

В

ДЛЯ ВУЗОВ

Г.А.Смирнов

ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНЫХ МАШИН

2-е издание,
дополненное и переработанное

*Допущено Государственным комитетом СССР
по народному образованию в качестве учебника
для студентов машиностроительных специальностей вузов*



Москва
• Машиностроение •
1990

ББК 39.32-01я73
С50
УДК 629.1.02-88 (075.8)

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. Я. С. АГЕЙКИН
и кафедра «Колесные и гусеничные машины»
Харьковского политехнического института
им. В. И. Ленина

Смирнов Г. А.

С50 Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. — 2-е изд., доп. и перераб. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.: ил.

ISBN 5-217-01093-2

Рассмотрены законы движения колесной машины как механической системы, исследованы характеризующие эти законы зависимости, эксплуатационные свойства колесных машин. Наибольшее внимание уделено многоосным и многоприводным машинам.

Второе издание (1-е изд. 1981 г.) дополнено материалами по топливной экономичности, новым методам экспериментального определения основных коэффициентов и других характеристик взаимодействия колесных машин с дорогой и воздухом. Изменено методически построение учебника.

Рассмотрены законы движения колесной машины как механической системы, исследованы характеризующие эти законы зависимости, эксплуатационные свойства колесных машин. Наибольшее внимание уделено многоосным и многоприводным машинам.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник написан в соответствии с программой курса «Теория движения колесных машин», называемого часто для краткости «Теория колесных машин». После выхода первого издания учебника (1981 г.) в стране произошли события, оказывающие большое влияние на высшую школу, особенно на подготовку инженерных кадров. Определено приоритетное развитие машиностроения. В связи с этим изменены программы курсов, в том числе и курса, которому посвящен этот учебник.

Данное издание дополнено материалами по топливной экономичности и управляемости, описанием методов экспериментального определения основных коэффициентов и других характеристик взаимодействия колесных машин с дорогой и воздухом. Принципиально по-другому изложены вопросы движения машины по неусовершенствованным дорогам и местности, взаимодействия колеса с деформируемым грунтом. В приложениях приведены некоторые дополнительные сведения и справочный материал, блок-схемы программ расчета параметров с помощью ЭВМ и выводы ряда громоздких формул, даны примеры.

ВВЕДЕНИЕ

Для проектирования колесной машины нужно знать законы, по которым она движется, т. е. надо определить, какие силы действуют на машину и каким образом, как она взаимодействует с внешней средой, что приводит ее в движение и останавливает, что заставляет ее поворачиваться, колебаться или ехать плавно и каким образом и т. д.

Курс «Теория движения колесных машин» посвящен изучению зависимостей, описывающих движение этих машин, влияния основных конструктивных параметров на показатели и характеристики основных эксплуатационных свойств колесных машин.

Задачей курса является изучение движения колесных машин в различных дорожно-эксплуатационных условиях: при прямолинейном движении по ровным твердым поверхностям, при криволинейном движении, движении по деформируемым грунтам, по неровностям и т. д. Знание законов движения колесной машины позволит обосновать технические требования на проектирование, выбрать или рассчитать основные параметры колесной машины, т. е. явится основой первого иерархического уровня ее проектирования.

Одним из первых исследователей законов движения автомобиля был знаменитый русский ученый Н. Е. Жуковский, который еще в 1905 г. установил основные явления, возникающие при качении жестко связанных между собой колес, имеющих различные диаметры, а в 1917 г. дал стройное изложение теории движения автомобиля.

В 1918 г. в МВТУ преподаватель кафедры двигателей, впоследствии академик Е. А. Чудаков, прочитал первые лекции по автомобилям. Позднее он создал учебные курсы, пособия и учебники по всем аспектам, связанным с проектированием и устройством автомобилей. Среди них одно из важнейших мест занимает учебник «Теория автомобиля».

Основные закономерности движения многоосных многоприводных машин и наиболее типичных автомобилей с одной ведущей осью одинаковы. Но есть много и различий, не только количественных, но и качественных. Так, если в машине с одной ведущей осью вопрос о величине и тем более направлении сил, действующих

щих на колеса ведущей и ведомой осей в определенных внешних условиях, решается однозначно, то в многоприводных машинах величина и даже направление сил зависят, кроме того, от соотношения ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. Поэтому (во всяком случае при установившемся движении) изменяются нормальные реакции, действующие на колеса многоосных машин в сравнении с двухосными. В свою очередь, направления и величины сил, действующие в контакте колес с дорогой, непосредственно влияют на показатели и характеристики основных функциональных свойств колесных машин. На эти свойства также влияет многообразие возможных схем трансмиссий, связанное с наличием или отсутствием дифференциалов, различными осевыми и колесными формулами, формулами управления и торможения, приводящими к различным силовым взаимодействиям.

Процессы, происходящие как внутри колесной машины, так и в тех частях, которые непосредственно взаимодействуют с внешней средой, особенно с дорогой, весьма сложны. Колесная машина представляет собой сложную механическую (и не только механическую) систему, состоящую из множества масс и имеющую множество степеней свободы. Рассматривать все движения этой системы одновременно в большинстве случаев нецелесообразно. Например, вряд ли стоит рассматривать сразу движение машины при входе в поворот по какой-то деформируемой поверхности, да еще со случайными неровностями. Такое, конечно, может встретиться. Но методически более правильно рассмотреть (во всяком случае сначала) как движется машина при повороте на плоской поверхности, в том числе и при входе в поворот. Затем можно рассмотреть, как движется она по деформируемой поверхности прямолинейно и с поворотом, а потом — по неровностям. Имея частные, но существенно более простые модели, можно перейти и к более сложным.

Исходя из этого в разных частях курса применены различные модели. В зависимости от цели исследования того или иного процесса сделаны допущения, причем учтены лишь главные движения системы для рассматриваемого случая. Методы изучения движения колесной машины и ее основных свойств могут различаться. Некоторые явления даже в одном курсе могут быть рассмотрены и оценены по-разному. Использование разнообразных методов исследования полезно: оно побуждает к большему анализу, самостоятельности и творчеству.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

§ 1. СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕСА

Прежде чем рассматривать движение всей колесной машины, а также внешние и внутренние силы, действующие на нее, рассмотрим основные зависимости, связанные с работой одного из важнейших устройств машины — колеса. Колесо — движитель колесной машины, посредством колеса осуществляется взаимодействие машины с внешней средой — дорогой. Через колесо передаются силы, которые удерживают машину на дороге, передвигают и останавливают ее, заставляют изменить направление движения.

Несмотря на кажущуюся простоту, колесо является сложным устройством, работа которого в зависимости от поставленной цели и степени точности может изображаться и описываться с помощью различных моделей.

Рассмотрим первоначально движение колеса в одной плоскости — продольной, которая перпендикулярна к опорной плоскости, причем примем, что плоскость вращения колеса совпадает с продольной плоскостью.

Ни колесо, ни поверхность, по которой катится колесо, не являются абсолютно жесткими, а хотя бы незначительно деформируются. Вследствие деформации колеса под действием нормальной реакции R_z опорной поверхности и деформации опорной поверхности под действием нормальной нагрузки колеса P_z колесо касается опорной поверхности не в точке или по линии, параллельной оси колеса, а по опорной площадке, форма которой приближается к эллипсу.

В зависимости от соотношения жесткости колеса в направлении, перпендикулярном к опорной поверхности, называемой в дальнейшем *нормальной жесткостью*, и жесткости опорной поверхности может быть различное соотношение деформаций колеса и опорной поверхности. В соответствии с этим можно условно рассматривать следующие три случая движения колеса.

1. Движение колеса, деформируемого под действием нормальной реакции, по твердой опорной поверхности, когда ее деформация мала в сравнении с радиальной деформацией колеса и ею можно пренебречь.

2. Движение жесткого колеса по деформируемой поверхности, когда нормальная деформация колеса мала в сравнении с деформацией опорной поверхности.

3. Движение деформируемого колеса по деформируемой поверхности, когда деформации колеса и опорной поверхности соизмеримы.

В данной главе будем рассматривать первый случай, наиболее простой и вместе с тем имеющий наибольшее распространение у колесных транспортных машин. Поскольку на машины устанавливают все более эластичные шины, второй случай в настоящее время уже не имеет практического смысла и его можно считать лишь вспомогательным, облегчающим подход к анализу движения колеса в третьем случае, который будет рассмотрен в гл. 7.

Силы и моменты, действующие на колесо. Кроме нормальной реакции R_z на колесо могут действовать различные силы и моменты. В результате их действия шина деформируется в радиальном, тангенциальном и боковом направлениях. Возникают также угловые деформации. Происходит изменение равновесной формы профиля шины и искривление ее радиальных сечений. На все виды деформации шины расходуется значительная энергия. Часть этой энергии, затрачиваемая на трение в материалах шины и на трение в контакте, переходит в теплоту и рассеивается. Большая же часть энергии, определяемая упругим сопротивлением шины, возвращается при обратном деформировании.

Если неподвижное (эластичное) колесо нагружается нормальной нагрузкой P_z (рис. 1, а), элементы профиля шины деформируются симметрично относительно центральной поперечной плоскости колеса. При таком деформировании шины силы упругого сопротивления $R_{уп}$, зависящие лишь от величины деформации и жесткости элементов шины, слева и справа от центральной поперечной плоскости I—I равны по величине. Силы неупругого сопротивления $R_{ну}$, зависящие от демпфирующих свойств и скорости деформирования, также равны. Следовательно, равнодействующая элементарных составляющих этих сил, являющаяся нормальной реакцией R_z опорной поверхности, лежит в центральной поперечной плоскости, т. е. проходит через ось колеса.

При любых видах нагружения, в том числе и при наличии только нормальной нагрузки P_z , деформации элементов шины по длине окружности различны. Верхняя часть шины практически не деформируется. Деформации же нижней части увеличиваются с приближением к опорной площадке, имеющей форму эллипса, в котором большая ось располагается в центральной продольной плоскости колеса, а малая — в центральной поперечной плоскости. В опорной площадке деформации также неравномерны.

Неравномерны по длине и ширине опорной площадки давления $p_{ш}$ грунта на шину. В зависимости от конструкции шин, давления воздуха в них и нагрузки эпюры давлений могут иметь

