили работают близко к пределу, когда нагрузки особенно важны. Для конкретного комплекта шин нагрузка в основном определяет величину силы доступную для ускорения в продольном и поперечном направлениях.

Нормальная сила  $F_z$  и реакция дороги  $F_{zR}$  также появляются в  $M_x$  и  $M_y$  (как показано ниже).

### **$F_x$ - сила тяги и $F_y$ – поперечная сила**

Механизм создания силы тяги в обоих направлениях обсуждался ранее в этом разделе. Было показано, что сила тяги  $F_x$  которая находится в плоскости колеса зависит от продольного коэффициента скольжения  $S$ . Также было описано, как возникают поперечные силы (перпендикулярные плоскости колеса). Теперь эти две силы рассматриваются вместе, поскольку мы заинтересованы как они действуют на поперечное и продольные усилия автомобиля. Коротко, мы будем рассматривать  $F_x$  и  $F_y$  вдоль вектора  $V$  – направления скорости.

Итоговые поперечные и продольные усилия будут определяться из продольных и поперечных сил вдоль направления скорости,

$$T \text{ или } D = F_x \cos\alpha - F_y \sin\alpha$$

Мы сначала рассмотрим более подробно интерпретацию этих двух терминов тем способом, как они измеряется в лаборатории. Обсуждение основано на [55] лаборатории Калспан.

Рассмотрим сначала случай, когда угол увода  $\alpha=0^\circ$ . Сила сопротивления  $F_R$  будет возникать на плоскости дороги как результат потерь энергии в пятне контакта. Эта сила

будет появляться на прямой  $R_l$ , радиусе нагруженного колеса (не эффективном радиусе). Если колесо имеет силу тяги  $T_{in}$  можно показать что  $F_R$

$$F_R = (SR + 1) \left( \frac{T_{in}}{R_l} \right) - F_x$$

Где  $SR = (\Omega R_l / V) - 1$  (коэффициент скольжения)

$F_x$  – сила замеренная вдоль оси x (+ускорение, - торможение, фунты)

$\Omega$  – угловая скорость колеса (радианы/сек)

$V$  – продольная скорость (футы/сек)

Отметим, что  $SR$  использует  $R_l$  (для удобства измерения), а не  $R_e$  как это использовано в определении коэффициента скольжения SAE. Для свободно катящегося колеса  $SR$  не будет равен нулю из определения Калпсана, но он будет очень мал.

Если брать  $SR$  равным нулю уравнение для  $F_R$  будет

$$F_R = \frac{T_{in}}{R_l} - F_x$$

Где  $T_{in}/R_l$  это сила на контакте возникшая за счет момента  $T_{in}$  для катящейся шины без потерь на деформацию. Сопротивление качению можно будет определить как разницу между этой силой и измеренной  $F_x$ .

Теперь рассмотрим случай, когда угол увода не будет равен нулю. Отношение для  $F_R$  будет

$$F_R = \left[ (SR + 1) \left( \frac{T_{in}}{R_l} \right) - F_x \right] \cos \alpha - F_y \sin \alpha$$

Часть  $(SR+1)(T_{in}/R_l)$  это момент тяги без деформации шины. Часть в скобках это разница между измеренной  $F_x$  и  $(SR+1)(T_{in}/R_l)$ , выражает потери от деформации при качении.  $F_y \sin \alpha$  это вызванное сопротивление от поперечной силы и угла увода  $\alpha$ .  $F_R$  это итоговая продольная сила сопротивления вдоль направления скорости. Если скобки будут равны нулю то  $F_R = -F_y \sin \alpha$  и вся продольная сила сопротивления будет создаваться поперечной силой.

Как было указано выше все, что в скобках это потери на качение за счёт деформации шины. Это вероятно не полностью соответствует действительности, поскольку существует локальное проскальзывание в пятне контакта и локальные деформации каркаса в продольном, поперечном и радиальном направлениях. При используемых методах для тестирования шин нет возможности определить детально, откуда эти потери возникают и какой вклад имеет каждая из них.

Вернемся к изначальному отношению для продольного и поперечного усилий

$$T \text{ или } D = F_x \cos \alpha - F_y \sin \alpha - F_R$$

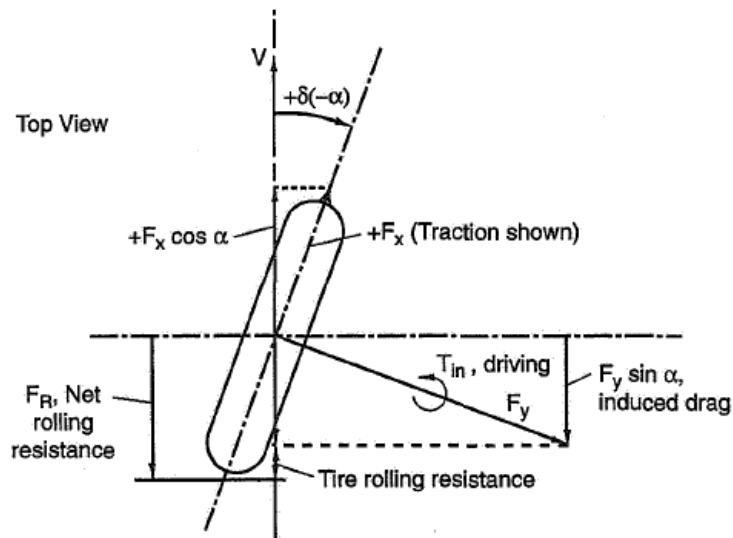


Figure 2.34 Components of the net rolling resistance,  $F_R$ .

Используя рис 2.34 мы теперь можем отметить что:

1.  $F_x \cos \alpha$  это компонент силы тяги.
2.  $F_y \sin \alpha$  это компонент вызванного сопротивления
3.  $F_R$  это итоговое сопротивление качению

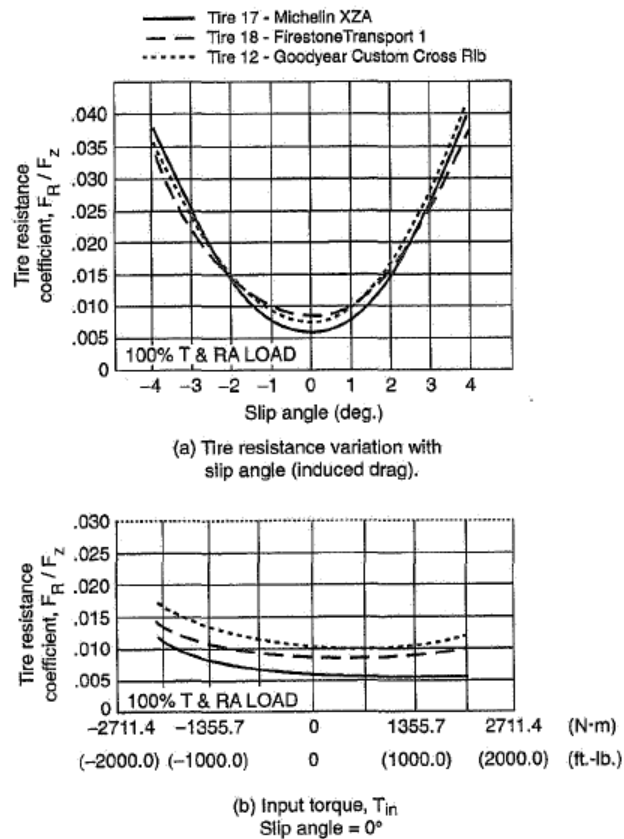


Figure 2.35 Tire resistance due to slip angle and input torque (Ref. 55).