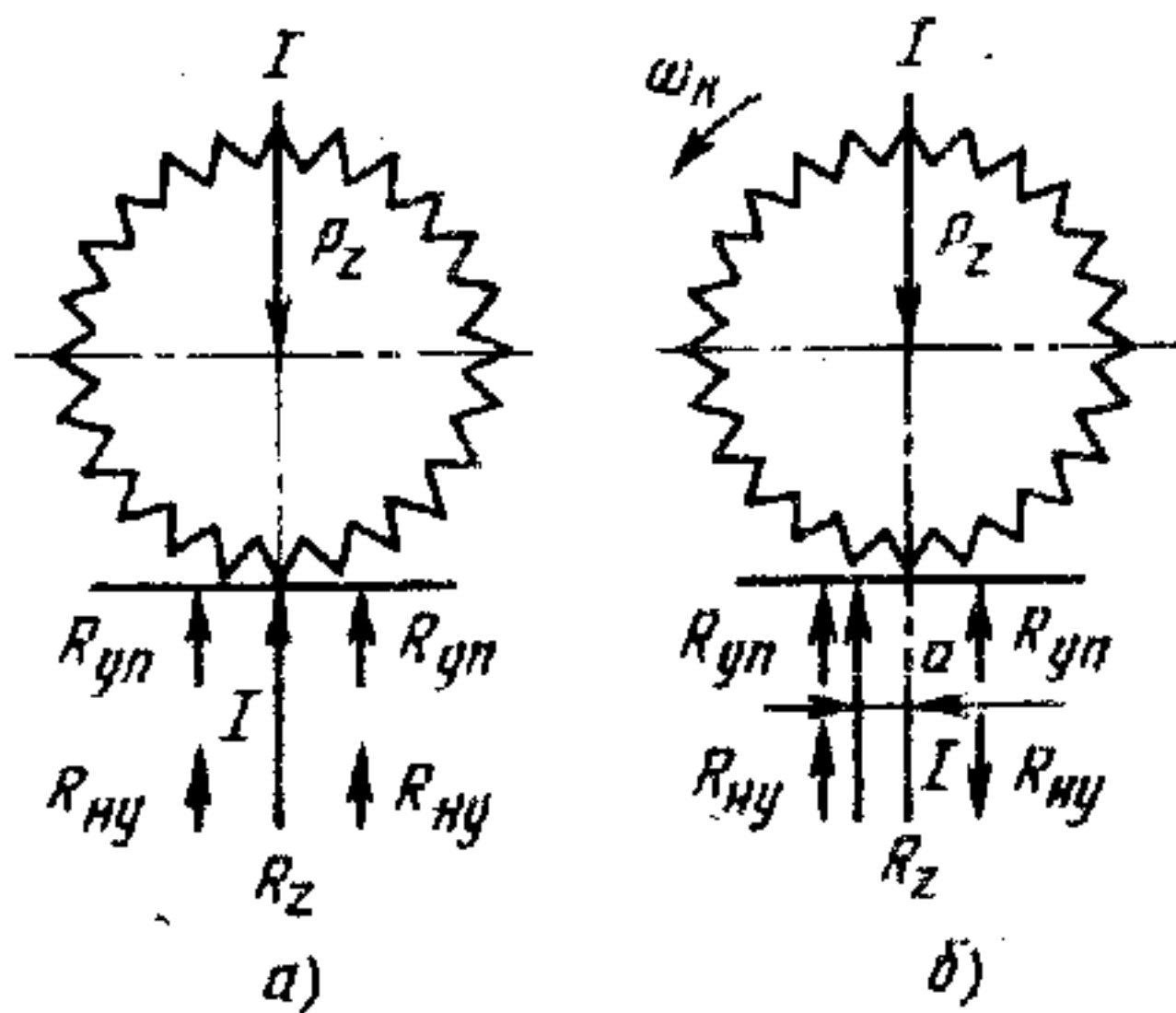


Рис. 1. Силы, действующие на эластичное колесо

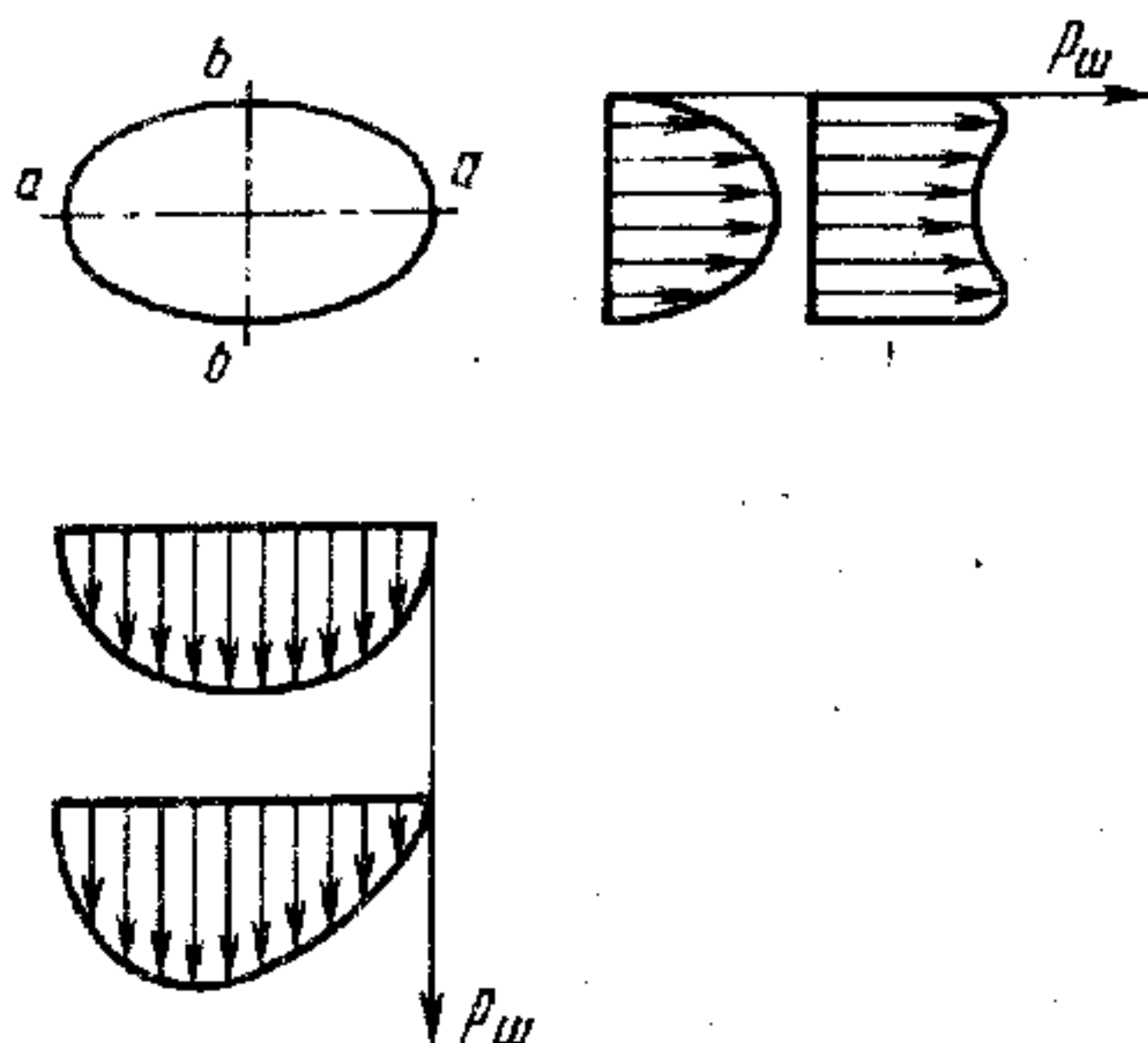
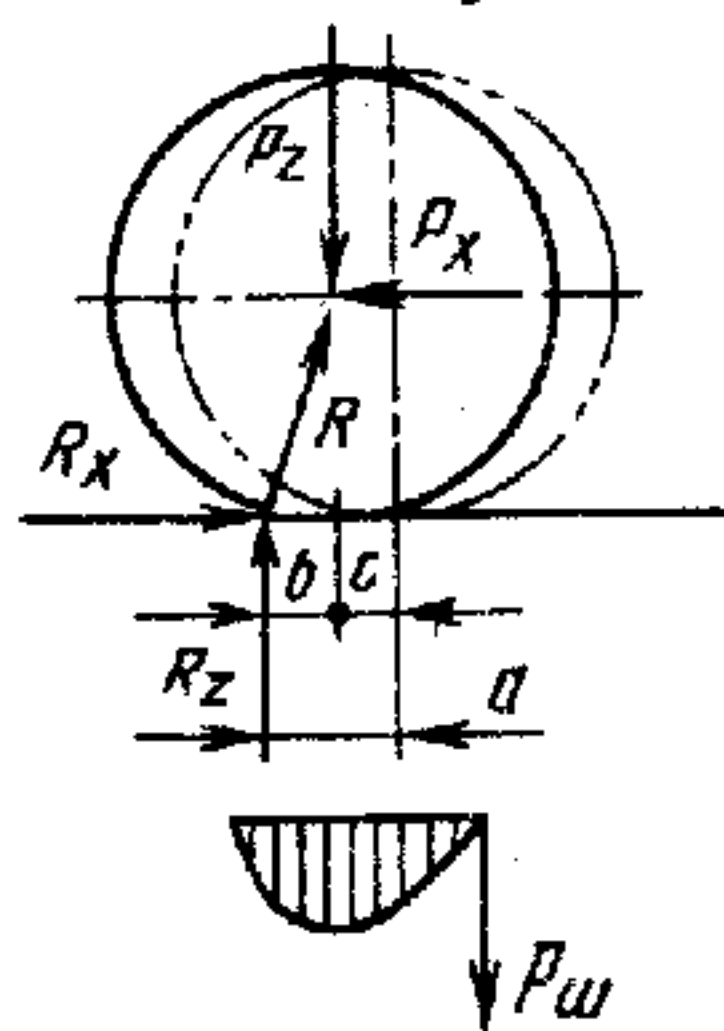


Рис. 2. Эпюры давлений колеса

как трапециевидную, так и параболическую форму (рис. 2). В некоторых случаях, например в направлении поперечной оси bb контактной площадки при относительно жесткой боковине, эпюра удельных давлений имеет седловидный характер.

При качении колеса с угловой скоростью ω_k (рис. 1, б) характер его деформирования несколько изменяется. Как правило, действительное объемное колесо можно заменить плоской моделью и принять, что его контакт с опорной плоскостью осуществляется по отрезку, соответствующему длине опорной площадки. Силы упругого сопротивления R_{yn} в зоне сжатия шины (впереди оси) и в зоне восстановления (сзади оси) так же, как при неподвижном колесе, одинаково направлены и равны. Однако силы R_{ny} неупругого сопротивления, действующие в сторону, противоположную деформации, оказываются направленными в передней части шины в ту же сторону, что и силы упругого сопротивления R_{yn} , а в задней — в противоположную. Таким образом, силы упругого и неупругого сопротивлений при качении колеса в передней части шины складываются, а в задней — вычитаются. Центр давления, или точка приложения нормальной реакции R_z , оказывается расположенным впереди оси колеса на величину a , называемую продольным сносом нормальной реакции.



Если к оси колеса приложена продольная сила P_x (рис. 3), то ось колеса смещается в направлении этой силы на величину c . В результате действительное смещение нормальной реакции от проекции оси определяется разностью $b = a - c$ при любом направлении силы P_x . Равнодействующая R продольной реакции R_x и реакции R_z на-

Рис. 3. Смещение нормальной реакции колеса

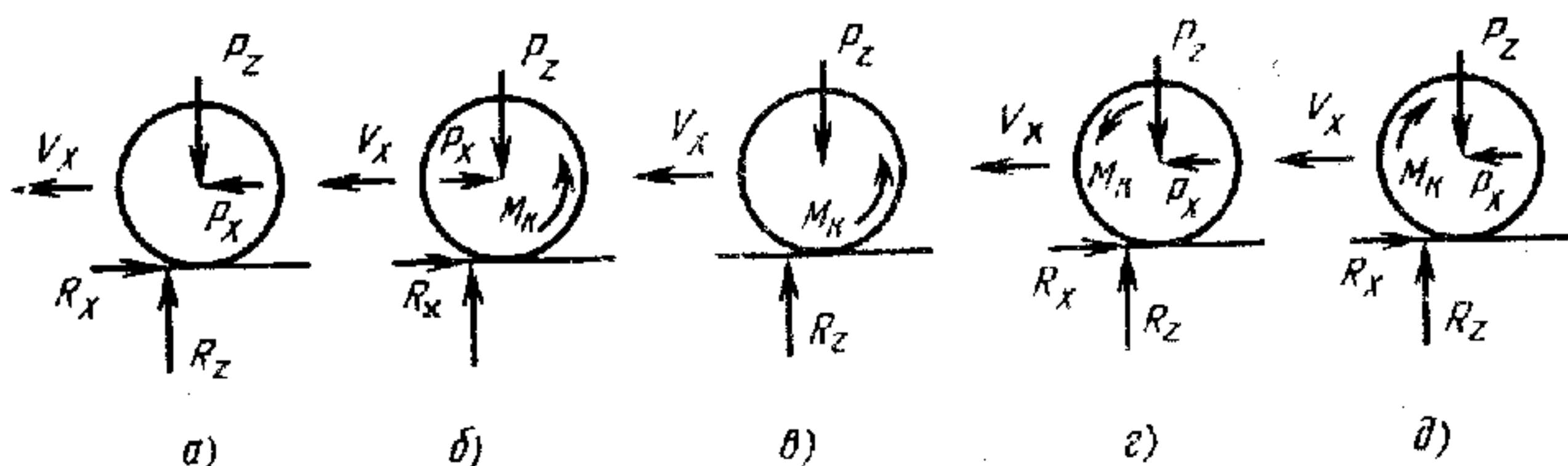


Рис. 4. Силы и моменты, действующие на колесо

правлена к оси колеса и уравнивает силы P_z и P_x . Эпюра давлений по длине отпечатка становится несимметричной.

За счет смещения нормальной реакции R_z создается момент $M_f = aR_z$ относительно оси колеса. Этот момент направлен в сторону, противоположную вращению колеса, и препятствует его качению. Поэтому его называют моментом сопротивления качению колеса.

Режимы силового нагружения. В зависимости от характера и направления сил и моментов, действующих на колесо (рис. 4), различают следующие режимы силового нагружения колеса (колеса показаны условно недеформированными).

1. Ведомый режим качения колеса (рис. 4, а), при котором колесо приводится во вращение продольной силой P_x (называемой толкающей силой P_B), приложенной к оси колеса и совпадающей по направлению со скоростью v_x его продольного перемещения. Крутящий момент колеса при этом равен нулю. В этом режиме почти всегда находятся передние колеса заднеприводных автомобилей или задние колеса — переднеприводных. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть ведомым.

2. Ведущий режим качения колеса (рис. 4, б), при котором колесо приводится во вращение крутящим моментом M_K , вектор которого совпадает с вектором угловой скорости ω_K , и нагружено продольной силой P_x (называемой в данном случае силой тяги колеса P_K), противоположной по направлению скорости продольного перемещения колеса. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть ведущим.

3. Свободный режим качения колеса (рис. 4, в), при котором колесо приводится во вращение крутящим моментом, а продольная сила равна нулю. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть свободным.