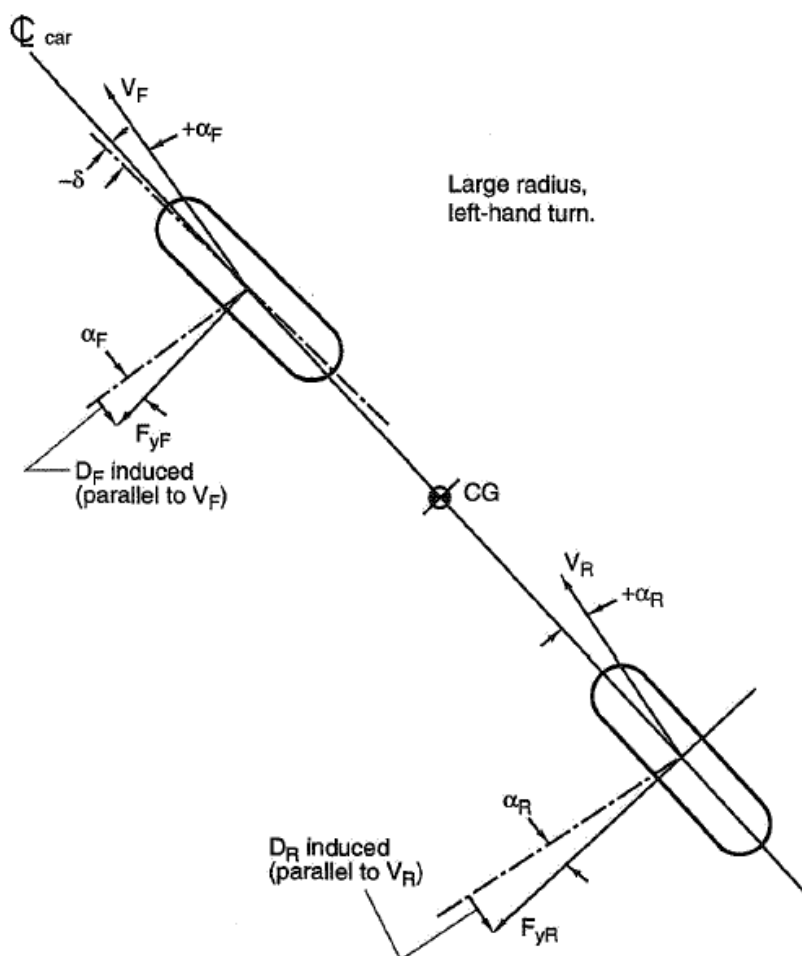
Здесь показаны величины векторов для ведущего колеса повернутого вправо в правостороннем повороте.

На рис 2.35 из [55] показаны типичные данные тестов. Итоговое сопротивление качению было нормализовано делением на нагрузку  $F_z$ . С точки зрения гонок важным компонентом буде вызванное сопротивление, которое показано на части (а) рисунка. Сопротивление, связанное с тягой мало и зависит от дизайна шины, давления и температуры, которые в свою очередь обычно определяются из своих соображений.

### Пример поперечной силы вызванного сопротивления

На рис 2.36 изображена модель двухколесного автомобиля, который свободно катится (нет силы тяги) по большому радиусу. Показаны векторы скорости, поперечные силы и углы увода. При рассмотрении поперечных сил на шинах вдоль направления вектора скорости (т.е. направления движения) на колесах вызванное сопротивление может быть определено как

$$D_{induced} = F_{yF} \sin \alpha_F + F_{yR} \sin \alpha_R$$



**Figure 2.36** Lateral force induced drag—cornering vehicle.

Для того чтобы показать величину вызванного сопротивления следующая модель четырехколесного автомобиля была смоделирована в компьютерной программе. Предполагалось, что автомобиль на апексе будет находиться в установившемся режиме на скорости 220 м/ч (350 км/ч) Радиус поворота будет 840 футов (255 метров), бенкинг 9°.

Характеристики автомобиля следующие:

Общий вес	1868 фунтов, 850 кг
Положение центра тяжести	55.25% веса на задней оси
Колесная база	9,625 футов, 2.93 м.
Передняя прижимная сила	-911 фунтов, 413 кг, CLF = -0.528
Задняя прижимная сила	-1903 фунта, 863 кг, CLR = -1.015
Площадь сечения автомобиля	15.15 футов <sup>2</sup> , 1,41 м <sup>2</sup>

Общая центробежная сила будет 7109 фунтов (3222 кг), которая распределится между передними и задними колесами в соответствии с положением центра тяжести.

Соответствующие части центробежной силы и веса (бенкинг) дадут следующие поперечные силы на плоскости дороги:

$$F_{yF} = -3178 + 131 = -3047 \text{ фунтов (1382 кг)}$$

$$F_{yR} = -3923 + 161 = -3762 \text{ фунта (1706 кг)}$$

Нормальные к дороге силы на передней и задней оси будут суммой компонентов: центробежной силы, веса и прижимной силы (соответственно):

$$F_{zF} = 503 + 826 + 911 = 2240 \text{ фунтов (1016 кг)}$$

$$F_{zR} = 621 + 1019 + 1903 = 3543 \text{ фунта (1607 кг)}$$

Эффективные коэффициенты трения ( $\mu$ ) для передней и задней осей получены делением поперечной силы на нормальную силу:

$$\mu_F = 3047/2240 = 1.36$$

$$\mu_R = 3762/3543 = 1.06$$

Разумно, что на передних колесах несущих меньшую нагрузку коэффициент трения будет выше, по причине чувствительности к нагрузке.

Кроме того в компьютерную программу была введена информация связанная с отношением поперечной силы к углу увода  $\alpha$ . Средние углы увода для передних и задних осей были посчитаны угол увода автомобиля ( $\beta$ ) и угол поворота ( $\delta$ ) будет:

$$\alpha_F = +2.5^\circ \text{ (проскальзывание вправо)}$$

$$\alpha_R = +1.4^\circ \text{ (проскальзывание вправо)}$$

$$\beta = +1.1^\circ$$

$$\delta = -1.8^\circ \text{ (левый поворот, поворот колес влево).}$$

По этим данным и поперечным силам  $F_{yF}$  и  $F_{yR}$  был посчитано вызванное сопротивление ( $\beta$  и  $\delta$  даны только для информации):

$$F_{yF} = 3047 \times \sin(2.5^\circ) = 3047 \times 0.0436 = 133 \text{ фунта (60,3 кг.)}$$

$$F_{yR} = 3762 \times \sin(1.4^\circ) = 3762 \times 0.0244 = 92 \text{ фунта (41,7 кг.)}$$

$$\text{Общее вызванное сопротивление, } D = 225 \text{ фунтов (102 кг.)}$$

Мощность необходимая для преодоления этого сопротивления будет:

$$\text{Мощность} = (\text{сопротивление фунты} \times \text{скорость м/ч})/375 = (225 \times 220)/375 = 132 \text{ л.с.}$$

Если доступная мощность на этой скорости 700 л.с. сопротивление качения шин будет использовать 18.9% всей мощности.

## 2.10 Обсуждение моментов шин

Моменты шин будут обсуждены при нулевом отклонении колеса от вертикали  $\gamma$  или нулевом угле увода  $\alpha$ . Это поможет лучше отобразить, откуда появляются моменты. Позже мы обсудим коротко влияние  $\gamma$  и  $\alpha$ .

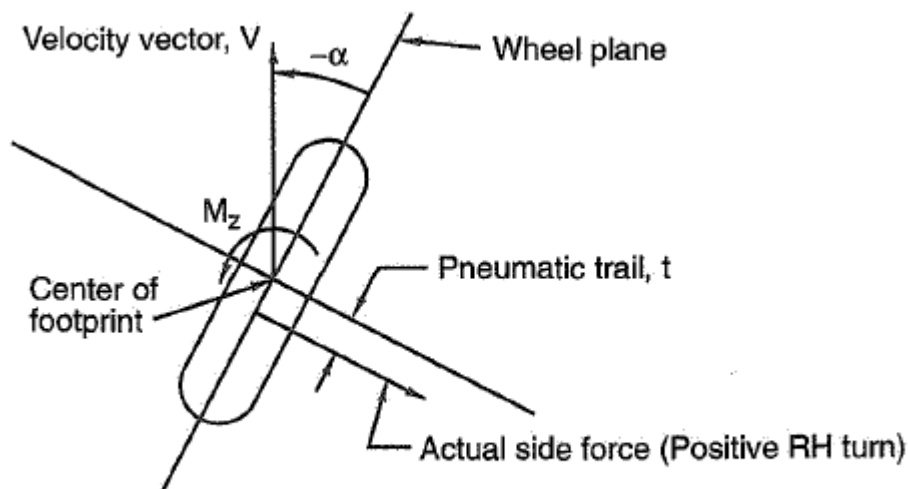
### $M_z$ – выравнивающий момент

Ранее в этом разделе было показано что механизм возникновения выравнивающего момента связан с распределением поперечных сил вдоль пятна контакта при угле увода  $\alpha$ . Также было показано что выравнивающий момент (который будет средним для углов увода ниже  $2-6^\circ$  в зависимости от шин) будет стремиться повернуть колесо таким образом, что плоскость колеса будет вращаться по направлению к вектору скорости (движения).

Способ, при помощи которого учтен выравнивающий момент, показан на рис. 2.37.

В модели с двумя степенями свободы (см. рис. 5.2) предположено, что боковая сила шины при угле увода  $\alpha$  (которая по определению перпендикулярна плоскости колеса) будет проходить через центр пятна контакта. В реальности эта точка будет смещена назад на величину шинного сноса,  $t$ . Предполагаемая позиция боковой силы будет верна, если мы добавим выравнивающий момент величиной  $F_y \times t$  вокруг вертикальной оси проходящей через центр пятна контакта. На рис. 2.37 момент будет направлен против часовой стрелки, пытаясь повернуть плоскость колеса в направлении выравнивания с вектором скорости. В целом выравнивающий момент направлен в

сторону уменьшения угла поворота колес. Выравнивающий момент, связанный с развалом обычно направлен в сторону увеличения угла поворота колес.



*Figure 2.37 Aligning torque.*

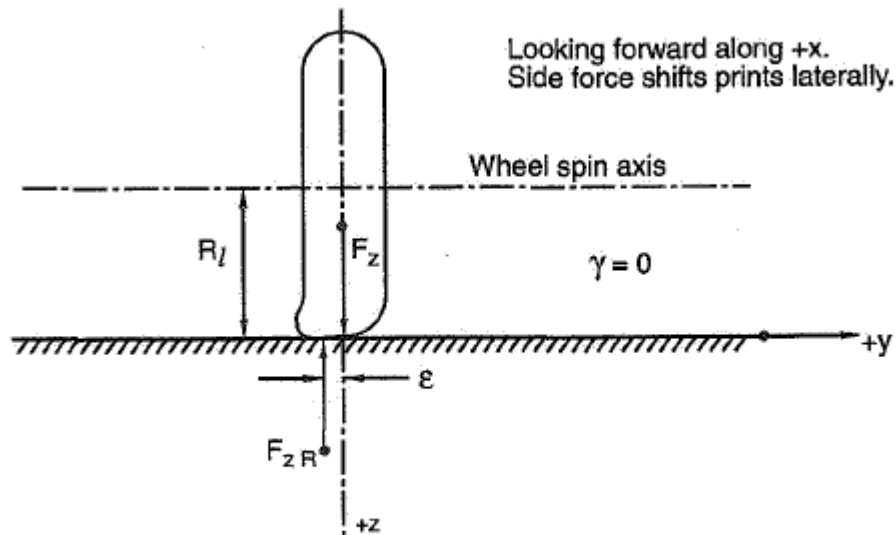
Выравнивающий момент связанный с колесами автомобиля слабо связан с углом наклона колеса (развалом)  $\gamma$  и сильно связан с углом увода  $\alpha$ , как это было показано ранее в этом разделе. Выравнивающий момент создается дорогой и будет представлен в уравнении поворачивающего момента для всего автомобиля.  $M_z$  будет проигнорирован при разработке модели с двумя степенями свободы (в главе 5).  $M_z$  будет влиять в направлении недостаточной поворачиваемости. В итоге, можно показать, что выравнивающий момент будет иметь составляющую  $\sin\gamma$  вокруг оси вращения колеса, но для маленьких величин  $\gamma$  им можно пренебречь.

### **$M_x$ – опрокидывающий момент**

Опрокидывающий момент вокруг точки X будет появляться, когда реакция опоры  $F_{zR}$  будет не в одной плоскости с нагрузкой колеса  $F_z$ . Это показано на рис 2.38

Сила реакции опоры не находится на плоскости X-Z, но вертикальное равновесие должно быть равно  $F_z$ . Центроид<sup>16</sup> давления дороги, как показано, будет смещен на величину  $\epsilon$ . Сдвиг  $\epsilon$  будет появляться, когда по каким либо причинам пятно контакта будет изогнуто поперечно. Такие условия будут появляться, когда боковая сила будет прикладывается вдоль оси вращения колеса.

<sup>16</sup> Сила на пятне контакта  $F_{zR}$  это результат распределения силы по всей площади пятна контакта (см 2.23 для примера). Точка, в которой  $F_{zR}$  будет пересекать плоскость дороги это и будет центроид давления пятна контакта.



**Figure 2.38** Tire overturning moment.

Опрокидывающий момент будет:  $F_z \times \epsilon$  фунтов/фут (или  $F_{zR} \times \epsilon$ , поскольку  $F_{zR} = F_z$ ) Если колесо движется прямо вперед с  $\alpha = \gamma = 0$  опрокидывающий момент будет пренебрежимо мал и вызван неидеальностью резины. Если будет некоторый угол  $\alpha$  и/или  $\gamma$ , будут создаваться поперечные силы, которые будут вызывать деформацию пятна контакта и поперечный сдвиг  $F_{zR}$ . Этот сдвиг подействует на поперечное перераспределение веса на оси и этот эффект может быть сильно выражен на широких шинах. Аналитическое рассмотрение  $M_x$  как функции от  $\alpha$  и  $\gamma$  сложно и не представлено здесь. Источник информации об опрокидывающем моменте это результаты тестов шин.

### **$M_y$ – момент сопротивления качению**

Термин момент сопротивления качению использован здесь как сопротивление качению вперед свободно катящегося колеса<sup>17</sup>. Свободно катящееся колесо определено (см. [141]) как колесо, которое катится по прямолинейной траектории, когда все приложенные моменты (внутренние и внешние) близки к нулю<sup>18</sup>. Переменные показаны на рис. 2.39.