4. Нейтральный режим качения колеса (рис. 4, г), при котором колесо приводится во вращение одновременно крутящим моментом и толкающей силой. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть нейтральным.

5. Тормозной режим качения колеса (рис. 4, д), при котором колесо приводится во вращение толкающей силой и нагружено крутящим моментом, вектор которого противоположен вектору

угловой скорости. Колесо, находящееся в таком режиме, будем называть тормозным.

На рис. 5 показана зависимость между силами и моментами при различных режимах 1—5 качения колеса, упомянутых выше.

Из этих режимов наиболее распространенным являются ведущий 2, ведомый 1 и тормозной 5. При установившемся движении свободный 3 и нейтральный 4 режимы бывают у колес многоприводных машин, причем в реальных условиях особенно мала вероятность свободного режима. На дорогах с уклонами свободный и нейтральный режимы могут быть в некоторых случаях и у автомобилей с одной ведущей осью.

Радиусы колеса. Для составления уравнений равновесия и описания движения колеса необходимо ввести понятия о радиусах и скорости колеса. В отличие от жесткого колеса у эластичного колеса можно различить следующие радиусы, величина и наименование которых условны.

С в о б о д н ы й радиус колеса r_c равен половине диаметра наибольшего окружного сечения беговой дорожки колеса при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью.

С т а т и ч е с к и й радиус колеса $r_{ст}$ — расстояние от центра неподвижного колеса, на которое действует только нормальная нагрузка, до опорной плоскости. Его можно определить непосредственно замером или по формуле

$$r_{ст} = r_c - h_z,$$

где $h_z = P_z/c_{шN}$ — прогиб шины под действием нормальной нагрузки P_z ; $c_{шN}$ — нормальная жесткость шины.

Д и н а м и ч е с к и й радиус колеса r_d — расстояние от центра колеса до опорной плоскости при движении колеса. Заметим, что в результате действия центробежных сил на колесо при его вращении и возможности эластичного колеса деформироваться этот радиус стремится увеличиваться с повышением угловой скорости колеса. Вместе с тем с увеличением в любом направлении тангенциальной силы или крутящего момента колеса расстояние от оси колеса до опорной плоскости уменьшается за счет искривления радиального сечения шины (рис. 6, а). Если у колеса, не нагруженного крутящим моментом или продольной

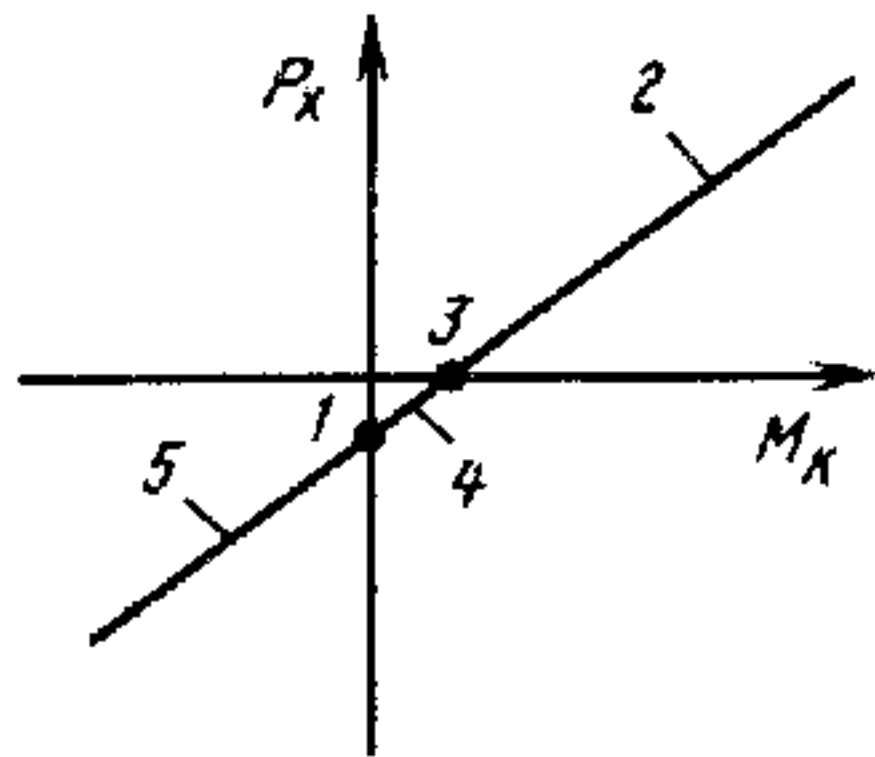


Рис. 5. Режимы качения колеса

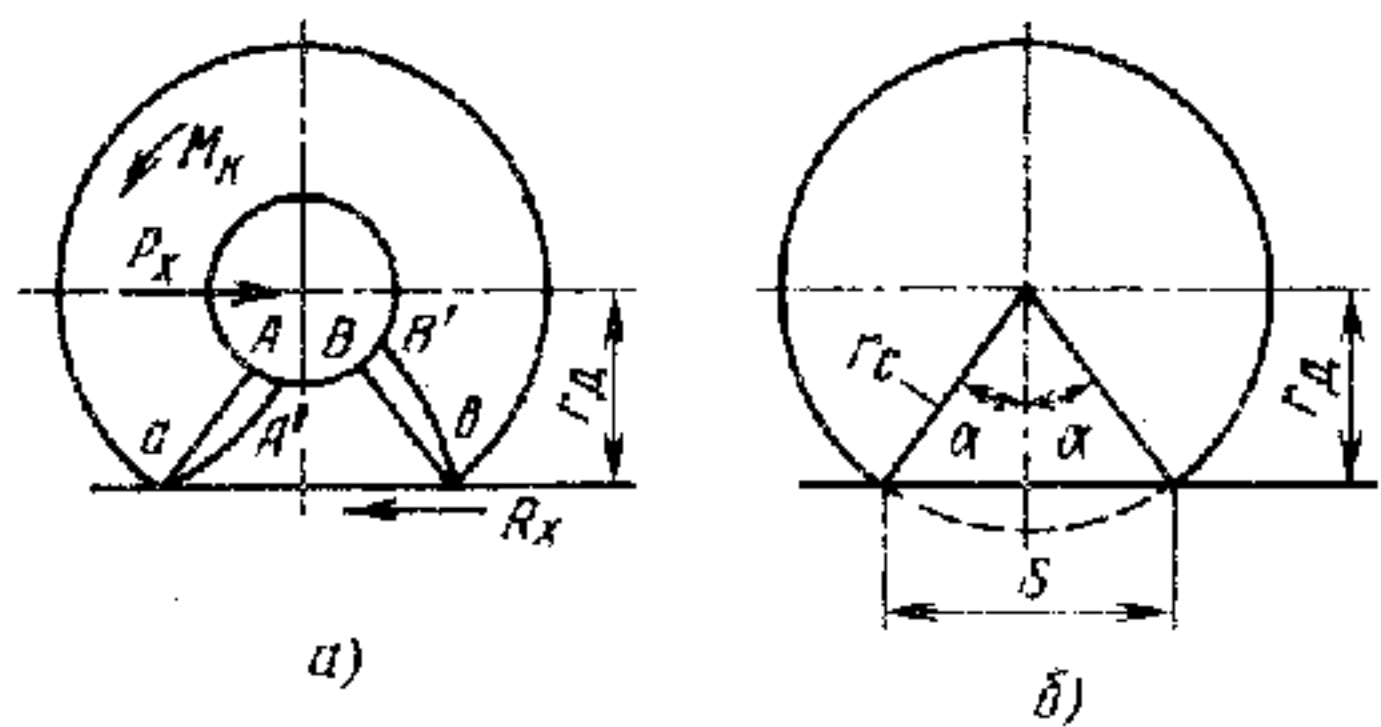


Рис. 6. Деформация шины колеса

реакцией дороги, радиальные сечения были Aa и Bb , то в результате нагружения они должны превратиться в $A'a$ и $B'b$. Так как эти сечения существенно удлинятся не могут, точки A' и B' соответственно опустятся, а с ними опустится и ось колеса. В среднем динамический радиус мало отличается от статического, и для практических расчетов их можно принять равными.

Радиусом качения колеса r_k называют отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости:

$$r_k = v_x / \omega_k. \quad (1)$$

Необходимость в таком радиусе объясняется тем, что вследствие тангенциальной эластичности и проскальзывания отдельных элементов колеса путь S , проходимый колесом за N его оборотов, не равен произведению величины $2\pi N$ на радиус r_d , или тем более r_c , а равен этой величине, умноженной на некоторый фиктивный радиус r_k , т. е. на такой, который нельзя непосредственно измерить. Поскольку этот радиус связывает поступательную и угловую скорости колеса, он является одной из важнейших его кинематических характеристик.

Радиус качения обычно определяют экспериментально путем замера пройденного колесом пути S за N его оборотов. Он может быть определен для любого режима качения колеса как при «чистом» его качении, так и при качении со скольжением, что будет рассмотрено ниже.

При движении колеса в ведомом, свободном и нейтральном режимах, т. е. режимах малого силового нагружения, радиус r_k с достаточной для практических целей точностью можно определить аналитически, связав с другими радиусами, легко непосредственно измеряемыми, но лишь для случая относительно жестких шин, когда длина опорной площадки меньше динамического радиуса колеса.

Если катящееся колесо повернется на угол 2α (рис. 6, б), то пройденный центром колеса при «чистом» качении путь

$$S = 2r_c \sin \alpha. \quad (2)$$

Разложим $\sin \alpha$ в ряд:

$$\sin \alpha \approx \alpha - \alpha^3/3! + \alpha^5/5! - \alpha^7/7!$$

Ввиду сравнительно малой величины угла α достаточно ограничиться первыми двумя членами ряда. Подставив полученное значение $\sin \alpha$ в уравнение (2), получим:

$$|S| = 2r_c (\alpha - \alpha^3/3!). \quad (3)$$

Путь, пройденный центром колеса при повороте на угол 2α , выразим через радиус качения свободного колеса:

$$S = 2r_{k0}\alpha. \quad (4)$$

Из выражений (3) и (4) получаем:

$$r_{\text{кв}} = r_{\text{с}} (1 - \alpha^2/3). \quad (5)$$

Если вместо свободного радиуса колеса ввести динамический радиус $r_{\text{д}}$, то $2r_{\text{кв}}\alpha = 2r_{\text{д}} \operatorname{tg} \alpha$.

Разложив $\operatorname{tg} \alpha$ в ряд и ограничившись первыми двумя членами ряда, после подстановки полученного значения $\operatorname{tg} \alpha$ находим:

$$r_{\text{кв}} = r_{\text{д}} (1 + \alpha^2/3). \quad (6)$$

Исключив из выражений (5) и (6) угол α и преобразовав, их получим:

$$r_{\text{кв}} = 3r_{\text{д}}/(1 + 2r_{\text{д}}/r_{\text{с}}). \quad (7)$$

Как показывают эксперименты, для большинства шин эта формула позволяет определить величину $r_{\text{кв}}$ с ошибкой не более 3 ... 8%.

Радиус качения колеса не является величиной постоянной. Он уменьшается с увеличением крутящего момента или тангенциальной силы, а также тангенциальной эластичности шины. Объясняется это тем, что, если шина нагружена положительным крутящим моментом (или окружной силой), совпадающим с вектором угловой скорости, то та часть шины, которая приближается к контакту с опорной поверхностью или входит в него, сжимается. Происходит упругая деформация шины, которую иногда называют упругим скольжением, и, кроме того, непосредственное скольжение элементов шины относительно опорной поверхности, причем, чем больше продольная сила, тем больше скольжение, особенно неупругое. При действии отрицательного (тормозного) крутящего момента или продольной силы, направленной против движения колеса, к опорной поверхности подходят растянутые элементы шины, упругая деформация, а также скольжение направлены в обратную сторону, вследствие чего путь, проходимый колесом за один оборот, и, следовательно, радиус качения увеличиваются.