На рис 2.39  $F_T$  это сила которая необходима для того чтобы катить колесо с постоянной скоростью  $V$ .  $F_R$  это сила сопротивления качению, которая равна  $F_T$  и противоположна по направлению. Отметим что свободно катящееся колесо не создает силы тяги ни на разгон ни на торможение. Нагрузка на колесо  $F_z$  равна по величине и обратна по направлению силе реакции дороги  $F_{zR}$ . Предположим что  $T=0$  (момент не прилагается). Сила реакции дороги тогда должна проходить через ось вращения колеса

<sup>17</sup> В некоторых работах это понятие включает момент тяги ведущего колеса.

<sup>18</sup> В случае свободного качения продольное проскальзывание  $S$  также будет близко к нулю

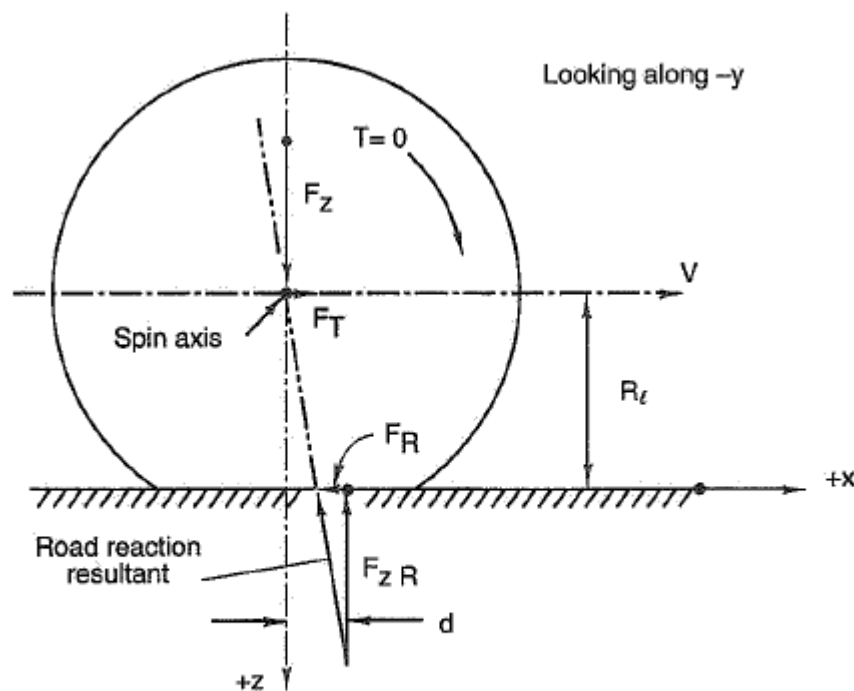
(иначе создавался бы момент вокруг оси вращения). Это вводит расстояние  $d$ , где  $F_{zR}$  пересекает плоскость дороги. Если  $F_R$  будет равна нулю, то  $F_z$  и  $F_{zR}$  будут лежать на одной прямой.  $F_R$  (и  $F_T$ ) будут появляться из-за периодического расширения и сжатия резины рабочей поверхности (по мере того как частички рабочей поверхности будут проходить через пятно контакта), на что будет тратиться энергия.

Для нулевого момента вокруг оси вращения колеса:

$$F_z d = F_R R_l$$

Или

$$d = \left( \frac{F_R}{F_z} \right) R_l$$



**Figure 2.39** Free-rolling tire.

Для того чтобы оценить величину смещения  $d$  мы можем обратиться к рис. 14 и 18 из [141]. Для шины H78-15 на давлении 24 psi (1.6 бар) и скорости 60 м/ч (96 км/ч):  $F_R = 19.2$  фунта (8.7 кг),  $F_z = 1200$  фунтов (544 кг) и  $R_l = 13.7$  дюймов (0,348 м).

Тогда  $d = (19.2/1200) \times 13.7 = 0.22$  дюйма (5,6 мм), что по сравнению с длиной пятна контакта (скажем 6 дюймов, 0.15 м) достаточно мало. К слову, сила сопротивления качению в 19.2 фунта на скорости 60 м/ч будет приводить к потреблению мощности:

$$(19,2 \text{ фунтов} \times 88 \text{ футов/сек}) / 550 \text{ футов-фунтов/сек} = 3,07 \text{ л.с.}$$

Термин момент сопротивления качению для свободно катящегося колеса немого вводит в заблуждение. Рассмотрим двухмерную машину на рис 2.40, с ведущими задними колесами и свободно катящимися передними (сопротивление в ступичных подшипниках примем равным нулю).

Предположим, что на задней оси не будет сопротивления качению, а на передней оси будет сопротивление качению  $F_R$  (отрицательное). Это означает, что задние колеса создают силу тяги  $F_x$ , которая будет равна  $F_R$  при движении на постоянной скорости (пренебрежем аэродинамическими силами). Тогда величина момента тяги будет:

$$T = F_x R_I = F_R R_I = M_y$$

Таким образом, если сопротивление качению  $F_R R_I$  не будет действовать на оси вращения передних колес, то тогда он это сопротивление должно быть на ведущих колесах.

Для того чтобы оценить величину  $M_y$  мы обратимся к предыдущему примеру в котором

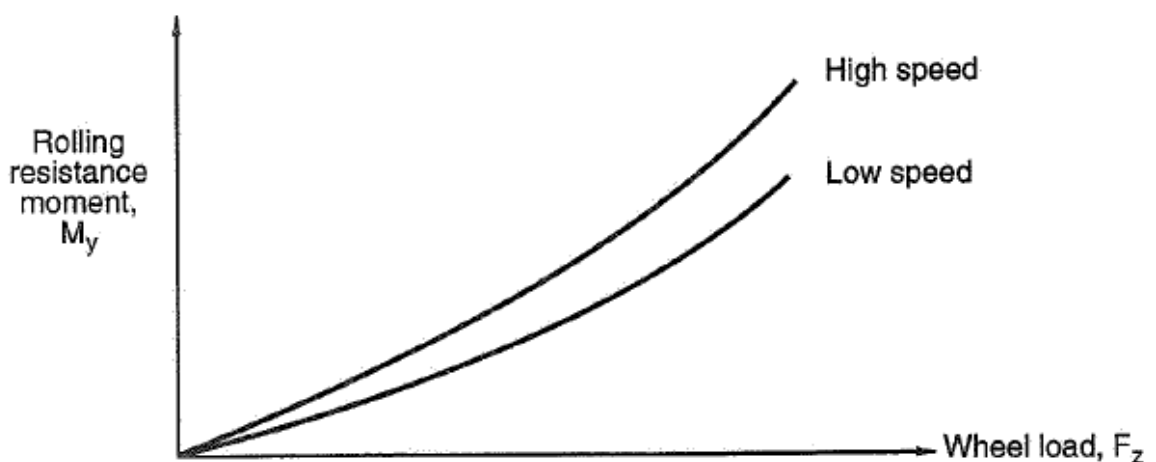
$$F_R = 19.2 \text{ фунта и } R_I = 13.7 \text{ дюйма.}$$

Тогда:

$$M_y = (19.2 \times 13.7) / 12 = 21.9 \text{ фунто-футов (29,7 Н-м)}$$

Возвращаясь к рис. 2.39 отметим, что момент сопротивления качению также может быть записан как  $F_z d$ . Таким образом,  $M_y$  будет увеличиваться с  $F_z$  – и эта связь будет почти линейной.

Связь этих вариаций с нагрузкой и скоростью показана на рис. 2.41.