Изменение радиуса качения от крутящего момента или продольной силы подчиняется зависимостям:

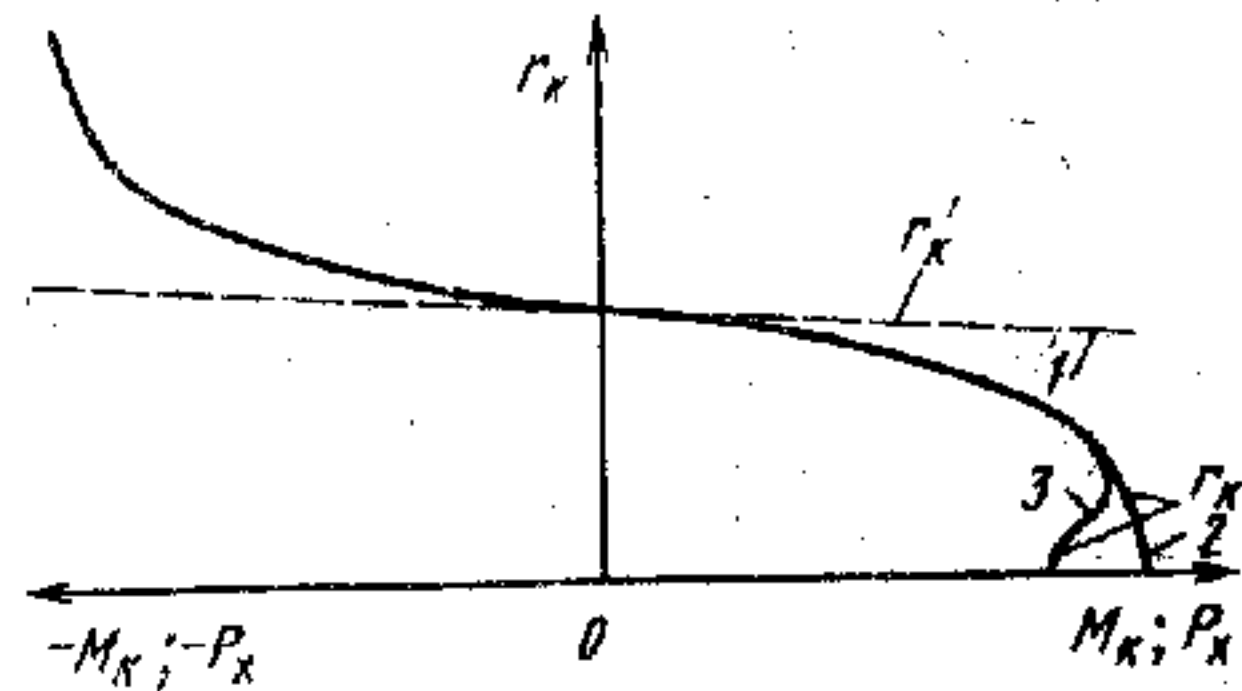
$$r'_{\text{к}} = r_{\text{к0}} - \lambda_{\text{М}} M_{\text{к}}; \quad (8)$$

$$r'_{\text{к}} = r_{\text{к0}} - \lambda_{\text{Р}} P_{\text{к}}, \quad (9)$$

где $r_{\text{к0}}$ и $r_{\text{кс}}$ — радиусы качения соответственно ведомого и свободного колес; $\lambda_{\text{М}}$ и $\lambda_{\text{Р}}$ — коэффициенты, характеризующие изменение радиуса качения от крутящего момента и от продольной силы соответственно, называемые коэффициентами тангенциальной эластичности. Как видно из сравнения выражений (8) и (9), отношение $\lambda_{\text{М}}/\lambda_{\text{Р}}$ приближенно равно $r'_{\text{к}}$.

Характер зависимости радиуса $r_{\text{к}}$ от момента $M_{\text{к}}$ или силы $P_{\text{к}}$ показан на рис. 7. Как видно, при малых значениях момента

Рис. 7. Характерные зависимости радиуса качения от продольной силы колеса



коэффициент изменения радиуса качения колеса постоянен и изменение радиуса качения подчиняется линейному закону. Штриховой линией показано изменение радиуса качения за счет деформации шины колеса, а сплошной — с учетом скольжения элементов шины. В связи с этим можно дополнительно ввести понятие о радиусе качения колеса без скольжения.

При вращении различные точки колеса имеют неодинаковую окружную скорость относительно оси вращения. Скорость, принадлежащую точке, расположенной на наружной поверхности колеса, будем называть тангенциальной скоростью колеса. Вследствие радиальной деформации колеса относительная скорость его в площадке контакта отличается от скорости элементов колеса, находящихся на его периферии, но не в зоне контакта (например, в верхней части колеса), а из-за некоторой протяженности опорной площадки эта скорость неодинакова и по длине ее. Поскольку шина неразрывна, происходят ее упругая окружная деформация и различное скольжение отдельных элементов относительно опорной площадки. В дальнейшем изложении под тангенциальной скоростью колеса в контакте будем понимать условную усредненную скорость v_τ точек колеса в контакте (на рис. 8 колесо условно изображено несдеформированным и скорость v_x принята равной v , поскольку рассматривается прямолинейное движение колеса).

Тогда радиус качения колеса без скольжения

$$r'_k = v_\tau / \omega_k. \quad (10)$$

Поступательная скорость колеса v или скорость центра O колеса относительно опорной поверхности является переносной скоростью (в системе координат, жестко связанной с опорной поверхностью). Поскольку абсолютная скорость равна сумме переносной и относительной скоростей, то, когда векторы их одинаковы по абсолютной величине, но противоположно направлены,

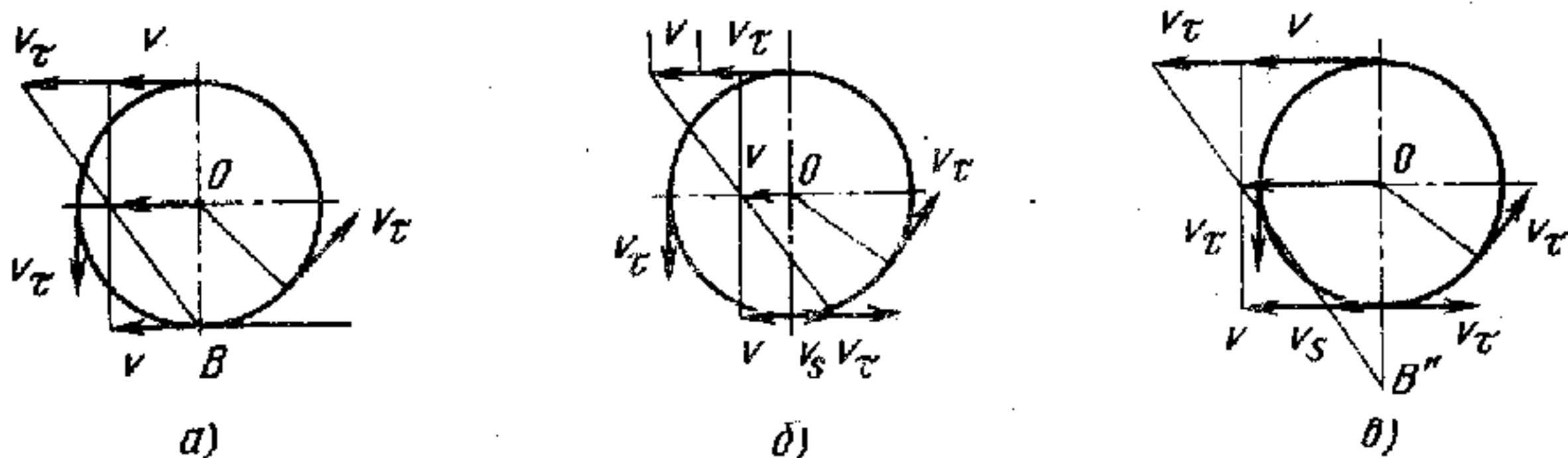


Рис. 8. План скоростей колеса

абсолютная скорость равна нулю. Если мгновенная ось вращения колеса, в которой абсолютная скорость равна нулю, находится на опорной плоскости (точка B), то такой случай условно можно назвать «чистым» качением колеса (рис. 8, а). Условность состоит в том, что различные точки опорной площадки имеют и различные абсолютные скорости, т. е. скользят относительно опорной поверхности. Но в принятом случае есть хотя бы одна нескользящая точка колеса.

Если относительная скорость отличается от переносной не только по направлению, но и по абсолютной величине, то по длине опорной площадки нет ни одной неподвижной точки. Вся опорная площадка шины скользит с некоторой средней скоростью скольжения v_s , а скорость оси колеса определяется как

$$v = v_r - v_s. \quad (11)$$

Мгновенная ось вращения расположена при этом выше опорной плоскости (точка B'), если скорость скольжения положительна, т. е. совпадает с направлением тангенциальной скорости в плоскости контакта (рис. 8, б), или ниже ее (точка B''), если скорость скольжения направлена в противоположную сторону (рис. 8, в).

Расстояния OB , OB' и OB'' , т. е. расстояния между мгновенной осью вращения и геометрической осью колеса, являются радиусами качения условного жесткого колеса, кинематически эквивалентного эластичному колесу.

Установим зависимость между радиусами r_k и r'_k , учитывающую величину коэффициента продольного скольжения (буксования) колеса. Коэффициент продольного скольжения (или просто коэффициент скольжения)

$$s_c = v_s/v_r = 1 - v/v_r. \quad (12)$$

Если скорость скольжения совпадает по направлению с тангенциальной скоростью колеса в контакте, то происходит буксование колеса.

Решая совместно выражения (1), (10)—(12), получаем:

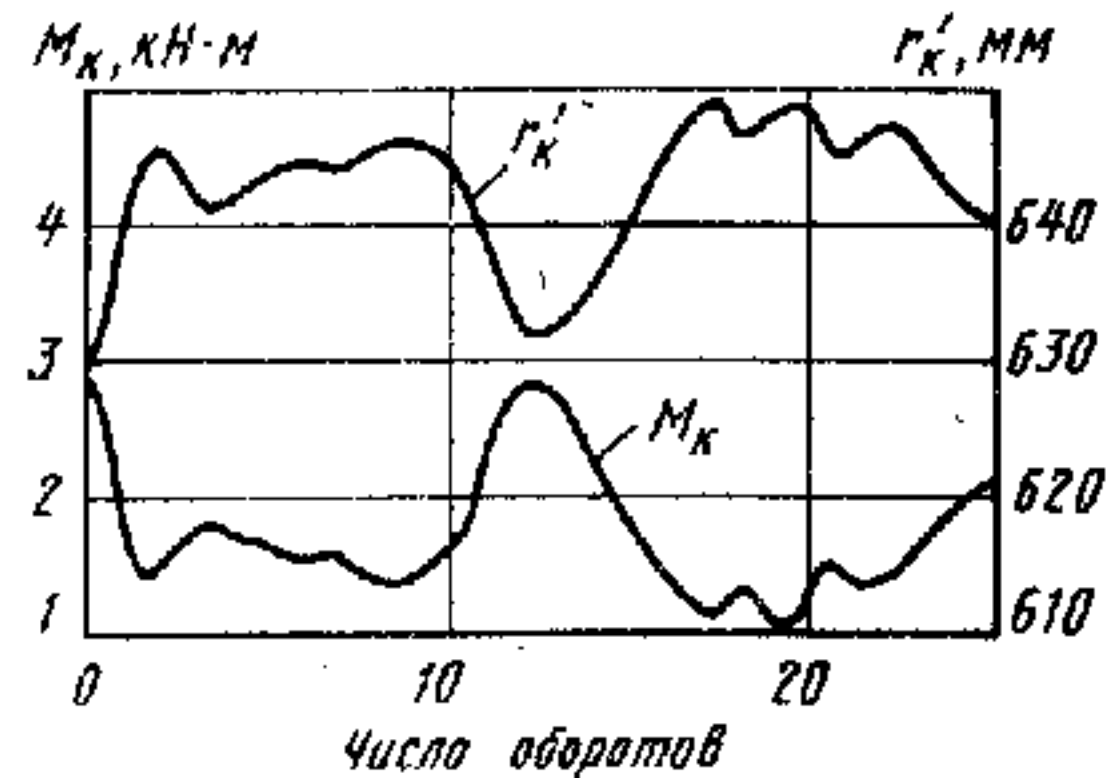
$$r_k = r'_k (1 - s_c). \quad (13)$$

На рис. 7 кривая $r_k = f(M_k)$ показана сплошной линией, а $r'_k = f(M_k)$ — штриховой. Ординаты между этими кривыми равны $r'_k s_c$.

Радиус качения r'_k колеса без скольжения позволяет связать продольную силу колеса с крутящим моментом в соответствии с формулой (14), приведенной ниже, тогда как радиус качения r_k является кинематическим показателем, связывающим поступательную и угловую скорости колеса. Как видно из выражения (13) и рис. 7, при отсутствии скольжения эти радиусы равны.

Величины коэффициентов λ_M и λ_P различны для разных шин и изменяются в зависимости от ряда факторов. Эти коэффициенты, как правило, уменьшаются с увеличением размеров шин, числа

Рис. 9. Характеристика «следящего» свойства шины



слоев корда, зависят от упругих свойств резины, направления нитей корда. Широкопрофильные и радиальные шины имеют меньшую в сравнении со стандартными диагональными шинами тангенциальную эластичность, меньшее значение этих коэффициентов. На тангенциальную эластичность шины мало влияет давление воздуха в ней. Наоборот, очень большое влияние оказывает нормальная нагрузка колеса. С увеличением этой нагрузки шина становится плотнее и меньше деформируется под действием остальных видов нагружения (крутящего момента или продольной силы). При средних эксплуатационных нагрузках коэффициент λ_M находится в пределах 0,003 ... 0,01 мм/(Н·м).