**Figure 2.41** Rolling resistance moment as a function of load.

В целом, момент сопротивления качению  $M_y$  должен быть главной составляющей при расчетах связанных с мощностью, поскольку он является моментом необходимым для преодоления силы  $F_R$ . Далее мы покажем как этот компонент  $T$  входит в более сложное уравнение момента.

### 2.11 Момент на оси вращения колеса

На рис 2.33 уравнение момента записано как:

$$T = F_x R_l + M_y \cos \gamma + M_z \sin \gamma$$

Что также может быть записано как:

$$T = F_x R_l + F_R R_l \cos \gamma + M_z \sin \gamma \quad (2.1)$$

Это уравнение неполное, поскольку оно предполагает, что коэффициент скольжения  $SR$  равен нулю.

Из предыдущего обсуждения силы тяги и поперечной силы в секции 2.9 можно составить следующее уравнение для полной силы сопротивления качению включающее коэффициент скольжения и силу тяги

$$F_R = \left[ (SR + 1) \left( \frac{T_{in}}{R_l} \right) - F_x \right] \cos \alpha - F_y \sin \alpha$$

Решив это уравнение для  $T_{in}$  получим

$$T_{in} = \frac{F_x R_l}{(SR + 1)} + \frac{F_R R_l}{(SR + 1) \cos \alpha} + \frac{F_y R_l \tan \alpha}{SR + 1} \quad (2.2)$$

Добавим угол наклона из уравнения 2.1 и получим:

$$T_{in} = \frac{F_x R_l}{(SR + 1)} + \frac{F_R R_l}{(SR + 1) \cos \alpha} + \frac{F_y R_l \tan \alpha}{SR + 1} + M_z \sin \gamma$$

Каждая составляющая будет иметь свой физический смысл, слева направо:

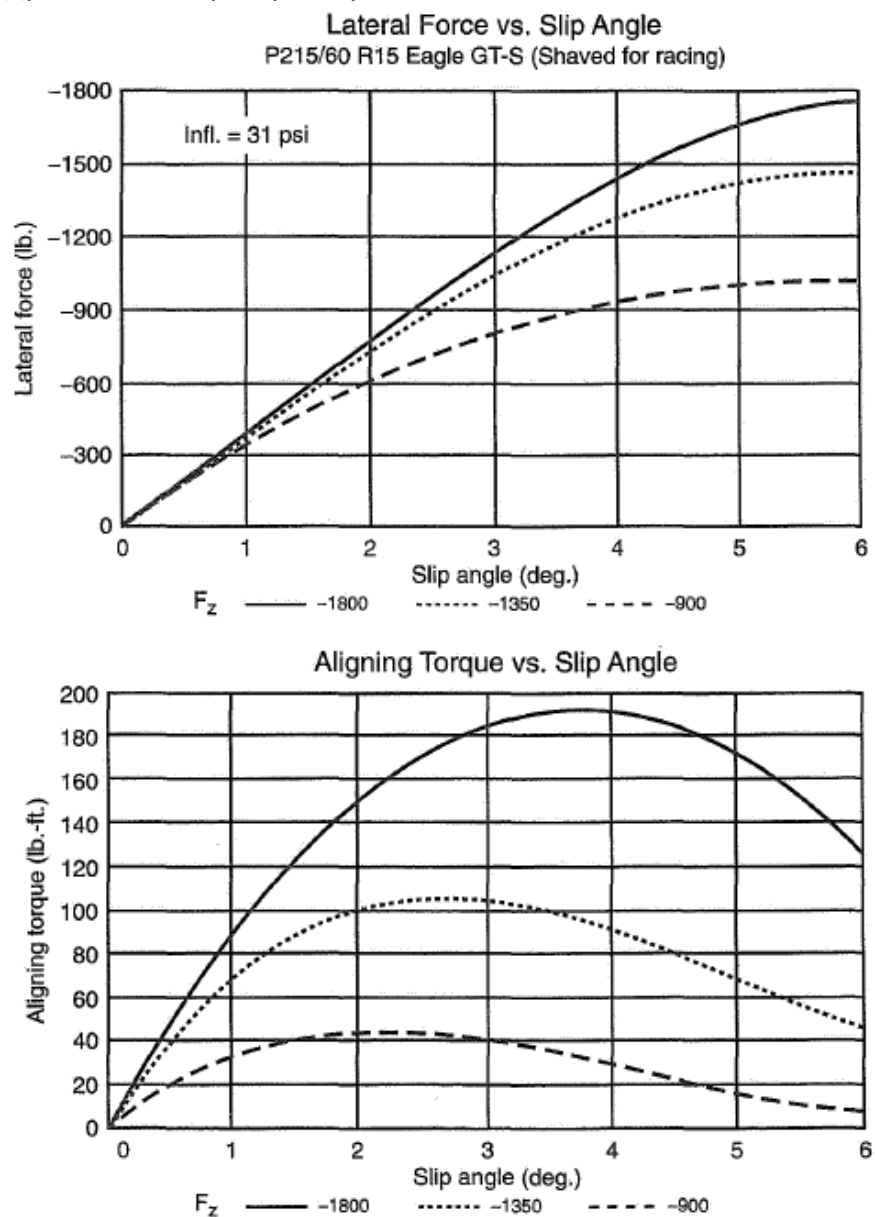
- Тяговый момент, + разгон, - торможение
- Момент сопротивления качению, всегда отрицательный
- Момент вызванного сопротивления качению, отрицательный, если  $\alpha \neq 0$ , в остальных случаях = 0
- Выравнивающий момент, связанный с углом наклона, когда  $\alpha$  и  $\gamma$  положительные



Система координат шин и точные определения, связанные с ней являются главным интересом шинных и автомобильных инженеров, особенно тех, кто занимается разработкой шин, или их тестами. Для тех, кто в первую очередь заинтересован в производительности автомобиля, настройке шасси, нужно рассматривать итоговые параметры - поперечная сила, выравнивающий момент, тяга и то, как они взаимодействуют между собой и изменяются в зависимости от нагрузки, давления и температуры.

## 2.12 Данные по шинам Goodyear

Компания Goodyear Tire & Rubber Co широко известна как главный поставщик гоночных шин. Частью программы разработки гоночных шин является измерение сил и моментов их продуктов на лабораторных установках.