При значительном динамическом нагружении, когда необходимое для деформации шины время превышает время изменения крутящего момента (или силы), зависимости (8) и (9) без дополнительных условий не могут быть использованы. Однако если крутящий момент M_K изменяется относительно медленно, то всегда имеется «следящее» свойство шины, т. е. практически одновременно с изменением крутящего момента изменяется радиус качения r'_K колеса (рис. 9).

Мощностной баланс. Для определения основных преобразующих свойств колеса рассмотрим мощностной баланс колеса.

К ведущему колесу мощность подводится посредством крутящего момента M_K . Часть этой мощности затрачивается на сопротивление качению самого колеса, а другая — передается через ось к корпусу машины, приводя его вместе со всеми остальными частями машины силой R_x в поступательное движение со скоростью, равной скорости колеса v . Поскольку в зоне контакта колеса с опорной поверхностью происходит скольжение элементов шины, следует учесть рассеяние при этом мощности скольжения, которая пропорциональна продольной силе реакции R_x в контактной площадке колеса и скорости скольжения v_s .

Наконец, в общем случае следует учесть еще мощность, затрачиваемую на разгон колеса.

Таким образом, мощностной баланс ведущего колеса можно описать следующим уравнением:

$$M_K \omega_K = M_f \omega_K + R_x v + R_x v_s + M_{на} \dot{\omega}_K$$

где $M_{на} = I_K d\omega_K/dt$ — инерционный момент колеса; I_K — момент инерции колеса; t — время; $d\omega_K/dt$ — угловое ускорение колеса.

В зависимости от режима качения знаки и величины составляющих этого уравнения могут измениться, но структура его остается. Например, при оловодном режиме отпадают второе и третье слагаемые, так как к колесу подводится мощность, необходимая только для качения этого колеса, т. е. отсутствует сила R_x . При тормозном режиме крутящий момент M_K и сила R_x отрицательные, в ведомом $M_K = 0$, в нейтральном — мощность подводится не только через момент, но и силой P_z .

Учитывая выражения (10) и (11) и поделив обе части последнего равенства на v_t , при постоянной скорости получим:

$$M_K/r'_K = M_f/r'_K + R_x = P_{ко}. \quad (14)$$

Левая часть равенства (14) представляет собой силу, которую непосредственно измерить нельзя, поэтому она является фиктивной. Ее можно назвать полной окружной силой $P_{ко}$ колеса.

Первое слагаемое правой части этого выражения представляет собой условную количественную характеристику сопротивления качению колеса, являющуюся силой. Эта сила называется силой сопротивления качению:

$$P_f = M_f/r'_K.$$

В тех случаях, когда движение колеса (а далее и всей машины) исследуют на основании соотношения действующих сил и сил сопротивления, в рассмотрение можно вводить эту фиктивную силу сопротивления качению.

Более общей количественной характеристикой сопротивления качению колеса является безразмерная величина — коэффициент сопротивления качению:

$$f = P_f/P_z.$$

Таким образом, часть полной окружной силы используется на преодоление сопротивления качению этого колеса (P_f), а другая часть (второе слагаемое) представляет собой продольную реакцию R_x опорной поверхности или равную ей, но противоположно направленную силу тяги колеса, которую в данном случае будем обозначать P_K .

Тогда из равенства (14) получаем:

$$P_K = P_{ко} - P_f. \quad (15)$$

Процесс качения колеса описан выше средствами «внешней» механики, дающими достоверные результаты для стационарного режима. При рассмотрении динамических систем, в которых эластичное колесо является одним из составных элементов, существенным является описание взаимосвязи деформаций элементов шины в зоне контакта. Описание одной из возможных моделей качения эластичного колеса как элемента динамической системы приведено

в прил. 1. Поскольку эту модель колеса наиболее целесообразно использовать в общей системе машины, для ее изучения следует ознакомиться с содержанием гл. 2 и 6.

§ 2. СОПРОТИВЛЕНИЕ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА

Как было выше показано, при качении колеса происходят различные деформации шины и опорной поверхности, которые сопровождаются необратимыми потерями. Эти потери определяют сопротивление качению колеса — один из основных видов сопротивления движению всей колесной машины. Необратимые потери при качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности обусловлены следующими причинами: а) внутренним трением в шине; б) проскальзыванием элементов шины по опорной поверхности; в) присасыванием шины к опорной поверхности; г) аэродинамическим сопротивлением.

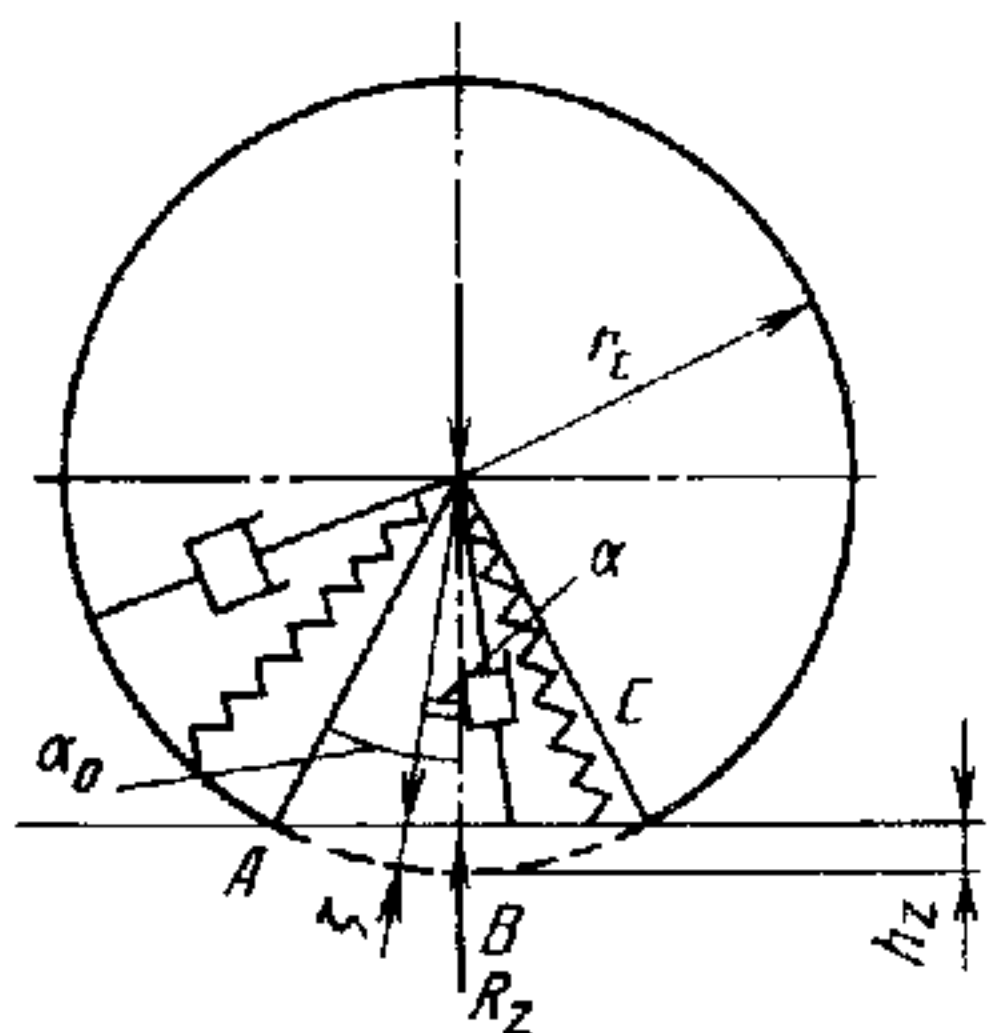
Внутреннее трение в шине вызывается межмолекулярным трением в резине и корде и механическим трением между покрышкой и камерой, покрышкой и ободом колеса, а также между резиной и кордом. Это трение является результатом всех видов деформаций шины, в основном вызванных нормальной нагрузкой. Эксперименты показывают, что потери на различные виды трения в шине ведомого колеса составляют 90 ... 95% всех потерь на качение.

Проскальзывание элементов шины по опорной поверхности является следствием деформаций шины в тангенциальном направлении, т. е. в плоскости контакта. Потери на трение в результате этого скольжения сравнительно невелики и составляют 5 ... 10% для ведомого колеса. С увеличением тангенциальной силы или крутящего момента проскальзывание элементов шины распространяется на большую площадь. При полном скольжении или буксовании колесо перемещается относительно опорной поверхности, потери на трение скольжения достигают максимальной величины и являются основными.

Потери на присасывание шины к опорной поверхности объясняются тем, что в момент соприкосновения отдельных участков протектора с опорной поверхностью образуются (а в некоторых протекторах всегда имеются) замкнутые контуры рисунка, из которых выжимается воздух. В последующем на отрыв шины от дороги требуется затрата дополнительной силы. При наличии влаги на опорной поверхности, которая герметизирует присасываемые участки, потери из-за присасывания, а следовательно, и общие потери на качение возрастают.

Сопротивление качению колеса можно характеризовать различными показателями, причем применение некоторых из них целесообразно в одних случаях, а некоторых — в других. К этим показателям относятся мощность, момент, сила и коэффициент сопротивления качению. Так, например, для определения мощ-

Рис. 10. Модель эластичного колеса



ности, необходимой для движения колесной машины, нужно знать мощности всех видов сопротивлений, в том числе и мощность сопротивлений качению всех колес. Однако сравнивать между собой или оценивать совершенство конструкций шин по минимуму потерь при условии использования различных шин, предназначенных для разных машин, можно лишь по безразмерной величине.

Характеристики сопротивления качению колеса можно определять двумя путями. Первый состоит в раскрытии внутренних связей и явлений, физических процессов, происходящих при качении эластичного колеса, катящегося по твердой или деформируемой поверхности. Второй путь основан на исследовании зависимостей между силовыми и скоростными факторами, получающимися при совместном решении уравнений силового равновесия и мощностного баланса колеса. Несмотря на то что в настоящее время еще нет исчерпывающего решения задачи чисто аналитического определения потерь на сопротивление качению эластичного колеса даже по твердой опорной поверхности, основанного на анализе происходящих в колесе физических явлений, первый путь предпочтительнее второго. При решении вторым путем приходится, как уже было показано, использовать некоторые нереальные, фиктивные величины.

Рассмотрим одну из возможных моделей эластичного колеса (рис. 10). Шина представлена в виде невесомого кольца, имеющего радиус, равный свободному радиусу r_c колеса, упруго соединенного со ступицей.

Пружинами в модели представлены упругие связи, а поршни с цилиндрами условно изображают механизм демпфирования или потерь на гистерезис и проскальзывание элементов шины. Считаем, что все виды деформаций и связанных с ними потерь на трение и проскальзывание приведены к принятым в модели связям. Физические процессы, происходящие в шине в ведомом, свободном и нейтральном режимах, т. е. режимах, в которых силовое нагружение наименьшее, наиболее близки к тем, которые имеются при нагружении и последующем разгрузении неподвижного колеса. Действительно, при качении колеса, нагруженного только нормальной силой, любое его радиальное сечение последовательно деформируется так же, как деформируется радиальное сечение, находящееся в зоне AC контакта неподвижного колеса.

В связи с этим определим потери на сопротивление качению ведомого, свободного и нейтрального колеса, условно считая, что оно претерпевает деформации лишь под действием нормаль-

ной нагрузки, т. е. в радиальном направлении. Будем считать, что работа, затрачиваемая на трение (скольжение) в контакте колеса, приведена к работе сил внутреннего трения радиально деформирующихся элементов шины. Как и выше, сделаем допущение, что модель колеса приведена к плоскости, в соответствии с чем действующие силы и моменты имеют также приведенное значение.

При вертикальном нагружении неподвижного колеса каждый его элемент в зоне контакта переместится с окружности свободного радиуса r_c на величину ζ в радиальном направлении. В соответствии с расчетной схемой

$$\zeta = r_c - (r_c - h_z)/\cos \alpha, \quad (16)$$

где α — текущее значение угла, изменяющегося в пределах угла $\pm \alpha_0$, соответствующего зоне контакта колеса с опорной поверхностью; h_z — наибольшая величина радиальной деформации колеса.

Тогда работа сил внутреннего трения одного элемента при перемещении в направлении к центру колеса в процессе нагружения шины и обратном перемещении в процессе разгрузки $A_1 = 2k\zeta$, где k — удельная сила внутреннего трения в одном элементе модели колеса.