*Figure 2.42 Goodyear data—Eagle GT-S.*

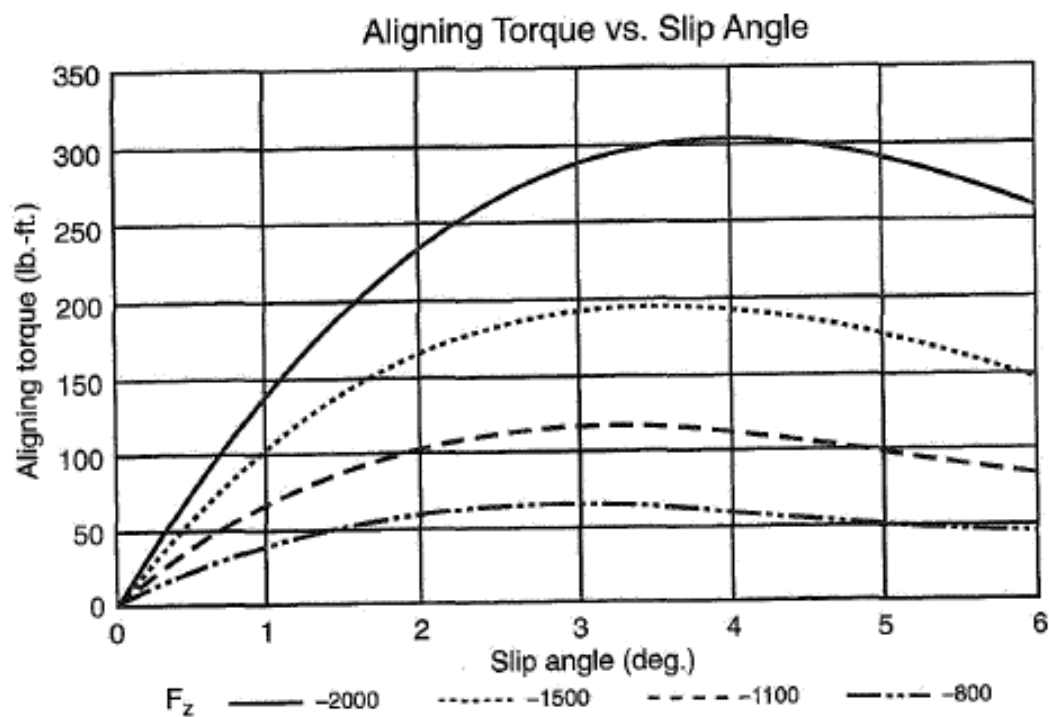
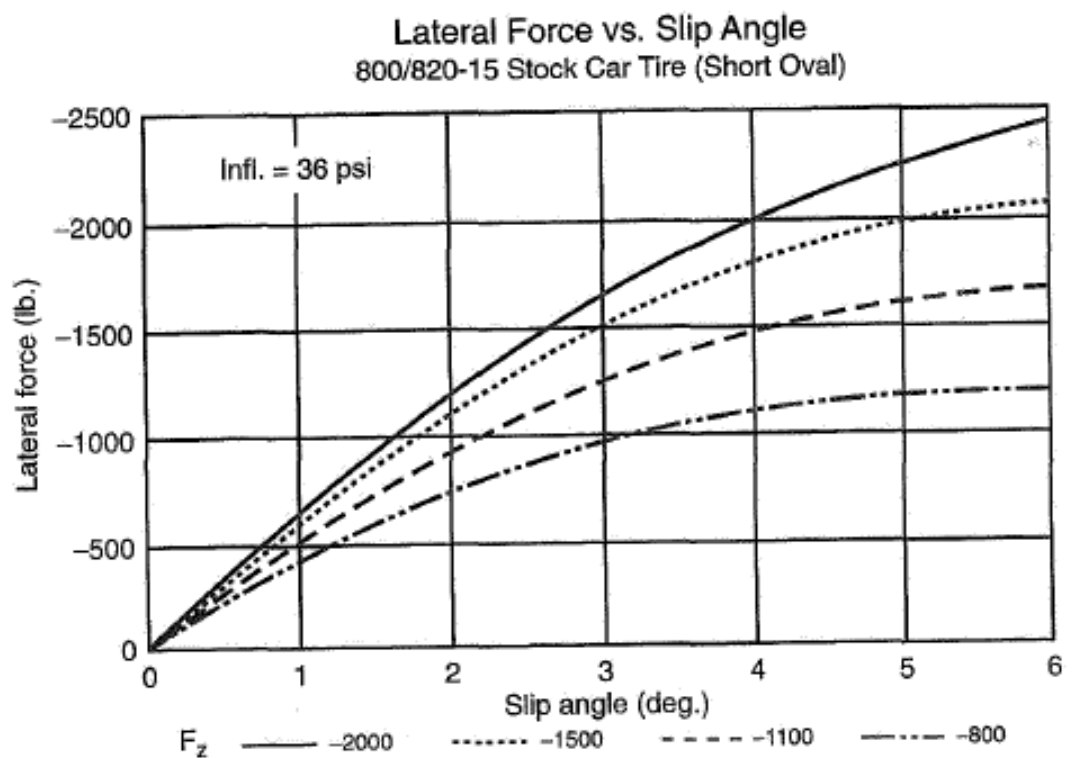
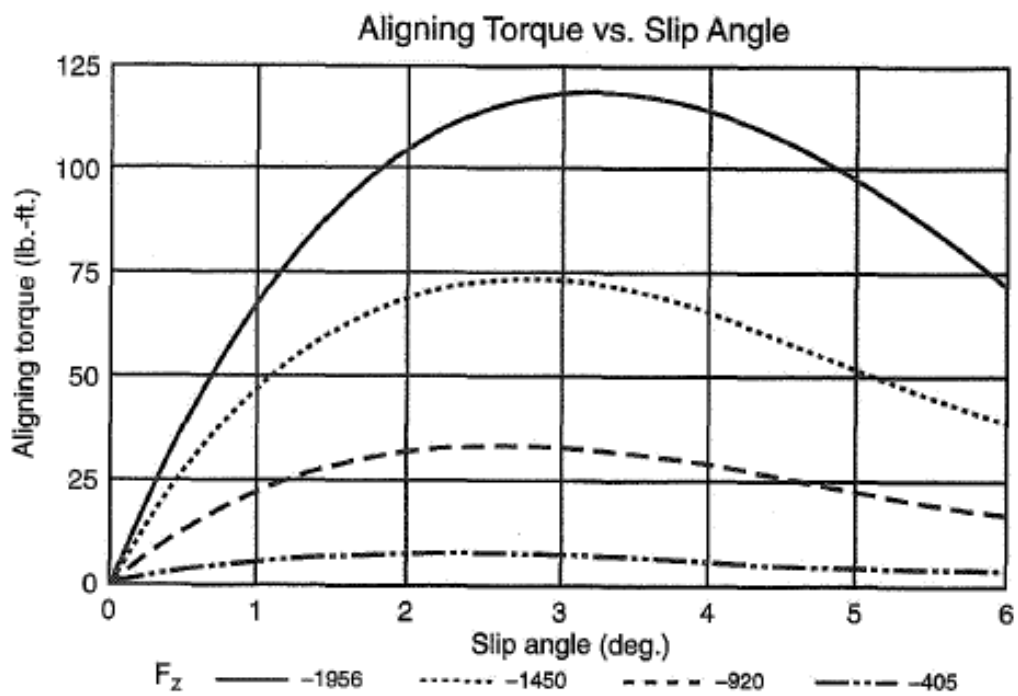
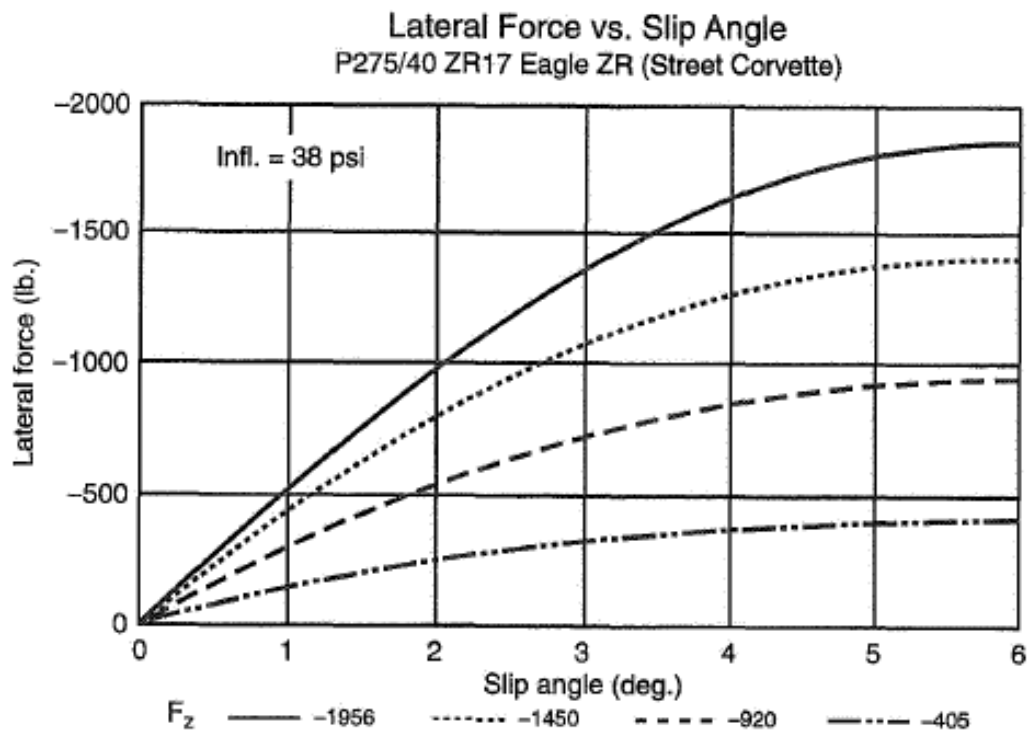
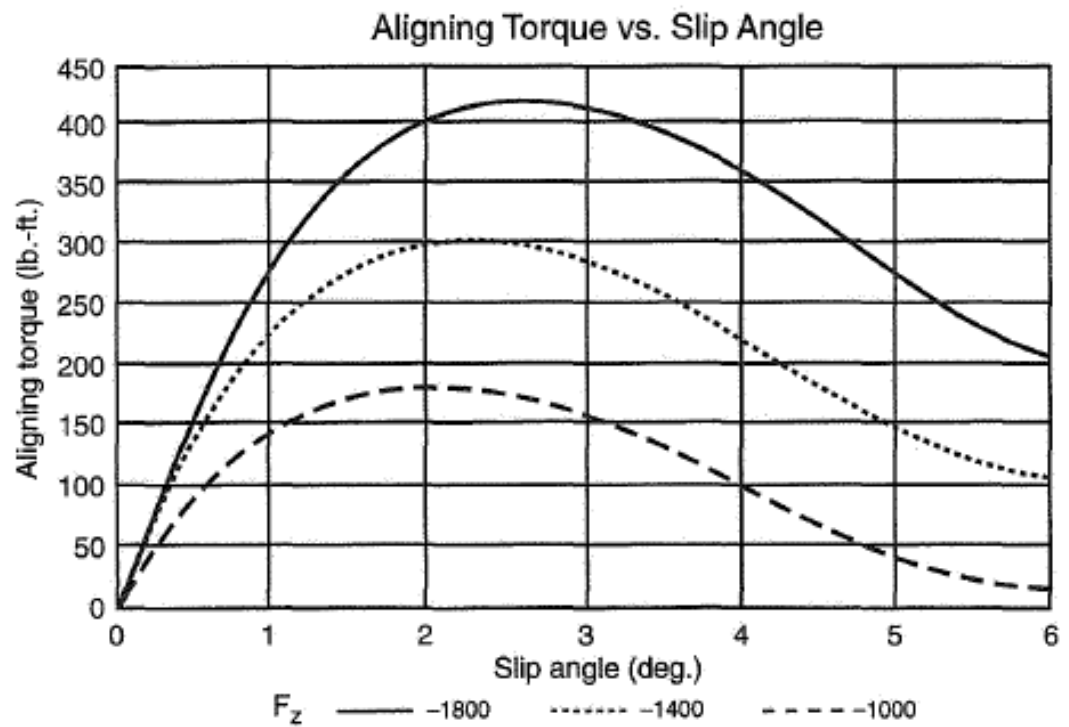
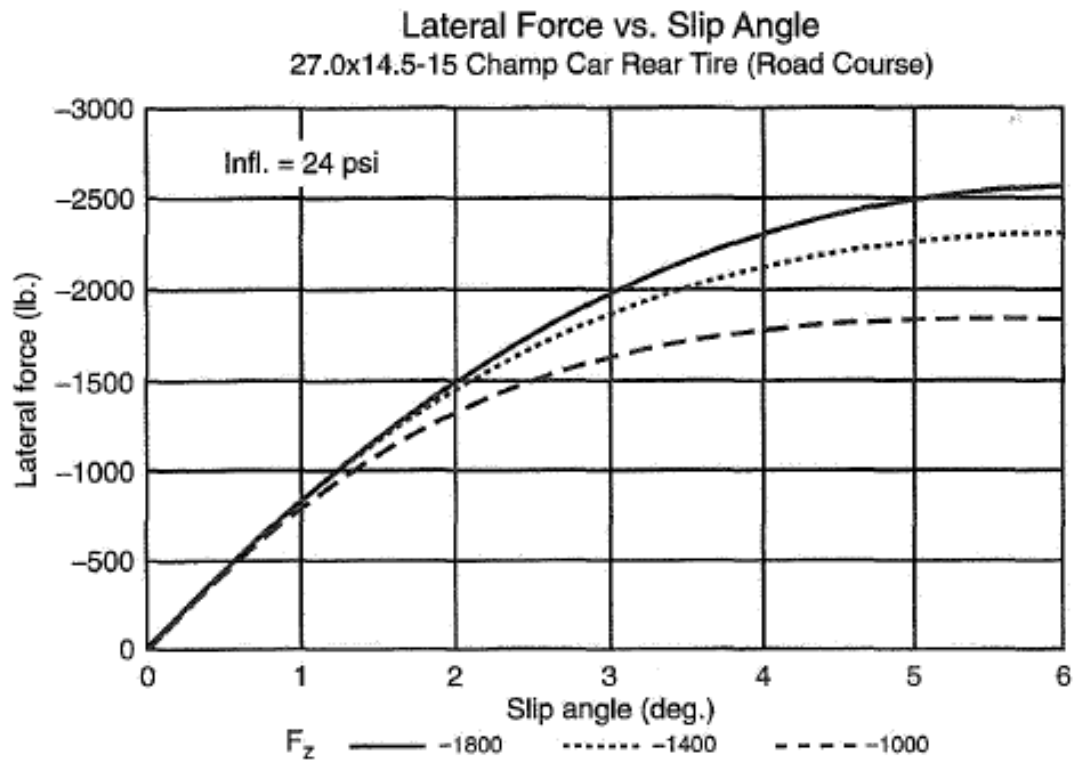