Работа всех элементов колеса при однократном цикле нагружения-разгрузки

$$A = \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} A_1 d\alpha = 2k \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \zeta d\alpha. \quad (17)$$

Подставив в выражение (17) значение ζ по формуле (16), получим:

$$\begin{aligned} A &= 2kr_c \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \{[1 - (1 - h_z/r_c)]/\cos \alpha\} d\alpha = \\ &= 2kr_c \{2\alpha_0 - [1 - (h_z/r_c)] \ln [(1 + \sin \alpha_0)/(1 - \sin \alpha_0)]\}. \end{aligned}$$

Работа $A_{2\pi}$, затрачиваемая на деформацию колеса за один оборот, больше работы при однократном цикле нагружения во столько раз, во сколько раз площадь $S_{2\pi}$ кольца деформации больше площади $S_{\text{сегм}}$ сегмента ABC , т. е.

$$A_{2\pi} = A \frac{S_{2\pi}}{S_{\text{сегм}}} = A \frac{\pi h_z (2r_c - h_z)}{r_c^2 \alpha_0 - r_c (r_c - h_z) \sin \alpha_0}.$$

В то же время, работа, затрачиваемая на передвижение колеса за один оборот,

$$A'_{2\pi} = P_{f_0} 2\pi r_k.$$

Эту работу при равномерном движении и без учета потерь на сопротивление воздуха можно приравнять к работе $A_{2\pi}$.

Тогда сила сопротивления качению ведомого колеса

$$P_{f0} = A_{2\pi} / (2\pi r_k)$$

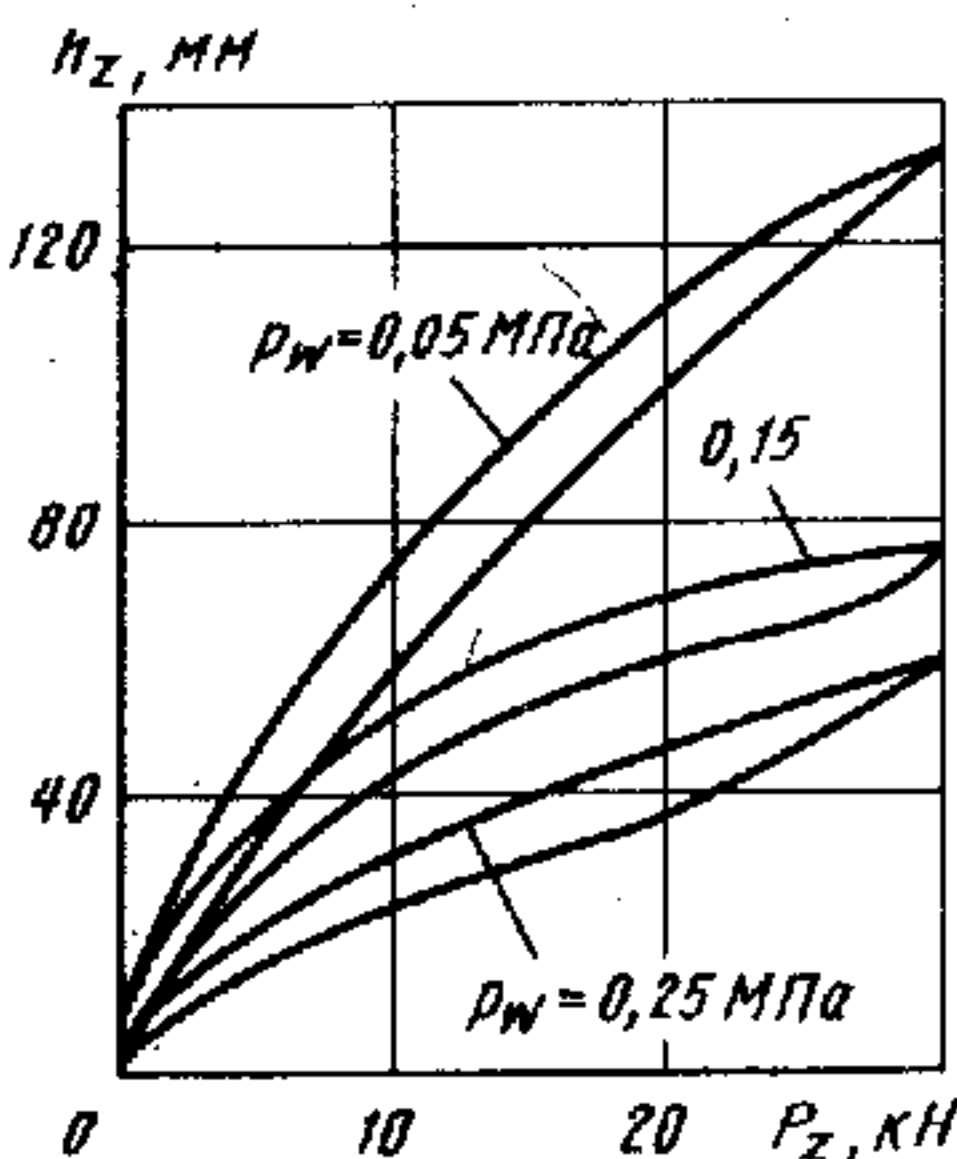
и коэффициент сопротивления качению в ведомом режиме

$$f_0 = P_{f0} / P_z = \frac{k}{P_{2\pi k}} \left[2\alpha_0 - (1 - h_z/r_0) \ln \frac{1 + \sin \alpha_0}{1 - \sin \alpha_0} \right] \times \\ \times \frac{h_z (2r_0 - h_z)}{r_0 \alpha_0 - (r_0 - h_z) \sin \alpha_0}.$$

По этой формуле нельзя непосредственно вычислить величину коэффициента сопротивления качению, так как в ней неизвестна величина удельной силы k внутреннего трения. Однако она дает представление о характере зависимости сопротивления качению от некоторых факторов. Так, при уменьшении нормальной жесткости шины $c_{шN}$ и увеличении вследствие этого ее нормальной деформации h_z сопротивление качению возрастает. При увеличении свободного радиуса колеса r_0 , а также радиуса качения r_k сопротивление качению уменьшается. Нормальная нагрузка колеса мало изменяет коэффициент сопротивления качению, ее величина входит как в знаменатель, так и косвенно через $h_z = f(P_z)$ — в числитель.

Поскольку нормальная жесткость шины в наибольшей степени зависит от внутреннего давления воздуха p_w , увеличиваясь с его повышением, то влияние этого давления на сопротивление качению аналогично влиянию жесткости.

При выводе формул не сделано никаких предположений о зависимости величины k от каких-либо факторов, за исключением того, что она принята независимой от угла α . Метод основан фактически на статическом нагружении шины. Сопротивление качению с использованием этого метода может быть определено в результате вычисления работ на однократное сжатие-расширение шины по петле гистерезиса (рис. 11). Полной тождественности потерь при таком деформировании и качении колеса нет, но с точностью порядка 90 ... 95% метод может быть использован.



Вместе с тем величина k и радиальная деформация h_z зависят от ряда факторов и, в частности, от скорости деформирования. С возрастанием этой скорости, точнее с увеличением частоты колебания оси и скорости качения колеса, значительно уменьшается демпфирование (неупругое сопротивление) шины. При динамическом нагружении изменяется коэффициент $c_{шN}$ нормальной жесткости шины, причем на коэффициент сопротивления качению влияют

Рис. 11. Нагрузочная характеристика шины

не только упругодемпфирующие свойства и процесс взаимодействия шины с опорной поверхностью, но и силы инерции элементов шины. При большой частоте вращения шина в некоторых случаях «не успевает» сдеформироваться на ту же величину, как при медленном нагружении.

Большинство экспериментальных работ показывает, что сопротивление качению практически увеличивается лишь со скоростей качения порядка 50 км/ч, причем особенно интенсивно при скоростях более 100 км/ч. Последнее объясняется динамическими процессами, происходящими в шине. Начиная с определенного значения скорости качения частота деформации элементов шины совпадает с их собственной частотой колебаний. При высоких скоростях качения скорость восстановления формы шины после прохождения зоны контакта ниже скорости выхода элементов из контакта. В результате из контакта выходят невосстановленные элементы, которые под действием упругих и инерционных сил начинают колебаться. Эти колебания сопровождаются внутренним трением в материале шины, что приводит к резкому нарастанию потерь на качение. При больших скоростях качения наблюдаются видимые колебания беговой дорожки в зоне выхода из контакта и поверхность шины становится волнообразной. Скорость, при которой начинается волнообразование, называется критической скоростью по волнообразованию. Эта скорость должна быть выше максимальной скорости колесной машины.

Еще раз следует подчеркнуть, что явления, происходящие в эластичном колесе при его качении и деформациях, весьма сложны и связаны со многими факторами. Поэтому не всегда возможно установить прямое влияние некоторых из них на сопротивление качению. Однако кроме перечисленных выше зависимостей сопротивления качению от конструктивных и эксплуатационных факторов можно привести еще несколько. Так, вследствие повышения упругости и снижения потерь на гистерезис при увеличении размера шин, уменьшении отношения высоты профиля шины к ее ширине и улучшении рецептуры резины коэффициент сопротивления качению уменьшается. При скоростях движения до 120 км/ч наименьшим сопротивлением обладают радиальные шины.

Существует ряд эмпирических и полуэмпирических формул, позволяющих по некоторым данным определять коэффициент сопротивления качению, устанавливая его зависимость от скорости. Некоторые из этих формул приведены в прил. 2.

Большое влияние на сопротивление качению оказывает давление воздуха в шине, поскольку с давлением воздуха изменяется нормальная жесткость шины.

Ниже приведены значения коэффициентов сопротивления качению f_0 , полученные при испытаниях стандартных шин в ведо-

мом режиме в зависимости от дорожного покрытия и его состояния.

Асфальтобетонное:	
в хорошем состоянии	0,008 ... 0,015
в удовлетворительном состоянии	0,015 ... 0,020
Гравийное в хорошем состоянии	0,020 ... 0,025
Булыжное:	
в хорошем состоянии	0,025 ... 0,030
с выбоинами	0,035 ... 0,050
Грунтовая дорога:	
сухая укатанная	0,025 ... 0,035
после дождя	0,050 ... 0,150
Обледенелая дорога	0,015 ... 0,030
Снежная укатанная дорога	0,030 ... 0,050

Как видно, на сопротивление качению влияют еще ровность и влажность опорной поверхности. На неровной дороге возникают дополнительные деформации шины под действием динамической нагрузки.

При передаче через колесо крутящего момента или тангенциальной силы, как было указано выше, происходит дополнительная деформация, сопровождающаяся потерей энергии. Выполненный анализ формул, связывающих момент, силу и радиус качения колеса в ведомом и ведущем режимах, подтвержденный многими экспериментами, показал, что сопротивление качению ведущего колеса, вызванное дополнительной деформацией шины, возрастает пропорционально квадрату крутящего момента, подчиняясь следующей зависимости:

$$f_M = \lambda_M M_K^2 / (P_z r_{ко} r'_K),$$

где f_M — дополнительная составляющая коэффициента сопротивления качению.

Логично также и то, что сопротивление качению возрастает с увеличением тангенциальной эластичности шины (коэффициент λ_M), поскольку возрастают ее окружные деформации. Как будет показано ниже, нелинейность увеличения величины f_M в функции M_K является важным обстоятельством, которое следует учитывать при конструировании силового привода многоприводных колесных машин.

Таким образом, коэффициент сопротивления качению ведущего колеса можно условно рассматривать состоящим из двух частей:

$$f = f_0 + f_M.$$

При установившемся движении с обычными эксплуатационными скоростями практически любых колесных машин без прицепов по дорогам с покрытием, т. е. по твердой опорной поверхности, дополнительная составляющая f_M сравнительно невелика. Существенное значение она имеет при больших крутящих моментах колес, необходимых для движения машин по плоским дорогам и местности или по усовершенствованным дорогам, но на подъеме или с прицепом.

§ 3. СЦЕПЛЕНИЕ КОЛЕСА С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Контакт деформируемого колеса с опорной поверхностью осуществляется по определенной площадке, поэтому при действии направленной в любую сторону реакции этой поверхности происходит скольжение хотя бы части элементов шины. С увеличением продольной реакции (как тяговой, так и тормозной сил) изменяются окружная деформация шины колеса, радиус качения, а значит (при той же угловой скорости), изменяется поступательная скорость колеса. Одновременно изменяется и относительная скорость, т. е. скорость скольжения элементов шины.

На плоской твердой опорной поверхности сцепление можно уподобить трению скольжения. Если до настоящего времени не установлены точные физические законы трения, хотя трение является одним из самых распространенных явлений природы и встречается почти во всех задачах механики, то тем более это можно отнести к сцеплению. Практически при определении силы сцепления пользуются законами, которые представляют собой только некоторое приближение к действительности.

У резины как основного материала шины в начальный момент скольжения сила трения резко увеличивается, а затем при повышении скорости скольжения — уменьшается. Не совсем строго, но качественно эту закономерность можно применить и к шине, имея также в виду, что с увеличением продольной реакции увеличивается относительное количество скользящих элементов шины, определяющих зону скольжения и уменьшающих зону сцепления опорной площадки.

При рассмотрении качения колеса большее практическое значение имеет не скорость скольжения, а коэффициент скольжения s_0 колеса. Тогда зависимость силы, а при постоянной нормальной нагрузке колеса зависимость коэффициента продольной силы колеса $K_P = P_x/P_z$ от коэффициента скольжения s_0 колеса с эластичной шиной приобретает вид, показанный на рис. 12.

При прямолинейном движении колеса величину продольной реакции, а в общем случае величину результирующей (продольной и боковой) реакции в опорной плоскости при полном скольжении будем называть силой сцепления колеса (P_ϕ). Отношение силы сцепления к нормальной нагрузке колеса назовем коэффициентом сцепления

$$\phi = P_\phi/P_z.$$

Заметим, что величину коэффициента сцепления целесообразно определять именно при полном скольжении с целью большей определенности. Так, боковое движение колеса без движения его в продольном направлении может быть только при полном скольжении.

Наибольшая величина коэффициента K_P продольной силы, иногда называемая максимальным коэффициентом сцепления ϕ_{\max} ,

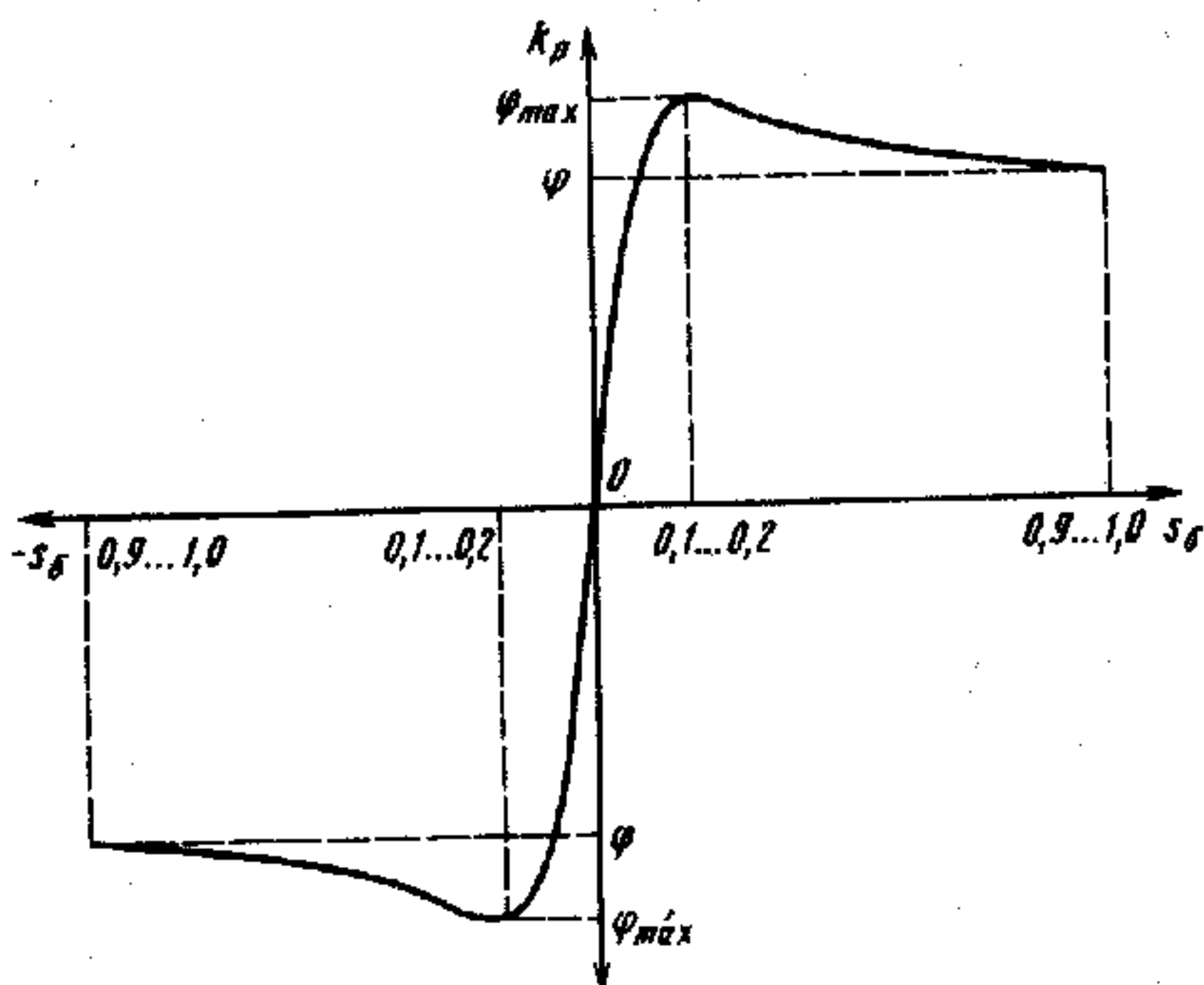


Рис. 12. Характерная зависимость коэффициента продольной силы от коэффициента скольжения

на твердых опорных поверхностях обычно соответствует 10 ... 15%-ному скольжению колеса. При достижении максимальной силы начинается быстрое увеличение коэффициента скольжения колеса, сопровождающееся, как указано выше, уменьшением силы сцепления. В большинстве случаев при некотором значении коэффициента скольжения величины силы и коэффициента сцепления стабилизируются. Проводя не абсолютно строгую аналогию сцепления с трением, можно условно принять, что максимальный коэффициент сцепления (при малом перемещении практически только за счет гистерезиса шины, а не относительного перемещения поверхности отпечатка по опорной поверхности) соответствует коэффициенту сцепления в состоянии покоя. Его величина при значительном скольжении соответствует коэффициенту сцепления в состоянии движения, который на большинстве твердых сухих поверхностей для стандартных шин примерно на 20 ... 25% меньше коэффициента сцепления в состоянии покоя.

При небольших значениях коэффициента продольной силы скольжение колеса практически не влияет на основные силовые и кинематические параметры колеса. Однако, когда этот коэффициент становится значительным, а расчеты и практика показывают — более (0,4 ... 0,6) φ_{\max} , скольжение колеса следует учитывать. Так, если машина интенсивно разгоняется и на ее колесах используются высокие значения коэффициента продольной силы, то при пробуксовывании колес зависимость радиуса качения от продольной силы соответствующим образом изменяется. Эта зависимость будет уже соответствовать не прямой 1, а кривой 2 или 3 (см. рис. 7), причем последняя кривая для твердой поверхности наиболее вероятна. Соотношение между угловой и поступательной скоростью колеса будет существенно зависеть от значения продольной силы.

Забегаая вперед, отметим, что особенно неблагоприятным является уменьшение сцепления колеса вследствие скольжения при

торможении, когда колесо блокируется, т. е. имеет 100%-ное скольжение. При этом не только снижается необходимая для торможения сила, но колесо не способно сопротивляться боковой силе.

Различают коэффициенты сцепления в продольном и боковом направлениях.

Коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью зависит прежде всего от рода и состояния сцепляющихся тел — шины и опорной поверхности. На сухих твердых и относительно ровных опорных поверхностях, где контакт шины с опорной поверхностью осуществляется лишь по внешней поверхности шины, коэффициент φ в основном зависит от свойств опорной поверхности. Это объясняется тем, что фрикционные свойства всех шин (имеются в виду обычные шины) почти одинаковы. Некоторое различие коэффициентов φ шин с одинаковой резиной может быть следствием неодинаковой формы и направления рисунка протектора. Так, продольные канавки протектора увеличивают сцепление шины в боковом направлении, а поперечные — в продольном. У специальных шин, например шин с металлическими шипами, коэффициенты сцепления с теми же поверхностями, конечно, иные.

Коэффициент φ , хотя и не в очень большой степени, но зависит от площади контакта. Объясняется это тем, что с увеличением площади отпечатка шины колеса возрастает число микронеровностей, охватываемых отпечатком шины, поэтому в большинстве случаев с увеличением его площади растет и коэффициент сцепления.

Площадь отпечатка зависит от размеров и конструкции шины, а для данной шины — от нагрузки колеса и внутреннего давления воздуха в шине p_w , которое является определяющим фактором нормальной жесткости шины. Чем меньше давление воздуха в шине, чем мягче сама шина, тем больше деформация и площадь отпечатка шины и больше (хотя и не намного) коэффициент сцепления.

Некоторое влияние на коэффициент φ оказывает скорость качения колеса. Для процесса деформации шины, внедрения элементов ее поверхности во впадины микронеровностей или выступов дороги в шину требуется время. Поэтому при движении с большой скоростью элементы шины могут «не успеть» сделать это, колесо движется как бы по верхушкам микронеровностей, что приводит к некоторому снижению коэффициента сцепления.

Весьма большое влияние на величину коэффициентов сцепления оказывает влажность опорной поверхности. На мокрых поверхностях коэффициент φ_m меньше, чем коэффициент φ_s на сухих поверхностях. Исключением является движение по некоторым опорным поверхностям, например по влажному песчаному грунту. Вследствие связности частиц влажного, более плотного песка коэффициент φ_m получается большим, чем при движении по сухому сыпучему песку.

На уменьшение сцепления колеса с мокрой поверхностью значительно влияют скорость качения колеса, а также некоторые конструктивные показатели шины.

При движении колеса по мокрой дороге контакт его можно разделить на следующие три последовательные зоны: 1) зону, в которой колесо и дорога разделены слоем воды; 2) промежуточную переходную зону, где начинается касание неровностей дороги и протектора, но эффект этого касания сравнительно невелик; 3) зону, где вода из-под выступов рисунка протектора выдавлена в канавки и площадь фактического контакта протектора с шероховатой поверхностью дороги приблизительно равна площади контакта с сухой поверхностью. Последнюю зону практически можно считать участком трения без смазочного материала.

Приняв эти положения за основу и полагая, что под движущееся колесо как бы «вбивается» водяной клин, можно для определения величины коэффициента сцепления колеса с мокрой недеформируемой дорогой воспользоваться формулой

$$\varphi_m = (1 - kv_m/l\rho_v) \varphi_c,$$

где k — опытный коэффициент, характеризующий ровность дороги, конструкцию шины, форму контакта, неравномерность контактного давления по ширине опорной площадки колеса, вязкость жидкости; l — длина опорной площадки; ρ_v — среднее по ширине опорной площадки давление на выступы шины.

Как видно, величина φ_m линейно снижается с ростом скорости v_m и при определенном ее значении становится равной нулю. Скорость, при которой водяной слой распространяется на всю зону контакта (колесо под действием гидродинамических сил как бы всплывает и начинается его аквапланирование) называется скоростью аквапланирования.

Средние значения коэффициентов φ при движении по различным опорным поверхностям можно принимать в соответствии с табл. 1.

В связи с тем что коэффициент K_p продольной силы колеса изменяется в зависимости от коэффициента скольжения (буксования) и скорости скольжения колеса, которое обладает инерцией и соединено упругой связью с валом двигателя, также обладающим инерцией, процесс буксования колеса можно лишь условно рассматривать как статический, установившийся. Как показывают эксперименты, при буксовании крутящий момент или продольная реакция колеса имеют колебательный характер.

Момент и реакция колеса изменяются при этом в диапазоне от значений их при максимальном коэффициенте сцепления до значений, соответствующих полному буксованию. Частота колебаний момента и силы зависит от жесткости трансмиссии и шины и моментов инерции системы двигатель—колесо.

Т а б л и ц а 1

Опорная поверхность	Коэффициент сцепления шин		
	высокого давления	низкого давления	высокой проходимости
Асфальтобетонное покрытие:			
сухое	0,50 ... 0,70	0,70 ... 0,80	0,70 ... 0,80
мокрое	0,35 ... 0,45	0,45 ... 0,55	0,50 ... 0,60
покрытое грязью	0,25 ... 0,45	0,25 ... 0,40	0,25 ... 0,45
Щебеночное покрытие:			
сухое	0,50 ... 0,60	0,60 ... 0,70	0,60 ... 0,70
мокрое	0,30 ... 0,40	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,55
Грунтовая дорога:			
сухая	0,40 ... 0,50	0,50 ... 0,60	0,50 ... 0,60
после дождя	0,20 ... 0,40	0,30 ... 0,45	0,35 ... 0,50
в период распутицы	0,15 ... 0,25	0,15 ... 0,25	0,20 ... 0,30
влажная	0,35 ... 0,40	0,40 ... 0,50	0,40 ... 0,50
Снег:			
рыхлый	0,20 ... 0,30	0,20 ... 0,40	0,20 ... 0,40
укатанный	0,15 ... 0,20	0,20 ... 0,25	0,30 ... 0,50
Обледенелая дорога, лед	0,08 ... 0,15	0,10 ... 0,20	0,05 ... 0,10

§ 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК ШИН

При испытаниях шин находят их геометрические и силовые параметры, а также характеристики и коэффициенты, определяющие взаимодействие колеса с опорной поверхностью.