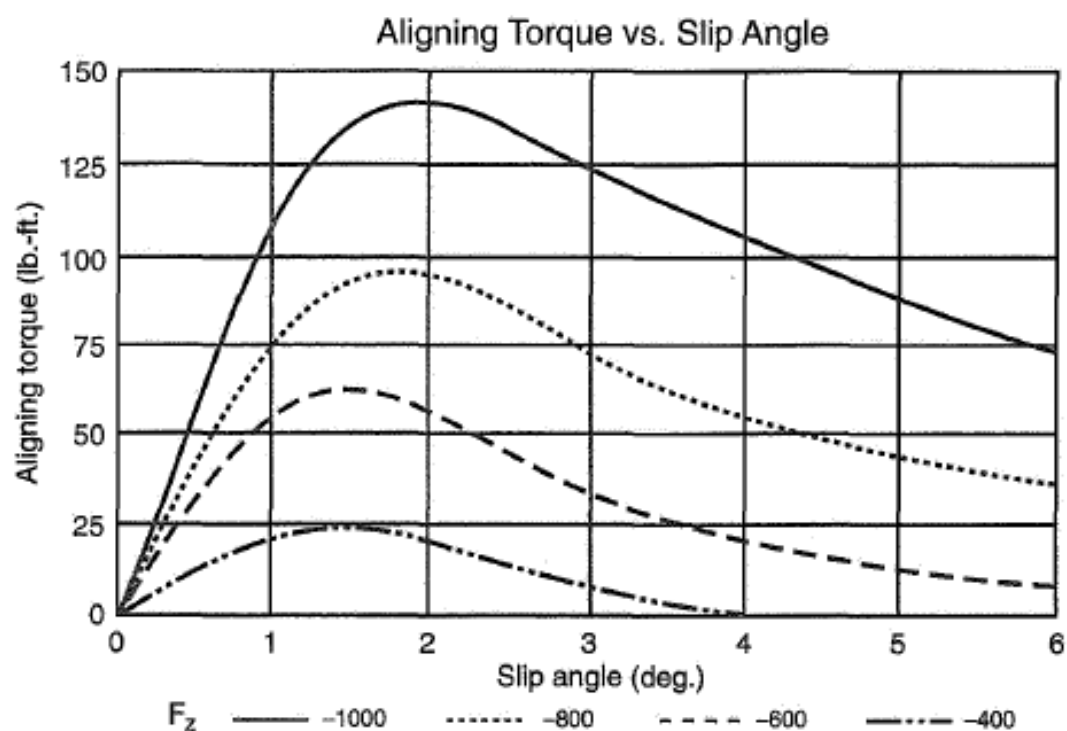
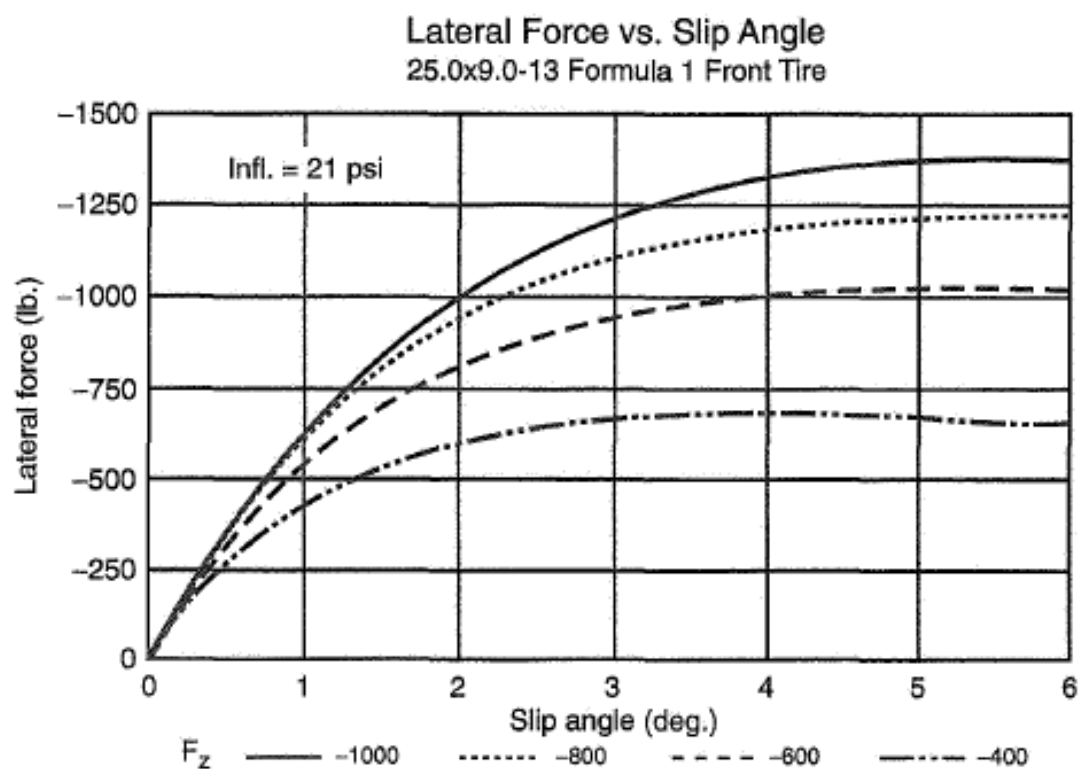
Figure 2.43 Goodyear data—Short Track Stock.



*Figure 2.44 Goodyear data—Eagle ZR.*



**Figure 2.45** Goodyear data—Indy Car road course rear.



**Figure 2.46** Goodyear data—F.1 front.

Так получены следующие данные о нескольких гоночных и высокопроизводительных шинах:

- Поперечная сила против угла увода. Верхний график на рис. 2.42, 2.43, 2.44, 2.45 и 2.46.
- Выравнивающий момент против угла увода. Нижний график на тех же рисунках.
- Измерение твердости шин, с замечанием как можно использовать эти данные. См. таблицу 2.1

Твердость шин измерена на твердометре, широко используемом для пластмассовых и резиновых изделий. Значения получены для комнатной температуры и не отражают зависимости твердости от температуры.

Также следует заметить что твердость (или мягкость) рабочей поверхности шины не связана напрямую с силой сцепления. Во многих случаях большая сила тяги или поперечная сила может быть достигнута на более твердых шинах. Состав рабочей поверхности резины в гонках это главным образом подбор параметров под особые условия.

Тем не менее, сравнение твердости шин имеет некоторый интерес. Как может меняться состав шин в зависимости от назначения.

Табл 2.1 Твердость разных шин Goodyear

Тип шины	Твердость
Eagle GT-S	65-80
Short track stock	60-75
Eagle ZR	60-75
Indy Car	55-70
Formula 1	50-65
Drag/Dirt	25-45

Это обобщенные данные в том смысле, что их описание включает только тип автомобиля. Так 800/820-15 Stock Car шина это только одна модификация из пары дюжин тех, что используется в серии NASCAR. Целью публикации этих данных было сделать доступной для инженеров информацию о типичных гоночных шинах. Эти данные будут полезны любому, кто пытается сделать математическую модель гоночного автомобиля. Два возможных пути применения этих данных это изучение разных настроек автомобиля и изучение времен круга автомобилей. Все гоночные модели должны включать данные о шинах.

При изучении графиков можно заметить, что боковая жесткость ( $C_\alpha$ ) варьируется широко, и линейна на разных диапазонах углов увода разных шин. Учítывая что  $C_\alpha$  это уклон кривой при  $\alpha=0$ , при максимальной нагрузке можно увидеть, что первые три шины

сохраняют линейный характер кривой до 4-5°, в то время как у последних двух шин кривая начинает выравниваться в диапазоне от 1-2°.  $C_{\alpha}$  для всех пяти шин (при одной нагрузке) приведен в табл 2.2

Шина	Рис.	Нагрузка, фунты	$C_{\alpha}$ Фунтов/градус	$C_{\alpha}$ Фунтов/радиан
Eagle GT-S	2.42	1800	383	21 950
Short Track	2.43	2000	667	38 200
Eagle ZR	2.44	1955	533	30 600
Indy Car	2.45	1800	833	47 750
Formula 1	2.46	1000	750	42 975

Используя концепцию рабочей точки, скажем 2°, шина F1 имеет уклон около 285 фунтов/градус при нагрузке 1000 фунтов (450 кг) и только 90 фунтов/градус при нагрузке 400 фунтов 180 кг.