Испытания шин и колес проводят на стендах в лабораториях, с помощью специальных динамометрических тележек на дорогах и непосредственно на машинах. В последнее время все шире входят в практику испытания шин на масштабных моделях. В этом случае закономерности, полученные на моделях, переносят на полноразмерные шины с учетом масштабов модели и существующих законов подобия.

Для определения нормальной жесткости используют пресс, имеющий механизм нагружения и систему регистрации деформации. С помощью специального устройства, например гидравлического привода, плита, на которую опирается колесо, деформирует шину в направлении оси регистрируемым усилием. Одновременно измеряют и деформацию шины. Замеры необходимо делать как при увеличении нагрузки, так и при уменьшении ее. В результате получается характеристика, показанная на рис. 11. Испытания проводят при нескольких давлениях воздуха в шине, по несколько раз при каждом давлении с тем, чтобы обеспечить достаточную достоверность результатов.

На таком же стенде можно определять статические радиусы колеса и площади контактов шин. Для определения площади контакта шину покрывают краской, а под шину подкладывают

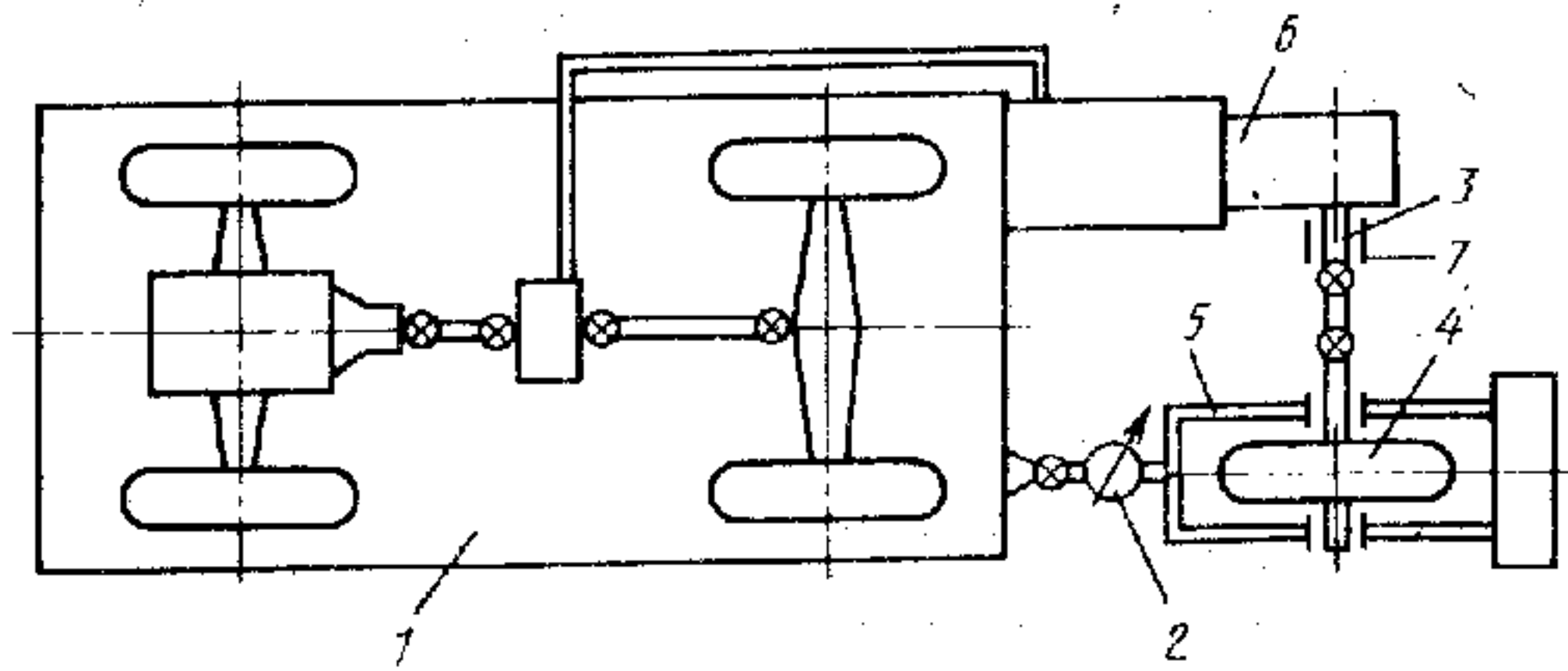


Рис. 13. Динамометрическая тележка для испытаний шин

бумагу, после чего измеряют полную площадь и площадь по выступам рисунка протектора. Для записи эюр распределения нормальных давлений и касательных напряжений по контактной площадке применяют специальные измерительные преобразователи, устанавливаемые или в опорной поверхности, или в протекторе шины. Для измерения напряжений в контакте движущегося колеса используют тензорезисторы и пьезоэлектрические преобразователи.

Одновременно с регистрацией напряжений выявляют проскальзывание элементов протектора шины фотографированием поверхности контакта через прозрачную опорную поверхность с нанесенной на нее масштабной сеткой.

Для определения радиусов качения, сопротивления качению и сцепления широко используются динамометрические тележки, схема одной из которых показана на рис. 13.

Тележка буксируется автомобилем-тягачом 1. Различная нагрузка на испытуемое колесо 4, установленное в раме 5 тележки, создается грузами 8. С помощью специального привода 6 к колесу может подводиться крутящий момент, что в сочетании с продольной силой, передаваемой через динамометрическое устройство 2, обеспечивает возможность проводить испытания в любом режиме качения колеса. При этом система привода должна обеспечить регулирование величины крутящего момента в диапазоне от нуля до максимальной по сцеплению колеса с дорогой.

Крутящий момент измеряется тензорезисторами 3, наклеенными на тензометрический вал. С помощью токосъемников 7 сигналы тензорезисторов снимаются с вращающегося вала и передаются в магнитограф или осциллограф для обработки.

Радиус качения колеса $r_k = S/(2\pi N)$, где S — пройденный колесом путь, м; N — число оборотов колеса, совершенных на этом пути. Для регистрации оборотов используют многоразрывные прерыватели, которые позволяют определять не только целое число, но и доли оборота колеса. Для регистрации пути наиболее употребительным является прибор «путь — скорость — время» с «пятым» колесом. Специально тарированное «пятое» колесо

крепят шарнирно к машине, а ось колеса соединяют гибким тросом с прибором. Прибор регистрирует число оборотов колеса, время движения и пересчитывает в путь и скорость движения.

Если колесо отъединено от привода, то показание P_d динамометра равно силе сопротивления качению P_{f_0} в ведомом режиме. Коэффициент сопротивления качению $f_0 = P_{f_0}/P_z$, где P_z — нагрузка, приходящаяся на колесо (с учетом веса самого колеса). Если к колесу подводится крутящий момент, а продольная сила, регистрируемая динамометрическим устройством, направлена по направлению движения, то можно определить величину f в ведущем режиме:

$$f = f_0 + [(M_k/r'_k) - P_d]/P_z.$$

Для определения радиуса качения без скольжения r'_k по формуле (9) необходимо знать коэффициент тангенциальной эластичности λ_p . Он может быть найден из выражения $\lambda_p = (r_{ki} - r_{kj})/(M_{ki} - M_{kj})$ в результате определения крутящих моментов колеса и радиусов качения при двух разных режимах i и j и значениях моментов, не превышающих $(0,4 \dots 0,6) M_{k \max}$, где $M_{k \max}$ — максимальный по сцеплению крутящий момент. При этом функция $r_k = f(M_k)$ должна быть линейна.

Эти же испытания позволяют определить зависимость радиуса качения от крутящего момента и от продольной реакции.

Коэффициент продольной силы и коэффициент сцепления определяют следующим образом. Уменьшают крутящий момент двигателя вплоть до полного отключения двигателя от ведущих колес. В случае необходимости на автомобиле-тягаче даже включают тормоза. Одновременно увеличивают крутящий момент испытуемого колеса. Испытание и замеры проводят до полного буксования колеса. Коэффициент сцепления находят из выражения $\varphi = P_{дб}/P_z$, где $P_{дб}$ — сила, показанная динамометром при полном буксовании (скольжении) колеса.

Необходимо отметить, что в этих, как и во всех других экспериментах, связанных с определением сил, крутящих моментов, поступательных и угловых скоростей, регистрируемые величины не являются установившимися. Приборы регистрируют фактические величины, практически непрерывно изменяющиеся во времени. Поэтому зарегистрированные показания необходимо обрабатывать в строгом соответствии с требованиями порядка обработки экспериментальных данных. В настоящее время существуют методики и программы для обработки результатов экспериментов с помощью ЭВМ.

Коэффициенты сопротивления каче-

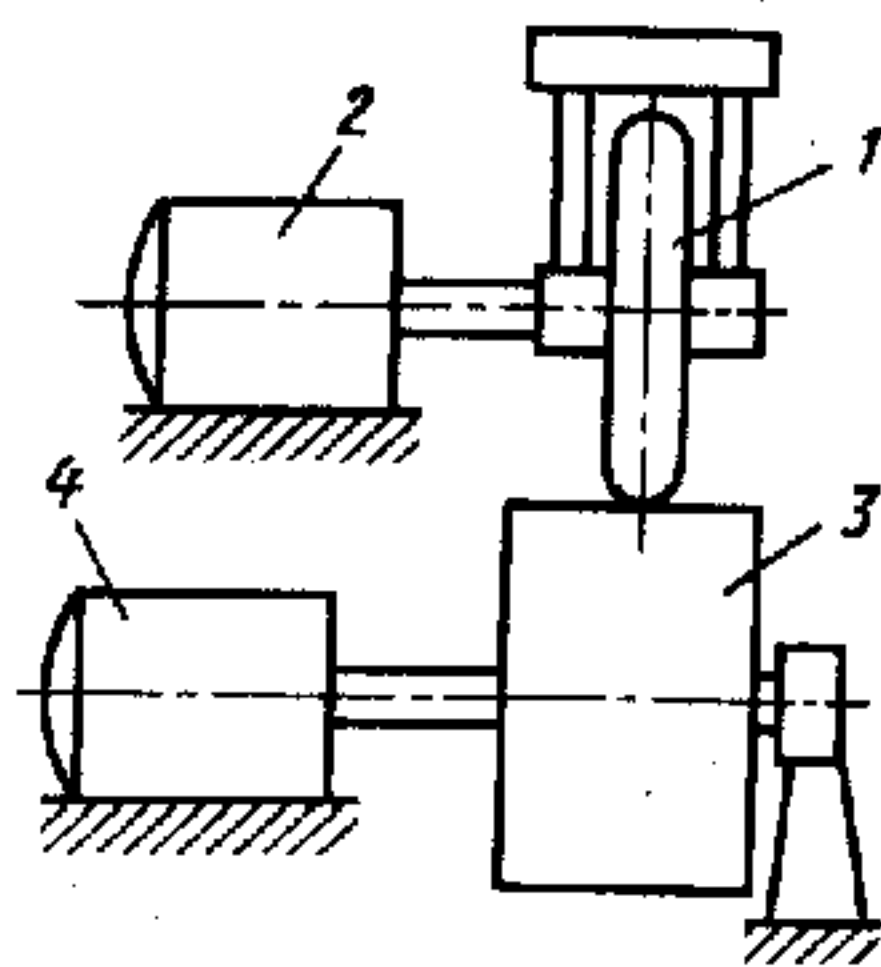


Рис. 14. Стенд с беговым барабаном

нию и сцепления определяют также на стендах с беговым барабаном (рис. 14) или с вращающимся диском. В этих случаях барабан или горизонтальный диск, по которому катится колесо, имитирует дорогу. В первом случае электродвигатель 2 вращает колесо 1, опирающееся на барабан 3, а тормозной генератор 4 создает изменяемое по желанию экспериментатора сопротивление качению колеса.

Недостатками стенда с беговым барабаном являются наличие кривизны у поверхности, имитирующей дорогу, и несоответствие покрытия барабана фактическому дорожному покрытию.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите и охарактеризуйте режимы качения колеса.
2. Назовите и охарактеризуйте радиусы колеса.
3. Под действием каких факторов изменяется радиус качения колеса?
4. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на коэффициент тангенциальной эластичности?
5. Из каких составляющих состоит мощностной баланс ведущего колеса?
6. В чем отличие силы тяги от полной окружной силы колеса?
7. Чем вызываются потери при качении колеса?
8. Какие Вы знаете физические модели колеса?
9. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на сопротивление качению?
10. Каковы (приблизительно) величины сопротивления качению колеса по некоторым видам поверхностей?
11. Что называется силой и коэффициентом сцепления колеса?
12. Каков характер изменения силы сцепления от скольжения колеса?
13. Какие конструктивные и эксплуатационные факторы влияют (и как) на сцепление колеса с твердой опорной поверхностью?
14. Как можно экспериментально определить сопротивление качению колеса в ведомом и в ведущем режимах?
15. Как можно экспериментально определить коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью?