

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская, И.В. Чичекин

ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Учебник

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебника для студентов, обучающихся по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» и направлению подготовки дипломированных специалистов «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы»

Москва 2010

УДК 629.33 (075.8)
ББК 39.33
А23

Рецензент А.В. Гулиа, д.т.н.

Агейкин Я.С., Вольская Н.С., Чичекин И.В.
А23 Проходимость автомобиля: учебник. – М.: МГИУ, 2010. – 275 с.

ISBN 978-5-2760-1741-1

Учебник охватывает весь круг вопросов рабочей программы по курсу «Теория автомобиля». В нем рассмотрены условия работы автомобилей вне дорог, с твердым покрытием, теория движения автомобиля по мягким грунтам с учетом неровности грунтовой поверхности и возможности криволинейного движения; аналитические и экспериментальные методы оценки проходимости автомобилей. Дан анализ конструктивных элементов машины и дополнительных съемных средств, повышающих проходимость. Изложена методика выбора конструктивных параметров автомобиля для получения заданного уровня проходимости.

Для студентов специальности «Автомобиле- и тракторостроение» и научных работников, занимающихся конструированием и эксплуатацией автомобилей.

УДК 629.33 (075.8)
ББК 39.33

ISBN 978-5-2760-1741-1

© МГИУ, 2010
© Агейкин Я.С., 2010
Вольская Н.С., 2010
Чичекин И.В., 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
1. ОЦЕНКА ДОРОЖНО-ГРУНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИСПЫТАНИИ АВТОМОБИЛЯ.....	6
1.1. Физико-механические характеристики грунтов.....	8
1.2. Деформируемость грунтов в зависимости от режима нагружения.....	28
1.3. Методы оценки механических свойств грунтов	40
2. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ГРУНТОВЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ	46
2.1. Физические процессы, происходящие при взаимодействии колеса с грунтом	47
2.2. Взаимодействие многоколесного движителя с грунтом при различных схемах связи между колесами и режимах движения	68
2.3. Особенности движения автомобиля по грунту на криволинейных участках пути.....	83
3. ДВИЖЕНИЕ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПО НЕРОВНОЙ ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ	102
3.1. Взаимодействие колеса с неровной грунтовой поверхностью	102
3.2. Взаимодействие с грунтом колес второй оси автомобиля	111
3.3. Взаимодействие колесного движителя двухосной машины с грунтовой поверхностью со случайным микропрофилем	113
3.4. Взаимодействие многоосной колесной машины с неровной грунтовой поверхностью	117
3.5. Определение показателей проходимости многоосной колесной машины при движении по неровной опорной поверхности.....	126

4. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБИЛЯ.....	150
4.1. Оценочные показатели	151
4.2. Методы экспериментального определения параметров грунта и проходимости автомобиля	155
4.3. Методика расчета показателей проходимости автомобилей с использованием ЭВМ	173
4.4. Прогнозирование проходимости, производительности и расхода топлива.....	184
5. АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОВЫШАЮЩИХ ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ.....	192
5.1. Двигатель	192
5.2. Трансмиссия и двигатель	205
5.3. Параметры подвески и компоновки автомобиля	209
5.4. Дополнительные средства повышения проходимости автомобиля	220
6. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЕГО ПРОХОДИМОСТЬ	229
6.1. Основные предпосылки выбора параметров автомобилей повышенной и высокой проходимости.....	229
6.2. Методика выбора ориентировочных параметров автомобиля	233
6.3. Оптимизация параметров, определяющих проходимость автомобиля.....	261
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	271
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	272

ПРЕДИСЛОВИЕ

Под проходимостью понимается эксплуатационное свойство, определяющее возможность движения (выполнения транспортных функций) в ухудшенных дорожных условиях, по бездорожью и при преодолении различных препятствий.

Проходимость автомобиля имеет исключительно важное значение вследствие особенностей территории и дорожной сети; большое число автомобилей используется на составляющих около половины протяженности дорожной сети грунтовых дорогах, в том числе в разбитом и размокшем состоянии, на временных путях, проходящих непосредственно на местности.

От транспортных средств высокой проходимости в значительной мере зависит возможность освоения новых экономических районов.

Развитие транспортных средств высокой проходимости и строительство дорог должно быть согласовано. Применение вездеходных автомобилей, безусловно, целесообразно там, где строительство дорог ввиду малого объема грузопотоков нерентабельно. Использование автомобилей повышенной проходимости имеет важное значение и в районах с хорошо развитой дорожной сетью, что связано с необходимостью подвоза грузов в места, отстоящие в стороне от дороги.

Рассмотрение проходимости автомобилей необходимо не только при создании новых автомобилей, в наибольшей мере приспособленных к конкретным тяжелым дорожным условиям их использования, но и для повышения эффективности использования большого парка автомобилей на грунтовых дорогах в периоды распутицы, зимой.

За истекший период после первого издания книги Я.С. Агейкина «Проходимость автомобилей» в области проходимости автомобилей проведено большое число исследований, накоплен новый материал по статистическим характеристикам грунтовых поверхностей и грунтовых дорог, выявлены новые закономерности по взаимодействию колесного движителя с различными грунтами, разработаны более современные модели движения и расчетные

методы по оценке проходимости автомобилей и нахождению оптимальных параметров автомобиля, определяющих проходимость.

Авторами наибольшее внимание в эти годы уделено исследованию особенностей движения колесных машин по неровным грунтовым поверхностям и разработке методов статистической оценки физико-механических свойств грунтовых поверхностей.

Основное внимание в книге уделено физической сущности процессов взаимодействия автомобиля с грунтом и возможности практического использования рассматриваемых методов оценки проходимости автомобилей и выбора основных параметров автомобиля, определяющих его проходимость.

Потеря проходимости возможна по следующим причинам: недостаточной силы тяги для преодоления сопротивления движению; потери устойчивости (опрокидывания, сползания); невозможности вписаться в габаритные ограничения; чрезмерных колебаний корпуса (кузова) и динамических нагрузок.

В связи с этим проходимость рассматривается как интегральное свойство, характеризующее тягово-скоростные возможности, поворачиваемость, устойчивость и плавность хода в экстремальных условиях.

1. ОЦЕНКА ДОРОЖНО-ГРУНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИСПЫТАНИИ АВТОМОБИЛЯ

Тягово-скоростные возможности движения автомобилей в разнообразных дорожно-грунтовых условиях движения ограничиваются степенью ровности, фрикционными свойствами, деформируемостью опорных поверхностей, в том числе и грунтовых (грунт, почва, снежный покров и др.).

Фрикционные свойства дорожных поверхностей изучены наиболее полно. В качестве оценочного показателя принят коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью несмотря на то, что он не является независимой характеристикой дороги. На дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления определяется, главным образом, состоянием покрытия, характеризуемым

его шероховатостью, степенью загрязнения, увлажнения или обледенения. В значительно меньшей степени он зависит от конструкции шин. В литературных источниках имеются обобщенные данные по фрикционным свойствам дорожных поверхностей.

Степень ровности дорожно-грунтовых поверхностей характеризуется спектром микро- и макронеровностей, а также наличием геометрических препятствий. Микро- и макронеровности оказывают существенное влияние на скорость движения, которая ограничивается ввиду колебаний автомобиля и снижения его тяговых возможностей. Эти вопросы достаточно хорошо изучены применительно к дорогам и очень мало для естественных грунтовых поверхностей.

Влияние различных препятствий, встречающихся при движении автомобиля вне дорог, исследовано так же мало. В зависимости от оказываемого воздействия на автомобиль геометрические препятствия подразделяют на уклоны; барьерные препятствия (большой протяженности), профиль которых описывается сочетанием наклонных и ступенчатых линий; дискретные препятствия (пни, кочки, валуны и т.д.). Геометрические препятствия вызывают как снижение скорости движения, так и потерю проходимости (застревание). В качестве оценочных показателей используют углы уклонов; высоту и крутизну порогов, уступов; ширину и глубину рвов, канав; высоту дискретных препятствий.

Деформируемость и фрикционные (сцепные) свойства различных грунтов исследованы достаточно полно механикой грунтов для больших массивов грунта при сравнительно небольших относительных деформациях. Закономерности механики грунтов представляют основу при рассмотрении взаимодействия автомобиля с грунтом. Однако деформируемость верхнего почвогрунтового слоя механикой не изучена.

Значительные исследования механических свойств почвогрунтового слоя, пригодного для агротехнической обработки, проведены специалистами сельского хозяйства [33]. В последнее время большое внимание было уделено изучению уплотняемости и разрушению структуры почвы под воздействием колесных и гусеничных машин. Однако исчерпывающие данные по деформируемости грунтов (снега) в различное время года отсутствуют.

Многочисленные исследования деформируемости грунтов проводились специалистами автомобилестроения [1,7,8,13,14,22] с учетом специфики взаимодействия колес автомобиля с грунтом для всех встречающихся видов и состояний почвогрунтового слоя и снежного покрова.

Физико-механические характеристики грунтов, определяющие проходимость колесных машин, ниже рассматриваются подробно.

1.1. Физико-механические характеристики грунтов

Основным отличием грунта от сплошного тела является то, что твердые частицы грунта не образуют сплошной массы, а занимают лишь часть его объема, причем прочность связи между отдельными частицами значительно меньше прочности материала самих частиц.

При действии внешней нагрузки на грунт происходит перемещение и сдвиг отдельных твердых минеральных частиц. Кроме общих закономерностей, которым подчиняется деформация сплошных тел, деформация грунта имеет целый ряд особенностей.

Механические свойства грунта определяются главным образом, его гранулометрическим составом (размерами твердых частиц), влажностью, плотностью и дерновым покровом. Основу классификации грунтов обычно составляет различие гранулометрического состава. Во-первых, гранулометрический состав грунта практически постоянен во времени, в то время как влажность, плотность и его дерновый покров в течение года изменяются существенно; во-вторых, влияние влаги в грунте на его свойства в большой степени зависит от размеров твердых частиц.

От размера твердых частиц зависит общая их площадь поверхности раздела, а следовательно, число молекул, находящихся на поверхности частиц. Эти молекулы имеют некоторую избыточную энергию ввиду того, что силы их взаимного притяжения не израсходованы полностью на межмолекулярное сцепление. Поэтому молекулы поверхностного слоя способны совершать значительную работу. Чем меньше размер частиц, тем больше сила сцепления между ними и прочнее связь водой. При умень-

шении размера частиц до 0,1 мкм и менее (глинистые частицы) наступает качественный скачок, суммарная площадь поверхности значительно возрастает и играет доминирующую роль в поведении грунта, который начинает проявлять свойства коллоида.

Виды грунтов

В зависимости от условий образования и поведения под нагрузкой все грунты целесообразно разделить на четыре группы: связные, несвязные (песчаные), заболоченные (торфяные) грунты, снег.

Связные грунты – грунты с большим содержанием глинистых частиц. Состояние связных грунтов характеризуется влажностью (консистенцией). Наиболее распространенной характеристикой консистенции грунта является характеристика по пределам Аттерберга: текучести (W_L) и пластичности (W_p). Предел текучести соответствует такой влажности, при незначительном превышении которой грунт переходит в текучее состояние. Устойчивость под нагрузкой и связность грунта становятся незначительными. Предел пластичности характеризует влажность, при которой грунт из пластичного состояния переходит в твердое. Разность между пределами текучести и пластичности называется числом (индексом) J_p пластичности.

Виды связных грунтов в зависимости от гранулометрического состава и числа пластичности приведены в табл. 1.

Таблица 1

Грунт	Содержание глинистых частиц, %	Число пластичности J_p
Легкий суглинистый	3...12	0...7
Суглинистый	12...18	7...10
Тяжелый суглинистый	18...25	10...15
Глинистый	более 25	более 15

Отношение влажности грунта к влажности, соответствующей пределу текучести, называют относительной влажностью. Относительная влажность является важным показателем связного грунта. Уплотнение связных грунтов происходит лишь при отно-

сительной влажности 0,4...0,65. При увеличении относительной влажности более 0,65 механические свойства грунта резко снижаются.

Для характеристики состояния связных грунтов используют также показатель консистенции

$$J_L = (W - W_p) / (W_L - W_p). \quad (2)$$

Связные грунты обладают малой фильтрационной способностью. Поэтому они консервативны, медленно размокают и просыхают. Их деформация под действием нагрузки изменяется во времени. При $J_L = 0,5...0,75$ они обладают значительной липкостью. При выпадении осадков наибольшему увлажнению подвержены разрыхленные грунты (пашня), несколько меньшему – задернованные почвы (стерня, луг) и наименьшему – уплотненные грунты (грунтовые дороги).

В сухом состоянии связные грунты обладают достаточно высокими механическими свойствами.

Свойства песчаных (несвязанных) грунтов в наименьшей степени зависят от влажности. С повышением влажности их сопротивляемость внешним нагрузкам сначала несколько увеличивается, а затем уменьшается. Плотность песчаных грунтов оказывает наибольшее влияние на их механические свойства. В зависимости от гранулометрического состава песчаные грунты подразделяют на крупно-, средне- и мелкозернистые и пылеватые.

Песчаные грунты характеризуются значительной фильтрационной способностью. Они быстро размокают и просыхают. Их деформируемость мало изменяется в зависимости от времени действия нагрузки. Проезжаемость песчаных грунтов существенно повышается при наличии дернового слоя, а также при уменьшении толщины слоя. Образование колеи на песчаных грунтах тем интенсивнее, чем однороднее песок по гранулометрическому составу, меньше в песке пылеватых и глинистых фракций и ниже влажность песка. Наиболее тяжелыми для движения являются дюнные пески, отсортированные по фракциям.

Болота и заболоченные грунты подразделяются на три вида: сплошные болота, у которых торф располагается непосредственно на минеральном дне; сапропелевые болота, у которых торфя-

ная кора подстиляется органическими или полуорганическими илами (сапропелями); сплавинные болота с торфяной корой плавающей на воде. Заболоченные грунты отличаются исключительно большой пористостью. Их способность воспринимать нагрузки определяется прочностью и толщиной дернового слоя.

Снежная целина представляет большие трудности для движения автомобилей. Возможность движения по снежному покрову определяется его механическими свойствами и глубиной. Механические свойства снежного покрова зависят от его плотности, структуры и температуры. В зависимости от структуры снежинок снег подразделяют на пушистый, метелевый и зернистый. Пушистый снег характеризуется большими размерами снежинок (5...6 мм) и малой плотностью (0,06...0,12 г/см³). В первоначальном виде сохраняется недолго. Метелевый снег имеет диаметр снежинок 1...2 мм, плотность 0,2 г/см³ и более. Зернистый снег образуется из пушистого и метелевого в результате его таяния или перекристаллизации. Состоит из ледяных зерен диаметром до 4 мм, имеет плотность 0,25 г/см³ и более. Процессы перехода снежного покрова из одного вида в другой необратимы. При снижении температуры механические свойства снега несколько повышаются.

При рассмотрении проходимости автомобилей используются следующие физические параметры и механические характеристики грунтов:

Физическими характеристиками грунта являются влажность, плотность, пористость и коэффициент пористости.

Влажность W – отношение массы воды, содержащейся в порах, к массе твердых частиц. Влажность определяется в относительных единицах или процентах.

Плотность γ – отношение массы грунта (включая массу воды в его порах) к занимаемому объему, г/см³.

Пористость n – отношение объема пор к объему грунта.

Коэффициент пористости e – отношение объема пор к объему твердых частиц (скелета)

$$e = \frac{n}{(1 - n)}.$$

Механические характеристики

Компрессионная характеристика – зависимость между давлением q и изменением коэффициента e пористости – характеризует уплотняемость грунтов под действием внешней нагрузки (рис. 1)

$$e = -A \cdot \ln(q + p_0) + c,$$

где A , p_0 , c – параметры, определяемые по трем точкам кривой.

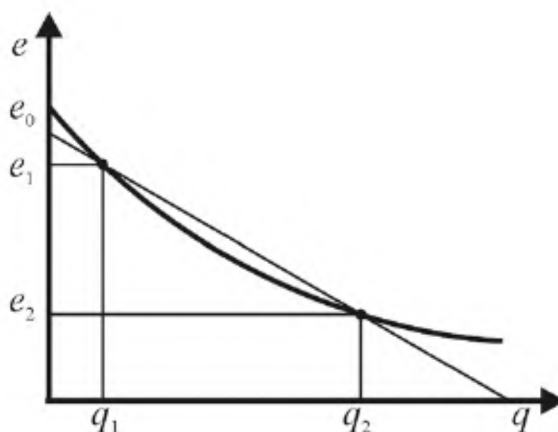


Рис. 1. Компрессионная характеристика грунта

При изменениях давления (0,1...0,5 МПа) компрессионную кривую заменяют прямой

$$e = -c_c \cdot q + e_0,$$

где c_c – коэффициент сжимаемости (уплотнения);

$$c_c = (e_1 - e_2) / (q_2 - q_1);$$

e_0 – исходное значение коэффициента пористости.

При $c_c \leq 0,1 \text{ МПа}^{-1}$ грунт малосжимаемый; при $0,1 < c_c < 0,5 \text{ МПа}^{-1}$ – средней сжимаемости; $c_c > 0,5 \text{ МПа}^{-1}$ – сильно сжимаемый.

Зависимость между давлением и водопроницаемостью грунта – закон ламинарной фильтрации грунта, согласно которому скорость фильтрации воды в порах грунта прямо пропорциональна гидравлическому градиенту, т.е. отношению потери напора к длине пути фильтрации

$$Q_v = \kappa_v J_v,$$

где Q_v – расход воды, отнесенный к единице площади поперечного сечения, или скорость фильтрации;

J_v – гидравлический градиент, потери напора на единицу пути фильтрации;

κ_v – коэффициент фильтрации.

Эта зависимость необходима для учета влияния скорости автомобиля на деформацию грунта под колесами, так как уплотнение грунта при ограниченном времени действия нагрузки в значительной мере определяется водопроницаемостью грунта.

Зависимость между давлением и сопротивлением сдвигу является основной прочностной характеристикой грунта

$$\tau = q \cdot \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0, \quad (1)$$

где τ – удельное сопротивление сдвигу, МПа;

c_0 – внутреннее сцепление грунта, МПа;

φ_0 – угол внутреннего трения.

В сопротивление грунтов сдвигу всегда входит сопротивление их внутреннему трению, что присуще только дисперсным материалам. У сплошных тел сопротивление сдвигу определяется (особенно в момент начала скольжения) лишь силами сцепления. Внутреннее трение грунта представляет собой сопротивление взаимному сдвигу частиц и, в известных пределах, прямо пропорционально давлению, передаваемому на твердый скелет грунта. Внутреннее трение между твердыми частицами грунта, насыщенного водой, будет возникать лишь от той части нагрузки, которая передается на скелет грунта. Принимается, что $\varphi_0 = \operatorname{const}$ и $c_0 = \operatorname{const}$. На самом деле величина $c_0 \neq \operatorname{const}$ для всех давлений, так как каждой плотности грунта соответствует определенное сцепление. Угол внутреннего трения, определяемый по экспериментальным характеристикам (рис. 2), будет несколько завышенной, так как фактически величина $q \cdot \operatorname{tg} \varphi_0$ учитывает некоторую долю сцепления, зависящую от уплотняющей нагрузки, неодинаковой для разных точек характеристики.

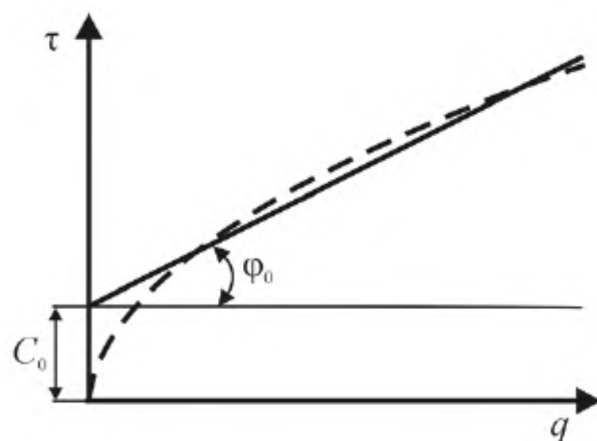


Рис. 2. Прочностная характеристика грунта

Угол φ_0 внутреннего трения и внутреннее сцепление c_0 суглинистого грунта изменяются в зависимости от коэффициента e пористости грунта (рис. 3). Силы сцепления с увеличением коэффициента пористости грунта (уменьшением плотности) значительно снижаются, угол внутреннего трения с уменьшением плотности возрастает.

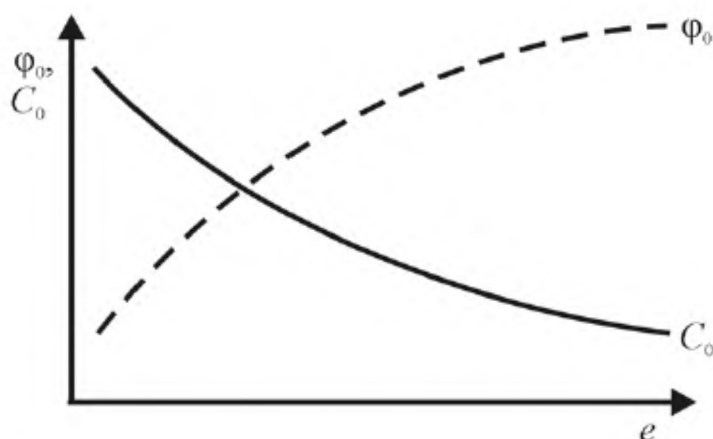


Рис. 3. Зависимость величин φ_0 и c_0 от пористости

Деформируемость грунта

При проектировании и испытании автомобилей повышенной проходимости наибольшее значение имеет характеристика деформируемости грунта, которая является комплексной, синтезирующей механические характеристики грунтов. Она дает представление о поведении грунта при воздействии нагрузки.

Физико-механические процессы, происходящие в грунте, при воздействии на него колесного или гусеничного движителя очень сложны. Они зависят от свойств как грунта, так и движителя. Чтобы исключить влияние многообразных параметров движителя и использовать независимые (инвариантные) характеристики грунта, исследование его деформируемости проводят вдавливанием штампов различной формы. В большинстве исследований используют штампы постоянного сечения, преимущественно цилиндрические. Процесс деформации грунтов настолько сложен, что многие исследователи считают невозможным описать его теоретически и предпочитают использовать только эмпирические характеристики.

При вдавливании в грунт штампа происходит уплотнение; перемещение воды в порах; сдвиг отдельных частиц и различных по объему массивов; разрушение структурных образований и растительных включений. Проявление и соотношение всех процессов зависит от механического состава, структурных образований, влажности, пористости, задернованности грунта. Сложность задачи состоит в исключительном многообразии и неустойчивости состояний грунтов.

Для однородных на большую глубину грунтов зависимость деформации z от нормальной нагрузки, характеризуемой давлением q , в общем случае имеет вид, показанный на рис. 4.

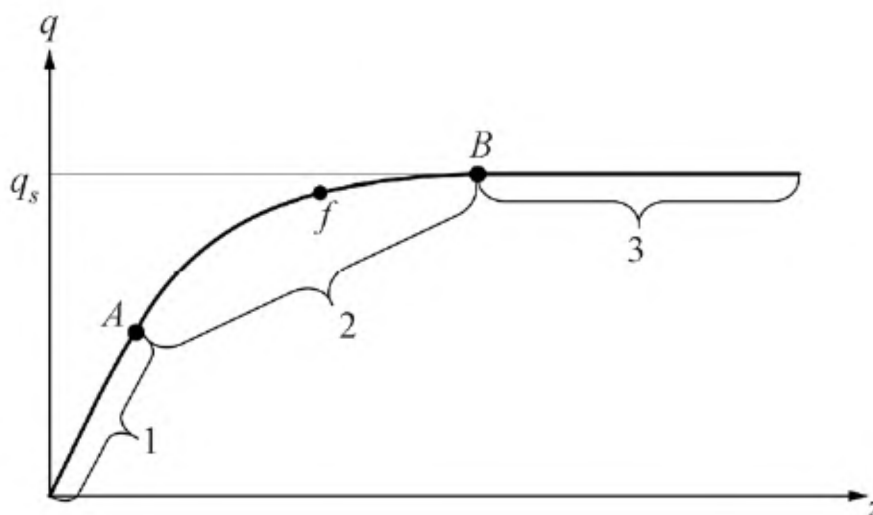


Рис. 4. Характеристика деформируемости грунта

При относительно малых нагрузках (участок 1) грунт срезается по периметру штампа и уплотняется. Сопротивление грунта срезу по периметру имеет существенное значение лишь у грунтов с большой связностью, задержанных. Под штампом образуется уплотненное ядро. Уплотненное ядро перемещается в направлении действия нагрузки, уплотняя прилегающие слои грунта.

При больших нагрузках (участок 2) напряжения в грунте в некоторых зонах достигают предельных по прочности значений и происходят сдвиги, пластическое течение грунта. По мере роста нагрузки возрастает объем грунта, подверженного сдвигу и, соответственно, прогрессивно увеличивается погружение штампа в грунт.

Участок 3 характеризуется сдвигом всего объема грунта, прилегающего к штампу. Сопротивление боковому сдвигу полностью преодолевается и штамп резко погружается в грунт при незначительном увеличении нагрузки.

Давление на третьем участке зависимости $q(z)$ – несущая способность q_s грунта.

Характер деформации сдвига получается различным в зависимости от вида и состояния грунта. У малоуплотняющихся грунтов (песка, водонасыщенного связного грунта) зона сдвигов с боковым выпиранием. По мере заглубления штампа несущая способность грунта повышается в результате увеличения массы выдавливаемой части. У сильно уплотняющихся (с большой пористостью) грунтов (снега, торфа) происходит раздвигание уплотняющегося грунта в стороны без образования призм выпирания.

Применение решений теории пластичности более приемлемо к уплотненным грунтам, чем к грунтам, сильно уплотняющимся.

Соотношение первого и второго участков зависит от вида и состояния грунта, а также от размеров штампа. Для песчаного грунта размер первого участка определяется плотностью грунта. У глинистых грунтов большей влажности раньше (при меньших нагрузках) возникает деформация сдвига. Наиболее развит участок 1 у очень пористых грунтов (снега, торфа, разрыхленного связного грунта, пашни).

Влияние размеров штампа на характер зависимости $z(q)$ двойственно. Чем больше площадь штампа, тем больше, с одной стороны, глубина распространения напряжений (рис. 5) и, соответственно, значительнее деформации уплотнения грунта, а с другой

сопротивление грунта сдвигу. Последнее можно объяснить тем, что площадь сечения призм грунта, сдвигаемых при давлении равном несущей способности q_s грунта (заштрихована на рис. 5), связана с шириной штампа квадратичной зависимостью.

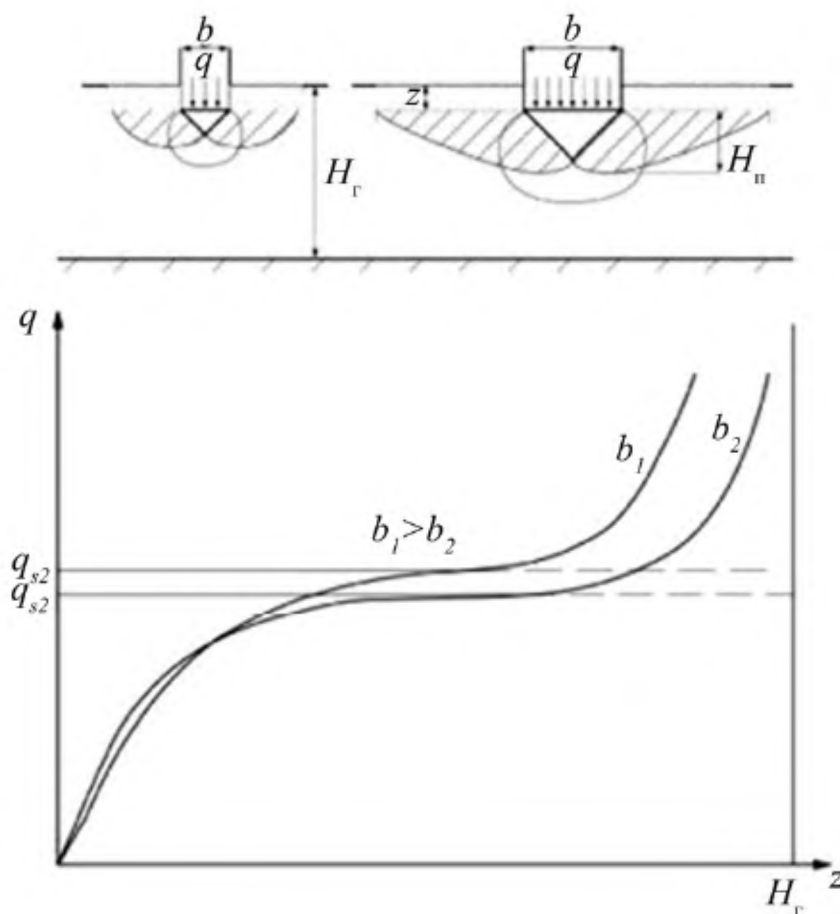


Рис. 5. Влияние ширины (b) штампа и близлежащего твердого основания на характеристику деформируемости грунта

Таким образом, влияние ширины штампа на погружение его в грунт различное при малых и больших нагрузках. При малых нагрузках с увеличением ширины штампа (при условии сохранения среднего давления $q = \text{const}$) он глубже погружается в грунт вследствие большей толщины грунта, подвергающегося уплотнению. При больших нагрузках увеличение ширины штампа приводит к уменьшению сдвигов грунта и погружения штампа в грунт.

Противоположное влияние ширины b штампа на деформации уплотнения и сдвига обуславливает сложный характер зависимости $z(b)$ с минимумом (рис. 6).

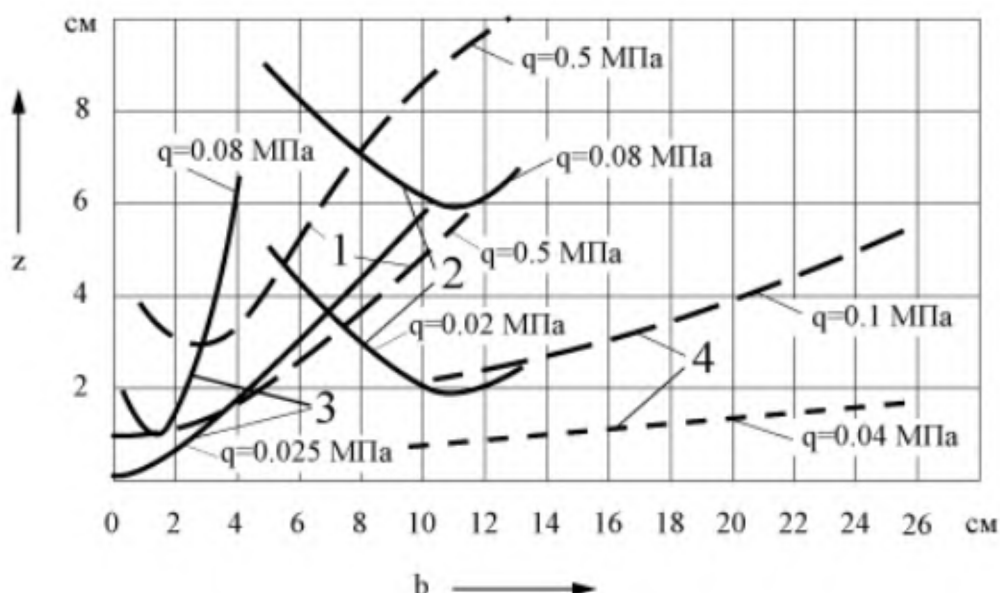


Рис. 6. Влияние ширины (b) штампа на деформацию (z) грунта:
1 – снег; 2 – песок; 3 – глина; 4 – торф

Из механики грунтов известно, что рост несущей способности q_s грунта при увеличении ширины b штампа определяется углом φ_0 внутреннего трения грунта, наибольшим у песчаных грунтов. Оптимальная ширина штампа наибольшая также у песчаных грунтов (см. рис. 6).

На глинистых грунтах влияние ширины штампа на несущую способность мало. Поэтому зависимость $z(b)$ может не иметь минимума. Кроме того, у грунта с большой связностью несущая способность в значительной мере определяется его сопротивлением срезу по периметру штампа. Увеличение размеров цилиндрического штампа приводит к уменьшению отношения периметра к площади, а следовательно, к снижению несущей способности. Рост деформации грунта при увеличении площади штампа у связных грунтов более значителен, чем у несвязных.

Соотношением сопротивления грунта деформациям уплотнения, с одной стороны, и сдвигу или срезу, с другой, можно объяснить влияние формы штампа на его погружение в грунт. При постоянной площади штампа увеличение отношения длины к ширине ℓ/b означает уменьшение ширины штампа и увеличение его периметра. Несвязные и маловязкие грунты более склонны к сдвигам, ввиду уменьшения ширины штамп погружается в них

глубже (рис. 7). У связных грунтов влияние ℓ/b на погружение штампа зависит от соотношения действия трех факторов.

1. Уменьшение ширины штампа приводит к уменьшению деформаций уплотнения и глубины погружения штампа, что характерно при малых нагрузках.

2. При уменьшении ширины штампа уменьшается несущая способность грунта, что вызывает большее погружение штампа в грунт при больших нагрузках.

3. Увеличение периметра штампа и длины поверхности среза увеличивает несущую способность грунта и соответственно уменьшает погружение штампа в грунт. Последнее характерно для задернованных грунтов, грунтов с верхним упрочненным слоем и грунтов с большой связностью.

Грунты в большинстве случаев неоднородны по глубине. Наиболее часто встречается мягкий верхний и сравнительно твердый нижний слой (грунты в период распутицы, распаханые грунтовые поверхности, снежная целина и т.д.). У этих грунтов глубина распространения деформаций уплотнения не может быть больше толщины H_r верхнего слоя (см. рис. 5). При малом расстоянии между штампом и твердым основанием повышается сопротивление сдвигу грунта в стороны.

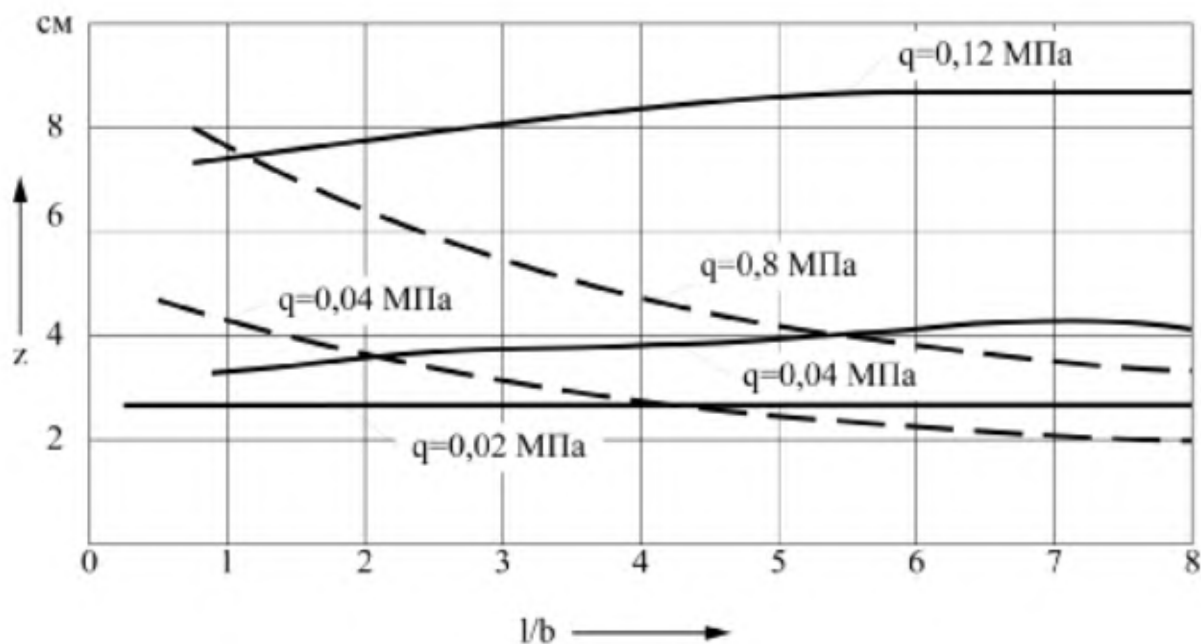


Рис. 7. Влияние соотношения длины (ℓ) и ширины (b) штампа на деформацию (z) грунта: — — песок; - - - - торф

Таким образом, наличие близлежащего твердого основания приводит к уменьшению деформаций уплотнения и сдвига. Степень этого влияния зависит от соотношения толщины H_T мягкого слоя грунта и ширины b (диаметра) штампа. При вдавливании малого штампа влияние твердого основания начинает сказываться только после значительного заглубления штампа в грунт, а для большого штампа это влияние сказывается с самого начала его погружения.

В условиях эксплуатации автомобилей встречаются грунты с обратной комбинацией слоев, более прочным верхним слоем и мягким основанием (очень влажные грунты со слоем дерна или подсохшей коркой на поверхности, заболоченные грунты). На этих грунтах несущая способность определяется сопротивлением срезу верхнего слоя по периметру штампа. Поэтому увеличение площади штампа приводит не только к расширению зоны уплотнения грунта, но и к снижению его несущей способности. С ростом отношения длины штампа к его ширине повышается несущая способность грунта, а следовательно, уменьшается погружение штампа в грунт. Остальные возможные комбинации слоев грунта можно свести к рассмотренным.

Для оценки деформируемости грунта используют различные формулы. Зависимость деформации грунта от нагрузки многими исследователями выражается формулой Винклера-Герстнера-Бернштейна

$$q = c z^\mu, \quad (3)$$

где c – параметр, равный давлению от вертикальной нагрузки при $z = 1$ см;

μ – параметр, характеризующий кривизну описываемой зависимости.

В формуле (3) параметры c и μ предполагаются постоянными для данного грунта. В действительности они изменяются в зависимости от размеров штампа (см. рис. 5), что затрудняет практическое использование формулы (3), особенно когда нагрузка и размеры штампов изменяются в больших пределах. Формулу (3) можно применять для выражения зависимости $q(z)$ лишь в кон-

кретных условиях, при определенных размерах штампа и диапазона нагрузок.

В последние годы сделано много попыток заменить степенную зависимость более обоснованными теоретически [1, 3, 6, 8, 13, 14]. Однако большинство этих формул также не учитывает влияние размеров штампа на деформируемость грунта.

Рассмотрим известные зависимости для оценки деформируемости грунта, в которых учитываются размеры штампа. Степенная зависимость, в которой вместо абсолютного значения вертикальной деформации грунта принимается относительное значение,

$$q = c \lambda_{\Gamma}^{\mu}, \quad (4)$$

где $\lambda_{\Gamma} = z/b$ или $\lambda_{\Gamma} = z/D_{\text{ш}}$; $D_{\text{ш}}$ – диаметр круга, равновеликого по площади штампа.

В этой формуле учитывается влияние размеров штампа на деформацию грунта, но односторонне: учитывается, что при увеличении размеров штампа повышается деформация вследствие большей глубины распространения напряжений, но не учитываются возрастание несущей способности и уменьшение относительной доли деформаций сдвига. Поэтому пропорциональность деформации грунта диаметру штампа, получаемая по формуле (4), может быть приемлемой только для ограниченного диапазона изменения размеров штампа и нагрузки (см. рис. 6).

М.Г. Беккер [8] предложил измененную степенную зависимость

$$q = (\kappa_{\phi} + \kappa_c/b) \cdot z^n, \quad (5)$$

где κ_{ϕ} , κ_c и n – постоянные грунта.

В формуле (5) влияние размеров штампа на деформацию грунта учитывается различным соотношением параметров κ_{ϕ} , κ_c , и значениями n . Отношение κ_{ϕ}/κ_c в определенной мере характеризует вид грунта и его состояние, постоянная n отражает неоднородность грунта. Однако характер влияния постоянных κ_{ϕ} и n на зависимость $z(b)$ согласуется с физической сущностью деформаций не во всем диапазоне значений b и n . Зависимость $z(b)$, вы-

раженная уравнением (5), при любых параметрах грунта монотонно возрастающая и поэтому в общем случае не соответствует зависимостям, приведенным на рис. 6. Неудовлетворительные результаты получаются при больших относительных деформациях сдвига (область малых значений b) и для неоднородных грунтов с близлежащим твердым слоем ($n > 1$).

Зависимости (5) и (3) чисто эмпирические. Параметры κ_ϕ , κ_c и n не имеют физического смысла.

В.Ф. Бабков [6] предложил следующую формулу, выведенную для определения несущей способности грунта, в котором преобладают деформации сдвига:

$$q = S_6 z + Q_6, \quad (6)$$

где $S_6 = \gamma / \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5 \varphi_0)$;

$$Q_6 = \frac{b \gamma \sin \varphi_0}{4 \operatorname{tg}(45^\circ - 0,5 \varphi_0) \cdot \sin^4(45^\circ - 0,5 \varphi_0)} + \\ + \frac{c_0}{\operatorname{tg}(45^\circ - 0,5 \varphi_0) \cdot \sin(45^\circ - 0,5 \varphi_0)}.$$

Формула (6) включает физико-механические параметры грунта γ (удельный вес), c_0 и φ_0 , независимые от размеров штампа. В этом ее несомненное преимущество перед первыми тремя формулами. Однако она пригодна только для случаев предельного состояния грунта, когда грунт течет, деформации уплотнения и влияние твердого подслоя не учитываются.

В сельскохозяйственном машиностроении для торфяных грунтов используется формула С.С. Корчунова

$$q = q_s (1 - e^{-z/K}),$$

а для более широкого спектра почвогрунтов — формула В.В. Кацыгина [33]

$$q = q_s \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\kappa_0}{q_s}\right) \cdot z,$$

где κ , κ_0 — опытные коэффициенты, зависящие от свойства грунта, формы и размеров штампа.

Эти зависимости лишь частично учитывают площадь штампа, если несущую способность заменить выражением, включающим ширину (площадь) штампа.

Для снежного покрова В.А. Малыгиным и Л.В. Бархатиновым [7] предложены эмпирические зависимости

$$q = C z_{\max} \left(\frac{1}{1 - z/z_{\max}} - 1 \right);$$

$$z = \frac{q}{\left[\frac{b+d}{H \left(\frac{a}{\rho_0 + a} b + d \right)} \right] \cdot q + \gamma},$$

где $z_{\max}$ – предельное погружение;

ρ_0 – начальная плотность, кг/м³;

γ – коэффициент начальной жесткости снега, МПа/м;

H – толщина слоя снега, м;

a – параметр, характеризующий уплотняемость снега, кг/м³;

b – ширина штампа, м;

d – коэффициент, определяющий характер кривой деформируемости снега, м;

C – опытный коэффициент.

Последняя зависимость учитывает толщину слоя снега (влияние твердого основания) без учета влияния формы штампа.

Все приведенные выше зависимости, кроме формулы (6), эмпирические. Они (кроме последней формулы) не описывают полной кривой деформируемости, характерной для наиболее часто встречающихся грунтов с верхним мягким и нижним более твердым слоем (см. рис. 5). С их помощью можно описать лишь отдельные участки этой зависимости. Константы, входящие в эти формулы, не являются независимыми параметрами грунта, но могут практически использоваться в сравнительно узком диапазоне условий, в которых получены эмпирические коэффициенты. Во многих случаях их применение целесообразно, так как поиски строгих теоретических зависимостей при условии большого мно-

гообразия, неоднородности и неустойчивости грунтов сопряжено с большими трудностями.

Вместе с тем, при анализе влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на проходимость автомобиля при оценке его тяговых возможностей необходимо учитывать отмеченные выше основные закономерности, характеризующие механические свойства грунтов. При этом теоретические зависимости деформации грунта от нагрузки должны соответствовать ее физическим процессам, основываться на независимых параметрах грунта, быть пригодными для большинства встречающихся грунтов, позволять использовать накопленные статистические данные по деформируемости естественных грунтовых поверхностей.

Такая теоретическая зависимость, полученная авторами на основе закономерностей деформации грунтов под нагрузкой, имеет вид

$$q = 1 / \left(\frac{1}{q_s} + \frac{J a b}{E z} \operatorname{arctg} \frac{H_r - z}{a b} \right), \quad (7)$$

где a – коэффициент затухания напряжений в грунте;

E – модуль деформации грунта, МПа.

Модуль деформации грунта, в отличие от модуля упругости сплошных тел, определяется по общей деформации грунта (обратимой и необратимой)

$$E = \sigma / \varepsilon,$$

где σ – напряжения;

ε – относительная деформация.

Коэффициент J , учитывающий влияние соотношения длины и ширины штампа на деформацию уплотнения,

$$J = (0,03 + \ell/b) / (0,6 + 0,43 \ell/b).$$

Несущая способность грунта изменяется в зависимости от размеров штампа и глубины его погружения. В механике грунтов для определения несущей способности грунта предложено большое число формул, таблиц, графиков.

В общем случае для любого грунта, кроме торфяного (заболоченного), его несущая способность

$$q_{s0} = X_1 \gamma b + X_2 c_0 + X_3 \gamma z, \quad (8)$$

где $X_1; X_2; X_3$ – параметры несущей способности грунта, выражаемые через угол φ_0 внутреннего трения.

В результате многолетнего опыта использования формулы (8) установлена практическая целесообразность ее применения и вместе с тем необходимость более обоснованного подхода к выбору выражения для определения несущей способности грунта. По результатам исследований В.В. Сапожникова [25], В.В. Ларина [14], Н.С. Вольской, Г.Ю. Ястребова [1, 36] внесены коррективы в выражения для основных параметров, определяющих несущую способность грунта и затухание напряжений в нем, толщину деформирующегося слоя, что обеспечивает достаточную точность получаемых результатов.

Сложность задачи состоит в рациональном выборе выражений для определения параметров X_1, X_2 и X_3 (рис. 8).

Параметры X_1, X_2 и X_3 при местном сдвиге значительно меньше, чем при полном сдвиге. Местный сдвиг соответствует зоне вблизи точки A характеристики деформируемости грунта (см. рис. 4), а полный сдвиг – зоне 3. В формуле (8) величина q_{s0} соответствует полному сдвигу, следовательно, надо выбирать выражения $X(\varphi_0)$ для полного сдвига.

Зависимости $X(\varphi_0)$, предложенные К. Терцаги [31] и В.Г. Березенцевым [6], практически одинаковы для ленточного штампа, но существенно отличаются для круглого штампа. К. Терцаги предлагает принимать для круглого штампа X_1 на 40% меньше, а X_2 на 30% больше по сравнению с значениями для ленточного штампа. Согласно зависимости В.Г. Березенцева параметры X_1, X_2 и X_3 для круглого штампа больше, чем для ленточного. Физически объяснить различие значений X_1 для круглого и ленточного штампа трудно. Сопоставление результатов расчетов и экспериментальных данных подтверждает предложение К. Терцаги [31].

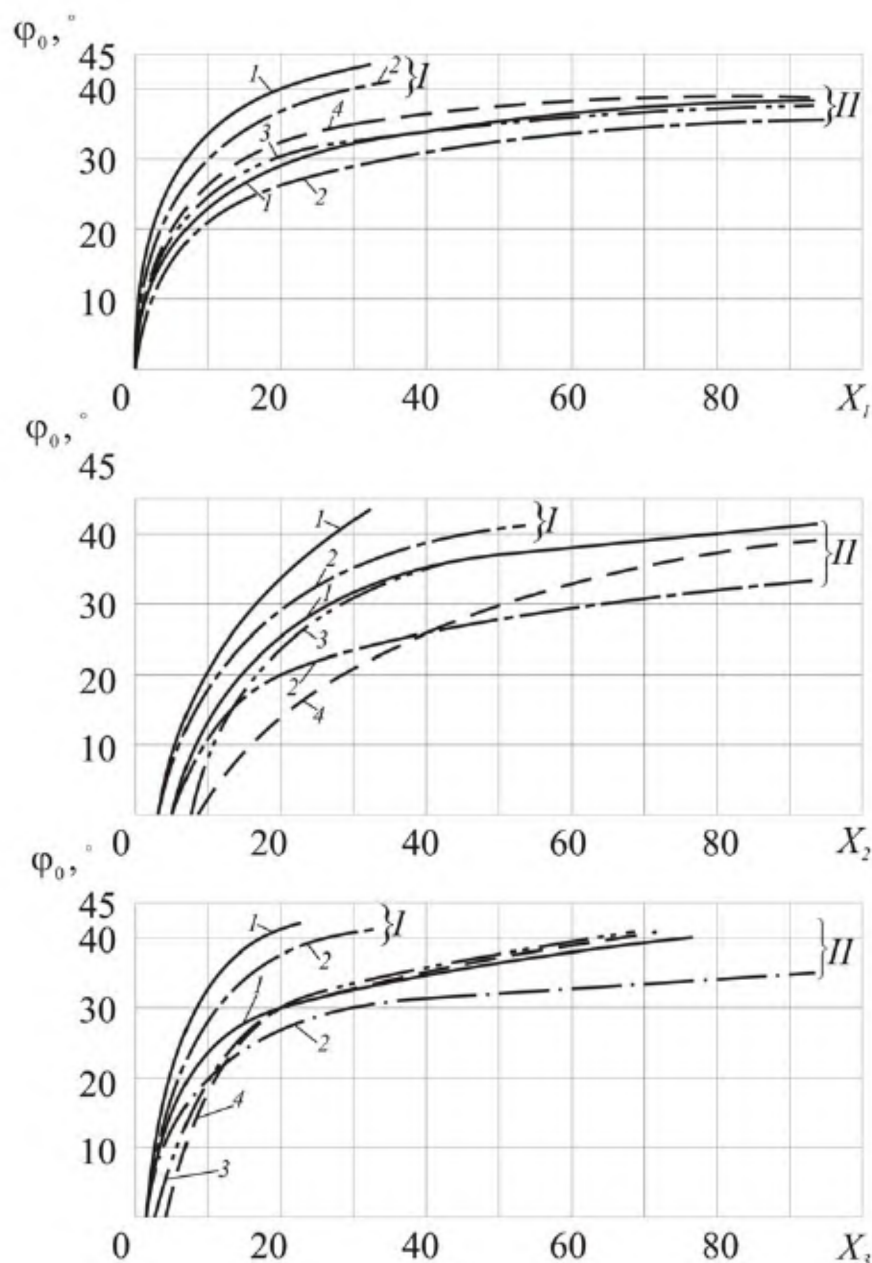


Рис. 8. Зависимости параметров несущей способности грунта от угла φ_0 внутреннего трения: 1 и 2 – В.Г. Березанцева соответственно для ленточного и круглого штампа; 3 – К. Терцаги для ленточного штампа; 4 – по уравнению (9)

Учитывая, что параметры грунта принято определять вдавливанием круглых (цилиндрических) штампов, исходными целесообразно принимать X_1 , X_2 и X_3 для круглого штампа. Влияние формы штампа (поверхности контакта колеса с грунтом) можно учесть коэффициентами $J_1 = 1,4\ell/(\ell + 0,4b)$; $J_2 = 0,75(\ell + b)/(\ell + 0,5b)$. Соотношению длины и ширины контакта колеса с грунтом в реальных условиях $\ell/b = 1...2,5$

соответствуют коэффициенты $J_1 = 1 \dots 1,2$ и $J_2 = 1 \dots 0,88$. Для наиболее часто встречающегося отношения $\ell/b = 1,5$ имеем $J_1 = 1,1$; $J_2 = 0,94$; $q_{s0} = J_1 X_1 \gamma b + J_2 X_2 c_0 + J_2 X_3 \gamma z$.

Зависимости $X(\varphi_0)$ для круглого штампа по К. Терцаги достаточно близко описываются следующими уравнениями:

$$X_1 = (1 - \text{III}^4) / \text{III}^6; X_2 = 1,3(\text{III}^2 + 1) / \text{III}^4; X_3 = 1 / \text{III}^6, \quad (9)$$

где $\text{III} = \text{tg}(45^\circ - 0,5\varphi_0)$.

На грунтах, имеющих верхний сравнительно тонкий прочный слой на мягком основании (задернованные заболоченные грунты), потеря несущей способности происходит за счет среза верхнего слоя

$$q_s = q_0 + c_0 H_{\text{д}} S_{\Pi} / F,$$

где q_0 – несущая способность нижнего слабого основания;

$H_{\text{д}}$ – толщина слоя дерна (корки);

S_{Π} , F – соответственно периметр и площадь штампа.

Для грунтов с верхним мягким слоем и близлежащим твердым основанием при приближении штампа к основанию сопротивление сдвигу увеличивается. Начало влияния на q_s можно определить условием $H_{\Gamma} - z = H_{\Pi}$ (см. рис. 5). Высота призмы выпирания (высота зоны пластического течения)

$$H_{\Pi} = \ell_{\Pi} \text{tg}(45^\circ - 0,5\varphi_0),$$

где ℓ_{Π} – длина призмы выпирания, $\ell_{\Pi} = b(1 + \varphi_0 + 1,83\varphi_0^2)$.

На участке $H_{\Gamma} - z = H_{\Pi} \dots 0$ значение q_s увеличивается от q_{s0} до ∞ . На основании изложенного, несущую способность грунта в зоне, для которой характерно $H_{\Gamma} - z < H_{\Pi}$, можно определять по формуле

$$q_s = q_{s0} \frac{b(1 + \varphi_0 + 1,83\varphi_0^2) \text{tg}(45^\circ - 0,5)}{H_{\Gamma} - z} \approx q_{s0} \frac{b(1 + 1,75\varphi_0)}{H_{\Gamma} - z}. \quad (10)$$

Причем $q_s = q_{s0}$ при $[b(1 + 1,75\varphi_0) / (H_{\Gamma} - z)] < 1$.

1.2. Деформируемость грунтов в зависимости от режима нагружения

Режим нагружения характеризуется величиной, направлением, временем действия, характером изменения нагрузки, воздействующей на грунт, а также размерами, формой и эластичностью тела, через которое нагрузка передается (воздействует) на грунт.

В условиях движения автомобиля через колеса на грунт передается нагрузка, изменяющаяся как по величине, так и по направлению. Отклонение вектора нагрузки от нормали к поверхности грунта приводит к снижению несущей способности грунта, увеличению протяженности ограниченного по толщине мягкого слоя в направлении действия нагрузки и появлению касательных сил в контакте вдавливаемого тела с грунтом.

Влияние направления приложения нагрузки на деформируемость и несущую способность грунта исследовано мало. На основании табличных данных В.В. Соколовского для параметров несущей способности X_1, X_2, X_3 в зависимости от угла наклона силы, приложенной к ленточному штампу, В.В. Лариным получены выражения для коэффициентов влияния наклона нагрузки

$$\kappa'_{\beta 1} = \exp(-0,08\beta); \kappa'_{\beta 2} = \kappa'_{\beta 3} = \exp(-0,05\beta),$$

где β – угол наклона к нормали, градус.

Сопоставлением зависимостей для несущей способности грунта при вертикальном вдавливании и горизонтальном смещении (отпоре) Я.С. Агейкиным получены следующие выражения:

$$\kappa_{\beta 1} = \frac{\pi - 4\beta \operatorname{tg} \varphi_0}{\pi + 4\beta \operatorname{tg} \varphi_0}; \kappa_{\beta 2} = \kappa_{\beta 3} = \frac{3\pi - 2\beta}{3\pi + 2\beta}. \quad (11)$$

С учетом коэффициентов влияния формула для определения несущей способности имеет вид

$$q_{s0} = \kappa_{\beta 1} b \gamma X_1 + \kappa_{\beta 2} c_0 X_2 + \kappa_{\beta 3} \gamma X_3 z. \quad (12)$$

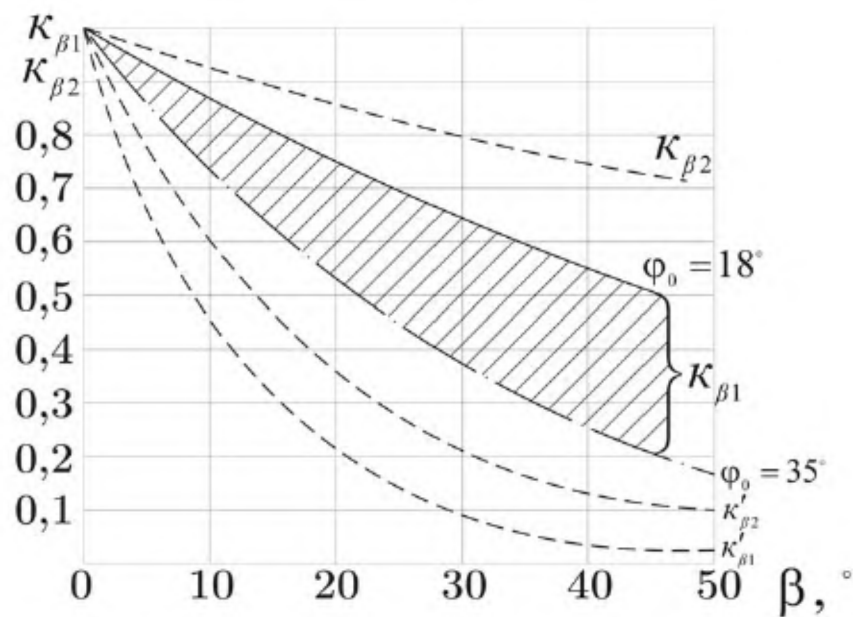


Рис. 9. Расчетные значения коэффициентов $K_{\beta 1}$ и $K_{\beta 2}$ влияния наклона направления действия нагрузки

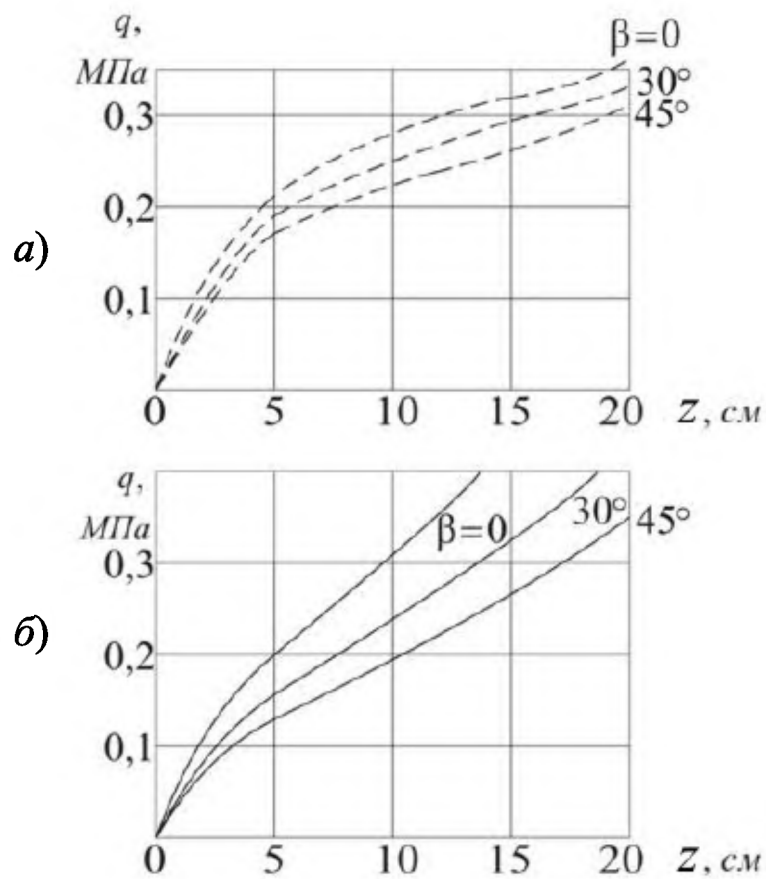


Рис. 10. Характеристики деформируемости грунтов при различных углах направления действия нагрузки: а – для суглинка; б – для песка

На рисунке 9 показаны зависимости κ'_β и κ_β , полученные по приведенным формулам. Различие значений κ'_β и κ_β весьма существенно. Для уточнения выражений для κ_β Г.Ю. Ястребовым [36] проведены исследования по вдавливанию штампа площадью 100 см^2 под различными углами β действия нагрузки (рис. 10). Как следует из рис. 9 и 10, значения κ'_β слишком занижены. Значения $\kappa_{\beta 1}$ и $\kappa_{\beta 2}$ близки к реальным. Формула (13) учитывает влияние угла β наклона направления действия нагрузки на характеристики $q(z)$

$$q_\beta = \left[\frac{H_\Gamma - z}{b(1 + 1,75\varphi_0)(\kappa_{\beta 1} b \gamma X_1 + \kappa_{\beta 2} c_0 X_2 + \kappa_{\beta 3} \gamma X_3 z) \cos \beta} + \frac{ab}{Ez} \arctg \frac{H_\Gamma - z}{ab \cos \beta} \right]^{-1}. \quad (13)$$

В формулу (13) [по сравнению с (8)] входит значение q_s , полученное по формулам (10) и (12) с коэффициентами влияния $\kappa_{\beta 1}$, $\kappa_{\beta 2}$ и $\kappa_{\beta 3}$, найденными по уравнениям (11). Кроме того, разность $(H_\Gamma - z)$ разделена на $\cos \beta$, чтобы учесть увеличение слоя мягкого грунта в направлении действия нагрузки.

Формула (13) достаточно близко описывает зависимости $q(z)$ с учетом влияния угла β наклона направления действия нагрузки, и ширины (диаметра) штампа, как для суглинка, так и для песка.

При рассмотрении проходимости автомобилей наиболее характерным режимом нагружения является приложение нормальной нагрузки на грунт (автомобиль стоит), затем дополнительно горизонтальной силы (силы тяги). Если к плоскому штампу, воздействию на грунт, вначале приложить нормальную нагрузку, то штамп погрузится в грунт на глубину z . При последующем приложении постепенно увеличиваемой горизонтальной силы будет происходить горизонтальная деформация грунта в направлении действия силы тяги и дополнительная вертикальная деформация. Максимально возможная предельная сила тяги ограничена:

1) потерей грунтом несущей способности (сдвигом массива грунта под действием равнодействующей силы);

2) скольжением штампа по грунту. Следует выбрать меньшее из двух предельных напряжений $\tau_{\max}$ сдвига.

В первом случае предельную силу тяги можно определить с помощью зависимостей (10)–(12), учитывая, что $q = q_{\beta_s} \cos \beta$. Подставив выражение для q_s при $\beta = \text{var}$, получим

$$q = \left[X_1 b \gamma \frac{\pi - 4\beta \operatorname{tg} \varphi_0}{\pi + 4\beta \operatorname{tg} \varphi_0} + (X_2 c_0 + X_3 \gamma z) \frac{3\pi - 2\beta}{3\pi + 2\beta} \right] \frac{(1 + 1,75)b \cos \beta}{H_r - z}. \quad (14)$$

Значение z находится из уравнения (13) при $\beta = 0$. Затем из уравнения (14) определяется угол β ; предельное напряжение сдвига

$$\tau_{\max} = q \operatorname{tg} \beta \quad (15)$$

и сила тяги $P_x = \tau_{\max} F$.

Известны и другие подходы при решении вопросов дополнительного погружения штампа в грунт под действием силы тяги. М.Г. Беккер [8] считает, что влияние силы тяги на погружение штампа в грунт имеет место лишь при нормальных нагрузках, превышающих несущую способность. Однако в механике грунтов установлен ряд других закономерностей поведения грунта при сдвиге под постоянной нормальной нагрузкой. Для плотных песков дилатансия, т. е. изменение объема грунта при сдвиговых испытаниях, выражается наличием максимума на кривой напряжений сдвига (рис. 11). Если сдвигу подвергается недоуплотненные грунты, то максимум отсутствует, а кривая сдвига асимптотически приближается к предельному значению $\tau_{\max}$.

Падение сопротивления сжатию максимально в первые моменты сдвига (вследствие разуплотнения грунта). При дальнейшем сдвиге сопротивления сжатию снижается меньше. При стабилизации тангенциальных (сдвиговых) напряжений плотность грунта становится критической. Для этого состояния характерно, что относительная деформация объема равна нулю. Следовательно, кривая погружения штампа при длительном сдвиге должна

стабилизироваться при некотором значении z , зависящем от вертикальной нагрузки.

В.В. Сапожников [25] принял, что для недоуплотненных грунтов структурные изменения, сопровождающие сдвиг, не влияют на работу трения и часть работы по преодолению внутреннего трения, которую «недовыполнили» сдвигающие силы $\tau_y dx$, восполняются работой нормальных сил $q dz$. Следует отметить, что в рассмотренном процессе имеют место такие явления, как поперечная деформация грунта, изменение влажности при деформации, выпор вследствие локального пластического течения, неоднородность грунта. Для учета всех этих явлений введен корректирующий множитель κ_s и получено следующее выражение для определения дополнительного погружения штампа в грунт от силы тяги:

$$z_\tau = \frac{\tau_{\max}^2}{E_\tau q} \left[(\kappa_s - 1) \frac{\tau}{\tau_{\max} - \tau} + \ln \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\max} - \tau} \right].$$

По результатам экспериментальных исследований получены следующие ориентировочные значения κ_s :

Насыпной песок	1,28
Речной песок	1,29
Суглинок:	
тяжелый пылеватый	1,35
дерново-гелеевый	1,22
заилованный	1,46

Во втором случае для определения $\tau_{\max}$ используется формула (1) при условии, что s_0 получено с учетом реальной площади среза в момент, соответствующий $\tau_{\max}$ на кривой $\tau(s_\tau)$.

Перемещение штампа в направлении действия силы тяги обусловлено двумя составляющими: деформацией грунта в этом направлении и скольжением штампа относительно грунта. Первую составляющую можно определить по уравнению $z_x = z(\tau/q)$.

Для определения второй составляющей рассмотрим физическое явление взаимодействие штампа с грунтом при приложении вначале нормальной силы P_z .

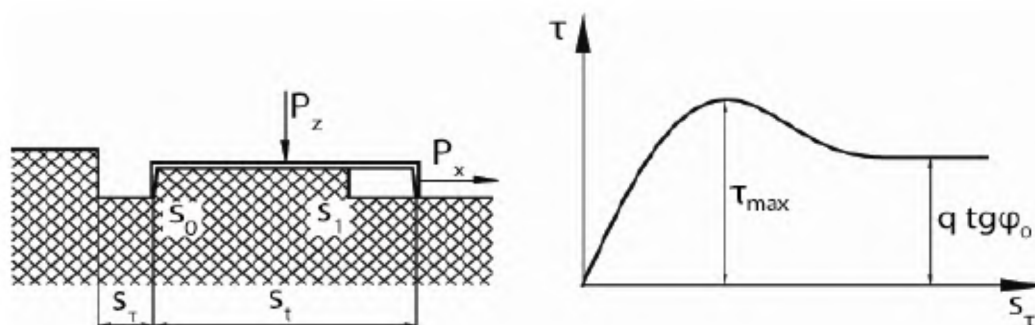


Рис. 11. Схема определения сопротивления грунта сдвигу (срезу)

При малых значениях силы тяги происходит уплотнение грунта в зоне, прилегающей к упорной стенке (грунтозацепу). По мере увеличения силы тяги расширяются зона уплотнения грунта и зона распространения напряжений в плоскости $s_0 \ s_1$. Вместе с тем увеличивается сдвиг штампа и соответственно сокращается площадь $s_0 \ s_1$. Когда сдвигающие напряжения распространятся на всю площадь $s_0 \ s_1$ и достигнут величины $\tau_{\max}$, произойдет срез грунта и сопротивление сдвигу будет обусловлено только трением.

Сопротивление срезу грунта, заключенного между грунтозацепами штампа, можно выразить уравнением

$$T_{\text{ср}} = P_z \text{tg} \varphi_0 + c_0 b (s_t - s_{\tau 0}),$$

где $s_{\tau 0}$ — сдвиг штампа в момент начала среза.

Разделив все члены уравнения на площадь $b \cdot s_t$, получим напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = q \text{tg} \varphi_0 + c_0 (1 - s_{\tau 0} / s_t). \quad (16)$$

При увеличении расстояния s_t между грунтозацепами штампа величина $s_{\tau 0}$ возрастает вследствие большего проявления неоднородности сдвигов в различных зонах плоскости среза, что приводит к снижению напряжения $\tau_{\text{ср}}$. Вместе с тем, при увеличении s_t в меньшей мере разрушается структурная связь грунта

грунтозацепами штампа, что должно привести к увеличению $\tau_{ср}$. Вследствие влияния двух факторов изменение $\tau_{ср}$ в зависимости от s_t незначительное.

Характер зависимостей напряжения τ сдвига от величины сдвига s_t для разных грунтов существенно различен (рис. 12). У несвязных грунтов $c_0 = 0$ и кривая $\tau(s_t)$ не имеет максимума. Чем больше связность грунта, тем значительнее выделяется максимум. Сопротивление сдвигу штампа по грунту зависит от трения между выступами (грунтозацепами) штампа и грунтом. Опыты показывают (рис. 12), что характер зависимости $\tau_p(s_t)$ при сдвиге по грунту резиновой пластины аналогичен зависимостям для сдвига грунта по грунту.

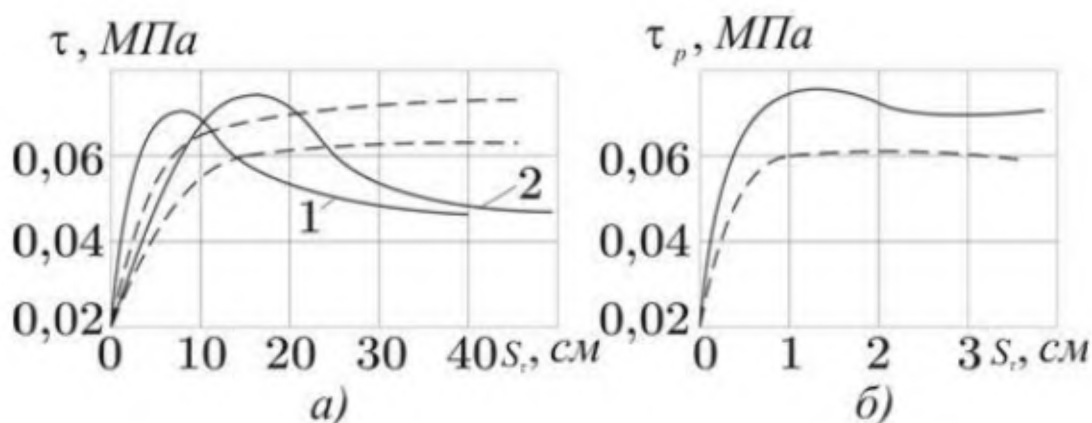


Рис. 12. Зависимость сопротивления сдвигу от величины сдвига:
а – сдвиг грунта; б – сдвиг резины по грунту; 1 – $\tau = 20$ см; 2 – $\tau = 40$ см;
сплошные кривые – суглинок; штриховые кривые – песок

Для математического описания зависимости $\tau(s_t)$ предложено много эмпирических и полуэмпирических зависимостей. Наибольшее распространение получила формула

$$\tau = \tau_{\max} [1 - \exp(1 - s_t / \kappa_t)].$$

Она хорошо согласуется с экспериментальными данными для малосвязных грунтов, у которых зависимость $\tau(s_t)$ не имеет максимума.

Для связных грунтов необходимо учитывать еще структурную связность, которую можно описывать выражением

$$\tau_c = c_c s_\tau / s_{\tau 0} \text{ при } s_\tau > s_{\tau 0}, \tau_c = 0.$$

$$\text{Тогда } \tau = c_c s_\tau / s_{\tau 0} + (c_0 + q \operatorname{tg} \varphi_0) [1 - \exp(-s_\tau / \kappa_\tau)]. \quad (17)$$

Использовать уравнение (17) во многих случаях затруднительно ввиду разрыва функции при $s_\tau = s_{\tau 0}$ и необходимости дополнительного определения параметра $s_{\tau 0}$.

Агейкиным Я.С. [1] предложено более приемлемое уравнение

$$\tau = [q \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0 (1 - s_\tau / s_t)] [1 - \exp(-s_\tau / \kappa'_\tau \cdot s_t)]. \quad (18)$$

где κ'_τ — коэффициент тангенциальной эластичности грунта.

Влияние времени действия нагрузки на деформацию грунта. При уплотнении влажных грунтов происходит выдавливание воды и ее перетекание в течение времени. Чем меньше время действия нагрузки на грунт, тем меньше уплотнение грунта. Это приводит к уменьшению деформации грунта, а также к уменьшению нагрузок, передаваемых через скелет грунта, а следовательно, к снижению сил трения между частицами грунта и сопротивлений сдвигу. Нагрузка в большей мере передается через воду и в меньшей через скелет грунта. Вместе с тем, снижается распределение напряжений по глубине. Более высокие напряжения возникают в зоне, прилегающей к штампу и меньше — на значительной глубине (рис. 13). В формуле (13) это может быть отражено снижением значения a при уменьшении времени действия нагрузки.

Согласно теории фильтрационной консолидации пористых оснований динамическое сопротивление q_d грунта деформированию в произвольный момент времени определяется линейной композицией

$$q_d = q(\varepsilon) + q(u),$$

где $q(\varepsilon)$ — стабилизирующая часть сопротивления воспроизводимая скелетом грунта;

$q(u)$ — дополнительное сопротивление, обусловленное напорным градиентом потока воды.

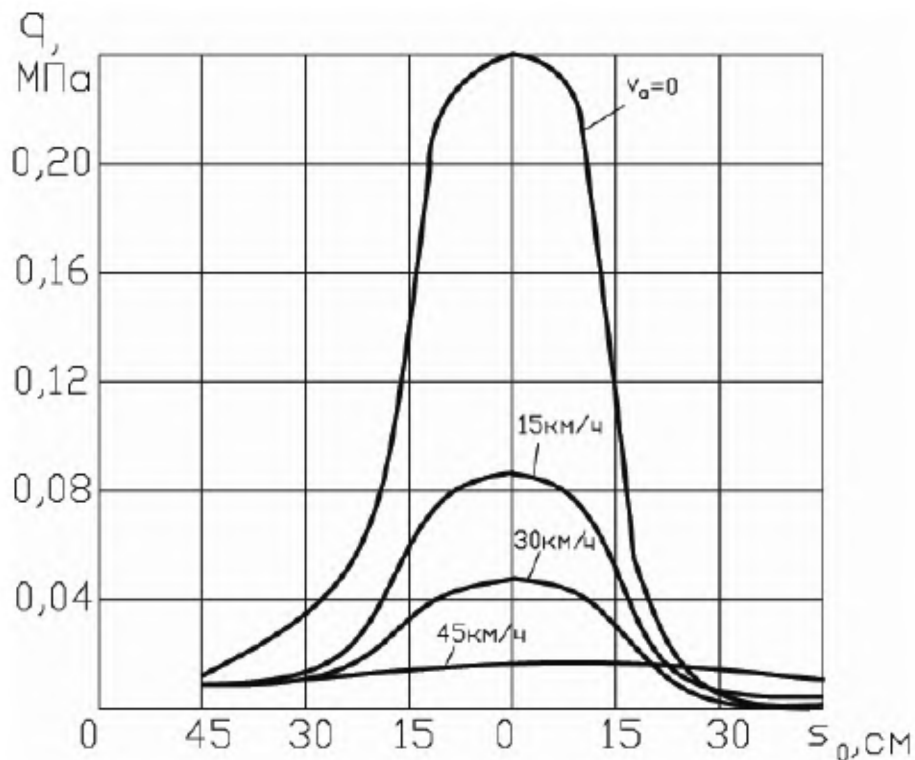


Рис. 13. Влияние скорости V_a движения автомобиля на распространение напряжений q в грунте в зависимости от расстояния S_0 до оси нагрузки

Приближенное решение для $q(u)$ получено для определенных параметров верхнего слабого слоя в его двухфазном состоянии

$$q(u) = \frac{8q_d}{\pi^2} \left(1 + \frac{1}{g} e^{-8n_\Phi} + \frac{1}{25} e^{-24n_\Phi} + \dots \right),$$

где $n_\Phi = \pi^2 \kappa_\Phi (1 + \zeta_{\text{ср}}) E t / (4H_\Gamma^2)$; κ_Φ – средний коэффициент фильтрации воды; $\zeta_{\text{ср}}$ – средний коэффициент пористости.

После преобразования получено выражение $q_d = \kappa_d q(\varepsilon)$,

где κ_d – коэффициент динамичности, $\kappa_d = 1 / (1 - e^{-n_\Phi})$.

Более простое выражение

$$\kappa_d = (t + t_p) / t, \quad (19)$$

где t – время действия нагрузки;

t_p – время релаксации.

При использовании зависимости (19) для определения деформации грунта с учетом времени действия нагрузки, правая часть уравнений (7) и (13) умножается на κ_d .

Заменяв q на q/κ_d в выражениях для q_s и τ , возможно учесть влияние времени действия нагрузки на уменьшение не только деформаций, но и напряжений сдвига и несущей способности грунта.

Влияние скорости деформирования на сопротивление грунта сдвигу исследовано недостаточно. По данным Н.Ф. Кошарного [13], сопротивляемость сдвигу несвязных грунтов практически не зависит от скорости сдвига. На связных грунтах влияние скорости сдвига заметно. При увеличении скорости сдвига от 0,2 до 1,2 м/с удельное сопротивление сдвигу на среднем суглинке увеличивается примерно на 20%. Возрастание удельного сопротивления сдвигу при росте скорости более 1 м/с происходит более интенсивно, что объясняется влиянием вязкости грунта.

Для водонасыщенных связных грунтов можно применять известные реологические модели: Ньютона – для жидких грунтов; Шведова-Бингама – для текучих грунтов; псевдопластичного тела – для мягкопластичных грунтов.

Общей реологической моделью переувлажненного грунта может служить зависимость

$$\tau = \tau_0 + \eta_n (d s_\tau / d z)^p. \quad (20)$$

В таблице 2 приведены значения τ_0 и p для различных моделей.

Таблица 2

Модель	τ_0	p
Ньютона	0	1
Шведова-Бингама	$\neq 0$	1
Псевдопластичного тела	$\neq 0$	$\neq 1$

Цикличность нагружения

При движении даже одиночного автомобиля характерно циклическое нагружение. Как отмечалось выше, при нагружении грунта происходит изменение его плотности и влажности, а следовательно, механических свойств, характеризуемых параметра-

ми $E, \varphi_0, c_0, H_T, \kappa_T$. Поэтому модель циклического нагружения грунта должна учитывать не только число циклов нагружения, но и особенности напряженного состояния каждого цикла, т.е. отражать предысторию нагружения.

Песчаные и связные грунты при многократном воздействии на них ведут себя по-разному. Угол внутреннего трения песка $\varphi = 36^\circ + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4$, где $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – углы, отражающие соответственно степень уплотнения, форму и шероховатость частиц, размер частиц и их однородность.

Циклические деформации грунта приводят к изменению углов φ_1 и φ_4 , что составляет не более 18% для перехода из совершенно рыхлого состояния в слежавшееся и из однородного в неоднородное.

Для влагонасыщенных песков благодаря их хорошей фильтрационной способности при нагружении наблюдается значительный отток жидкости. Это может привести к изменению внутреннего сцепления (увеличению до 5% и уменьшению до 55%), $c_0 = 4,6 - 0,034J_w$ (J_w – степень влажности, %). Связные грунты, обладая низкой водопроницаемостью и значительным межмолекулярными и межчастичковыми силовыми связями, имеют более сложный характер при циклическом нагружении. У них наблюдается более сильная связь внутреннего сцепления с влажностью: $c_0 = \kappa(W_L - W)^5$. При циклическом нагружении для большинства связных грунтов характерны структурные изменения с переориентацией микроструктуры, что приводит к снижению внутреннего сцепления и росту угла внутреннего трения.

По результатам экспериментов В.В. Сапожникова [25] зависимость внутреннего сцепления от числа циклов нагружения более сложна. Сначала наблюдается повышение внутреннего сцепления c_0 , а затем в связи с разрушением дерна и структуры монотонное снижение. Угол внутреннего трения монотонно возрастает.

Сложность изучаемого процесса циклического нагружения усугубляется изменением контактной нагрузки в каждом последующем цикле. Для глинистых грунтов внутреннее сцепление с ростом амплитуды сдвиговых колебаний снижается гиперболически, а угол внутреннего трения возрастает линейно. Мгновенное или кратковременное приложение сдвигающей нагрузки не влия-

ет на степень ориентации частиц грунта. Для переориентации необходима длительная деформация грунта.

Цикличность нагружения может быть отождествлена с временем действия одноразовой нагрузки, но с большим эффектом, который может быть отражен соответствующим коэффициентом перехода от времени ее действия к числу циклов.

Для ориентировочного определения механических параметров грунта в зависимости от цикличности нагружения В.В. Сапожниковым получены следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_N &= (\varphi_1 + 18) \left(1 - \frac{18}{\varphi_1 + 18} N^{-\alpha_\Omega}\right); \\ C_N &= N^{x\alpha_\omega \tau_N} (C_{\text{ш}} + C_\Omega N^{-\alpha_\Omega}); \\ \kappa'_{\tau N} &= E_{\tau N} = E_{\tau 1} \left(\frac{\tau_{\max N}}{\tau_{\max 1}}\right)^2 e^{\alpha_A(N-1)}; \\ E_N &= E_1 e^{K_E(N-1)}, \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

где x – параметр, характеризующий направленность процесса;
 $x = 1$ при $\tau_N \geq 0,5\tau_{\max}$;
 $x = -0,1$ при $\tau_N < 0,5\tau_{\max}$;
 $\tau_N = \tau_N / (\tau_{\max} - \tau_N)$ – уровень напряжений в N –м цикле,
 $C_{\text{ш}} + C_\Omega = C_T$ при $N = 1$.

Средние значения коэффициентов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Грунт	α_Ω	α_ω	C_Ω	α_A	K_E
Песок:					
сухой	0,6...0,9	0,05	0,4...0,65	0,2...0,9	0,03...0,1
влажный	0,5...0,75	0,03	0,35...0,65	0,01...0,2	1,2...3,0
Задернованная супесь	0,15...0,6	0,03	0,4...0,8	0,05...0,65	0,5...1,0
Задернованный суглинок	0,1...0,55	0,03	0,45...0,95	0,06...0,8	0,5...0,9
Водонасыщенный суглинок	0,01...0,1	0,01	0,2...0,4	0...0,5	0,01

1.3. Методы оценки механических свойств грунтов

Сложность оценки механических свойств грунтов состоит:

1) в большом числе параметров, используемых для оценки (по принятой в настоящей работе системе E , φ_0 , c_0 , H_Γ , κ_τ , a , φ_p , γ , t_p ;

2) в исключительной нестабильности свойств грунтов, в большом диапазоне изменения всех перечисленных параметров, как по времени, так и по пути (площади). Причем характер изменения различных параметров неодинаков. При статистической обработке получаются различные распределения для каждого параметра, поэтому очень важно найти взаимосвязь этих параметров между собой и с основными физическими параметрами (влажностью W и плотностью γ).

В практике могут быть использованы выражения, приближенно отражающие взаимосвязь механических параметров связных грунтов:

$$\left. \begin{aligned} a &= 0,64(1 + b / H_\Gamma); \\ t_p &= \kappa_p / \varphi_0; \kappa_p = 0,5^\circ; \varphi_0 \text{ в градусах} \\ \kappa_\tau &= 1 / (22,5 c_0 + v), \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

где $v = 0,25$ МПа.

М.И. Ляско [33] найдены корреляционные связи между параметрами c_0 , φ_0 и E (рис. 14) и установлена взаимосвязь между показаниями статического вдавливания плоского штампа и динамического плотномера (ударника Дорнии):

$$n_{\text{уд}} = (1,25 \dots 2) q_y, \quad (23)$$

где $n_{\text{уд}}$ — число ударов динамического плотномера,

q_y — сопротивление грунта вдавливанию штампа на глубине, соответствующей погружению ударника.

На рисунках 15 и 16 приведены номограммы для определения c_0 и φ_0 в зависимости от числа ударов динамического плотномера и характеристик влажности (показателей консистенции грунта) J_L , J_p .

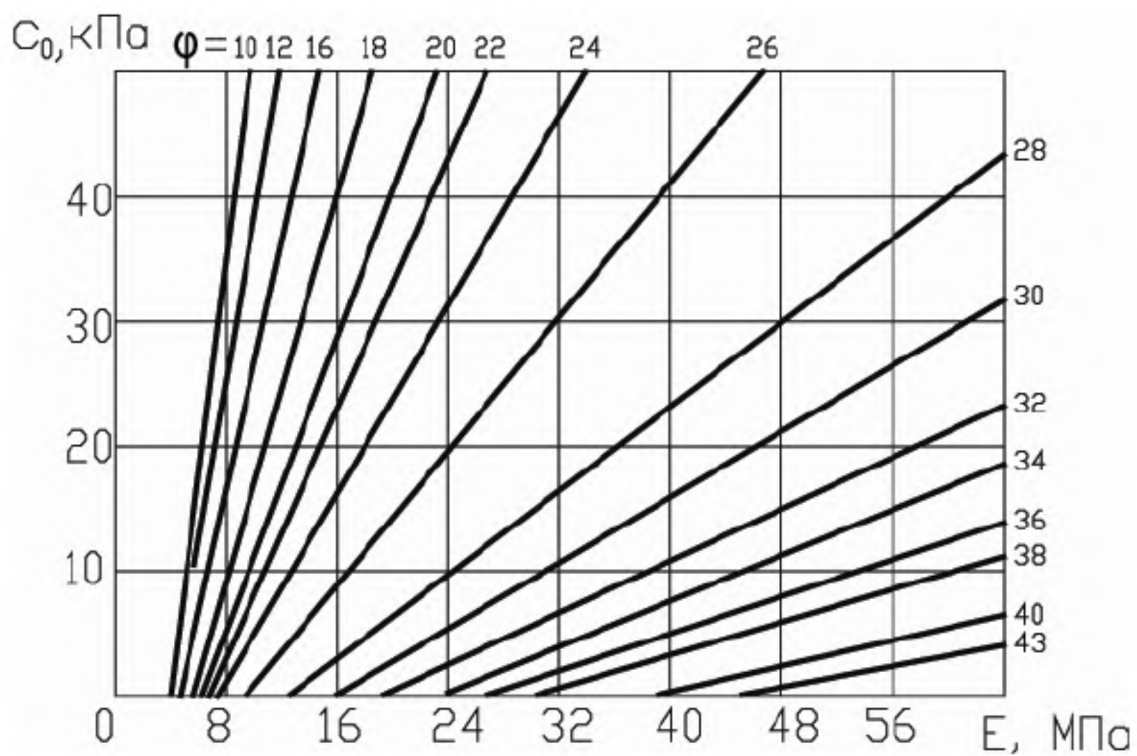


Рис. 14. Корреляционные связи между параметрами грунта c_0 , φ_0 и E

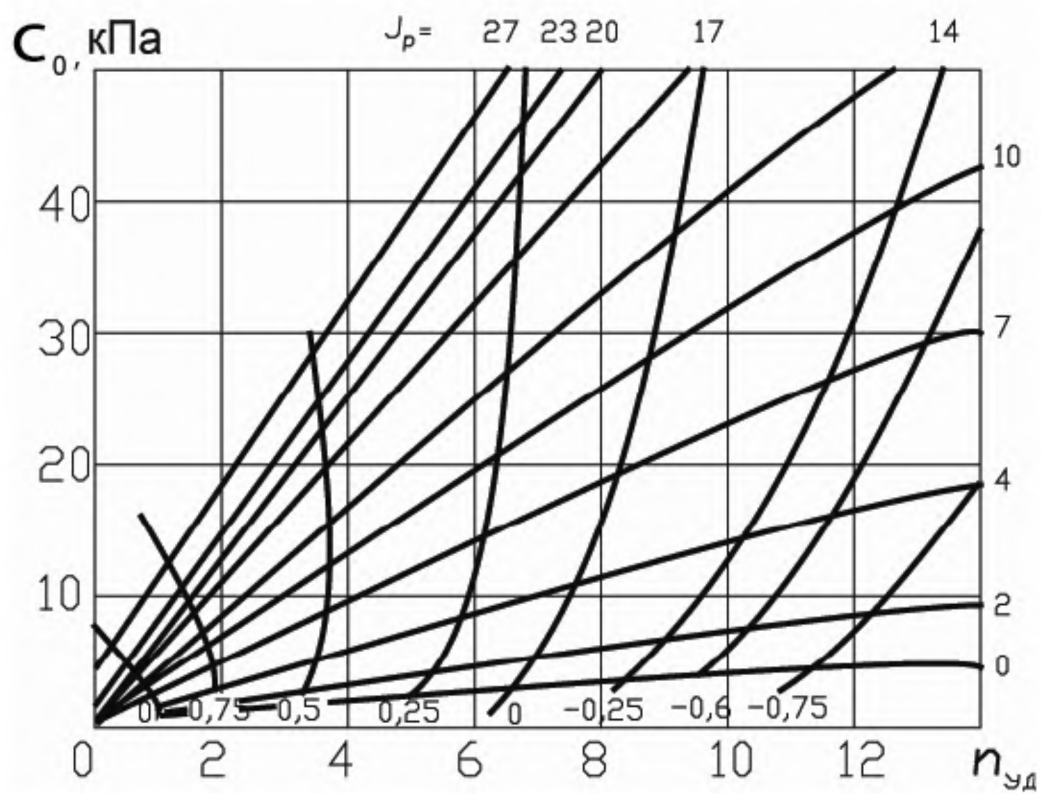


Рис. 15. Номограмма для определения c_0

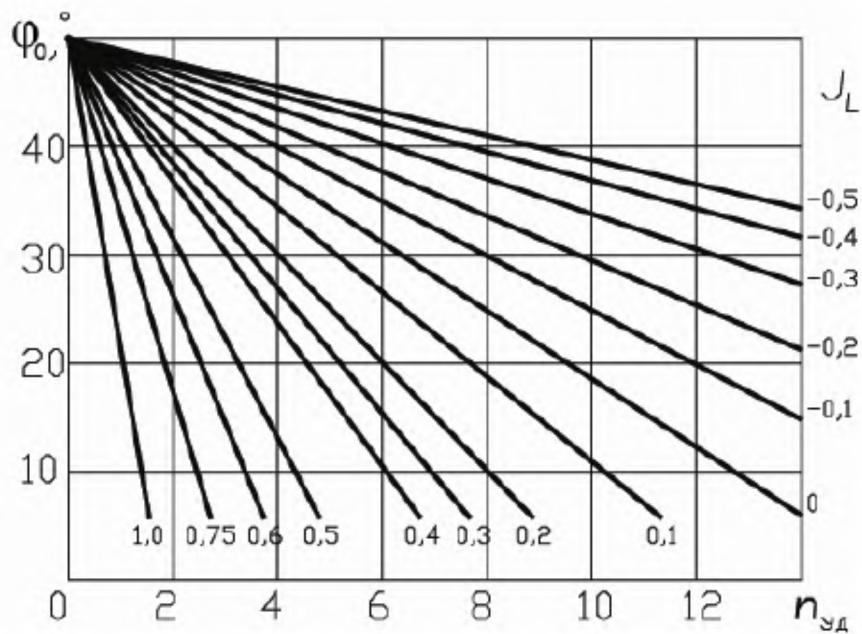


Рис. 16. Номограмма для определения φ_0

При использовании этого метода в полевых условиях определяют только число ударов динамического ударника.

Наибольшие возможности по определению и накоплению статистических характеристик грунтов заключаются в использовании данных метеостанций по типу, влажности и плотности грунтов.

Для определения базовых механических параметров суглинистых грунтов в зависимости от физических авторами получены уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_0 &= 42 \left\{ 4 \sqrt[4]{\frac{44}{W_T}} - 40 \left[1 - \left(\frac{\gamma_c}{\gamma_T} \right) \right] - 0,1 W_{II} \sqrt{\frac{W_T}{44}} \right\} \\ c_0 &= 60 W_T \left(\frac{\gamma_c}{W_{II}} \right) - 5 W_{II} W_T \\ E &= \left[25 W_T \frac{\gamma_c}{(W_{II} - 5)} \right] - 0,6 (W_{II} W_T)^2 \end{aligned} \right\}, \quad (24)$$

где W_T — влажность предела текучести (характеризует тип грунта);
 W_{II} — относительная влажность грунта (отношение весовой влажности грунта к влажности предела текучести);
 γ_c — плотность скелета грунта;
 γ_T — плотность твердых частиц грунта.

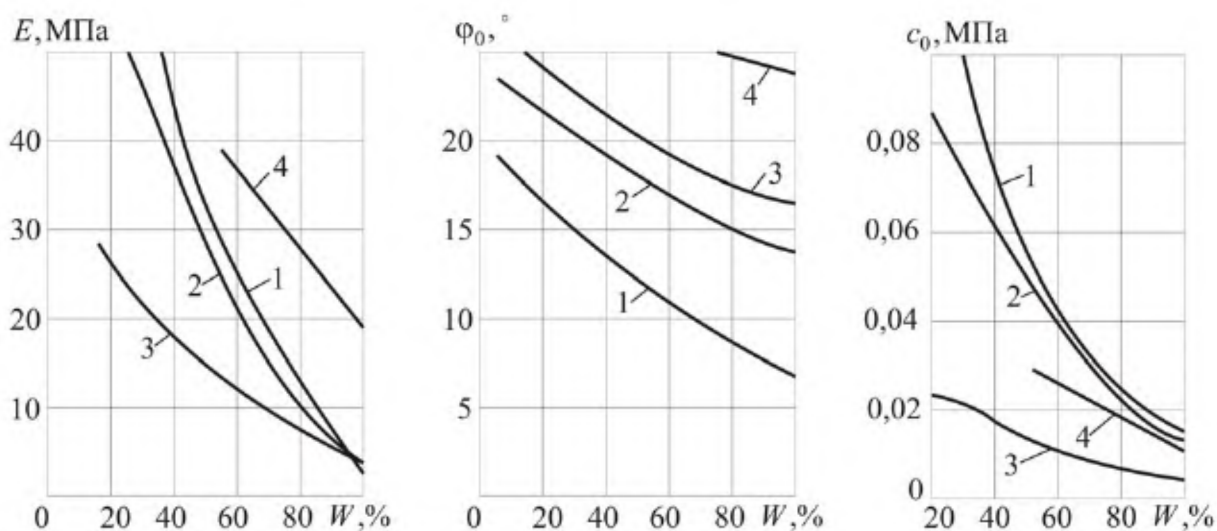


Рис. 17. Зависимость механических параметров грунта от относительной влажности: 1 – тяжелый суглинок; 2 – суглинок; 3 – супесь; 4 – песок

Таблица 4

Физические параметры связных грунтов

Тип грунта	Влажность, W %.				Влажность предела текучести W_T	Плотность скелета грунта γ_c , г/см ³	Плотность твердых частиц γ_T , г/см ³
	Интервал, m_w %; σ_w						
Глина, тяжелый суглинок	Весна	18...44	28,4	4,3	34...44	0,9...1,4	2,68...2,7
	Лето	16...38	24,3	3,6			
Суглинок	Весна	15...35	23,4	3,9	29...35	0,9...1,5	2,65...2,71
	Лето	14...29	21,9	3,5			
Легкий суглинок	Весна	11...27	19,9	4,2	25...27	1,2...1,5	
	Лето	9...25	17,1	4,1			
Супесь	Весна	4...20	12,6	4	18...20	1,2...1,5	2,65...2,69
	Лето	3...18	12,5	3,3			

Параметры несвязных грунтов

Вид	γ , г/см ³	c_0 , МПа	φ_0 , град.	E , МПа
Тонкозернистый	1,4	0	26	0,3...1,0
	1,6	0,001	28	2,0...4,0
	1,8	0,050	32	10,0...15,0
Мелкозернистый	1,43	0	26	0,5...1,0
	1,63	0,0005	32	2,5...4,5
	1,78	0,04	36	12,0...20,0
Среднезернистый	1,45	0	28	0,7...1,2
	1,65	0,0005	32	2,5...5,0
	1,75	0,03	36	15,0...20,0
Крупнозернистый	1,5	0	30	1,0...1,5
	1,6	0,0005	34	3,0...4,0
	1,7	0,03	40	20,0...25,0

Для использования фактического материала по физико-механическим свойствам, полученного в многочисленных исследованиях, использующих другую систему механических параметров [см. уравнения (3)–(9)], необходимо найти переходные зависимости. Например, при переходе от параметров c и μ [формулы (3)] к параметрам E , q_s и H_Γ [формулы (7)] в случае $\mu \leq 1$ можно принять $H_\Gamma = \infty$, тогда

$$q = c z^\mu = \left[q_s^{-1} + J b / E z \right]^{-1}. \quad (25)$$

Решая систему уравнений для двух значений z , получим

$$E = b (z_1^{-1} - z_2^{-1}) / \left[(c z_1^\mu)^{-1} - (c z_2^\mu)^{-1} \right];$$

$$q = \left[(c z^\mu)^{-1} - J b / E z \right]^{-1}.$$

В случае $\mu > 1$, можно принять $1/q_s = 0$; $\text{arctg}[(H_\Gamma - z)/b] \approx (H_\Gamma - z)/b$, тогда

$$\left. \begin{aligned} q &= c z^\mu = 2 E z / \pi (H_r - z); \\ H_r &= (z_2^\mu - z_1^\mu) / (z_2^{\mu-1} - z_1^{\mu-1}); \\ E &= 0,5 \pi c (H_r - z_1) z_1^{\mu-1}. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Более простой и точный способ перехода от одной системы параметров к другой заключается в построении зависимости $q(z)$ в одной системе и определении по ней параметров другой системы.

Этот путь реализован Н.С. Вольской. Обобщенные данные по физико-механическим свойствам грунтов приведены в табл. 4–7.

Таблица 6

Механические параметры заболоченных грунтов

Вид болота	Характеристика дернового покрова	Толщина дернового покрова, см	Φ_0 , град.	c_0 , кПа	E , кПа
Моховое	Преобладают сфагновые мхи без кустарника.	33,5...38,5	12...14	5...8	260...290
	То же с кустарником.	35...36	13...16	10...17	360...430
	Преобладают гипновые мхи с кустарником	27...28	11...15	8...14	290...340
Травяное	Осоковый покров с развитыми осоковыми кочками.	35...42	18...20	16...45	1050...1580
	С межкочечными понижениями	10...11	3...8	4...14	143...244
Лесное	Березово-лесной в межкочечных понижениях	5...5,5	17...19	4...10	86...143
Осушенное	Гипново-осоково-лесной	38...42	16...20	30...50	650...1400

Механические параметры снега

Параметры	Плотность снега, г/см ³					
	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Внутреннее сцепление c_0 , МПа, при следующих температурах, °С:						
– 5	0,04	0,05	0,05	0,07	0,09	0,19
– 10	0,05	0,06	0,052	0,09	0,12	0,22
– 20	0,06	0,09	0,08	0,105	0,27	0,47
Коэффициент трения $\operatorname{tg}\varphi_0$ при следующих температурах, °С						
– 5	0,25	0,33	0,35	0,40	0,42	0,6
– 10	-	0,36	0,40	0,43	0,45	0,5
– 20	-	0,4	0,4	0,48	0,105	0,55
Модуль деформации E , МПа, при следующих температурах, °С:						
– 5	0,2 0,3	0,4- 0,6	1,0	1,5- 2,0	4,0	7,5
– 10	-	0,6- 0,8	1,5	2,5- 3,0	5,5	10,0
– 20	-	1,0	2,0	4,0	8,0	13,0
Коэффициент трения скольжения φ_p при следующих температурах, °С:						
+ 2...– 1	0,14	0,097	0,08	0,065	0,035	0,02
– 4	0,1	0,05	0,07	0,055	0,025	0,15
– 16...– 30	0,18	0,09	0,09	0,075	0,045	0,028

2. ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ПО ГРУНТОВЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ

Движение автомобилей вне дорог по деформирующейся неровной поверхности отличается от движения по дорогам более сложными процессами взаимодействия автомобиля с опорной поверхностью. Это взаимодействие осуществляется через колеса. Поэтому в первую очередь необходимо рассмотреть физические процессы, происходящие при взаимодействии колеса с грунтом.

Однако параметры движения автомобиля нельзя получить простым суммированием параметров взаимодействия каждого из колеса с грунтом. Колеса находятся в сложной силовой и кинематической связи между собой, с корпусом автомобиля, трансмис-

сией и двигателем, рулевым управлением и тормозной системой. Разные колеса одновременно могут работать на разных режимах (ведущем, ведомом и даже тормозном), испытывать неодинаковые нагрузки.

Система «автомобиль – грунт» с большим числом подсистем и взаимосвязей исследована еще очень мало. Накапливаются результаты исследований отдельных подсистем. Поэтому при рассмотрении взаимодействия автомобиля с грунтом приходится использовать большое число упрощающих допущений, учитывать лишь самые основные связи.

2.1. Физические процессы, происходящие при взаимодействии колеса с грунтом

Деформация шины и грунта – результат взаимодействия шины колеса с грунтом. Характер деформации грунта при вдавливании шины и жесткого штампа различный, а характер деформации шины колеса будет не такой, как на твердой поверхности. Процесс деформации грунта под катящимся по нему колесом значительно сложнее, чем при вдавливании штампа. Это обусловлено следующими особенностями воздействия пневмоколеса на грунт по сравнению с воздействием штампа. Форма шины колеса значительно отличается от формы применяемых плоских штампов. Причем форма и размеры контакта пневмоколеса с грунтом изменяются в зависимости от нагрузки, свойств грунта и эластичности шины.

При вдавливании плоского штампа все элементарные силы, действующие на грунт, параллельны между собой и сохраняют направление при вдавливании, а при качении колеса они направлены не параллельно между собой и не перпендикулярно к поверхности контакта даже жесткого колеса. В процессе качения колеса направление действия этих сил изменяется. Суммарная сила, передаваемая от колеса на грунт, всегда направлена под некоторым углом к вертикали.

Время действия шины колеса на определенный участок грунта очень незначительно и зависит от скорости движения автомобиля. Нагрузка от колеса на грунт имеет динамический характер

и зависит от свойств подвески автомобиля, скорости движения и ровности грунта.

Результаты многочисленных экспериментальных исследований грунта при качении колеса позволяют выполнить следующие обобщения. Как и при вдавливании штампа, при качении колеса имеют место два вида деформаций грунта: уплотнение и относительные сдвиги. Общая деформация грунта под колесом и соотношение ее составляющих зависят от вида грунта, его влажности и плотности, а также от нагрузки на колесо, размеров и формы контакта колеса с грунтом.

Для рыхлых, легко уплотняющихся при нагрузке грунтов боковые сдвиги проявляются очень незначительно. Основным видом деформации является уплотнение грунта под колесом. При этом на небольшом расстоянии по бокам колеи происходит разуплотнение грунта в поверхностном слое. Однако это справедливо лишь до определенной нагрузки, при которой происходит максимальное для данных условий уплотнение грунта. При превышении этой нагрузки в грунте появляются значительные его сдвиги в стороны.

При нагрузках, характерных для современных массовых полноприводных автомобилей (1–2 т на колесо), к уплотняющимся без больших сдвигов грунтам можно отнести разрыхленные суглинистые и глинистые грунты при влажности менее $(0,6 \dots 0,7)W_L$, насыпные песчаные и супесчаные грунты, неуплотненный снег. Для грунтов, не уплотняющихся при нагрузке [связные грунты при влажности более $(0,6 \dots 0,7)W_L$, когда коэффициент внутреннего трения очень незначительный, песчаные грунты большой плотности], основным видом деформации являются боковые сдвиги. По бокам колеи образуются валики вследствие выпирания грунта. Плотность грунта в колее и около колеи практически не меняется.

При равном среднем давлении размеры и форма контакта колеса с грунтом сказываются так же, как форма штампа на соотношении уплотнения и сдвигов. Чем больше общие размеры контакта, тем легче происходит уплотнение и труднее возникают сдвиги. Чем уже поверхность контакта, тем легче и быстрее возникают боковые сдвиги.

Помимо уплотнения грунта и боковых сдвигов при качении колеса всегда происходит смещение грунта в направлении движения, которое обусловлено кинематическим движением элементов протектора шины и зависит прежде всего от глубины колеи и радиуса качения колеса. Смещение грунта вперед, так же как и его вдавливание, является результатом уплотнения и сдвигов в стороны. На легко уплотняющихся грунтах их уплотнение происходит перед колесом до определенного предела, после чего образуемый перед колесом валик или подминается под колесо, или раздвигается в стороны. Сопротивление движению получается неравномерным, импульсным. На не уплотняющихся грунтах перед колесом гонится валик выпирания.

Кроме перечисленных видов деформации, происходит еще некоторое смещение грунта в сторону действия тангенциальных сил, обусловленных сцеплением колеса с грунтом.

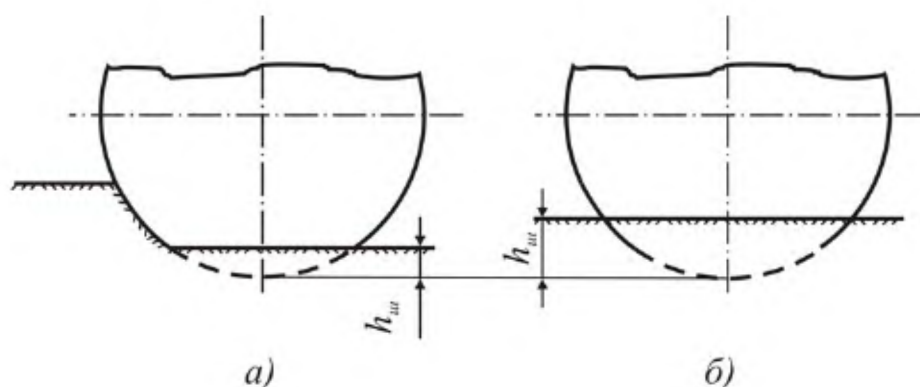


Рис. 18. Нормальный прогиб шины:

а – на мягком грунте; б – на твердой поверхности

Площадь контакта при взаимодействии шины с мягким грунтом больше, чем с твердым, больше область шины, подверженная деформации, но меньше нормальный прогиб (рис. 18). Следует отметить, что на мягком грунте помимо плоской зоны контакта имеется криволинейная зона, через которую передается часть нагрузки. Чем глубже колея, тем больше относительная часть криволинейной зоны, меньше нагрузка, передаваемая через плоскую зону, и нормальный прогиб шины. Для более эластичных шин увеличивается деформация и плоская зона, а следовательно, уменьшаются криволинейная зона контакта и различие деформа-

ции шины на мягком и твердом грунте. Так, для шины 12.00–18 нормальный прогиб на влажном песке меньше, чем на жесткой поверхности при нагрузке $G_K = 9000$ Н и внутреннем давлении воздуха в шине $P_W = 0,3$ МПа в 3 раза, а при $G_K = 20000$ Н и $P_W = 0,05$ МПа всего на 10%.

Все современные вездеходные шины характеризуются большой эластичностью, они имеют общий характер деформации. Форма профиля шины в деформированном состоянии определяется нормальным прогибом и лишь незначительно изменяется в зависимости от погружения в грунт и соотношения нагрузки и внутреннего давления воздуха в шине.

На рисунке 19 приведены параметры деформации поверхности контакта шины с регулируемым давлением при различном внутреннем давлении P_W воздуха.

При малом нормальном прогибе шины (до 5...10% ширины профиля) поверхность контакта имеет двояковогнутую форму (рис. 19,а). В продольных сечениях кривизна контакта постепенно уменьшается от максимального значения в передней части до нуля в задней части, в поперечных сечениях в протекторной зоне она также убывает от передней части контакта к задней. С увеличением эластичности шины (путем снижения внутреннего давления воздуха в шине) происходит уменьшение кривизны поверхности контакта в средней части и увеличение кривизны продольных сечений в начале контакта, а также кривизны поперечных сечений в зонах боковин (за пределами протектора). При определенном нормальном прогибе шины в средней части контакта появляется плоская зона, увеличивающаяся по мере роста прогиба шины (рис. 19,б). При больших значениях нормального прогиба (более 20% ширины профиля) поверхность контакта в средней зоне приобретает обратную кривизну, вначале в поперечных сечениях, а затем и в продольных (рис. 19,в). Характер распределения нормальных давлений по поверхности контакта определяется формой этой поверхности и свойствами грунта.

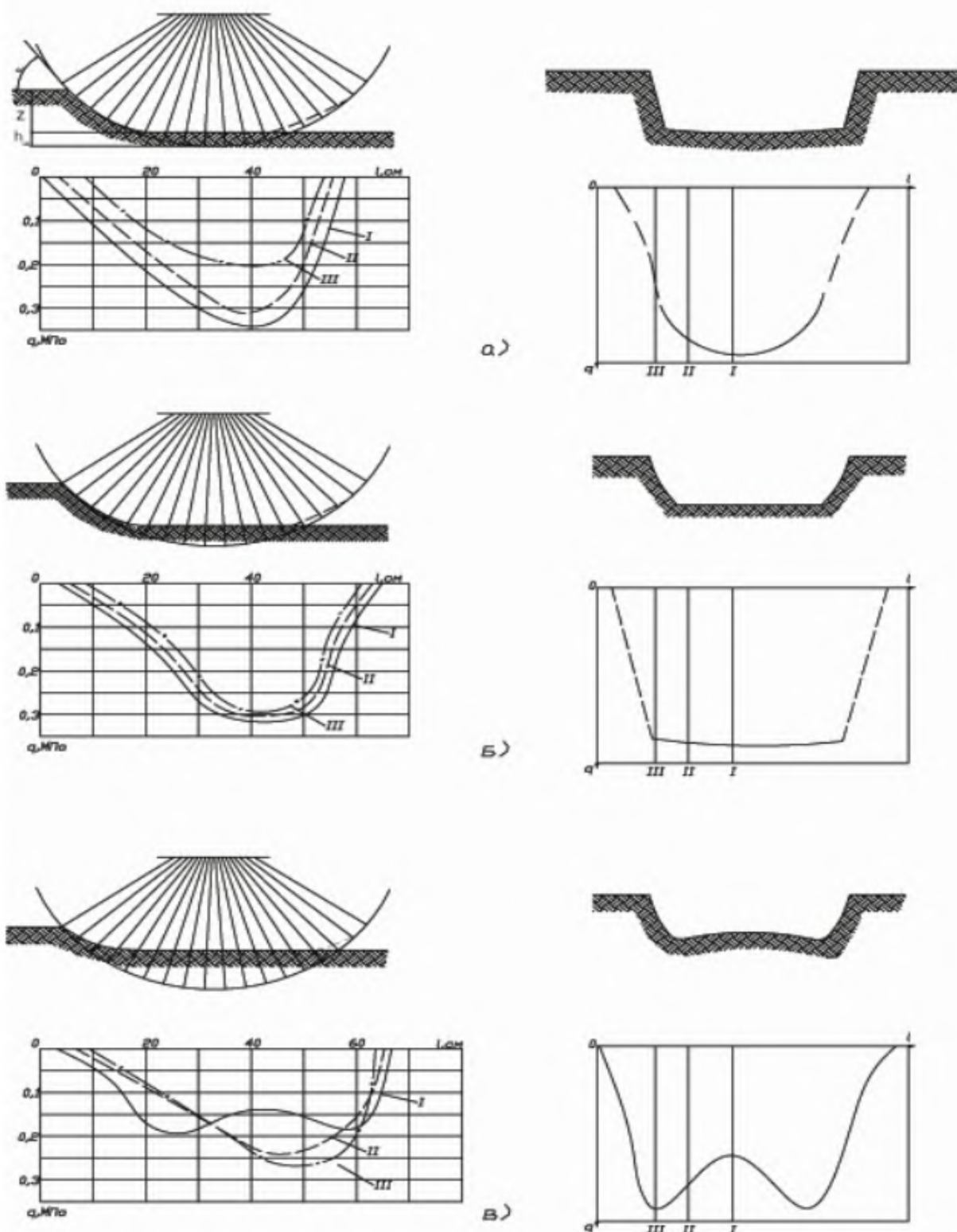


Рис. 19. Распределение давлений от нормальных нагрузок по площади контакта шины с грунтом при различном давлении p_w воздуха (шина 12.00–18, $G_K=15$ кН, грунт песчаный, $\gamma=1,2...1,3$ г/см³):
 а – $p_w=0,2$ МПа; б – $p_w=0,1$ МПа; в – $p_w=0,05$ МПа;
 I – продольные сечения; II – поперечные сечения

В случаях малых деформаций шины, когда плоская зона в контакте отсутствует или незначительна, эпюры давлений и в продольных, и в поперечных сечениях имеют параболическую форму аналогичную жесткому колесу. По мере увеличения деформации шины куполообразная форма эпюры все больше срезается. Эпюры в продольных и поперечных сечениях приближаются к трапецевидным с увеличением верхнего основания. Этот процесс продолжается до полного «выпрямления» протектора в поперечной плоскости. При дальнейшем росте деформации, когда в средней части контакта появляется обратный прогиб, эпюра нормальных давлений также имеет вогнутую зону в средней части. Максимальные давления при отсутствии зоны с обратной кривизной расположены в средней части контакта, а при наличии зоны с обратной кривизной – по границам этой зоны.

Изменение формы контактной поверхности влияет на характер деформации грунта. Чем больше плоская зона контакта, тем меньше склонность грунта к сдвигу, а следовательно, погружение шины в грунт. Наиболее эффективное уменьшение выпирания грунта в стороны получается при наличии в контакте зоны с обратной кривизной. Уменьшению погружения шины в грунт способствует увеличение ширины профиля шины при ее деформации.

Смещение грунта вперед, определяемое углом α_0 атаки во входной зоне (угол между вектором перемещения элементов шины и вертикалью), зависит от суммарной глубины колеи и нормального прогиба шины, $\alpha_0 = \arccos[1 - (h_{\text{ш}} + z_T)]$.

Для выбора расчетной схемы взаимодействия шины колеса с грунтом важно определить, какие давления являются определяющими для глубины колеи: максимальные, средние или какие-либо другие. Для этого рассмотрим экспериментальные зависимости глубины колеи от максимального и среднего давлений для всего контакта, среднего давления для плоской зоны контакта; среднего давления для поперечного сечения, в котором они наибольшие. Сравним их с зависимостями, полученными для плоского штампа (рис. 20). Зависимости, наиболее близкие к штамповым, получены для среднего давления 2 в плоской зоне контакта и 3 для наиболее нагруженного поперечного сечения. Используя характеристики вдавливания штампа, эти зависимости можно

принять для определения глубины колеи. Однако и они отличаются от соответствующей зависимости для плоского штампа.

Как было отмечено выше, давление зависит не только от глубины погружения соответствующей точки в грунт, но и от характера сдвигов грунта, оказывающего влияние на общее их распределение по поверхности контакта. Поэтому нарастание давления от заглубления в грунт значительно больше на большем удалении от начала контакта. В начале контакта сопротивление сдвигу меньше. Это явление зависит от склонности грунта к сдвигу, у уплотняющихся грунтов оно проявляется меньше.

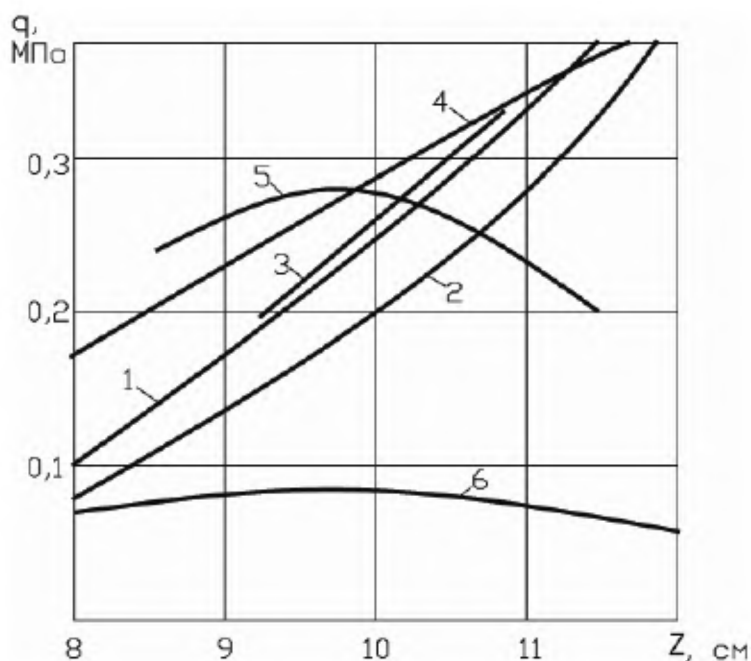


Рис. 20. Связь различных давлений q с глубиной z колеи:

- 1 – средних для плоского штампа ($D = 0,18$ м); 2 – средних в плоской зоне контакта шины с грунтом; 3 – средних по ширине в сечении контакта вертикальной плоскостью, проходящей через ось колеса;
- 4 – максимальных в средней части контакта; 5 – максимальных в боковых зонах контакта; 6 – средних для всей поверхности контакта

Сцепление колеса с грунтом. Касательные (тангенциальные) напряжения в каждой точке контакта колеса с грунтом определяются нормальным давлением и касательным сдвигом. Распределение давления от нормальных нагрузок по длине контакта рассмотрено выше.

Исследования касательного сдвига (смещения) элементов шины в зоне контакта выявили два определяющих процесса.

Во-первых, касательные смещения элементов шины в зоне контакта происходят в результате нормального (радиального) прогиба шины. Например, при нагружении колеса на твердой плоской поверхности только нормальной нагрузкой в зоне контакта дуга окружности выпрямляется, при этом происходит тангенциальное сжатие элементов шины и их смещение увеличивающееся от центра контакта в обе стороны. С учетом параболической эпюры давления от нормальных нагрузок эпюра касательных напряжений симметрична относительно центра контакта (рис. 21).

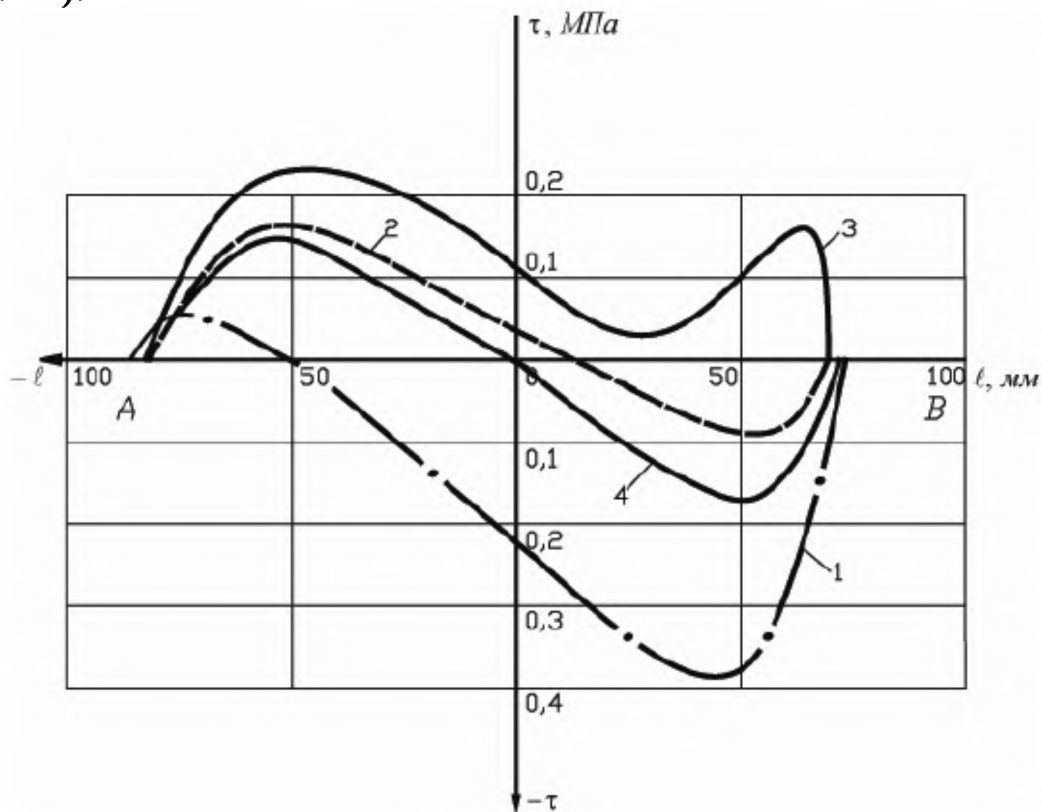


Рис. 21. Эпюры продольных касательных напряжений τ в контакте шины с дорогой на различных режимах качения: 1 – ведущем; 2 – ведомом; 3 – тормозном; 4 – при статическом нагружении; А – вход в контакт; В – выход из контакта

Во-вторых, касательные смещения элементов шины обусловлены действием силы P_x тяги или тормозной силы P_T . Эти смещения направлены в сторону действия силы P_x и суммируются со смещениями от нормального прогиба шины. Для некатящегося колеса они одинаковые по длине контакта, для катящегося – линейно увеличиваются от передней части контакта к задней в соответствии с длительностью нахождения в контакте.

Качение колеса по грунту можно рассматривать как процесс поворота колеса, в том числе зоны контакта, относительно мгновенного центра поворота O (рис. 22). При этом векторы скоростей отклоняются от соответствующих радиальных направлений, по которым происходит деформация элементов шины. Суммарное касательное смещение в каждой точке контакта $S_\tau = \int_0^t v_\tau dt$.

Смещение в каждой точке суммируется из касательных деформаций шины и грунта, а также проскальзывания шины относительно грунта $S_\tau = S_{\tau_{\text{ш}}} + S_{\tau_{\text{г}}} + S_{\tau_{\text{к}}}$.

Касательное напряжение в каждой точке контакта

$$\tau_x = S_{\tau_{\text{ш}}} \cdot C_{\tau_{\text{ш}}} = S_{\tau_{\text{г}}} \cdot C_{\tau_{\text{г}}},$$

или

$$\tau_x = (S_\tau - S_{\text{ск}}) \cdot C_{\tau_{\text{ш}}} C_{\tau_{\text{г}}} / (C_{\tau_{\text{ш}}} + C_{\tau_{\text{г}}}), \quad (27)$$

где $C_{\tau_{\text{ш}}}$ и $C_{\tau_{\text{г}}}$ – тангенциальная жесткость соответственно шины и грунта.

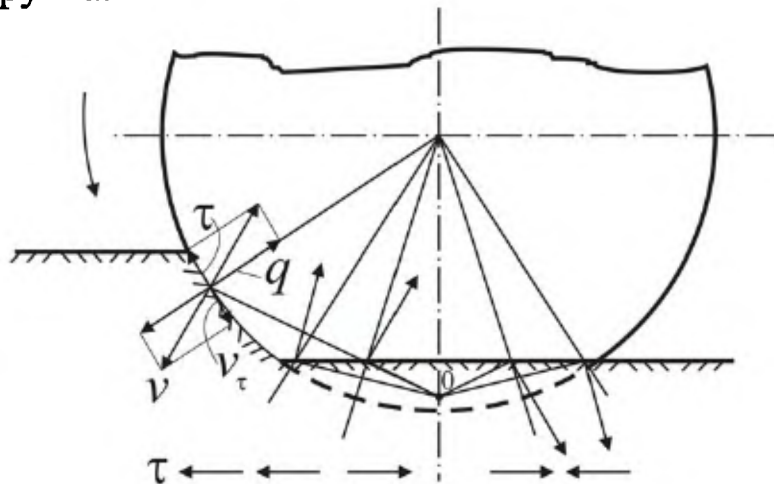


Рис. 22. Схемы расчета касательных сил при качении эластичного колеса

Если полученное по уравнению (27) значение $\tau_x = \tau_{\text{max}}$, то имеет место проскальзывание. Величину проскальзывания и касательную деформацию шины можно определить по уравнениям

$$S_{\text{ск}} = S_\tau - \frac{\tau_{\text{max}} \times (C_{\tau_{\text{ш}}} + C_{\tau_{\text{г}}})}{C_{\tau_{\text{ш}}} \times C_{\tau_{\text{г}}}}; \quad S_{\tau_{\text{ш}}} = \frac{S_\tau - S_{\text{ск}}}{1 + C_{\tau_{\text{ш}}} / C_{\tau_{\text{г}}}}. \quad (28)$$

Таким образом, касательное напряжение в каждой точке контакта определяется величиной касательного смещения в этой точке, соотношением касательных жесткостей шины и грунта и ограничивается максимальным сопротивлением скольжения резины по грунту или грунта по грунту.

Эпюры касательных напряжений в контакте колеса с грунтом на различных режимах показаны на рис. 21. При росте силы тяги на колесе увеличивается зона контакта с проскальзыванием, перемещается вверх мгновенный центр поворота, уменьшается радиус r_k качения колеса, увеличивается коэффициент буксования

$$S_6 = 1 - r_k / r_0,$$

где r_0 – радиус качения на свободном режиме ($P_x = 0$).

Суммарная сила тяги по сцеплению $P_{x\text{ сц}} = \int_0^{\ell} \tau \cdot b \, dx$ может

быть ограничена не только сопротивлением сдвигу шины относительно грунта, но и потерей несущей способности [см. уравнения (14), (15)].

Энергетические затраты на качение колеса. При качении колеса по грунту мощность, подводимая к колесу, затрачивается на совершение полезной (тяговой) работы, а также на деформацию грунта и шины, на проскальзывание шины относительно грунта и преодоление прилипания грунта к шине. Сопротивление качению, вызываемое потерей мощности на деформацию грунта, зависит от размеров образуемой колеи, характеристики сопротивления грунта вдавливанию $q(z)$ и величины сдвига грунта вперед. Влияние сдвига грунта вперед имеет существенное значение в тех случаях, когда угол атаки больше угла внутреннего трения в грунте. При этом происходит нагребание грунта колесом (бульдозерное действие) и сопротивление качению резко повышается.

Влияние скорости на сопротивление грунта качению проявляется через два процесса. При возрастании скорости в большинстве случаев уменьшается глубина колеи, вследствие чего сопро-

тивление качению понижается, но вместе с тем может увеличиться сопротивление грунта сдвигу вперед, что вызывает повышение сопротивления качению. Поэтому зависимости сопротивления качению от скорости, получаемые различными исследователями, существенно отличаются.

Сопротивление качению, вызываемое потерями мощности на внутреннее трение в шине, определяется величиной деформации шины, толщиной стенок и гистерезисными свойствами материалов, из которых изготовлена шина. Гистерезисные свойства резины изменяются в зависимости от температуры, вследствие чего при увеличении температуры потери в шине снижаются.

Характер влияния скорости V_a автомобиля на потери в шине показан на рис. 23. Существенное значение это влияние имеет лишь на больших скоростях ($V_a > 50 \text{ км/ч}$), когда не успевает восстановиться форма шины в зоне контакта и возникают колебательные деформации шины за пределами контакта.

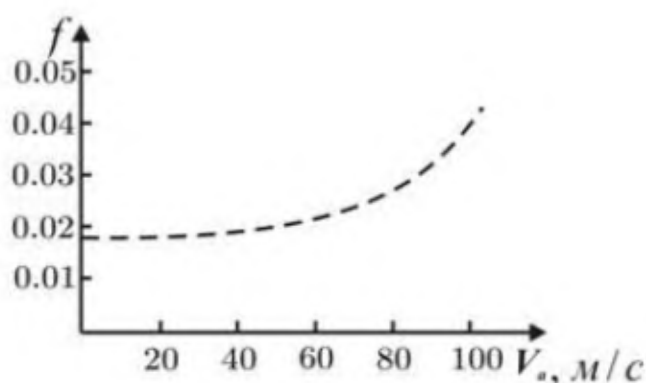


Рис. 23. Влияние скорости V_a на коэффициент f сопротивления качению колеса

Более сложным и недостаточно изученным является вопрос затрат энергии на касательную деформацию шины и грунта. Ряд исследователей отмечает, что вся работа, затрачиваемая на касательную деформацию шины, относится к скоростным потерям. Однако следует отметить, что энергия, обуславливающая потери на деформацию шины (в том числе тангенциальную), превращается в теплоту. Эта часть энергии определяется гистерезисными потерями (на внутреннее трение). Остальная же часть работы, затраченная на преодоление упругих сил, возвращается в процессе ка-

чения. По-видимому, ее следует исключать из потерь на качение. Аналогичные рассуждения можно привести при оценке затрат энергии на касательную деформацию грунта. Одна часть работы, затрачиваемой на необратимую деформацию грунта, теряется, а другая, затрачиваемая на упругую деформацию, возвращается в процессе качения и должна быть исключена из потерь на качение.

Потери мощности на преодоление прилипания грунта к шине имеют существенное значение для связных грунтов определенной влажности. Липкость грунта препятствует качению колеса в зоне выхода шины из контакта с грунтом, в которой происходит отрыв шины от грунта. Сопротивление качению, вызываемое прилипанием грунта, пропорционально ширине контакта и удельной силе сопротивления отрыву от грунта резиновой пластинки. Кроме того, липкость грунта повышает силы сцепления в контакте. Наиболее существенный недостаток, вызываемый липкостью грунта, заключается в забивании грунтом углублений протектора, а иногда в налипании грунта на всю беговую часть шины. Это приводит к существенному увеличению сопротивления качению и снижению сцепления.

Обеспечение самоочищаемости протектора шин при движении по липким грунтам – одна из самых сложных, нерешенных до настоящего времени задач. Улучшение самоочищаемости может быть достигнуто путем выбора рациональной формы рисунка протектора, обеспечения значительного изменения кривизны беговой поверхности шины при выходе из зоны контакта, применения поверхностных пленок, снижающих прилипание грунта.

Математическое моделирование взаимодействия колеса с грунтом отличается большим многообразием предложенных математических моделей, среди которых следует выделить две, основанные на: 1) результатах исследования распределения нормальных и касательных напряжений по поверхности контакта колеса с грунтом; 2) упрощенном представлении поверхности контакта и использовании осредненных параметров для характерных зон этой поверхности.

Расчетная схема взаимодействия колеса с грунтом по первой модели приведена на рис. 24. Уравнения проекций сил на оси x и z и моментов относительно оси колеса имеют вид:

$$\int_{x_2}^{x_1} \sigma \cdot (q + \tau \cdot \operatorname{tg} \alpha_K) dx = P_z; \quad (29)$$

$$\int_x^{x_1} \sigma \cdot (\tau - q \cdot \operatorname{tg} \alpha_K) dx = P_x; \quad (30)$$

$$\int_{x_2}^{x_1} [\sigma \cdot (q + \tau \cdot \operatorname{tg} \alpha_K) \cdot x + (\tau - q \cdot \operatorname{tg} \alpha_K) \cdot (\xi + z)] dx = M_K, \quad (31)$$

где σ – ширина контакта, определяемая по эмпирическому уравнению, приведенному ниже

$$\sigma = \sigma_{\text{пр}} + \frac{10 \cdot z \cdot (B + h - \sigma_{\text{пр}})}{H - h + 10 \cdot z}, \quad (32)$$

где $\sigma_{\text{пр}}$ – ширина протектора; h и z – деформация соответственно шины и грунта в рассматриваемом сечении;

τ – касательное напряжение;

ξ – расстояние от оси колеса до поверхности грунта.

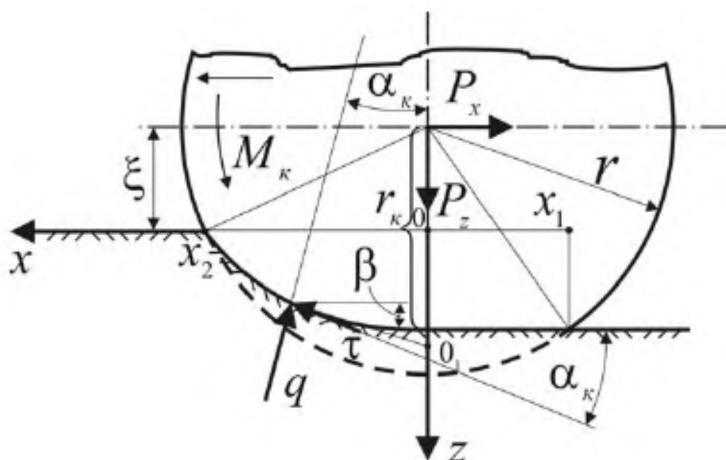


Рис. 24. Расчетная схема первой модели качения колеса по грунту

Чтобы решить уравнения (29)–(32), необходимо найти аналитические зависимости для деформации шины и грунта, площади поверхностей контакта колеса с грунтом, распределения нормальных давлений и касательных напряжений по поверхности контакта.

Совместная деформация шины и грунта в каждой точке контакта и форма поверхности контакта определяются совместным решением уравнения деформации элемента шины и уравнения (13) для определения нормальной деформации грунта.

$$Q = 0,5 \cdot h \cdot (p_w + p_0) \cdot \left(\frac{B}{H} + \frac{3H}{2B} \right) \cdot \left(3,5 - \frac{\pi \cdot h_{\text{ш}}}{B} \right), \quad (33)$$

где Q – нагрузка на элемент шины длиной 1 см в окружном направлении;

p_0 – давление в контакте при $p_w = 0$;

B и H – соответственно ширина и высота профиля шины.

Учитывая особенности взаимодействия колеса с грунтом в отличие от вдавливания плоского штампа в грунт, в уравнениях (7), (8), (13) вместо коэффициентов J , J_1 и J_2 введены коэффициенты J_x , J_{x1} и J_{x2} , определяемые выражениями

$$J_x = 0,43 + \left(\frac{0,18 \epsilon_{\text{пр}}}{0,03 \epsilon + x} \right)^2; \quad J_{x1} = \frac{x \cdot (x + 0,8 \cdot \epsilon_{\text{пр}})}{(x + 0,4 \epsilon)^2};$$

$$J_{x2} = 1 + \left(\frac{\epsilon_{\text{пр}}}{2x + \epsilon} \right)^2, \quad (34)$$

где x – расстояние от рассматриваемой точки до ближайшей границы контакта (передней или задней).

Вместо β в уравнение (13) входит величина, характеризующая направление вектора скорости элемента шины,

$$\beta_x = \text{arctg} \frac{r_0 \cdot (1 - S_6) - \xi - z}{L - x}, \quad (35)$$

где L – длина передней части контакта.

Величина β_x ограничена неравенством $(\beta_x - \alpha_k) < \rho$. Здесь ρ – угол трения,

$$\alpha_k = \operatorname{arctg} \frac{dz}{dx} \approx \frac{2zx}{x_2^2}. \quad (36)$$

Кроме того, текущие значения $h_{\text{ш}}$ и z_{Γ} связаны геометрическим соотношением $h_{\text{ш}} = z + h - z_{\Gamma} - 0,5x^2 / r$. Подставив это выражение в уравнение (33) и уравнения (32) и (13), получим

$$\begin{aligned} & \frac{p_w + p_0}{2\sigma_{\text{пр}}} \left\{ 3 - \left[1,75 - \left(\frac{B}{H} + \frac{3H}{2B} \right) \cdot \left(z + h - z_{\Gamma} - \frac{x^2}{2r} \right) \right]^2 \right\} = \\ & = \left\{ \frac{H_{\Gamma} - z_{\text{ш}}}{\sigma(1 + 1,75\varphi_0) \cdot [\kappa_{\beta_1} J_{x_1} X_1 \sigma + \kappa_{\beta_2} J_{x_2} X_2 + X_3 z_{\Gamma}] \cdot \cos \beta_x} + \right. \\ & \quad \left. + \frac{a\sigma}{E z_{\Gamma} J_x} \cdot \operatorname{arctg} \frac{H_{\Gamma} - z_{\Gamma}}{a\sigma \cos \beta_x} \right\}^{-1}. \quad (37) \end{aligned}$$

Уравнение (37) является уравнением линии контакта в продольной вертикальной плоскости. Оно связывает координаты x и $z_{\text{ш}}$ с параметрами шины $B, H, r, \sigma, p_w, p_0$, параметрами грунта $X_1, X_2, X_3, E, \varphi_0, c_0, H_{\Gamma}, a, J_x, J_{x_1}, J_{x_2}, \kappa_{\beta_1}, \kappa_{\beta_2}$ и параметрами z, h , характеризующими взаимодействие шины с грунтом.

В большинстве случаев может быть использовано приближенное уравнение линии контакта

$$z_{\Gamma} = z \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{x_2} \right)^{x_2^2 / (z\xi)} \right]; \quad (38)$$

$$x_2 = \sqrt{(2r - h - z) \cdot (h + z)}; \quad (39)$$

$$\xi = r - h - z. \quad (40)$$

В задней части контакта при $z_{\Gamma} = z$ имеем

$$x_1 = \sqrt{(2r - h) \cdot h}. \quad (41)$$

Уравнение (38) получено в предположении, что форма поверхности контакта определяется в основном параметрами шины и ее нормальным прогибом и лишь в малой степени параметрами грунта.

Распределение тангенциальных напряжений в контакте находится по уравнению (27), величина s_{τ} – по уравнению

$$s_{\tau} = \int_{\alpha_2}^{\alpha} \left(\frac{\xi + z_{\Gamma}}{\cos \alpha} - r_{\kappa} \cos \alpha \right) \cdot (-d\alpha). \quad (42)$$

Распределение нормальных давлений в контакте можно получить по преобразованному уравнению (13)

$$q_x = \left\{ \frac{H_{\Gamma} - z_{\Gamma}}{\nu \cdot (1 + 1,75\varphi_0) \cdot (\kappa_{\beta_1} J_{x_1} X_1 \nu + \kappa_{\beta_2} J_{x_2} X_2 c_0 + X_3 z_{\Gamma}) \cdot \cos \beta_x} + \frac{a \nu}{E z_{\Gamma} J_x} \operatorname{arctg} \frac{H_{\Gamma} - z_{\Gamma}}{a \nu \cos \beta_x} \right\}^{-1}.$$

Координата z находится по уравнению (38).

В алгоритме расчета параметров взаимодействия колеса с грунтом по первой математической модели в качестве исходных данных принимаются параметры шины (колеса) r , B , H , $\nu_{\text{пр}}$, p_w , p_0 , κ_H , $\Delta_{\text{пр}}$, G_{κ} и грунта E , H_{Γ} , c_0 , φ_0 , κ_{τ} , γ . Порядок расчета следующий. Выбираются значения z и S_6 .

1. Для $x = 0$ определяется $z_{\Gamma} = z : \alpha_r = 0; \beta = \pm \varphi_0$ при $S_6 > 0$ или $S_6 < 0$; $\beta = 0$ при $S_6 = 0$. По уравнениям (9)–(13), (32)–(34), (39)–(41) последовательно определяются величины X_1 , X_2 , X_3 , κ_{β_1} , κ_{β_2} , J_{x_1} , J_{x_2} , q_s , q , $z_{\text{ш}}$, ν , x_2 , ξ , x_1 .

2. Горизонтальная проекция линии контакта разбивается на n_x элементов

$$\Delta = \frac{x_2 - x_1}{n_x}; \quad x = \Delta \cdot i,$$

где i – порядковый номер элемента.

Для каждого элемента последовательно рассчитываются: z_T – по уравнению (38); α_k – по (36); β – по (35); q_{sx} – по (10)–(12); $h_{ш}$ – по (33); S_τ – по (42); τ_x – по (27); $S_{ск}, S_{\tau ш}$ – по (28).

3. По уравнениям (29)–(31) методом численного интегрирования находятся P_z, P_x, M_k .

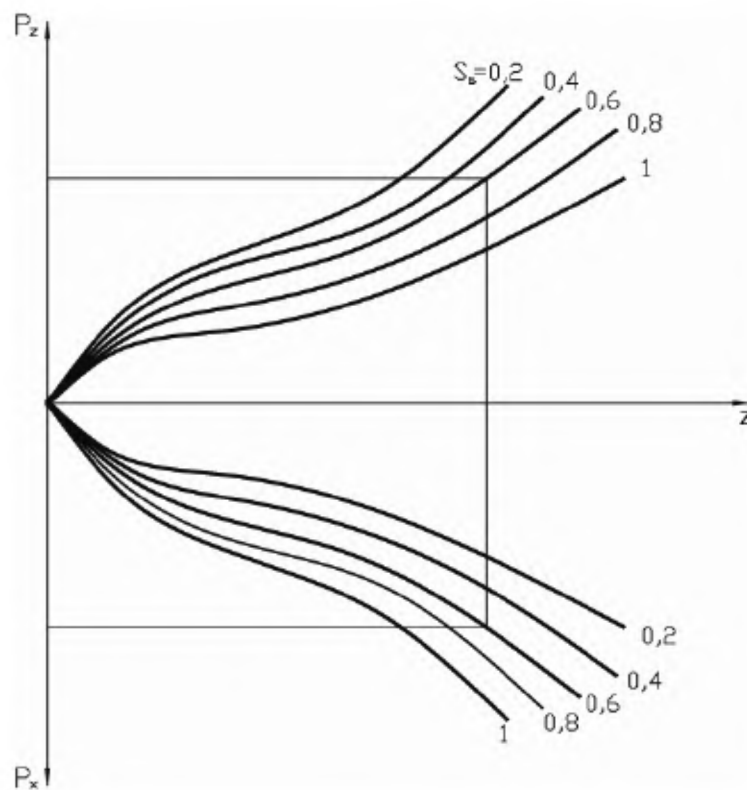


Рис. 25. Зависимости для определения S_6 и z

Расчеты по пунктам 1...3 повторяются для различных значений z и s_6 . Зависимости $P_z, P_x = f(z, S_6)$, показанные на рис. 25, позволяют определить $P_x(S_6)$ при заданной нагрузке P_z или S_6 и z при заданных значениях P_z и P_x .

4. Определяются составляющие силы сопротивления качению:

– сила сопротивления грунта

$$P_{f\Gamma} = M_{\kappa} / r_0 - P_x, \quad (43)$$

– сила сопротивления шины

$$P_{f\text{ш}} = 0,5\psi_1 p_0 C_{\text{ш}} h^2 (1,75 - \frac{hC_{\text{ш}}}{3e_{\text{пр}}}) + \frac{\psi_2 e_{\text{пр}} \Delta_{\text{пр}} q^2}{2E_p K_{\text{н}}}, \quad (44)$$

где ψ_1, ψ_2 – коэффициенты гистерезиса соответственно для боковых стенок и протектора;

$$C_{\text{ш}} = \frac{B}{H} + \frac{3B}{2H}; \Delta_{\text{пр}} - \text{высота выступов протектора};$$

$K_{\text{н}}$ – коэффициент насыщенности рисунка протектора.

Сила сопротивления, вызываемая прилипанием грунта к шине

$$P_{f\text{л}} = e \frac{x_1^2}{2r_0} P_{\text{л}}, \quad (45)$$

где $P_{\text{л}}$ – удельная сила сопротивления отрыву резиновой пластины от грунта.

5. Определяются мощности, затрачиваемые на пробуксовку (N_s) и тангенциальную деформацию шины (N_{τ})

$$N_s = \frac{V_a}{x_1 + x_2} \sum_1^{n_x} e \Delta \tau (S_{\tau} - S_{\tau\text{ш}});$$

$$N_{\tau} = \frac{\psi_1 V_a}{x_1 + x_2} \sum_1^{n_x} e \tau S_{\tau\text{ш}} \Delta.$$

Расчетная схема второй математической модели представлена на рис. 26. В качестве определяющей глубину колеи выбрана зона I контакта (длиной 1 см и шириной $e_{\text{пр}}$). Нагрузка в этой зоне выражается через деформацию шины уравнением (33), а через деформацию грунта уравнением (13).

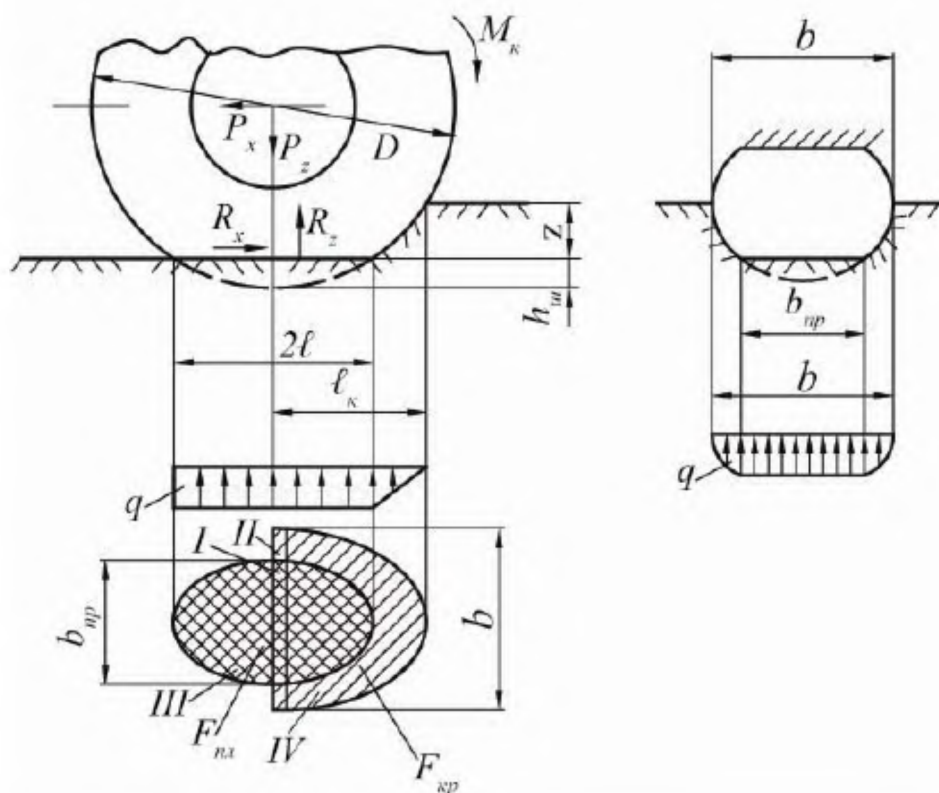


Рис. 26. Расчетная схема второй модели качения колеса по грунту

Для многих грунтов глубина образуемой колеи соизмерима с высотой грунтозацепов протектора шины. В этом случае целесообразно определять раздельно погружение в грунт грунтозацепов и впадин протектора. Между средним давлением в зоне I и под грунтозацепами и во впадинах имеется зависимость

$$K_H q_{гр} + (1 - K_H) q_{вп} = q, \quad (46)$$

где $q_{гр}$, $q_{вп}$ — давление соответственно под грунтозацепами и во впадинах протектора.

При расчете величин $q_{гр}$ и $q_{вп}$ по формуле (13) погружение грунтозацепов $h_{гр} = z_{г}$, а погружение в грунт впадин $h_{вп} = z_{г} - \Delta_{пр}$. В случае $h_{гр} \leq \Delta_{пр}$ принимается $h_{вп} = 0$. Величины $h_{ш}$ и $z_{г}$ получаются совместным решением уравнений (33) и (13), которое может быть выполнено графически.

Отклонение вектора силы Q_1 в зоне I от нормали к поверхности грунта учитывается при определении q_s по формуле (12).

Через боковины шины (зона II) передается дополнительная, но значительно меньшая нагрузка. Как показало исследование, увеличение деформации шины и погружения ее в грунт от дополнительной нагрузки столь незначительно, что его влиянием на деформацию шины и грунта можно пренебречь.

Нагрузка в зоне II

$$Q_{II} = (\epsilon - \epsilon_{\text{пр}})q\zeta, \quad (47)$$

где ϵ – определяется по уравнению (32);

ζ – коэффициент неравномерности распределения давления

$$\zeta = \left(\int_0^z q dz_{\Gamma} \right) / q_I z = q_{\text{ср.}} / q_I. \quad (48)$$

Распределение нагрузки по зонам III и IV поверхности контакта принимается эллиптическим

$$P_z = 0,5\pi\ell Q_I + 0,5\pi\ell_k (Q_I + Q_{II}). \quad (49)$$

Длины зон III и IV определяются как полухорды окружности:

$$\begin{aligned} \ell &= \sqrt{2rh - h^2}, \\ \ell_k &= \sqrt{2r(h+z) - (h+z)^2}. \end{aligned} \quad (50)$$

В алгоритме расчета параметров взаимодействия колеса с грунтом по второй модели по формулам (33), (13), (46) рассчитываются зависимости $q(h)$ и $q(z)$. Затем для нескольких значений z для каждого из них находятся q и h по зависимостям $q(h)$ и $q(z)$ и по уравнениям (33), (32), (48), (47), (50), (49) последовательно определяются Q_I , ϵ , ζ , Q_{II} , ℓ , ℓ_k , P_z . По зависимости $P_z(z)$ находится значение z , соответствующее заданной величине P_z , а затем соответствующие значения q , h , ϵ , ℓ , ℓ_k . Сила сцепления колеса с грунтом в зависимости от буксования определяется по формуле, полученной на базе уравнения (18),

$$P_{\text{сн}}(S_{\text{б}}) = F_{\text{к}} \left\{ K_{\text{н}} \Phi_{\text{р}} q \left[1 - \exp(-K_{\text{тп}} s_{\text{тг}} / \zeta_i) \right] + \right. \\ \left. + (1 - K_{\text{н}})(q \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0 v) \left[1 - \exp(-K_{\text{т}} s_{\text{тг}} / \zeta_j s_t) \right] \right\}, \quad (51)$$

где $s_{\text{тг}} = S_{\text{б}}(\ell + \ell_{\text{к}})$; $v = (1 - s_{\text{тг}} / s_t) \geq 0$; $S_{\text{б}}$ – коэффициент буксования;

$K_{\text{тп}}$ и $K_{\text{т}}$ – соответственно коэффициент тангенциальной эластичности пары резина–грунт и грунта.

Первое слагаемое в фигурных скобках выражает суммарные касательные напряжения между поверхностью качения грунтозацепов и грунтом, второе слагаемое – суммарное сопротивление сдвигу грунта, заключенного между грунтозацепами.

Площадь контакта

$$F_{\text{к}} = 0,5\pi(\epsilon_{\text{пр}}\ell + \epsilon\ell_{\text{к}});$$

ζ_j – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения $s_{\text{т}}$ и q по длине контакта. Значение ζ_j определяется сопоставлением данных, получаемых по формуле (51), с экспериментальными данными или с результатами расчета по первой модели. Для большинства случаев $\zeta_j = 2/3$.

Сила сопротивления грунта качению выражается уравнением

$$P_{f_{\text{г}}} = \left[\epsilon_{\text{пр}} + \zeta(\epsilon - \epsilon_{\text{пр}}) \right] \int_0^z q dz_{\text{г}} = \left[\epsilon_{\text{пр}} + \zeta(\epsilon - \epsilon_{\text{пр}}) \right] \zeta q z_{\text{г}}. \quad (52)$$

Составляющие силы сопротивления качению от деформации шины определяются по уравнению (44), от липкости грунта – по уравнению (45).

Мощность буксования (включая и потери на тангенциальную деформацию шины и грунта)

$$N_s = P_x \omega_{\text{к}}(r_0 - r_{\text{к}}) = P_{\text{к}} \omega_{\text{к}} r_0 S_{\text{б}}. \quad (53)$$

В качестве безразмерных показателей взаимодействия колеса с грунтом используются следующие коэффициенты. Коэффициент сопротивления качению

$$f = f_{\text{г}} + f_{\text{ш}} + f_{\text{л}}, \quad (54)$$

где $f_{\Gamma} = P_{f_{\Gamma}} / P_z$; $f_{\text{ш}} = P_{f_{\text{ш}}} / P_z$; $f_{\text{л}} = P_{f_{\text{л}}} / P_z$ – составляющие коэффициента сопротивления качению соответственно от деформации грунта, деформации шины и липкости грунта.

Коэффициент сцепления

$$\varphi = P_{\text{сцmax}} / P_z. \quad (55)$$

Коэффициент свободной тяги

$$\varphi_{\text{T}} = \varphi - f_{\Gamma}. \quad (56)$$

Коэффициент буксования $s_{\text{б}}$ определяется по уравнению (51) при условии

$$P_{\text{сц}} = P_{f_{\Gamma}} + P_x.$$

Уравнение тягового баланса колеса в общем случае движения имеет вид

$$M_{\text{к}} / r_0 = (f_{\Gamma} + f_{\text{ш}} + f_{\text{л}})R_z + R_x + M_{\text{ки}} / r_0, \quad (57)$$

где $M_{\text{ки}} = J_{\text{к}} j_{\text{к}} / (r_0 r_{\text{к}})$;

$J_{\text{к}}$ – момент инерции колеса;

$j_{\text{к}}$ – линейное ускорение.

2.2. Взаимодействие многоколесного движителя с грунтом при различных схемах связи между колесами и режимах движения

Распределение нормальных нагрузок и продольных сил. Взаимодействие многоколесного движителя с грунтом зависит от распределения нормальных нагрузок и продольных сил по колесам, кинематической связи между колесами, характера изменения параметров грунта в результате прохода колес. Внешние силы, действующие на автомобиль в общем случае движения по грунту, показаны на рис. 27.

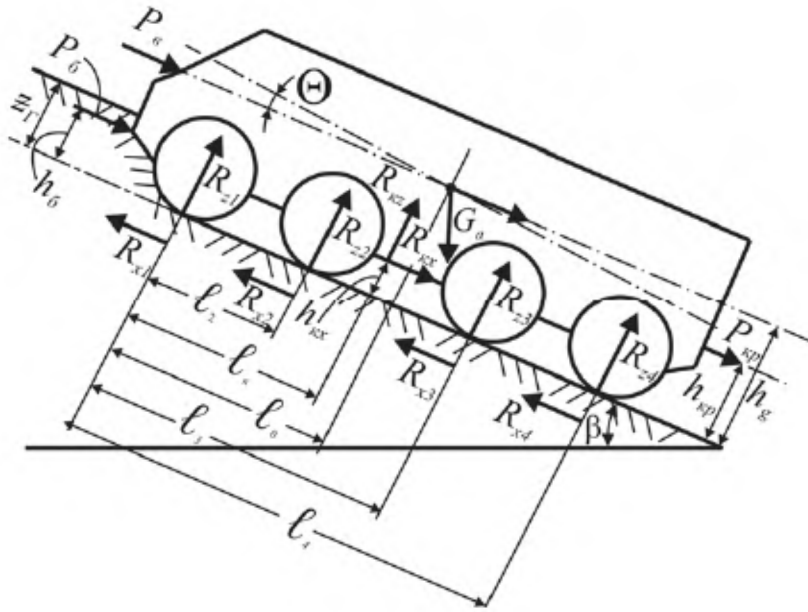


Рис. 27. Внешние силы, действующие на автомобиль при движении по грунту

Распределение нормальных нагрузок по колесам (осям) в общем случае можно описать уравнением

$$R_{zi} = C_i \left\{ M_{\Sigma} \frac{l_i - m_1}{m_2} + (G_a \cos \alpha - R_{kz}) \left[\frac{1}{\sum_1^n C_i} - \frac{(l_i - m_1)m_1}{m_2} \right] \right\}, (58)$$

где C_i – жесткость i -й подвески,

$$M_{\Sigma} = G_a(l_0 + f r_0) \cos \alpha + (P_v + P_i + P_j)h_g + \\ + R_b h_b + R_{kz} l_{kz} + R_{kx} h_{kx} + P_{kp} h_{kp} + J_a \ddot{\theta};$$

$$m_1 = \left(\sum_1^n C_i \cdot l_i \right) / \sum_1^n C_i;$$

$$m_2 = \sum_1^n C_i \cdot l_i^2 - \left[\left(\sum_1^n C_i \cdot l_i \right)^2 / \sum_1^n C_i \right],$$

где J_a – момент инерции автомобиля;

P_j – сила инерции;

- P_v – сила сопротивления воздуха;
- P_i – сила сопротивления подъему;
- R_6 – бульдозерное сопротивление;
- $R_{кx}$ – сопротивление скольжения корпуса по грунту;
- $P_{кр}$ – сила тяги на крюке.

Распределение продольных сил между колесами зависит от характера связи между ними и от свойств грунта под различными колесами. На современных автомобилях колеса связаны или кинематически жестко (блокированная связь), или через дифференциал с различным коэффициентом блокировки (дифференциальная связь), или с возможностью полного разъединения (с помощью муфт свободного хода, а также муфт выключения переднего моста).

Связи между колесами

Особенности блокированной связи рассмотрим на примере автомобиля с колесной формулой 4x4 с заблокированным приводом (рис. 28). Поскольку оси соединены между собой жестким приводом, то $\omega_{к1} = \omega_{к2}$ и $r_{к1} = r_{к2}$. Зависимость радиуса качения от продольной реакции R_x грунта выражается уравнением

$$r_k = (r_0 - K_x R_x)(1 - S_6),$$

где K_x – коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Учитывая сложность раздельного определения величины K_x и S_6 , при взаимодействии колес с грунтом обычно уменьшение радиуса качения, обусловленное тангенциальной эластичностью шины, включают в буксование и используют уравнение $r_k = r_0(1 - S_6)$. При рассмотрении блокированной связи применяют уравнение $r_k = r_0 - K_x R_x$. В этом случае $K_x = S_6 r_0$ – величина переменная, так как зависимость $s_6(R_x)$ нелинейная.

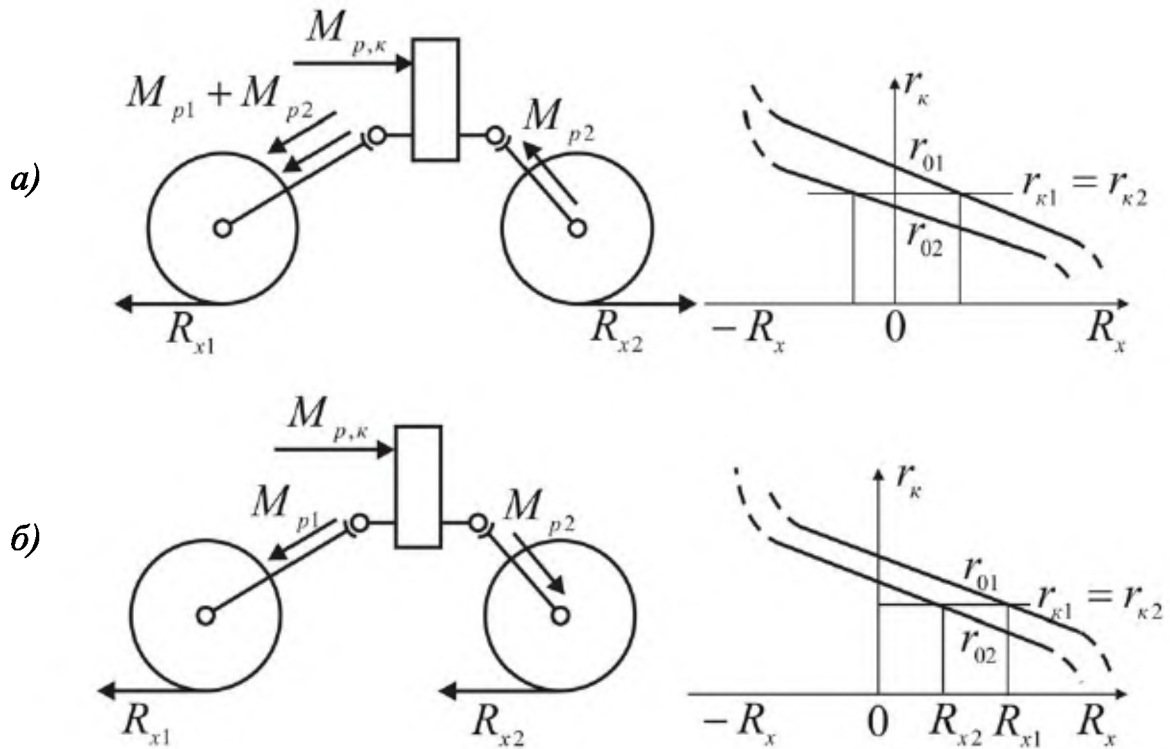


Рис. 28. Схема блокированного привода автомобиля с колесной формулой 4×4: а – при наличии циркуляции мощности; б – при создании положительной силы тяги на обеих осях

Для передних и задних колес $r_{κ1} = r_{01} - K_{x1}R_{x1}$; $r_{κ2} = r_{02} - K_{x2}R_{x2}$, следовательно

$$R_{x1}K_{x1} - R_{x2}K_{x2} = r_{01} - r_{02}. \quad (59)$$

Обозначив $P_b + P_i + P_j + R_6 + R_{кx} + P_{кр} = \sum P_\psi$ и $r_{01} - r_{02} = \Delta r_{1,2}$ и решив уравнение (59) совместно с уравнением $\sum P_\psi = R_{x1} + R_{x2}$, получим

$$R_{x1} = \frac{K_{x2} \sum P_\psi + \Delta r_{1,2}}{K_{x1} + K_{x2}}; \quad R_{x2} = \frac{K_{x1} \sum P_\psi - \Delta r_{1,2}}{K_{x1} + K_{x2}}. \quad (60)$$

Равенство радиусов качения ($\Delta r = 0$) практически никогда не имеет места. Причинами этого являются:

- неодинаковый нормальный прогиб шин ввиду различных нормальных нагрузок и давления воздуха в шинах;
- неодинаковое изнашивание протектора, нестабильность грунта под различными колесами.

Поэтому в большинстве случаев $R_{x1} \neq R_{x2}$. Причем, если $K_{x1} \sum P_{\psi} < \Delta r$, то $R_{x2} < 0$, т.е. на колесах данной оси возникает сила, направленная против движения (рис. 28,а). Продольные реакции грунта на колесах другой оси в этом случае должны быть больше суммы сил сопротивления движению $\sum P_{\psi}$. Если $K_{x1} \sum P_{\psi} > \Delta r$, то $R_{x2} > 0$ (рис. 28,б).

Однако наличие отрицательной касательной реакции на колесах какой-либо оси еще не означает, что к этим колесам не подводится крутящий момент от двигателя. Подставив в уравнение тягового баланса колеса (57) выражения (60) для R_x получим для переднего и заднего колес

$$M_{k1} = \left(\frac{K_{x2} \sum P_{\psi} + \Delta r_{1,2}}{K_{x1} + K_{x2}} + R_1 f_1 \right) r_{01} + M_{jk1}; \quad (61)$$

$$M_{k2} = \left(\frac{K_{x1} \sum P_{\psi} - \Delta r_{1,2}}{K_{x1} + K_{x2}} + R_2 f_2 \right) r_{02} + M_{jk2}.$$

Анализируя уравнения (61), следует рассмотреть три случая:

1) если $\Delta r_{1,2} > 0$ и

$$\Delta r_{1,2} > K_{x1} \sum P_{\psi} + (R_2 f_2 + M_{jk2} / r_{02})(K_{x1} + K_{x2}),$$

то $M_{k2} < 0$ и $M_{k1} > 0$;

2) если $\Delta r_{2,1} > 0$ и

$$\Delta r_{2,1} > K_{x2} \sum P_{\psi} + (R_1 f_1 + M_{jk1} / r_{01})(K_{x1} + K_{x2}),$$

то $M_{k1} < 0$ и $M_{k2} > 0$;

3) если $\Delta r_{1,2} < K_{x1} \sum P_{\psi} + (R_2 f_2 + M_{jk2} / r_{02})(K_{x1} + K_{x2})$

$$\Delta r_{2,1} < K_{x2} \sum P_{\psi} + (R_1 f_1 + M_{jk1} / r_{01})(K_{x1} + K_{x2}),$$

то $M_{k1} > 0$ и $M_{k2} > 0$.

В третьем случае крутящий момент от двигателя через раздаточную коробку подводится к колесам обеих осей. Если отрицательная продольная реакция грунта на колесах одной из осей невелика, то момент этой реакции $R_x r_0$ не может преодолеть сумму моментов $R_z f r_0 + M_j$. В этом случае моменты $R_z f r_0 + M_j$ частично преодолеваются моментом, передаваемым к колесам от двигателя.

В первом и втором случаях момент от двигателя подводится только к одной оси и не передается к другой, на которой под действием толкающей силы возникает тормозной момент, он передается от колес этой оси к раздаточной коробке и суммированный с крутящим моментом двигателя – к колесам первой оси. Таким образом осуществляется циркуляция мощности в замкнутом контуре трансмиссии автомобиля с заблокированным приводом. В результате циркуляции мощности увеличивается изнашивание шин и трансмиссии, повышается расход мощности на движение.

Для упрощения вывода уравнения тягового баланса принимается $K_{x1} = K_{x2} = K_x$. Согласно схеме распределения потоков мощности, показанной на рис. 28,

$$M_{p1} = M_{pk} + M_{p2}. \quad (62)$$

Кроме того,

$$M_{p1} = \frac{M_{k1}}{u_T'' \eta_{T1}''} = \frac{r_{01}}{u_T'' \eta_{T1}''} \left(\frac{\sum P_\psi}{2} + \frac{\Delta r_{1,2}}{2K_x} + R_1 f_1 + \frac{M_{jk1}}{r_{01}} \right), \quad (63)$$

где u_T'' и η_T'' – соответственно передаточное число и КПД трансмиссии от раздаточной коробки до колес.

Учитывая, что колеса задней оси согласно принятой схеме работают в тормозном режиме,

$$M_{p2} = \frac{M_{k2} \eta_{T2}''}{u_T''} = \frac{r_{01} \eta_{T2}''}{u_T''} \left(\frac{\Delta r_{1,2}}{2K_x} - \frac{\sum P_\psi}{2} - R_2 f_2 - \frac{M_{jk2}}{r_{02}} \right). \quad (64)$$

Используя уравнения (62)...(64), после преобразования получим уравнение тягового баланса автомобиля

$$P_k = R_1 f_1 + R_2 f_2 + P_i + P_v + P_j + P_{кр} + R_6 + R_{кх} + P_{ц}, \quad (65)$$

где P_k – суммарная окружная сила на колесах;

$P_{ц}$ – условная сила сопротивления движению, вызываемая циркуляцией мощности,

$$P_{ц} = 0,5 \left(\Delta r_{1,2} / K_x - 2R_2 f_2 - P_i - P_v - P_j - P_{кр} - R_6 - R_{кх} \right) (1 - \eta_{T1}'' \eta_{T2}'').$$

Индексы у величин $\Delta r, R$ и f зависят от направления циркуляции мощности.

Сила $P_{ц}$ тем значительнее, чем больше разность радиусов свободного качения колес первой и второй осей, меньше суммарная сила сопротивления движению, меньше тангенциальная эластичность шин и привода, меньше КПД механизмов трансмиссии на участках от раздаточной коробки до колес.

При дифференциальной связи между колесами соотношение между продольными силами, действующими на них, зависит от свойств дифференциала. При разблокированном дифференциале $R_{хл} / R_{хпр} = \lambda$, при заблокированном

$$R_{хл} / R_{хпр} = 1 \div \lambda,$$

где $R_{хпр}$ – меньшее значение для двух рассматриваемых колес;

л, пр – индексы для левого и правого колес;

λ – коэффициент блокировки дифференциала.

Скорость автомобиля с симметричным дифференциалом между колесами

$$V_a = \omega_d r_{к0},$$

где ω_d – угловая скорость корпуса дифференциала;

$r_{к0}$ – радиус качения оси; $r_{к0} = 2r_{кл} r_{кпр} / (r_{кл} + r_{кпр})$.

Причем

$$r_{кл} = r_{0л} (1 - S_{6л}); r_{кпр} = r_{0пр} (1 - S_{6пр}). \quad (66)$$

Значения $S_{6л}$ и $S_{6пр}$ зависят от R_x (рис. 29).

Для простого дифференциала $R_{хл} \approx R_{хпр} = 0,5 R_{x0}$.

При наличии блокированной связи между колесами моста $r_{x0} \approx r_{xl} = r_{kпр}$, с учетом уравнения (66)

$$r_{0л}(1 - S_{бл}) = r_{0пр}(1 - S_{бпр}); \quad (67)$$

$$S_{бл} = 1 - (1 - S_{бпр})r_{0пр} / r_{0л}.$$

Значения $S_{бл}$ и $S_{бпр}$ находятся по зависимости $R_x(S_{бл})$ (рис. 29,б), так чтобы они отвечали соотношениям (67) и $R_{xl} + R_{xпр} = R_{x0}$. Для этого график $R_{xl}(S_{бл})$ перестраивается с изменением абсцисс по уравнению (67) в зависимость $R_{xl}(S_{бл})$. По кривой $R_{xl} + R_{xпр}$ находится значение $S_{бл}$, при котором сумма ординат равна R_{x0} . Найденное значение $S_{бл} = S_{бпр}$. Значение $S_{бл}$ находится по уравнению (67).

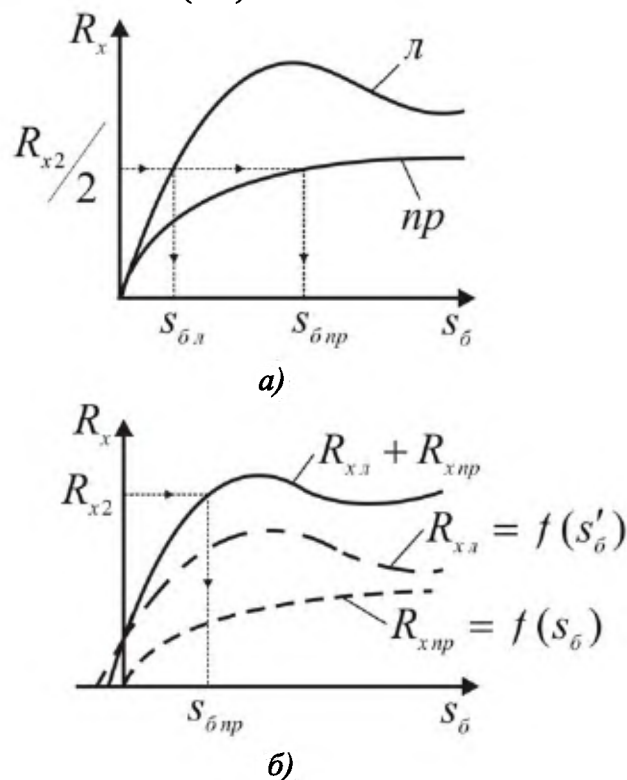


Рис. 29. Графики для определения буксования: а – дифференциальная связь; б – блокированная связь

Если между колесами установлен самоблокирующийся дифференциал с коэффициентом блокировки λ , то необходимо определить отношение $R_{xl} / R_{xпр}$ при блокированной связи между ко-

лесами. Значения $R_{xл}$ и $R_{xпр}$ находятся как в предыдущем случае. Если $R_{xл} / R_{xпр} < \lambda$, то дифференциал будет находиться в заблокированном состоянии, если $R_{xл} / R_{xпр} = \lambda$ – дифференциал будет разблокирован. В этом случае должны удовлетворяться условия $R_{xл} / R_{xпр} = \lambda$ и $R_{xл} + R_{xпр} = R_{x0}$. Решая уравнения относительно $R_{xл}$ и $R_{xпр}$, получим $R_{xл} = R_{x0}\lambda / (1 + \lambda)$; $R_{xпр} = R_{x0} / (1 + \lambda)$.

Из рисунка 29 находятся значения $S_{бл}$ и $S_{бпр}$, соответствующие значениям $R_{xл}$ и $R_{xпр}$.

Если между группами колес (осями автомобиля) установлен простой несимметричный дифференциал, то уравнение кинематики имеет вид

$$\omega_1 + K_p \omega_2 = (1 + K_p) \omega_d,$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости выходных валов.

Скорость автомобиля $V_a = \omega_d (1 + K_p) r_{к1} r_{к2} / (K_p r_{к1} + r_{к2})$.

При определении значений $r_{к1}$ и $r_{к2}$ по уравнениям (66), (67) и рис. 29 следует иметь в виду фиксированное соотношение моментов, а следовательно, сил тяги на первой и второй осях: $K_p = R_{x2} / R_{x1}$.

Учитывая, что $R_{x1} + R_{x2} = R_x$, имеем $R_{x1} = R_x / (1 + K_p)$; $R_{x2} = R_x K_p / (1 + K_p)$.

В общем случае автомобиль может иметь любую комбинацию групп колес с заблокированной связью и дифференциальной с различными коэффициентами блокировки, а также отключенные от привода ведомые колеса.

В качестве примера рассмотрим схему трансмиссии автомобиля, представленную на рис. 30. Вследствие симметричности межосевого дифференциала $M_1 + M_2 = M_3 + M_4$, соответственно при $p_{fшi} = \text{const}$, $\eta_{Ti} = \text{const}$ и малой разности между свободными радиусами колес, $R_{x1} + R_{x2} = R_{x3} + R_{x4} = 0,5 \sum P_{\psi}$.

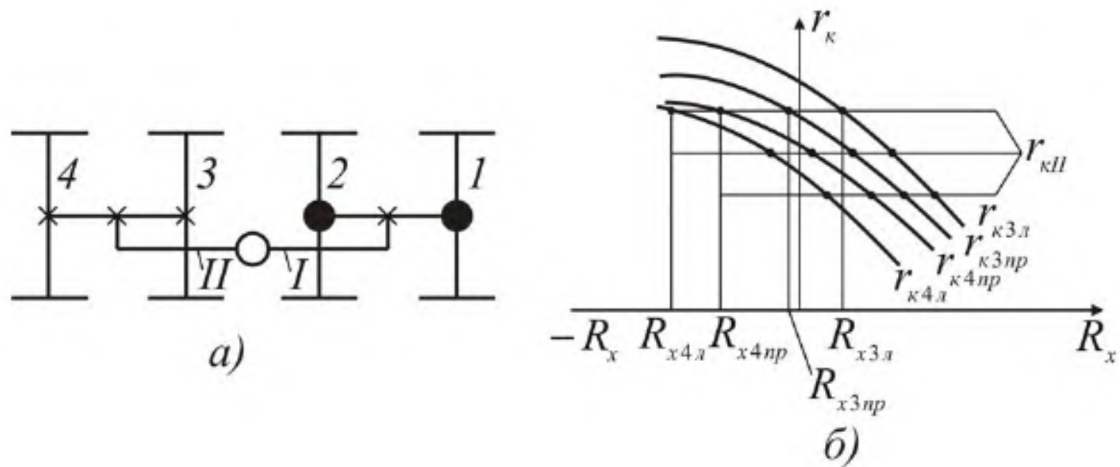


Рис. 30. Расчетная схема и зависимости для определения ΣR_x в общем случае: χ – блокированная связь; $\circ$ – простой дифференциал; $\bullet$ – самоблокирующийся дифференциал

Все колеса третьей и четвертой осей имеют между собой блокированную связь, следовательно $r_{к3л} = r_{к3пр} = r_{к4л} = r_{к4пр} = r_{кΠ}$. При нелинейной зависимости $r_k(R_x)$ величина $r_{кΠ}$, а также $R_{x3л}$, $R_{x3пр}$, $R_{x4л}$, $R_{x4пр}$ могут быть найдены по зависимости $r_k(R_x)$. Для этого выбирается три произвольных значения $r_{кΠ}$, проводятся соответствующие горизонтальные линии и определяются значения $\sum R_{xi}$. По полученным трем точкам зависимости $r_{кΠ}(\sum_{i=1}^4 R_{xi})$ находится значение $r_{кΠ}$, соответствующее $\sum_{i=1}^4 R_{xi} = 0,5 \sum P_{\psi}$.

В случае линейной зависимости $r_k(R_x)$ (малые значения $\sum P_{\psi}$) согласно уравнениям $\sum_{i=1}^4 R_{xi} = 0,5 \sum P_{\psi}$ и $r_{ki} = r_{0i} - K_{xi} R_{xi}$

$$r_{кΠ} = \frac{(\sum (r_{0i} / K_{xi}) - 0,5 \sum P_{\psi})}{\sum (1 / K_{xi})}.$$

Между первой и второй осями также блокированная связь, но между левыми и правыми колесами этих осей установлены самоблокирующиеся дифференциалы с $\lambda \neq 1$. В этом случае предварительно необходимо определить зависимости $r_{к1}(R_{x1})$ и $r_{к2}(R_{x2})$ для

осей. При нелинейных для колес зависимостях $r_k(R_x)$ они находятся аналогично рассмотренному выше случаю (см. рис. 29).

При линейной зависимости $r_k(R_x)$

$$r_{кл} = r_{0л} - K_{xl} R_{xi} / (1 + \lambda); r_{кпр} = r_{0пр} - K_{xпр} R_{xi} \lambda / (1 + \lambda);$$

$$r_{ki} = 2r_{кл} r_{кпр} / (r_{кл} + r_{кпр}).$$

В случае $K_{x1} = K_{x2} = K_x$ имеем

$$r_{k1} = 2 \cdot [r_{0л}(1 + \lambda) - K_x R_{x1}] \times \\ \times [r_{0пр}(1 + \lambda) - \lambda K_x R_{x1}] / [(1 + \lambda)(r_{0л} + r_{0пр} - K_x R_{x1})].$$

Аналогичная зависимость получается для r_{k2} . Однако это возможно только при условии разблокировки дифференциала. В качестве такого условия А.С. Литвиновым [15] рекомендовано неравенство $K_{x1} R_{x1} (\lambda - 1) / (\lambda + 1) < \Delta r_0$. Если это неравенство не удовлетворяется, то дифференциал будет в заблокированном состоянии и величины r_{k1} и r_{k2} определяются, как было рассмотрено выше для заблокированной связи между колесами. С помощью зависимостей $r_{k1}(R_{x1})$ и $r_{k2}(R_{x2})$ можно найти приведенный радиус качения первых двух осей с заблокированной связью уже рассмотренным выше способом. Приведенный радиус качения всех колес автомобиля и суммарный коэффициент буксования выражаются уравнениями:

$$r_{ki} = 2r_{кI} r_{кII} / (r_{кI} + r_{кII}); S_6 = 1 - r_k n / \sum_1^n r_0.$$

Движение автомобиля возможно при $r_k > 0$, однако при малых значениях r_k (большом буксовании) затраты мощности велики.

Погружение колес в грунт. Для определения глубины погружения колес в грунт необходимо рассмотреть последовательное их качение по одному следу. Как было установлено выше, деформация грунта зависит от времени действия нагрузки и выражается уравнением (19). Повторяемость нагрузок, свойственная последовательному движению колес по одному следу, как бы уд-

линяет продолжительность их воздействия на грунт. При этом в результате прохода колес в одних случаях происходит упрочнение микроструктуры и повышение несущей способности и модуля деформации грунта, а в других, наоборот – нарушение структуры грунта, а деформация грунта может превзойти деформацию от длительно действующих нагрузок при однократном их приложении. Возможны четыре случая накопления деформации при повторных нагрузках.

1. Деформация, оставаясь упругой, практически не нарастает, микроструктура и плотность грунта почти не меняются. Такой характер деформации наблюдается на связных грунтах при влажности ниже предела пластичности и воздействия на них любых нагрузок, встречающихся в действительности.

2. Постепенное возрастание деформаций по логарифмическому закону. Этот случай соответствует пластичному состоянию грунта, когда нагрузка не превышает предела несущей способности.

3. Сначала деформация нарастает так же, как в предыдущем случае, а затем – по зависимости, близкой к линейной (без затухания). Это характерно при влажности грунта ниже предела текучести и нагрузке выше несущей способности грунта.

4. Деформация прогрессивно возрастает, что соответствует влажности грунта, приближающейся к пределу текучести, или действию нагрузок, значительно превышающих несущую способность.

Для математического описания функции $q(z_r)$ при последовательном проходе колес по одному следу возможно использование двух методов. Первый основан на закономерностях влияния времени действия нагрузки на глубину колеи. Он реализован в работе [1]. В уравнении для коэффициента динамичности K_d время действия нагрузки выражается через скорость V_a автомобиля, число n проходов и длину ℓ_k контакта колеса с грунтом, $t = V_a / (\ell_k n)$. Тогда

$$K_d = \ell_k n / (\ell_k n + t_p V_a).$$

После замены в уравнении (7) значения q на $q_d = qK_d$ и подстановки выражения K_d получим

$$q = \frac{\ell_k n + t_p V_a}{\ell_k n \left(1/q_s + \frac{J a v}{E h} \operatorname{arctg} \frac{H_r - h}{a v} \right)}. \quad (68)$$

Уравнение (68) позволяет проводить расчет при условии $\ell_k = \text{const}$, т.е. при равномерном распределении нормальной нагрузки по колесам. При неравномерном распределении нагрузки по осям задача усложняется, но может быть также сведена к определению значений K_d или $q_d = q K_d$. При последовательном проходе колес нагрузку на грунт можно рассматривать как постепенно нарастающую. При первом проходе происходит деформация грунта, соответствующая $t = t_1$; $K_d = t_1 / (t_1 + t_p)$; $q_{d1} = q_1 t_1 / (t_1 + t_p)$. Полностью деформация произойти не успевает.

При втором проходе, если $q = \text{const}$, увеличивается время действия нагрузки и соответственно происходит дополнительная деформация грунта. Суммарная деформация после двух проходов при $t = t_1 + t_2$: $q_{d2} = q(t_1 + t_2) / (t_1 + t_2 + t_p)$.

Если при втором проходе нагрузка на колесо больше, чем при первом проходе ($q_2 > q_1$), то дополнительная деформация грунта будет больше. Учитывая постепенность приложения нагрузки, можно предположить, что при росте второй нагрузки до значения q_1 дополнительная деформация протекает, как и в первом случае ($q_2 = q_1$), а когда эта нагрузка возрастает до $q_2 > q_1$, деформация грунта распространится на большую глубину и деформирует еще нетронутые слои грунта. Действие дополнительной нагрузки аналогично нагрузке, прилагаемой при первом проходе, или несколько уменьшено воздействием верхнего уплотненного слоя. Уменьшение действия нагрузки можно оценить коэффициентом $K_\ell = 1 - (q_1 / q_2)^{2n''}$, тогда

$$q_{d2} = q_{d1} + q_1 \left(\frac{t_1 + t_2}{t_1 + t_2 + t_p} - \frac{t_1}{t_1 + t_p} \right) + K_\ell (q_2 - q_1) \frac{t_1}{t_1 + t_p}.$$

Если нагрузка на колесо максимальная у первой оси и постепенно снижается у последующих, то при каждом последующем

проходе дополнительная деформация от увеличения времени действия нагрузки протекает, как и в случае равномерного распределения нагрузки, но до меньшего значения:

$$q_{д2} = q_{д1} + q_2 \left(\frac{t_1 + t_2}{t_1 + t_2 + t_p} - \frac{t_1}{t_1 + t_p} \right).$$

При любом законе распределения нагрузки по осям

$$q_{дn} = q_{д(n-1)} + A, \quad (69)$$

где $A = q_{(n-1)} \left(\frac{\sum_1^n t_i}{t_p + \sum_1^n t_i} - \frac{\sum_1^{n-1} t_i}{t_p + \sum_1^{n-1} t_i} \right) + K_\ell (q_n - q_{(n-1)}) \frac{t_1}{t_1 + t_p}$

при $q_n > q_{(n-1)}$; $A = q_n \left(\frac{\sum_1^n t_i}{t_p + \sum_1^n t_i} - \frac{\sum_1^{n-1} t_i}{t_p + \sum_1^{n-1} t_i} \right)$ при $q_n < q_{(n-1)}$.

Значения t_i определяются уравнением $t_i = \ell_{ки} / V_a$. Глубина погружения i -го колеса в грунт определяется по уравнению погружения

$$q_{ди} = \left(1 / q_s + \frac{J a \nu}{E z} \operatorname{arctg} \frac{H_\Gamma - z}{a \nu} \right)^{-1}. \quad (70)$$

Результаты, получаемые при решении этим способом, весьма приближенные. Использование коэффициента динамичности для учета числа проходов не на всех грунтах отражает истинные закономерности их деформации.

Второй метод основан на изменении механических параметров грунта в результате прохода колес [2, 10].

Для определения погружения корпуса автомобиля в грунт и части веса машины, передаваемой на грунт через корпус, используется расчетная схема (рис. 31) и уравнение $G_a \cos \alpha = \sum R_z + R_k$. Для перехода от функции $q_d(z)$ к функции $R_z(z)$ применяется уравнение (58) (задача решается при фиксированном значении z). Для определения зависимости $\sum R_z(z)$ выбирается несколько значений z , для каждого из них по уравнениям (69) находится значение q_d , по уравнению (51) – величины R_{zi} и $\sum_{i=1}^n R_{zi}$.

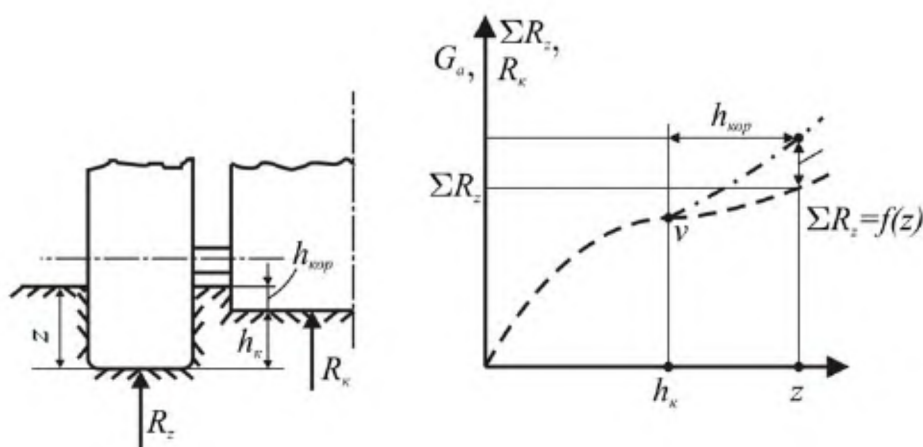


Рис. 31. Расчетная схема и зависимости для определения погружения корпуса (мостов) автомобиля в грунт

Функция $R_k(z)$ рассчитывается по уравнению $R_k = qF_k$ и зависимости $q(z)$, где F_k – площадь выступающих вниз частей корпуса автомобиля (мостов), которые погружаются в грунт. Если площадь выступающих вниз частей автомобиля изменяется по высоте, то

$$R_k = \sum_{i=1}^m q_i F_{ki},$$

где m – число ступеней по вертикали;

i – порядковый номер ступени.

График функции $R_k(z)$ строится так, что за начало отсчета принимается точка v , соответствующая дорожному просвету h_k ,

а значение R_k отсчитывается от кривой $\sum_1^n R_{zi}(z)$. Затем на оси ординат откладывается значение $G_a \cos \alpha$, проводится горизонтальная линия до пересечения с кривой $(R_k + \sum_1^n R_{zi})(z)$ и находится глубина $h_{\text{кор}}$ погружения корпуса в грунт, погружения колес в грунт и нормальная реакция грунта на корпус автомобиля.

2.3. Особенности движения автомобиля по грунту на криволинейных участках пути

Криволинейное движение автомобиля по грунту имеет следующие особенности:

- при блокированной связи между колесами и осями имеет место большое кинематическое рассогласование;
- на колеса действуют боковые силы, вызывающие качение колес с боковым уводом;
- происходит перераспределение нормальной нагрузки между левыми и правыми колесами;
- распределение продольных сил между колесами более неравномерное, чем при прямолинейном движении;
- возможность движения автомобиля ограничивается не только буксованием колес, но и их боковым скольжением.

Все это существенно осложняет аналитическое рассмотрение криволинейного движения автомобиля.

Теория поворота многоосных автомобилей разработана А.С. Литвиновым и Я.Е. Фаробиным [15]. Поворотливость автомобиля подразделяется на статическую и динамическую. При движении по мягким грунтам важна статическая поворотливость, характеризующая способность автомобиля к равномерным поворотам с малым радиусом и невысокой скоростью.

Расчетная схема поворота автомобиля приведена на рис. 32. Силы, действующие на колеса автомобиля, приводятся к поперечным (боковым) $R_{\delta i}$ и продольным $R_{\tau i}$ силам, приложенным к

серединам осей. Моменты приводятся к суммарному моменту M_c сопротивлению повороту. Равнодействующие внешних сил, приложенных к корпусу автомобиля, приведены к силам P_{ax} и P_{ay} с точкой приложения, определяемой координатой l_0 . Угол поворота управляемых колес и угол δ увода колес оси соответственно $\theta_i = 0,5(\theta_{л} + \theta_{пр})$ и $\delta_i = 0,5(\delta_{л} + \delta_{пр})$.

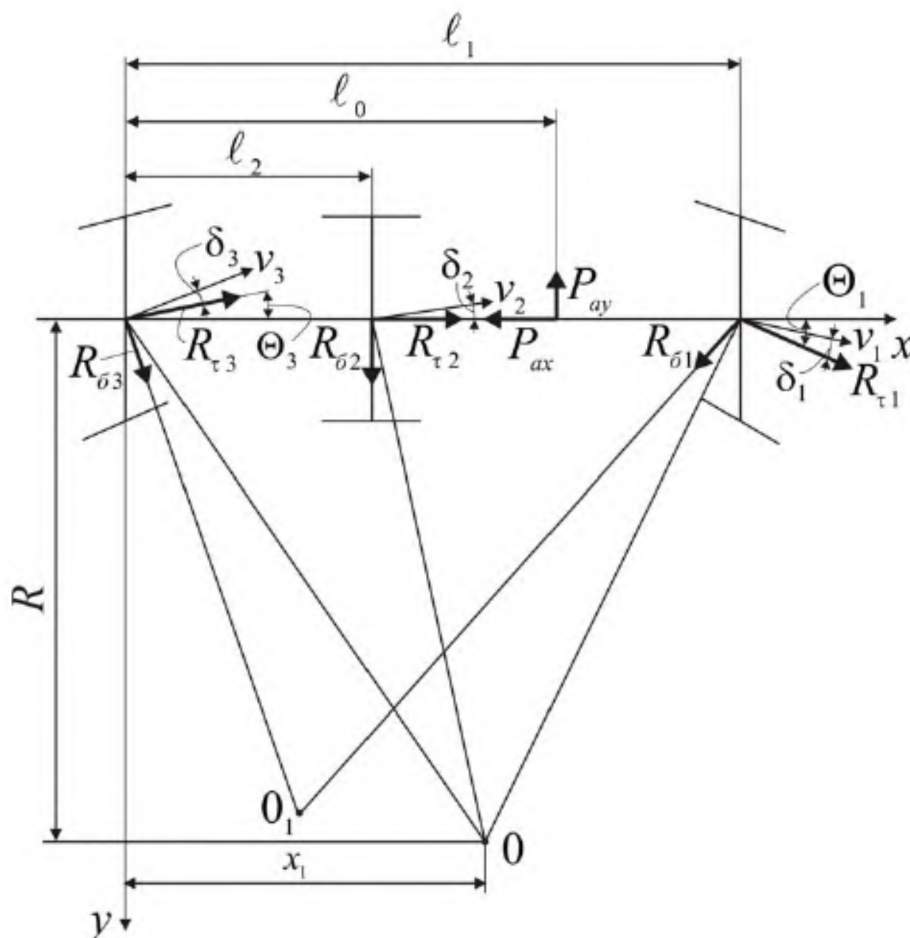


Рис. 32. Расчетная схема движения автомобиля на повороте

Согласно рис. 32 можно составить три уравнения статики:

$$\sum_1^n R_{\tau i} \cos \theta_i - \sum_1^n R_{\sigma i} \sin \theta_i - P_{ax} = 0; \quad (71)$$

$$\sum_1^n R_{\tau i} \sin \theta_i - \sum_1^n R_{\sigma i} \cos \theta_i - P_{ay} = 0; \quad (72)$$

$$\sum_1^n R_{\tau i} l_i \sin \theta_i + \sum_1^n R_{\sigma i} l_i \cos \theta_i - P_{ay} l_0 - M_s = 0. \quad (73)$$

Кроме того, можно составить уравнения упругих и геометрических связей:

$$\begin{aligned} R_{6i} &= K_{6i} \delta_i; \\ l_i - l_0 &= R \operatorname{tg}(\theta_i - \delta_i), \end{aligned} \quad (74)$$

где K_{6i} – суммарный коэффициент сопротивления боковому уводу двух колес оси.

Поскольку обычно $\theta_i < 30^\circ$ и $\delta \ll \theta_i$, можно принять $\operatorname{tg} \delta_i = \delta_i$; $\operatorname{tg} \theta_i \operatorname{tg} \delta_i \ll 1$. Тогда

$$\delta_i = \operatorname{tg} \theta_i - (l_i - l_0) / R.$$

Подставив выражение для δ_i в уравнение (74), получим n уравнений

$$R_{6i} / K_{6i} = \operatorname{tg} \theta_i - (l_i - l_0) / R. \quad (75)$$

Взяв два уравнения этой системы с $i=1$ и $i=2$, найдем выражения для R и l_0 :

$$R = (\ell_1 - \ell_2) / (\operatorname{tg} \theta_1 - \operatorname{tg} \theta_2 - R_{61} / K_{61} + R_{62} / K_{62}); \quad (76)$$

$$l_0 = \ell_1 - R(\operatorname{tg} \theta_1 - R_{61} / K_{61}). \quad (77)$$

Решив совместно уравнения (75)–(77), имеем следующую систему уравнений при $i = 3 \dots n$:

$$\begin{aligned} &(\ell_1 - \ell_2) R_{6i} / K_{6i} - (\ell_i - \ell_2) R_{61} / K_{61} + \\ &+ (\ell_i - \ell_2) R_{62} / K_{62} - (\ell_i - \ell_1) R_{61} / K_{61} = \\ &= (\ell_1 - \ell_2) \operatorname{tg} \theta_i - (\ell_1 - \ell_2) \operatorname{tg} \theta_1 + \\ &+ (\ell_i - \ell_1) \operatorname{tg} \theta_2 - (\ell_i - \ell_1) \operatorname{tg} \theta_1. \end{aligned} \quad (78)$$

В уравнения (71)–(78) входит $2n + 2$ неизвестных величин R_{6i} ; R_{ti} ; R и ℓ_0 , а число уравнений $n + 3$. Для получения недостающих уравнений составим еще систему уравнений кинематики $V_a / \cos(\theta_i - \delta_i) = \omega_i (r_{0i} - K_{xi} R_{ti}) \cos \delta_i$. Приняв приближенно $\frac{\cos(\theta_1 - \delta_1)}{\cos \delta_i} = \cos \theta_i + \frac{R_{6i}}{K_{6i}} \sin \theta_i$, получим скорость поступательного движения автомобиля

$$V_a = (r_{0i} - K_{xi}R_{\tau i})[\cos \theta_i + (R_{\delta i} / K_{\delta i})\sin \theta_i]\omega_i$$

или, пренебрегая членом второго порядка малости $(K_{xi}R_{\tau i} R_{\delta i} / K_{\delta i})\sin \theta_i$,

$$V_a = \omega_i [r_{0i} \cos \theta_i + (R_{\delta i}r_{0i} / K_{\delta i})\sin \theta_i - K_{xi}R_{\tau i} \cos \theta_i]. \quad (79)$$

С помощью системы уравнений первой степени (71)–(79) можно определить продольные и боковые реакции грунта на колеса $R_{\delta i}$ и $R_{\tau i}$, радиус R поворота и смещение центра поворота.

Условием возможности движения автомобиля на повороте по сцеплению колес с грунтом является неравенство

$$\sqrt{R_{\tau i}^2 + R_{\delta i}^2} < \varphi R_{zi}. \quad (80)$$

Следует отметить, что система уравнений (71)–(79) решается при условии, что момент сопротивления повороту M_c – величина известная (задана). Для ориентировочного расчета можно принять

$$M_c = 0,375\varphi G_a \sqrt{F_k} + 0,5B \frac{\sum P_{\psi}}{n} \sum_1^n \frac{\lambda_i - 1}{\lambda_i + 1},$$

где λ – коэффициент блокировки.

Боковой увод колеса при качении по мягкому грунту определяется, с одной стороны, боковой силой, а с другой – сопротивлением $K_{y.ш}$ боковому уводу, сопротивлением $K_{y.сд}$ сдвигу в контакте шины с грунтом и сопротивлением $K_{y.см}$ смятию грунта боковой стенки колеи. Боковая деформация шины может произойти только при условии смятия боковой стенки колеи. Поэтому для определения K_{δ} можно использовать модель, представленную на рис. 33:

$$K_{\delta} = K_{y.см} + \left[K_{y.ш} K_{y.сд} / (K_{y.ш} + K_{y.сд}) \right].$$

Значение $K_{y.ш}$ находится, как правило, экспериментально.

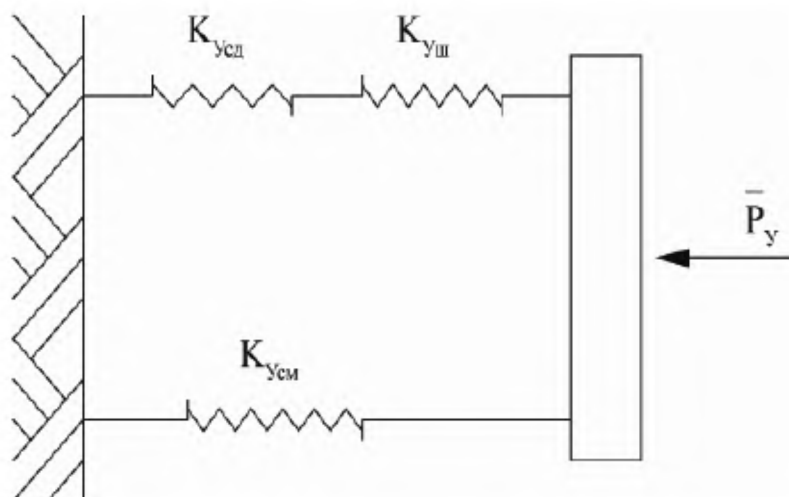


Рис. 33. Схема определения суммарного коэффициента сопротивления боковому уводу

Для определения величины $K_{y.сд}$ можно использовать формулу (51) считая, что $P_{сц}$ – суммарная сила сцепления колеса с грунтом,

$$P_{сц} = \sqrt{P_x^2 + P_6^2}.$$

Выразим s_τ через коэффициент буксования по уравнению (51), а s_y – через угол $\delta_{y.гр}$:

$$\begin{aligned} s_y &= \frac{P_z}{2q} \operatorname{tg} \delta_{y.гр}; \\ s_\Sigma &= \sqrt{s_\tau^2 + s_y^2}. \end{aligned} \quad (81)$$

Решив эти уравнения совместно с (51) и учитывая $K_{y.сд} = P_6 / \delta_{y.гр}$, получим

$$K_{y.сд} = \frac{P_z}{\operatorname{tg} \delta_{y.гр}} \sqrt{\varphi^2 - (f_\Gamma + \varphi_\Gamma)^2}. \quad (82)$$

В формулах (82), (51) учитывается влияние на $K_{y.сд}$ не только параметров грунта (c_0 и φ_0), параметров колеса ($P_z, K_H, e_{пр}, p_0$), но и режима движения, характеризуемого коэффициентами S_6 , и тяги φ_Γ .

При малых значениях сил P_z и P_6

$$K_{y.сд} = P_z K_{\Sigma} s_{\Sigma} / \operatorname{tg} \delta_{y.гр}.$$

Заменив s_{Σ} выражениями (81) и K_{Σ} выражением $K_{\Sigma} = \varphi_p K_H + (1 - K_H) \varphi_T / L$ (где $L = \ell + \ell_K$; $\varphi_T = \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0 / q$), име-

$$\text{ем } K_{y.сд} = \frac{P_z^2}{2q_{\text{пр}}} \left[\varphi_p K_H + (1 - K_H) \varphi_T / L \right].$$

Выражение для $K_{y.см}$ найдем, используя уравнение (7) для деформации грунта при $H_T = \infty$ и приняв $q_s = q_{\text{отп}}$ ($q_{\text{отп}}$ – давление отпора, соответствует q_s при $\beta = 90^\circ$).

$$\text{Боковое давление } q_{\text{бок}} = \frac{2Eq_{\text{отп}}h_{y.гр}}{2Eh_{y.гр} + \pi q_{\text{отп}}\sqrt{F_{\text{см}}}},$$

где $h_{y.гр}$ – боковое смятие грунта;

$F_{\text{см}}$ – площадь смятия грунта в боковом направлении.

Приняв линейный характер изменения $h_{y.гр}$ по длине контакта ($h_{y.гр} = x\delta_{y.гр}$, где $\delta_{y.гр}$ – угол поворота шины относительно грунта), имеем

$$K_{y.см} = \frac{P_{6.см}}{\operatorname{tg}_d \delta_y} = \frac{z}{\operatorname{tg}_d \delta_y} \int_0^L \frac{2Eq_{\text{отп}}x \operatorname{tg} \delta_y dx}{2Ex \operatorname{tg} \delta_y + \pi q_{\text{отп}}\sqrt{F_{\text{см}}}}.$$

После интегрирования и преобразований получим

$$K_{y.см} = \frac{z L q_{\text{отп}}}{\operatorname{tg} \delta_y} \left[1 - \frac{\pi q_{\text{отп}}}{2E \operatorname{tg} \delta_y} \sqrt{\frac{z}{L}} \ln \left(1 + \frac{2E \operatorname{tg} \delta_y}{\pi q_{\text{отп}}} \sqrt{\frac{L}{z}} \right) \right]. \quad (83)$$

При малых углах увода можно принять $q_{\text{бок}} = \bar{E} h_{y.гр}$, где $\bar{E} = 2E / (\pi \sqrt{F})$, тогда $K_{y.см} = 0,5 z L^2 E$.

Коэффициент, учитывающий изменение радиуса качения в зависимости от силы тяги, $K_x = r_0 S_6 / (\varphi_T P_z)$.

Значение S_6 в зависимости от φ_T и $\delta_{y.гр}$ выражается уравнением (51).

Дополнительное сопротивление качению колес на повороте обусловлено затратами энергии на боковой сдвиг шины относительно грунта ($f_{6.сд}$), на боковое смятие грунта ($f_{6.см}$), на трение

боковин шины о грунт ($f_{б.гр}$), на дополнительное увеличение глубины колеи ($f_{б.г}$) и на боковую деформацию шины ($f_{б.ш}$).

Для определения $f_{б.сд}$ и $f_{б.см}$ имеем уравнения

$$f_{б.сд} = 0,5 K_{y.сд} \operatorname{tg}^2 \delta_{y.гр} / P_z;$$

$$f_{б.см} = \frac{1}{P_z} \int_0^{L \operatorname{tg} \delta_y} q_{бок} z \, dh_{y.гр}.$$

Определив $q_{бок} = K_{y.см} \operatorname{tg} \delta_y$ из уравнения (83) и проинтегрировав, получим

$$f_{б.см} = \frac{q_{отп} z L \operatorname{tg} \delta_y}{P_z} \left[1 - \frac{\pi q_{отп}}{2 E \operatorname{tg} \delta_y} \sqrt{\frac{z}{L}} \ln \left(\frac{2 E}{\pi q_{отп}} \sqrt{\frac{L}{z}} \operatorname{tg} \delta_y + 1 \right) \right].$$

Решив это уравнение с уравнением (83), можем выразить $f_{б.см}$ через $K_{y.см}$: $f_{б.см} = K_{y.см} \operatorname{tg}^2 \delta_y / P_z$.

Боковые сдвиги в контакте колеса с грунтом и боковое смятие грунта зависят не только от бокового увода колеса, но и от его криволинейного качения. Как видно из рис. 34, при $\delta_y = 0$

$$h_{y.гр} = \sqrt{(R_{п} + 0,5\sigma)^2 + (0,5L)^2} - (R_{п} + 0,5\sigma).$$

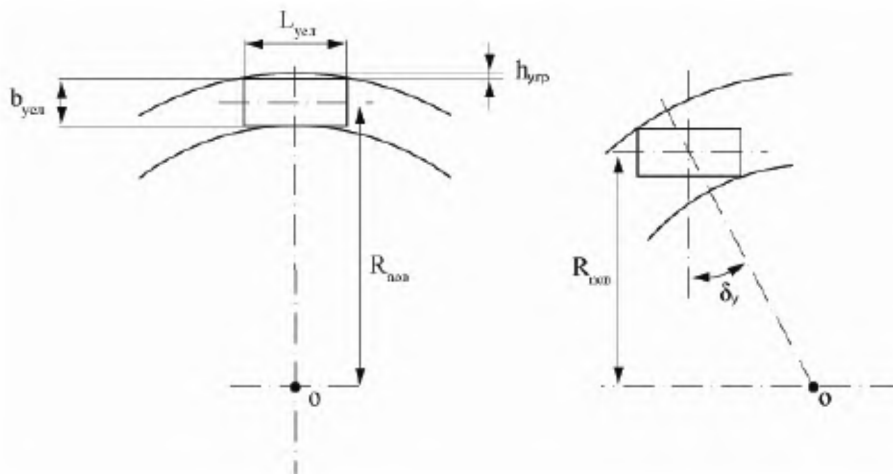


Рис. 34. Расчетная схема бокового смятия грунта при криволинейном качении колеса

Угол поворота контактной площадки колеса относительно грунта $\delta'_{y.гр} = \operatorname{arctg}(2h_{y.гр} / L)$ при $\delta_y = 0$.

При наличии бокового увода потери мощности на боковые сдвиги в контакте определяются суммарным углом поворота контактной площадки колеса относительно грунта:

$$\delta_{y.гр} = \delta'_{y.гр} + \delta_y - \delta_{y.ш},$$

где δ_y – суммарный угол бокового увода;

$\delta_{y.ш}$ – угол бокового увода, определяемый боковой деформацией шины ($\delta_{y.ш} = P_6 / K_{y.ш}$).

Потери мощности на боковое смятие грунта определяются суммарным углом поворота шины относительно грунта:

$$\bar{\delta}_y = \delta'_{y.гр} + \delta_y.$$

Дополнительное сопротивление качению, вызываемое трением боковин о грунт, приближенно можно определить по формуле

$$f_{б.гр} = 2K_{y.см} \varphi z \operatorname{tg} \delta_y / 3P_z r_k.$$

При криволинейном движении в результате бокового смещения колеса часть поверхности контакта ($F_{сд}$) шины с грунтом перемещается на неуплотненный грунт, что приводит к увеличению глубины колеи $\Delta z_{кр}$:

$$F_{сд} = 0,5L^2 \operatorname{tg} \delta_{y.сд}.$$

В общем случае выражение для $\Delta z_{кр}$ можно найти, используя зависимость (7):

$$\begin{aligned} \frac{F}{\frac{1}{q_s} + \frac{av}{Eh_T} \operatorname{arctg} \frac{H_T - z}{av}} &= \frac{F_{сд}}{\frac{1}{q_s} + \frac{av}{E\Delta z_{кр}} \operatorname{arctg} \frac{H_T - \Delta z_{кр}}{av}} + \\ &+ \frac{F - F_{сд}}{\frac{1}{q_s} + \frac{av}{E(z + \Delta z_{кр})} \operatorname{arctg} \frac{H_T - z - \Delta z_{кр}}{av}}, \end{aligned}$$

где F – площадь контакта колеса с грунтом;

z – глубина колеи при прямолинейном движении;

$F_{сд}$ – часть площади контакта на неуплотненном грунте.

В простейшем случае при линейной характеристике деформации грунта $F E z = (F - F_{\text{сд}})(z + \Delta z_{\text{кр}})E + F_{\text{сд}}E \Delta z_{\text{кр}}$;

E – модуль сдвига;

$$\Delta z_{\text{кр}} = z F_{\text{сд}} / F = \frac{zL}{2\epsilon} \operatorname{tg} \delta_{y.\text{гр}}.$$

Дополнительная составляющая коэффициента сопротивления качению ввиду увеличения глубины колеи

$$f_{\text{б}h} = \frac{F - F_{\text{сд}}}{P_z L} \int_z^{z+\Delta z_{\text{кр}}} q(z) dz + \frac{F_{\text{сд}}}{P_z L} \int_0^{\Delta h_{\text{кр}}} q(z) dz.$$

В случае линейной характеристики деформации грунта

$$f_{\text{б}h} = 0,5\epsilon E \Delta z_{\text{кр}}^2 / P_z.$$

Выразив $\Delta z_{\text{кр}}$ по приведенному выше уравнению и приняв $f_{\text{б}h} / f_{\Gamma} = (\Delta z_{\text{кр}} / z)^2$, получим

$$f_{\text{б}h} = f_{\Gamma} (\Delta z_{\text{кр}} / z)^2 = f_{\Gamma} (0,5L \operatorname{tg} \delta_{y.\text{гр}} / \epsilon)^2.$$

Составляющую коэффициента сопротивления качению от боковой деформации шины можно приближенно выразить уравнением, аналогичным уравнению для $f_{\text{б.сд}}$:

$$f_{\text{б.ш}} = 0,5K_{y.\text{ш}} \psi_1 \operatorname{tg}^2 \delta_{y.\text{ш}} / P_z,$$

где ψ_1 – коэффициент гистерезисных потерь.

Влияние конструктивных параметров колесных машин на их эффективность при криволинейном движении по грунтовой поверхности

Пример оценки влияния параметров грунта и основных конструктивных решений (ОКР) колесных машин (КМ) на эффективность ее движения проведен на примере четырехосного МАЗ-543 (в тексте упоминается как штатный вариант). За основу взяты ОКР шасси этого автомобиля (рис. 35) и его весовые и габарит-

ные характеристики. В расчетах проведено варьирование осевой формулой, формулой управления и формулой привода.

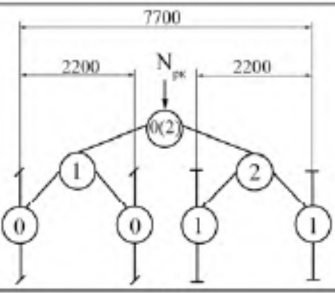
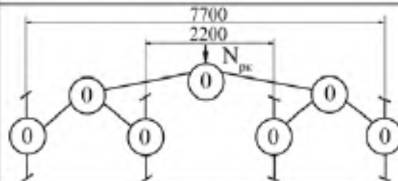
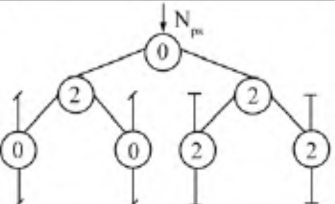
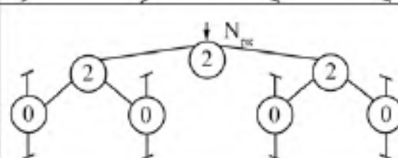
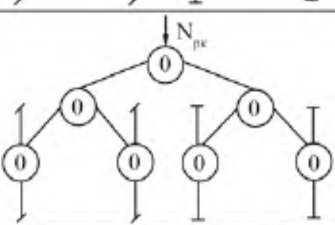
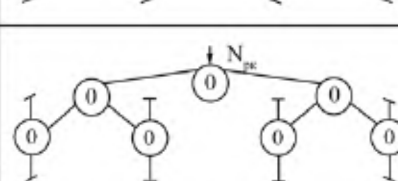
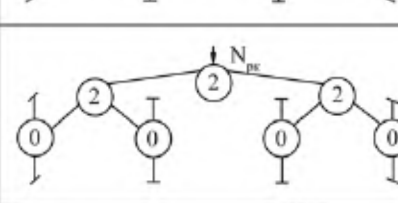
Схема шасси и осевая формула	Обозначение: формула управления	Схема шасси и осевая формула	Обозначение: формула управления
	ш 11 - 00		д 1 - 11 - 1
			б 1 - 11 - 1
			д 1 - 00 - 1
	д 11 - 00		б 1 - 00 - 1
а)		б)	

Рис. 35. Основные конструктивные решения КМ:

- 1) 0 – симметричный дифференциал; 1 – муфта свободного хода;
 2 – блокированная связь; 0 (2) – симметричный дифференциал с принудительной блокировкой; 2) ш, б, д – штатный, блокированный и дифференциальный привод соответственно

Проходимость КМ в большой степени зависит от давления воздуха в шинах p_w , поэтому были проведены дополнительные расчеты по данному параметру колеса.

Все расчеты проведены для скорости движения $V = 15$ км/ч и среднего угла поворота управляемых колес $\theta = 30$ град. В дальнейшем, если на графиках не приведены числовые значения влажности W , толщины мягкого слоя H_r и плотности грунта γ , для трех видов грунта приняты значения $W = 0,3$, $H_r = 0,4$ м; для суглинка $\gamma = 1360$ кг / м³; супеси $\gamma = 1510$ кг / м³ и песка $\gamma = 1560$ кг / м³.

Результаты расчетов по критериям эффективности движения четырехосной КМ в зависимости от физического состояния грун-

та (типа, плотности, влажности и глубины мягкого слоя) представлены на рис. 36–41.

На рисунке 36 приведены расчетные кривые изменения глубины колеи по забегающему колесу четвертой оси штатного варианта КМ в зависимости от плотности грунта. С увеличением плотности грунта его деформации уменьшаются, причем для песка и супеси эта зависимость выражена более ярко. При увеличении плотности песка и супеси на 25% глубина колеи уменьшилась в среднем в три раза. На суглинке такое же изменение плотности грунта дает уменьшение глубины колеи только на 30%. На рис. 36 приведен график изменения коэффициента сопротивления повороту ψ_{Π} в зависимости от типа и плотности грунта. Численные значения этого коэффициента для различных грунтовых условий дают возможность оценивать и сравнивать статическую поворотливость разных КМ.

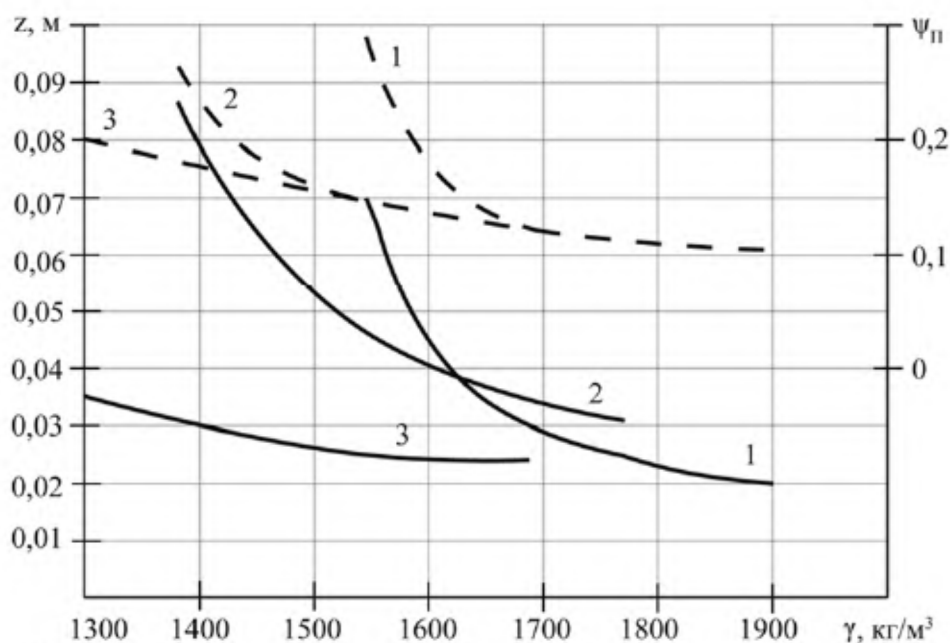


Рис. 36. Влияние плотности грунтов γ на глубину колеи z и коэффициент сопротивления повороту ψ_{Π} для штатного варианта КМ:

— z
 - - - ψ_{Π}
 1 — песок
 2 — супесь
 3 — суглинок

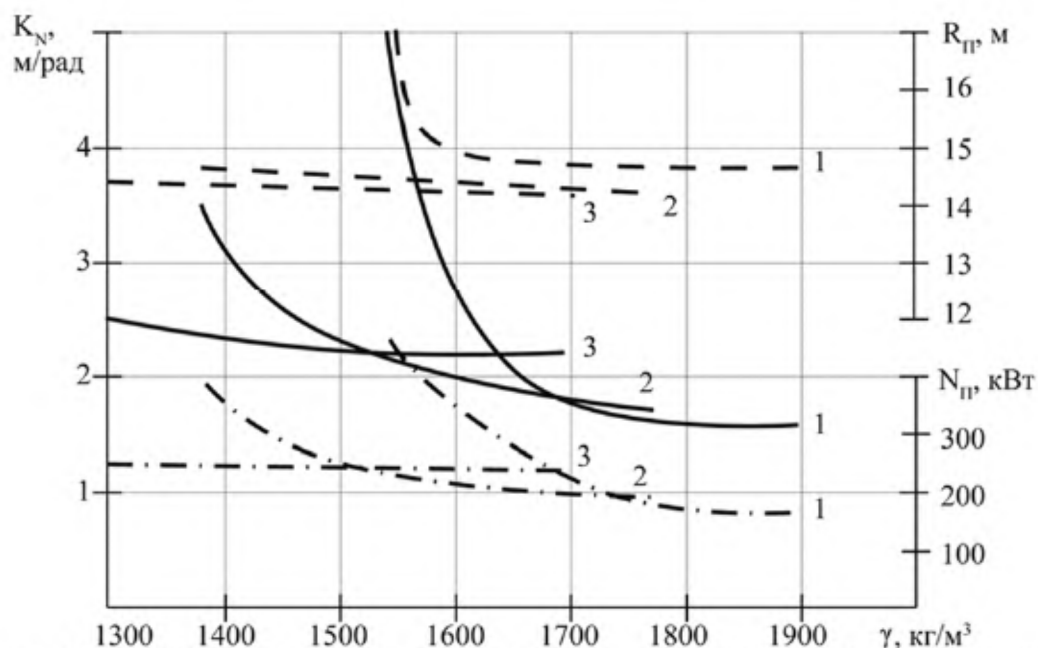


Рис. 37. Влияние плотности грунтов γ на критерий эффективности при повороте K_N , мощность, затрачиваемую на поворот N_n и действительный радиус поворота R_n (штатный вариант КМ):

— K_N
 --- N_n
 $\text{-}\cdot\text{-}$ R_n

1 – песок
 2 – супесь
 3 – суглинок

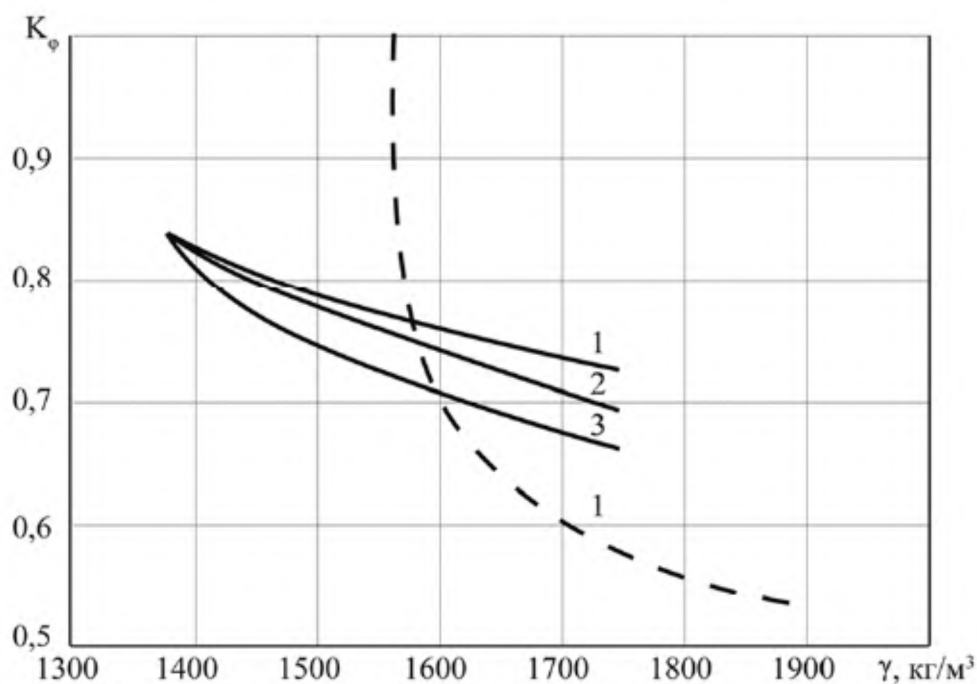


Рис. 38. Влияние плотности грунтов на коэффициент использования сцепной силы двигателя при повороте K_ϕ (формула управления 11-00):

1 – ш 11-00
 2 – б 11-00
 3 – д 11-00

— – супесь
 --- – песок

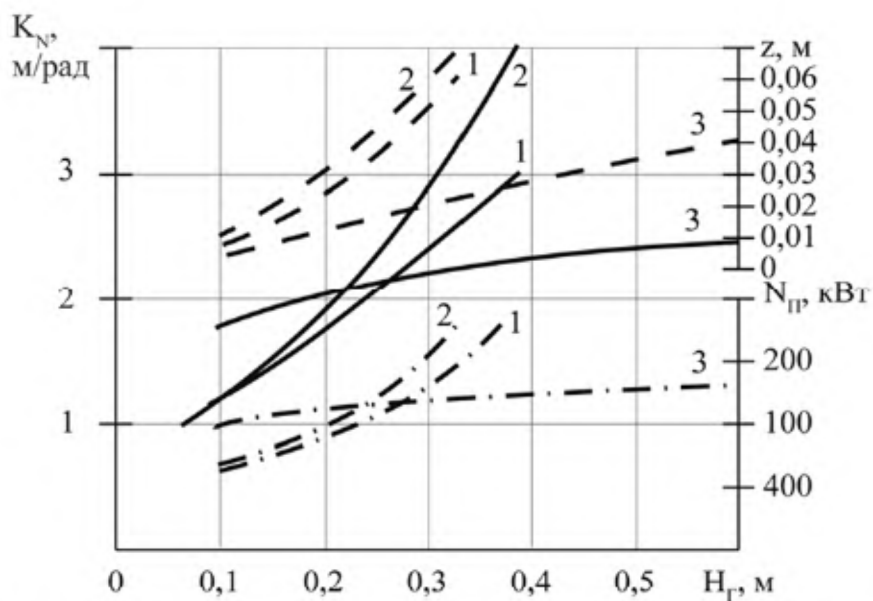


Рис. 39. Влияние толщины мягкого слоя грунтов H_r ($W = 0,8$) на критерий эффективности при повороте K_N , мощность, затрачиваемую на поворот $N_{\text{п}}$, глубину колеи z , для штатного варианта КМ

— — — — — K_N 1 — песок
 - - - - - z 2 — супесь
 - · - · - · $N_{\text{п}}$ 3 — суглинок

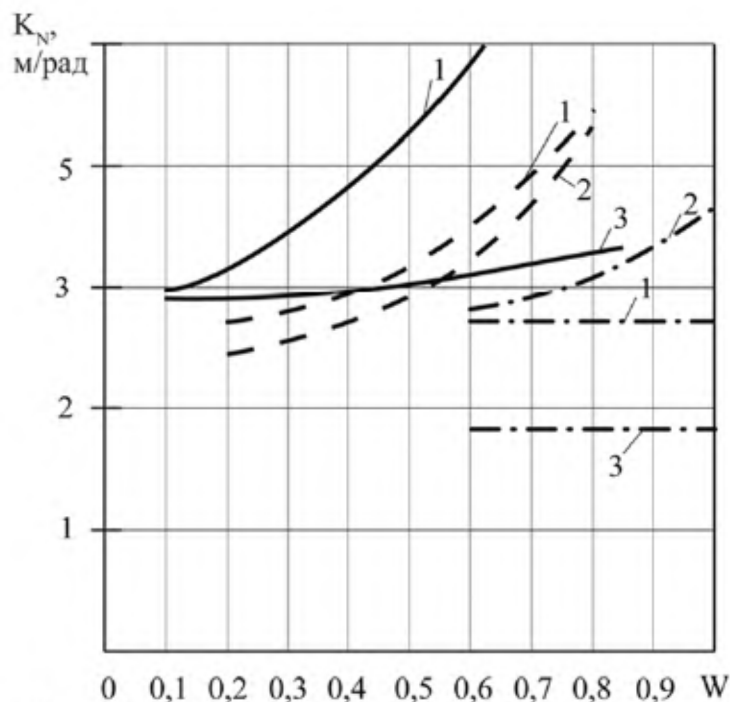


Рис. 40. Влияние влажности грунтов на критерий эффективности при повороте K_N : 1 — ш 11-00; 2 — б 11-00; 3 — д 11-00

— — — — — — песок
 - - - - - — супесь
 - · - · - · — суглинок

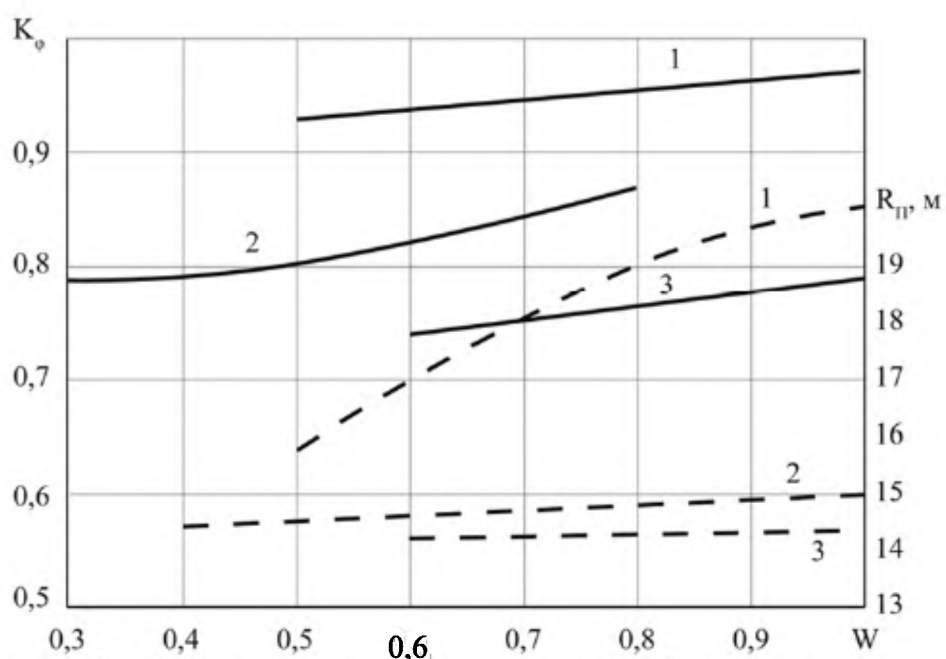


Рис. 41. Влияние влажности грунтов на коэффициент использования сцепной силы движителя при повороте K_φ и действительный радиус поворота R_π (штатный вариант КМ):
 1 – песок; 2 – супесь; 3 – суглинок

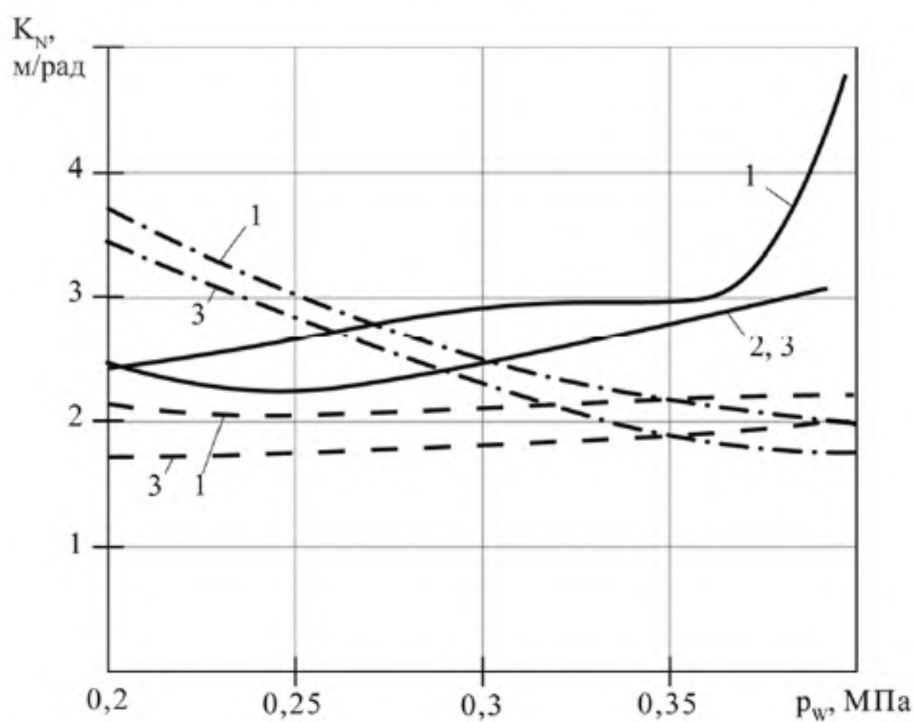


Рис. 42. Влияние давления воздуха в шинах p_w на критерий эффективности при повороте K_n : 1 – ш 11-00; 2 – б 11-00; 3 – д 11-00

— — — — — песок
 — — — — — супесь
 - . - . - . суглинок

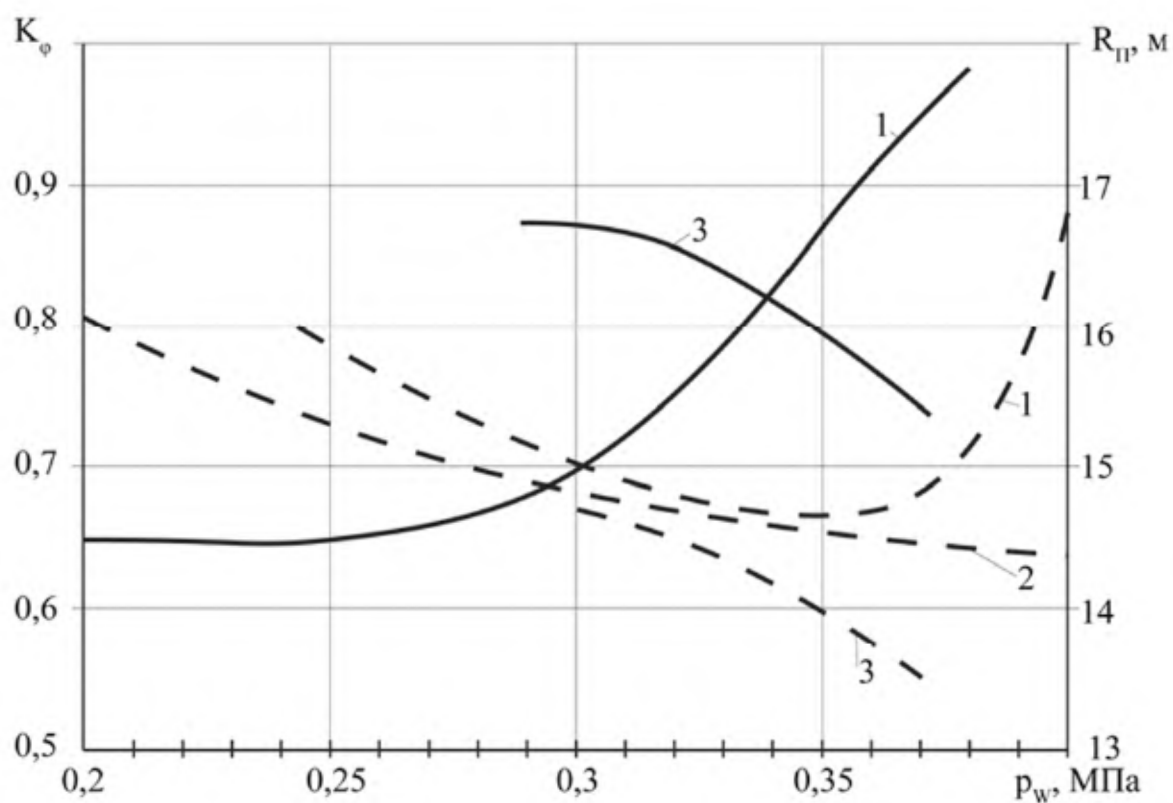


Рис. 43. Влияние давления воздуха в шинах p_w на коэффициент использования сцепной силы движителя при повороте K_ϕ и действительный радиус поворота R_π (штатный вариант КМ): 1 – песок ($\gamma = 1560$ кг/м³; $W = 0,8$; $H_r = 0,35$ м); 2 – супесь ($\gamma = 1590$ кг/м³; $W = 0,8$; $H_r = 0,3$ м); 3 – суглинок ($\gamma = 1690$ кг/м³; $W = 0,6$; $H_r = 0,3$ м)

————— K_ϕ
 - - - - - R_π

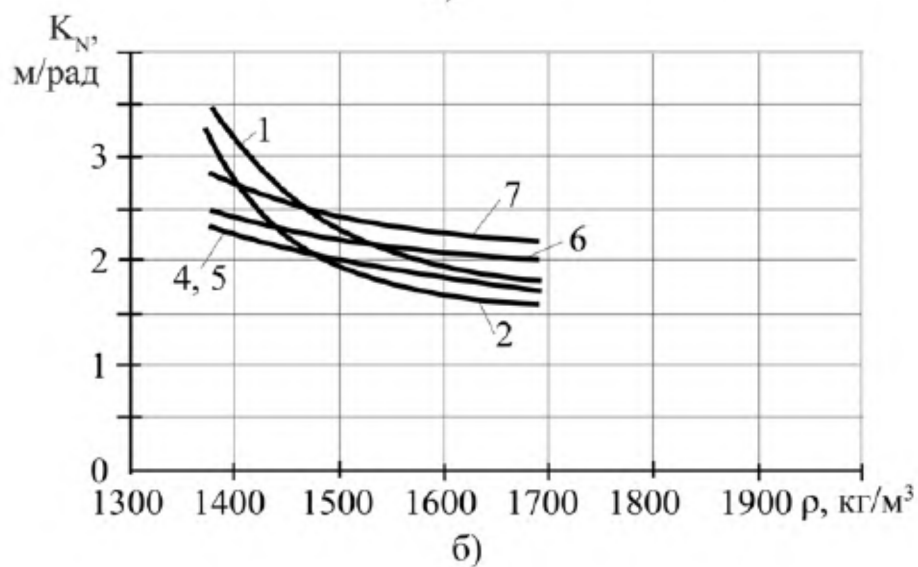
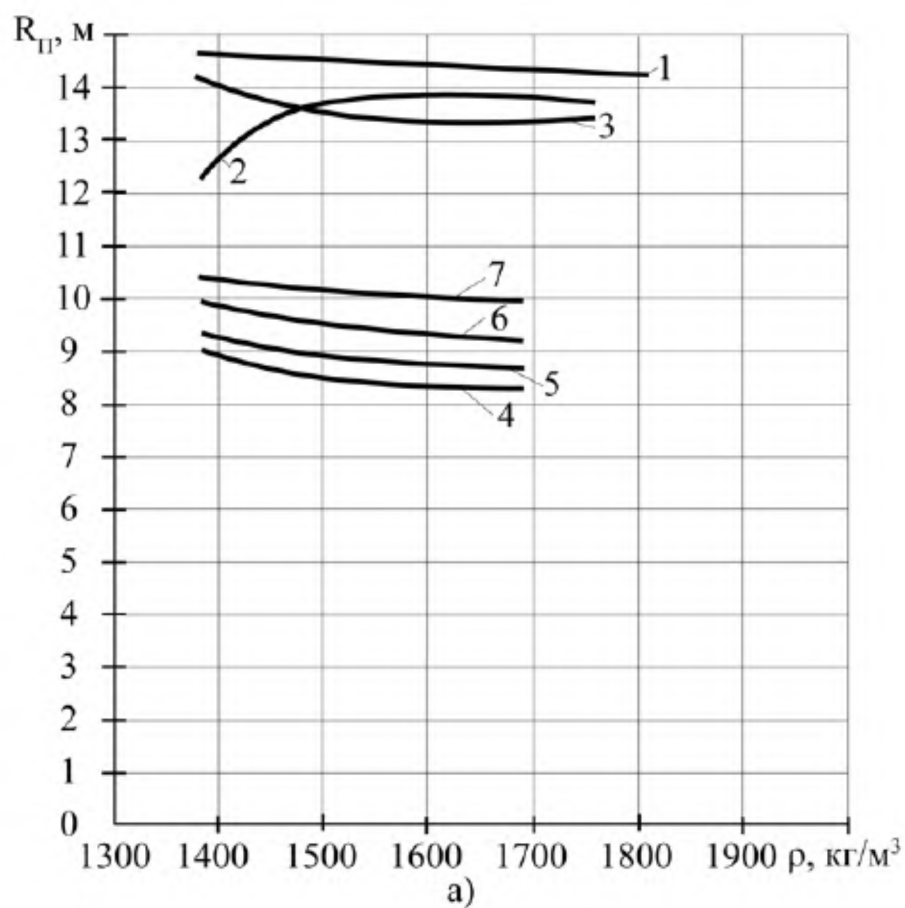


Рис. 44. Влияние плотности грунта (супесь) на критерии и показатели эффективности движения при повороте КМ с различными формулами управления: 1 – ш 11-00; 2 – б 11-00; 3 – д 11-00; 4 – д 1-11-1; 5 – б 1-11-1; 6 – д 1-00-1; 7 – д 1-00-1

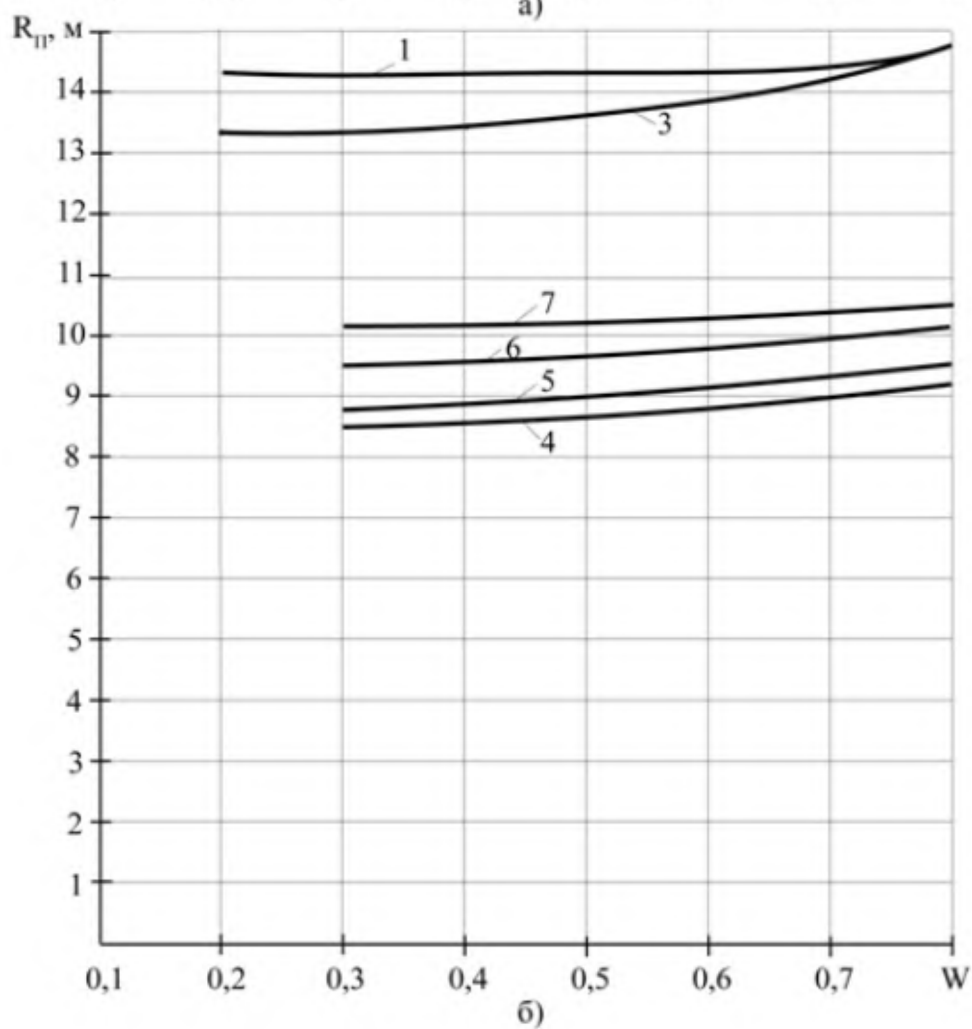
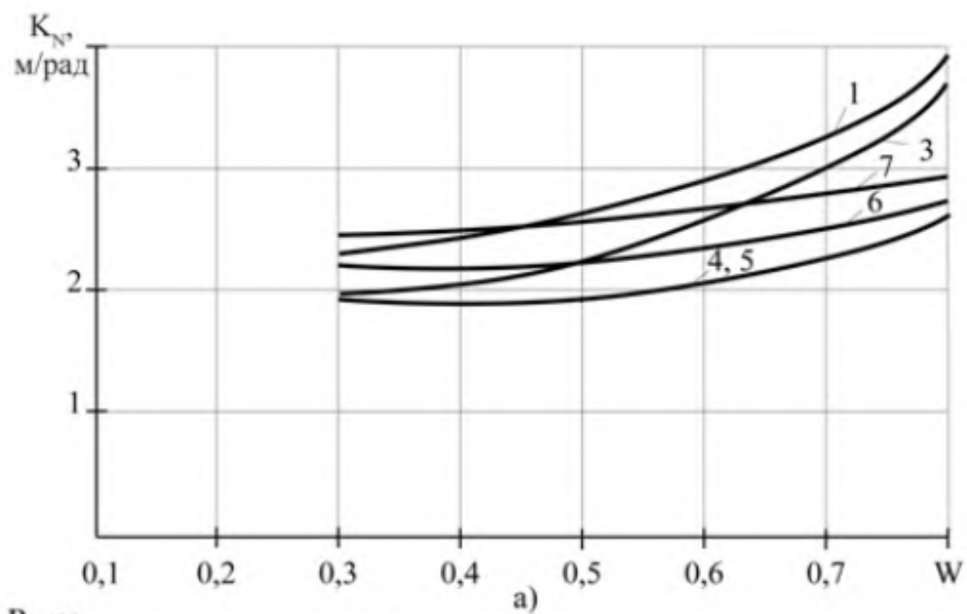


Рис. 45. Влияние относительной влажности грунта (супесь) на критерии эффективности при повороте КМ с различными формулами управления:
 1 – ш 11-00; 2 – б 11-00; 3 – д 11-00; 4 – д 1-11-1; 5 – б 1-11-1;
 6 – д 1-00-1; 7 – д 1-00-1

Аналогичную картину можно увидеть на рис. 37. В этих же интервалах увеличения плотности грунта критерий эффективности при повороте K_N и входящий в него параметр – мощность, затрачиваемая на поворот N_{Π} , существенно снижаются

$$K_N = \frac{N_{\Pi}}{\omega_z \cdot G_a}.$$

С уменьшением глубины колеи уменьшаются затраты мощности на колееобразование и сопротивление повороту, а соответственно и продольная реакция в пятне контакта всех колес. В связи с этим значительно уменьшается средний коэффициент использования сцепной силы движителя при повороте K_{ϕ} (рис. 38). В более легких условиях движения (движение по грунту с высоким значением плотности) становится возможным поворот с меньшим радиусом R_{Π} (см. рис. 37). Причем для песка (несвязанного грунта) уменьшение возможного радиуса поворота существенно (около 15%).

На рисунке 39 представлены расчетные кривые изменения K_N, N_{Π} и z от толщины мягкого слоя H_r . В расчетах взято высокое значение влажности грунта $W = 0,8$, при котором супесь и песок обладают низкой несущей способностью. Расчеты показывают, что увеличение толщины мягкого слоя дает резкое увеличение глубины колеи: при возрастании H_r с 10 до 40 см глубина колеи увеличилась до 6–7 см. Мощность, затрачиваемая на поворот, возрастает почти в четыре раза. Значение оценочного параметра K_N , учитывающего N_{Π} и z , выросло в три раза.

На суглинке толщина мягкого слоя оказывает менее заметное влияние на рассматриваемые оценочные показатели. По расчетам в том же интервале изменения H_r глубина колеи будет в два раза меньше, чем на песке и супеси. Необходимо отметить, что сопротивление повороту КМ на суглинке изначально больше на 20%, чем на песке и супеси, за счет меньшего радиуса поворота R_{Π} даже при малой толщине мягкого слоя.

На рисунках 40 и 41 представлены расчетные кривые изменения K_N, K_{ϕ} и R_{Π} в зависимости от состояния вышеприведенных типов грунтов по влажности W . Причем взяты песок и супесь средней плотности ($\gamma = 1560 \text{ кг/м}^3$), а суглинок с плотно-

стью $\gamma = 1360 \text{ кг / м}^3$. Можно отметить, что на песке поворотливость рассматриваемого штатного варианта шасси намного хуже, чем на связных грунтах. Во-первых, растет мощность, затрачиваемая на поворот. Для различных вариантов трансмиссии K_N изменяет свое значение с 1,8 до 5 м/рад (в три раза) в интервале влажности грунта от 0 до 0,6. Расчеты показывают, что потребная мощность на поворот увеличивается с 250 до 470 кВт. Во-вторых, с ростом влажности радиус поворота при той же скорости движения увеличился на 25% (с 16 до 20 м).

Рассмотрим влияние основных конструктивных решений КМ и давления воздуха в шинах на критерии эффективности при криволинейном движении на тех же типах грунтов, механические свойства которых постоянны.

Влияние давления воздуха в шинах на показатели поворотливости представлено на рис. 42 и 43. Из анализа этих графиков можно определить предпочтительные значения давления в шинах на песке. Минимум наблюдается по коэффициенту использования сцепной силы движителя и коэффициенту удельной энергии при $p_w = 0,25 \text{ МПа}$. При $p_w = 0,3 - 0,35 \text{ МПа}$ обеспечивается минимальное значение радиуса кривизны – около 14,5 м для штатного варианта шасси.

На супеси, характеризуемой достаточно высокой плотностью и влажностью ($W = 0,8$), увеличение давления в заданных реальных интервалах $p_w = 0,2 - 0,4 \text{ МПа}$ практически не влияет на затрачиваемую мощность на поворот, но существенно снижает радиус поворота – с 16 до 14,5 м (на 10%).

На суглинке большой плотности и небольшой влажности можно рекомендовать более высокие значения давления воздуха в шинах. Увеличение давления на 10–15% относительно $p_w = 0,2 \text{ МПа}$ дает существенное снижение коэффициента использования сцепной силы (на 15–20%) и радиуса кривизны с 14,7 до 13,5 м.

Разработанная в данном исследовании математическая модель криволинейного движения КМ по деформируемому грунту позволяет также оценить влияние формулы управления и формулы привода многоосной КМ на критерии эффективности при повороте. Результаты влияния физико-механического состояния

грунта (параметров γ и W) на критерии эффективности статического поворота КМ отражены на рис. 44 и 45.

На грунте (типа супесь) разной плотности, но постоянной влажности $W = 0,3$ и $H_T = 0,4$ м (рис. 44) можно отметить следующие результаты расчетов: чем больше плотность грунта, тем меньше расчетный радиус поворота практически для всех типов формул трансмиссии и управления, кроме блокируемой трансмиссии штатного варианта шасси. Причем радиусы поворота шасси со всеми управляемыми осями (1-11-1) и с управляемыми только передней и задней осью (1-00-1) в среднем на 40–45% меньше, чем у штатного варианта в заданном интервале варьирования плотностью грунта. Плотность грунта увеличивается на 20%, а радиус поворота уменьшается в среднем на 10%. Можно отметить существенное влияние на статическую поворотливость КМ введение в конструкцию шасси управляемой задней оси. Влияние управляемых средних сближенных осей меньше.

При движении на грунтах типа супесь малой плотности ($\gamma < 1500$ кг/м³) введение дополнительных задних управляемых осей приводит к улучшению параметров поворотливости до 40–50%.

Анализируя рис. 45, можно констатировать, что увеличение влажности грунта приводит к ухудшению параметров статической поворотливости, особенно для схемы шасси только с передними управляемыми колесами.

3. ДВИЖЕНИЕ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПО НЕРОВНОЙ ГРУНТОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ

3.1. Взаимодействие колеса с неровной грунтовой поверхностью

В реальных условиях движения колесных машин по грунтовым поверхностям на колеса действует переменная нагрузка, в первую очередь определяемая колебаниями подрессоренной и неподрессоренной масс машины. В результате этого оценка процесса взаимодействия колес с грунтом значительно усложняется. Поэтому необходимо дополнительно к изложенному выше рассмотреть три вопроса.

1. Как изменяются параметры колебаний колесной машины из-за деформации грунта?

2. Как определять дополнительные нагрузки на колеса, вызываемые колебаниями?

3. Как определять показатели взаимодействия колес с грунтом с учетом действия периодически изменяющихся нагрузок?

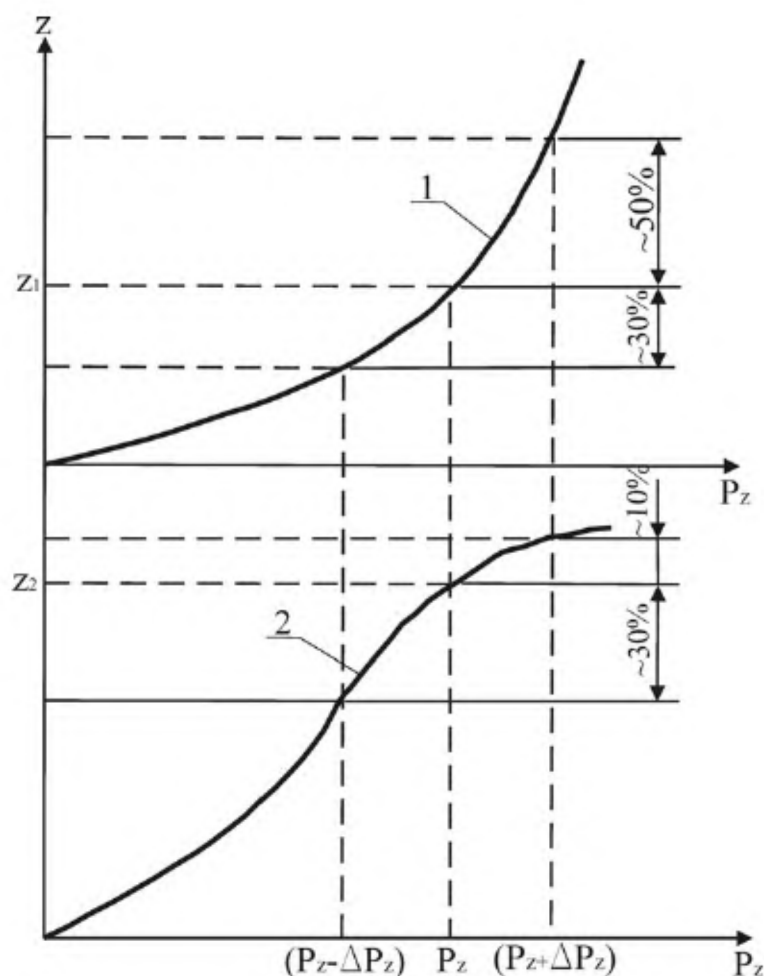
К настоящему времени эти вопросы мало исследованы.

Процессы взаимодействия колесной машины с неровной грунтовой поверхностью осложняются взаимообусловленным влиянием, с одной стороны, колебаний машины на деформацию грунта (глубину колеи) и соответственно на все показатели взаимодействия колес с грунтом, с другой стороны – влиянием деформации грунта на показатели колебаний машины.

Изменение глубины колеи определяется диапазоном колебаний нормальной нагрузки, действующей на колеса, и характеристик деформируемости грунта.

Возможные характеристики деформируемости грунтов различной толщины приведены на рис. 46. Из него видно: в случае большой толщины мягкого слоя грунта H_r при приросте ΔP_z динамической нагрузки (кривая 1) прирост Δz глубины колеи больше, чем при уменьшении этой нагрузки: глубина изменяется соответственно на 50 и 30%. Следовательно, из-за колебаний машины увеличиваются: глубина колеи, затраты энергии на деформацию грунта, сопротивление движению и расход топлива. В случае тонкого мягкого слоя грунта H_r (кривая 2) картина имеет противоположный вид: при действии дополнительной составляющей нагрузки глубина колеи возрастает только на 10%, а при уменьшении нагрузки на ту же величину – уменьшается на 30%.

Размах колебаний нормальной нагрузки на колеса определяется параметрами колебаний машины, которые существенно изменяются в зависимости от величины деформации грунта. Как правило, грунт является дополнительно упругим и гасящим элементами.



*Рис. 46. Зависимость деформации мягкого грунта (глубины колеи) от вертикальной нагрузки на колесо и толщины мягкого слоя:
1 – толщина большая; 2 – толщина малая*

При рассмотрении колебаний колесных машин обычно используют упрощенные схемы. Для двух- и трехосных машин, у которых выполняется условие $a \cdot b = R^2$ (a и b – координаты центра масс, R – радиус инерции относительно оси, проходящей через центр масс, и перпендикулярный продольной оси), упрощение заключается в том, что колебания передней и задней частей машины принимаются независимыми (рис. 47).

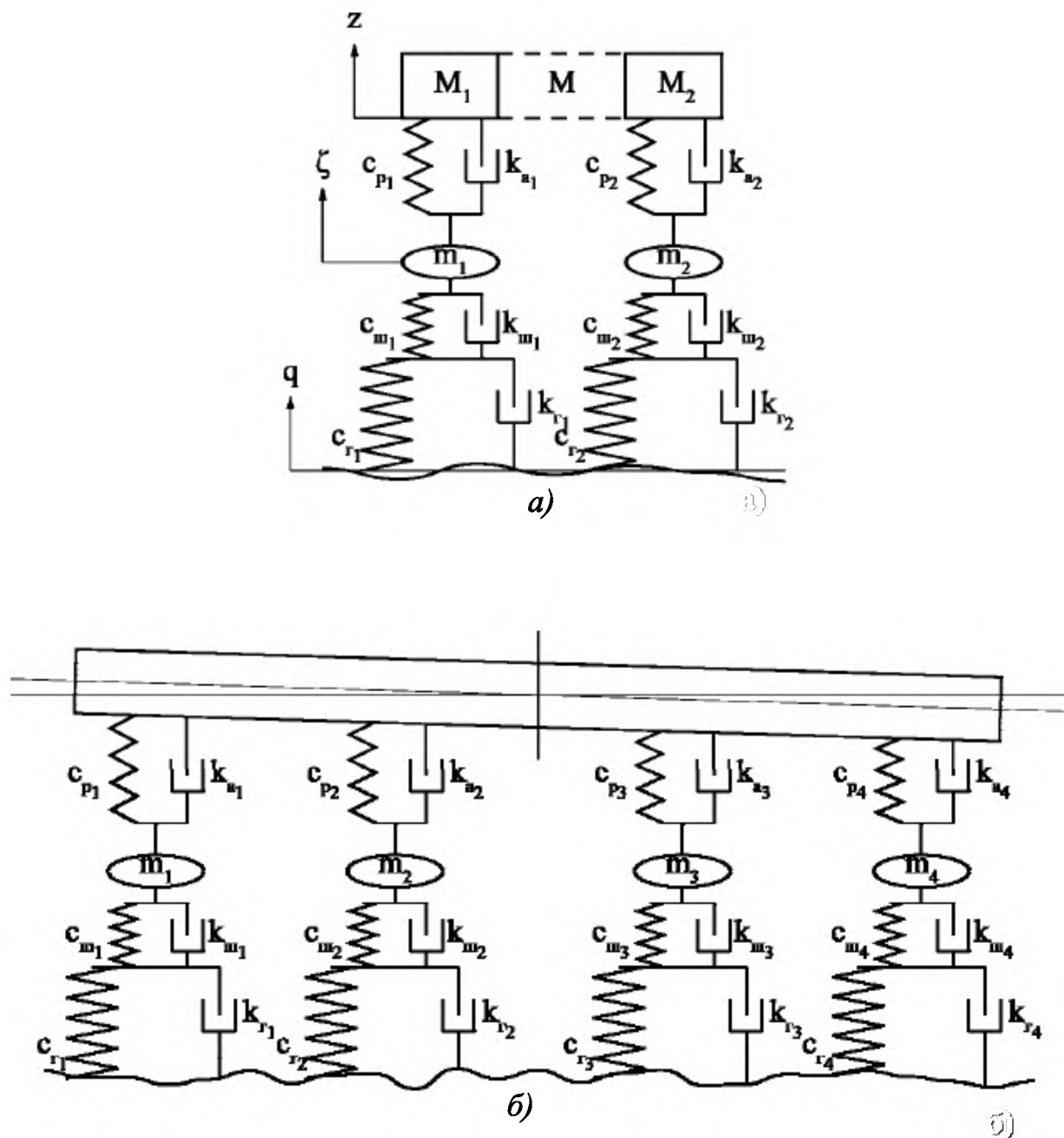


Рис. 47. Колебательные модели транспортных средств

У многоосных машин непрорессоренная масса значительно меньше прорессоренной массы. Поэтому в колебательных системах часто не учитывают непрорессоренные массы. Далее эти системы рассматриваются отдельно.

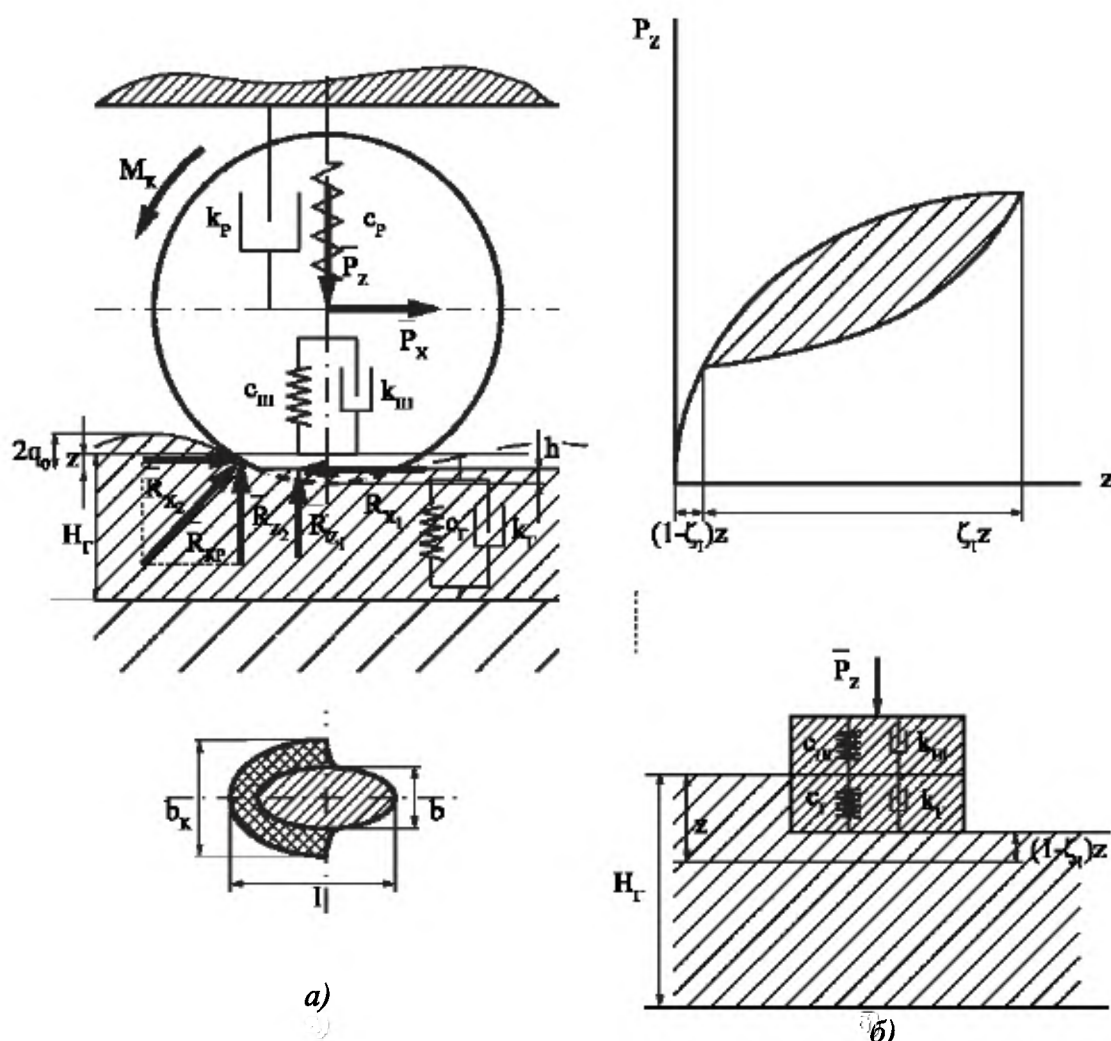


Рис. 48. Схема взаимодействия колеса с неровной грунтовой поверхностью

На физической модели, представленной на рис. 47,а, приняты следующие обозначения:

z – перемещения поддресоренной массы;

ζ – перемещения неподдресоренной массы;

q – ординаты микропрофиля поверхности движения;

M – поддресоренная масса;

M_1, M_2 – поддресоренные массы передней и задней осей соответственно;

m_1, m_2 – неподдресоренные массы передней и задней осей соответственно;

C_{p1}, C_{p2} – приведенные жесткости подвески передней и задней осей;

$C_{ш1}, C_{ш2}$ – жесткости шин осей;

k_{a1}, k_{a2} – приведенные коэффициенты сопротивления амортизаторов оси;

$k_{ш1}, k_{ш2}$ – приведенные коэффициенты демпфирования шин осей;

C_{r1}, C_{r2} – жесткости грунта;

K_{r1}, K_{r2} – коэффициенты демпфирования грунта.

Схема взаимодействия колеса с неровной грунтовой поверхностью приведена на рис. 48.

Для каждой из двух двухмассовых моделей можно записать уравнения колебаний в общем виде:

$$\left. \begin{aligned} M \cdot \ddot{Z} + k_a \cdot \dot{Z} - k_a \cdot \dot{\zeta} + C_p \cdot Z - C_p \cdot \zeta &= 0; \\ m \cdot \ddot{\zeta} + (k_a + k_{ш}) \cdot \dot{\zeta} - k_a \cdot \dot{Z} + C_p \cdot \zeta + \\ + C_{ш} \times \zeta - C_p \times Z &= k_{ш} \times \dot{q} + C_{ш} \times q; \\ q &= q_0 \cdot (1 - \cos vt), \end{aligned} \right\} \quad (84)$$

где q_0 – половина высоты неровности;

v – частота возмущающей силы.

В результате решения с использованием приемов операционного исчисления получена следующая расчетная система:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Z}{q_0} &= \sqrt{\frac{(C_p \cdot C_{ш} - k_a \cdot k_{ш} \cdot v^2)^2 + (k_a \cdot C_{ш} + k_{ш} \cdot C_p)^2 \cdot v^2}{\Delta}}; \\ \frac{\zeta}{q_0} &= \sqrt{\frac{[C_p \cdot C_{ш} - (M \cdot C_{ш} + k_a \cdot k_{ш}) \cdot v^2]^2 + [v \cdot (k_a \cdot C_{ш} + k_{ш} \cdot C_p) - M \cdot k_{ш} \cdot v^3]^2}{\Delta}}; \\ \Delta &= [M \cdot m \cdot v^4 - (M \cdot C_p + m \cdot C_p + M \cdot C_{ш} + k_a \cdot k_{ш}) \cdot v^2 + C_p \cdot C_{ш}]^2 + \\ &+ [v \cdot (k_a \cdot C_{ш} + k_{ш} \cdot C_p) - (M \cdot k_a + M \cdot k_{ш} + m \cdot k_a) \cdot v^3]^2, \\ \frac{\ddot{Z}}{q_0} &= \frac{Z}{q_0} \cdot v^2; \\ \frac{\ddot{\zeta}}{q_0} &= \frac{\zeta}{q_0} \cdot v^2, \end{aligned} \right\} \quad (85)$$

где все конструктивные параметры берутся соответственно либо для передней, либо для задней оси.

В этой системе для учета деформируемости грунта проведены замены:

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{ш}} \cdot C_{\text{г}}}{C_{\text{ш}} + C_{\text{г}}}, \text{ вместо } C_{\text{ш}};$$

суммарное демпфирующее свойство грунта и шины $K_{\text{гш}}$ вместо $K_{\text{ш}}$.

Для определения $K_{\text{гш}}$ необходимо знать работу демпфирования грунта $A_{\text{г}}$ и шины $A_{\text{ш}}$, которые можно выразить уравнениями:

$$A_{\text{г}} = (1 - \rho) \cdot \int_0^z P_z(z) \cdot dz,$$

где ρ – часть упругой деформации грунта;

z – деформация грунта,

$$\begin{aligned} P_z(z) &= 0,25 \cdot \pi \cdot q(z) \times \\ &\times \left[(1 - 0,5 \cdot \xi) \cdot 2' \cdot b \cdot \sqrt{D \cdot h - h^2} + \xi \cdot b_{\kappa} \cdot \sqrt{D \cdot (h + z) - (h + z)^2} \right]; \\ A_{\text{ш}} &= 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left[\int_0^h q(h) \cdot \sqrt{D \cdot h - h^2} \cdot dh \right] \cdot \frac{\Psi_1 \cdot p_1}{(p + p_1)}. \end{aligned}$$

В колебательном процессе эту работу рассматриваем как работу вязкого трения.

Сила вязкого трения:

$$\begin{aligned} &K_{\text{гш}} \cdot \dot{h}_{\text{гш}}; \\ h_{\text{гш}}(t) &= h_{\text{гш}} \cdot [1 - \cos(v \cdot t)]; \\ \dot{h}_{\text{гш}}(t) &= h_{\text{гш}} \cdot v \cdot \sin(v \cdot t), \end{aligned}$$

где $\dot{h}_{\text{гш}}$ – суммарная упругая деформация шины и грунта.

Работа вязкого трения:

$$\begin{aligned} A_{\text{гш}} &= 2 \cdot K_{\text{гш}} \cdot v \cdot h_{\text{гш}} \cdot \int_0^{\pi} \sin(v \cdot t) \cdot (1 - \cos(v \cdot t)) \cdot d(v \cdot t); \\ A_{\text{гш}} &= 4 \cdot K_{\text{гш}} \cdot v \cdot h_{\text{гш}}^2. \end{aligned}$$

Упругая составляющая деформации грунта и шины:

$$\begin{aligned} h_{\text{гш}} &= h_{\text{ш}} + \rho \cdot z; \\ A_{\text{гш}} &= A_z + A_{\text{ш}}. \end{aligned}$$

Совместно решая уравнения относительно $K_{\text{гш}}$, получим

$$K_{\text{гн}} = \frac{A_z + A_{\text{гн}}}{4 \cdot v \cdot (h_{\text{гн}} + \rho \cdot z)^2}.$$

После подстановки значений A_z и $A_{\text{гн}}$ получаем следующее уравнение:

$$K_{\text{гн}} = \frac{(1-\rho) \cdot \int_0^z 0,25 \cdot \pi \cdot q(z) \cdot \left[1 - 0,5 \cdot \xi \right] \cdot 2 \cdot b \cdot \sqrt{2 \cdot h - h^2}}{4 \cdot v \cdot (h_{\text{гн}} + \rho \cdot z)^2} + \\ + \frac{\xi \cdot b_{\kappa} \cdot \sqrt{D \cdot (h+z) - (h+z)^2} \cdot dz + \frac{0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \psi_1 \cdot p_1}{p + p_1} \cdot \int_0^h q(h) \cdot \sqrt{D \cdot h - h^2} \cdot dh}{4 \cdot v \cdot (h_{\text{гн}} + \rho \cdot z)^2}.$$

Для упрощения найдены приближенные выражения:

$$A_z = p_z \cdot z \cdot (1-\rho) \cdot \xi_1; \quad A_{\text{гн}} = p_z \cdot h_z \cdot \frac{\psi_1 \cdot p_1 \cdot \xi_2}{p + p_1},$$

где ξ_1 , ξ_2 – параметры, учитывающие кривизну характеристик деформируемости грунта и шины

$$\xi_1 = \frac{A_z}{p_z \cdot z}; \quad \xi_2 = \frac{A_{\text{гн}}}{p_z \cdot h_z \cdot \frac{\psi_1 \cdot p_1}{(p + p_1)}}.$$

При движении по грунтовой поверхности со случайным (статистическим) микропрофилем, для определения дополнительных динамических нагрузок можно использовать уравнение статистической динамики для определения спектральной плотности вертикальных ускорений колебаний:

$$S_{\ddot{Z}}(\nu) = \left(\frac{\ddot{Z}}{q_0} \right)^2 \cdot S_q(\nu); \quad S_{\ddot{\xi}}(\nu) = \left(\frac{\ddot{\xi}}{q_0} \right)^2 \cdot S_q(\nu), \quad (86)$$

где $\frac{\ddot{Z}}{q_0}, \frac{\ddot{\xi}}{q_0}$ – относительные ускорения подрессоренной и не-
подрессоренных масс;
 $S_q(v)$ – спектральная плотность неровностей, выражаемая
уравнением

$$S_q(v) = S_q(\theta) \cdot \frac{1}{V} = \frac{A}{\theta^2} \cdot \frac{1}{V} = \frac{A \cdot V}{v^2}. \quad (87)$$

Выражения для среднеквадратических значений высот не-
ровностей q_c и ускорений $\ddot{Z}_c$ и $\ddot{\xi}_c$:

$$q_c = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{15} S_q(v) dv}; \quad (88)$$

$$\ddot{Z}_c = \sqrt{\int_0^{15} (\ddot{Z}(v))^2 \cdot S_q(v) \cdot dv}; \quad (89)$$

$$\ddot{\xi}_c = \sqrt{\int_0^{15} (\ddot{\xi}(v))^2 \cdot S_q(v) \cdot dv}.$$

Дополнительные динамические нагрузки на грунт и колесо
определяются как произведение соответствующих масс на уско-
рения

$$\Delta P_c = \ddot{Z}_c \cdot M + \ddot{\xi}_c \cdot m, \quad (90)$$

где M и m – подрессоренная и неподрессоренная массы, соот-
ветственно.

Среднеквадратическое значение дополнительной динамиче-
ской нагрузки снижается при увеличении деформации шины,
имеет минимум в зависимости от соотношения обратимой и не-
обратимой деформации грунта. Она уменьшается при снижении
давления воздуха в шине (жесткости шины), увеличивается при
увеличении подрессоренной массы, имеет минимум в зависимо-

сти от неподрессоренной массы и снижается при уменьшении жесткости подвески и увеличении сопротивления амортизаторов.

На рисунке 49 показана зависимость среднеквадратических значений вертикальных ускорений поддрессоренной массы от скорости (характеристика плавности хода). По этой характеристике, зная допустимые (нормированные) значения ускорений, можно определять допустимые по плавности хода скорости движения.

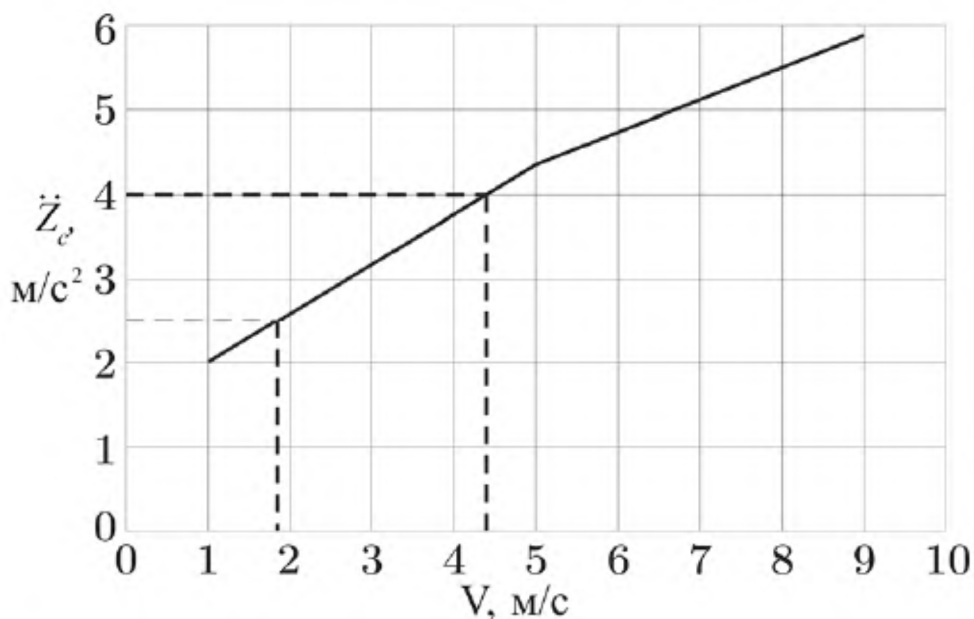


Рис. 49. Характеристика плавности хода

3.2. Взаимодействие с грунтом колес второй оси автомобиля

Колеса второй оси автомобиля могут двигаться:

- 1) по колее, проложенной передними колесами;
- 2) по недеформированному грунту;
- 3) частью колеса по колее, а другой частью – по целинному грунту.

Полноприводные автомобили, как правило, имеют одинарную ошиновку колес и равную ширину колеи для всех осей. Поэтому при прямолинейном движении колеса двигаются след в след.

В результате прохода передних колес в колее изменяются физико-механические параметры грунта. Соответственно изменяются и все показатели взаимодействия колес с грунтом.

Для получения приемлемого способа определения физико-механических параметров грунта после прохода передних колес обобщены результаты проведенных экспериментов. Установлено, что при движении автомобиля из-за малого времени действия нагрузки на грунт весовая влажность изменяется мало, существенно изменяются плотность грунта и толщина мягкого слоя.

На грунтах с ограниченной толщиной слоя мягкого грунта в результате образования колеи колесами первой оси оставшаяся часть мягкого слоя определяется как разность начальной глубины мягкого слоя и глубины колеи после первого прохода:

$$H_{г2} = H_{г} - z_1. \quad (92)$$

Изменяются также и неровности грунтовой поверхности движения.

Если рассматривается поверхность движения со статистическим микропрофилем, то определяется среднеквадратическая величина высот неровностей после прохода передних колес. Для этого используется характеристика распределения значений глубины колеи. Находится математическое ожидание и среднеквадратическое значение изменения глубины колеи:

$$m_z = \int_{0,05}^{0,95} z(p) \cdot dp; \quad z_c = \sqrt{\int_{0,05}^{0,95} [z(p) - m_z]^2 \cdot dp}, \quad (93)$$

где $z(p)$ – вероятностные значения разности глубины колеи;
 m_z – математическое ожидание разности глубин колеи;
 z_c – среднеквадратическое значение разности глубин колеи.

Используя среднеквадратическое значение высот неровностей z_c , определяется параметр A спектральной плотности микрорельефа по уравнению

$$z_c = \sqrt{\frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_1^{30} \frac{A \cdot V}{v^2} \cdot dv}. \quad (94)$$

Для расчета взаимодействия с грунтом колес второй оси используются те же зависимости, что определяли взаимодействие колес с грунтом первой оси, только в исходные данные вводятся новые значения плотности грунта γ , толщины мягкого слоя $H_{г2}$, высот неровностей q_c , нормальной и продольной нагрузок на колесо, внутреннего давления воздуха в шинах и других конструктивных параметров шины.

3.3. Взаимодействие колесного движителя двухосной машины с грунтовой поверхностью со случайным микропрофилем

Для оценки влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на показатели взаимодействия с грунтом колесного движителя двухосной машины (глубину колеи — z , деформацию шины — h , коэффициент буксования — $S_б$, коэффициент удельной тяги — ψ_T , коэффициент сопротивления качению — f) при движении по деформируемому грунту со случайным микропрофилем взяты следующие исходные данные по грунту и транспортному средству:

Грунт: $W_0 = 80\%$; $W_p = 35\%$; $\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$; $\gamma_T = 2700 \text{ кг/м}^3$; $A = 10^{-5}$.

Колесная машина: $P_z = 13650 \text{ Н}$; $k_a = 4500 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $C_p = 90000 \text{ Н/м}$; $p_w = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $D = 1,08 \text{ м}$; $B = 0,33 \text{ м}$; $H = 0,3 \text{ м}$; $k_H = 0,4$; $V = 5 \text{ м/с}$.

Результаты расчетов приведены на рис. 50–53.

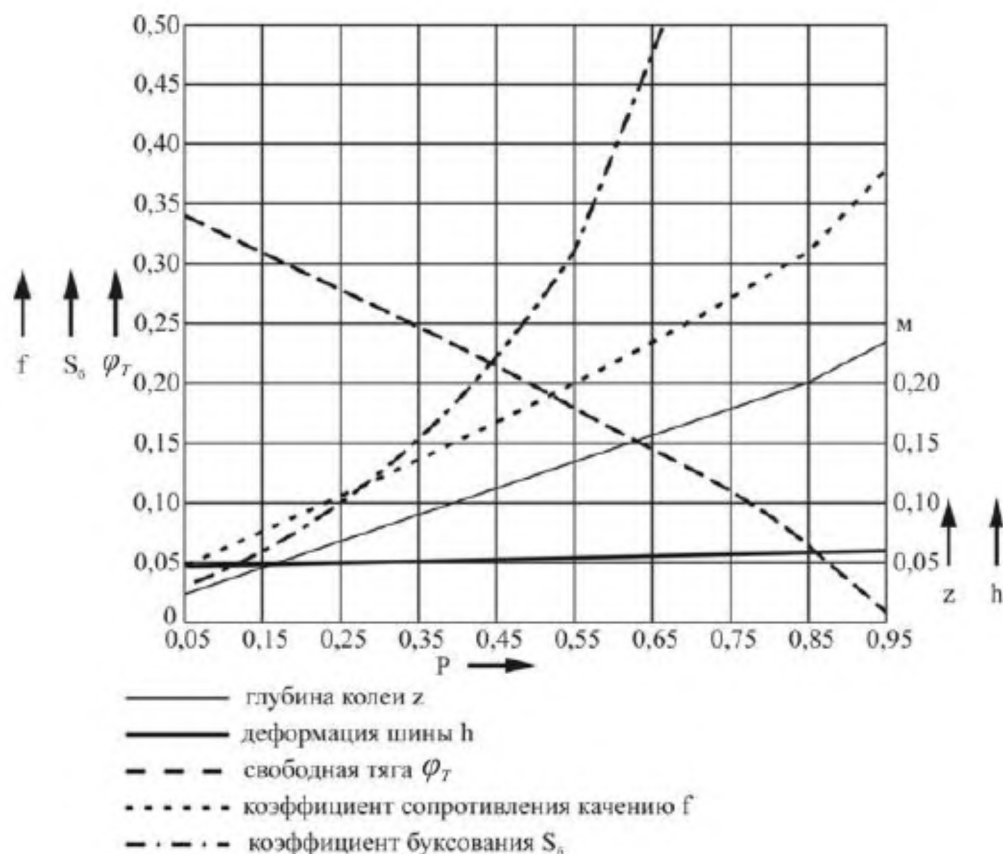


Рис. 50. Вероятностные характеристики взаимодействия передних колес с неровной грунтовой поверхностью ($H_r = 0,5$ м; P – вероятность)

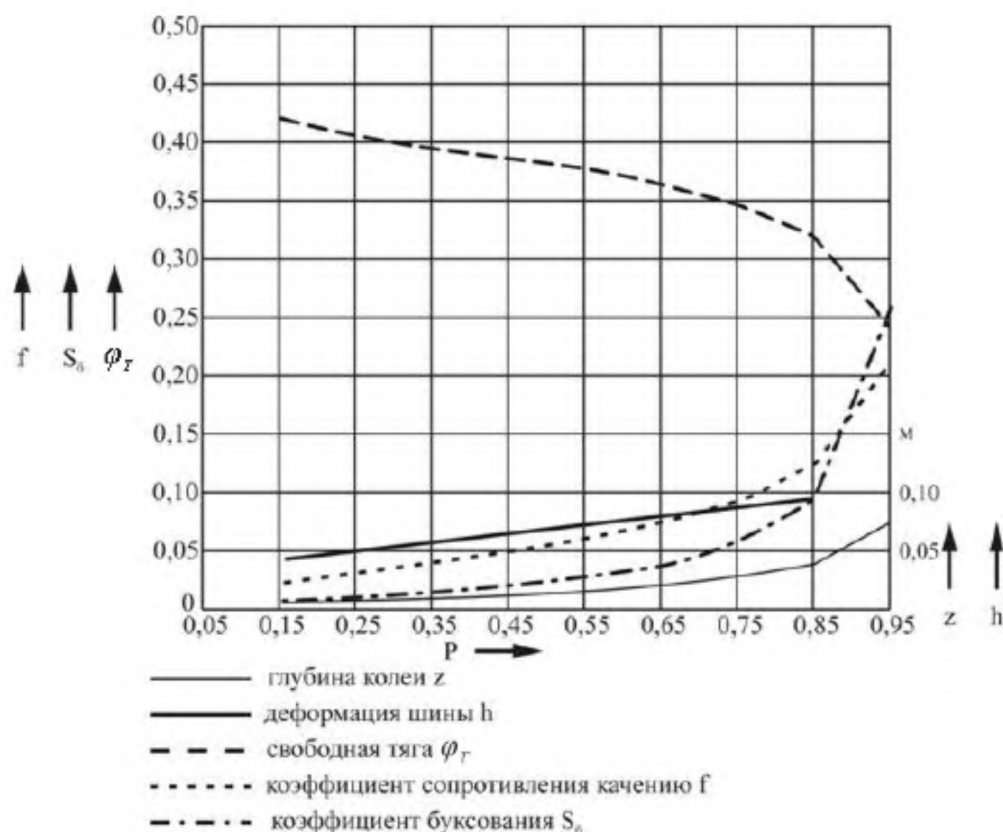


Рис. 51. Вероятностные характеристики взаимодействия задних колес с неровной грунтовой поверхностью ($H_r = 0,5$ м; P – вероятность)

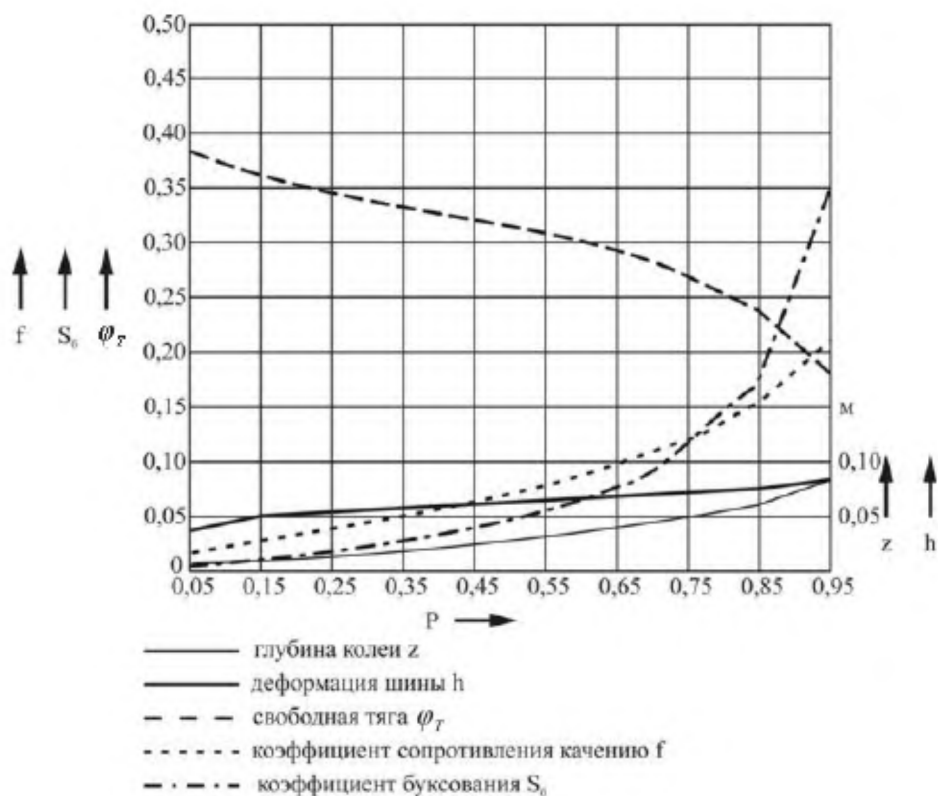


Рис. 52. Вероятностные характеристики взаимодействия передних колес с неровной грунтовой поверхностью ($H_r = 0,25$ м; P – вероятность)

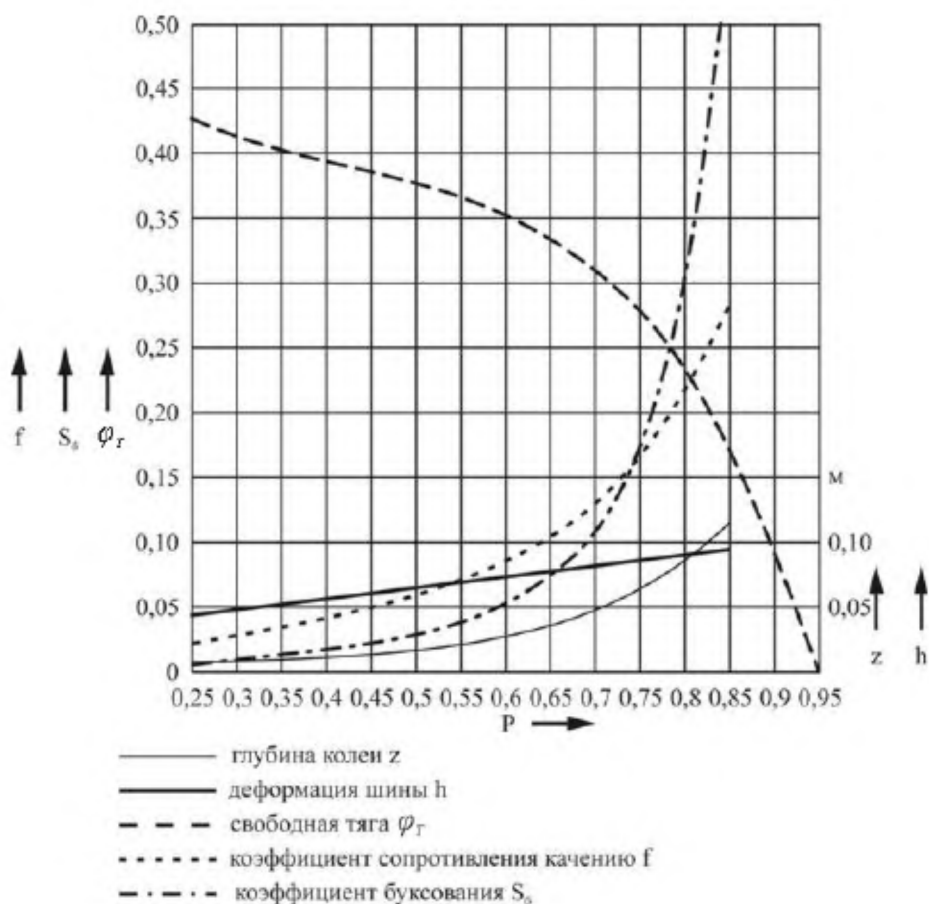


Рис. 53. Вероятностные характеристики взаимодействия задних колес с неровной грунтовой поверхностью ($H_r = 0,25$ м; P – вероятность)

Характер распределения всех показателей отличается от нормального закона, что объясняется нелинейными характеристиками связи между нормальной нагрузкой и глубиной колеи. В большинстве рассмотренных случаев эти характеристики имеют вогнутую форму, и поэтому характеристики распределения глубины колеи, сопротивления качению и буксования также имеют вогнутую форму.

Только форма кривой распределения деформации шин близка к нормальному закону из-за близкой к линейной зависимости деформации шины от нагрузки.

Значения z , f и S_6 при толщине мягкого слоя 0,5 м для передних колес больше, чем для задних. При толщине мягкого слоя 0,25 м эта закономерность характерна только для первой половины вероятностных характеристик. Во второй половине характеристик, с большими динамическими нагрузками, зависимость противоположная. Диапазон (разброс) уплотнения грунта колесами первой оси больше, чем задними. Уплотнение и конечная плотность грунта увеличиваются при уменьшении толщины деформируемого грунта. Чем меньше начальная плотность, тем больше уплотнение.

Вероятность качения передних колес по грунту с $H_r = 0,5$ м, ограничиваемая сцеплением колес с грунтом ($\psi \geq 0$), при $p_w = 2 \cdot 10^5$ Па – 73%, а при $p_w = 1,2 \cdot 10^5$ Па – 82%, $p_w = 1 \cdot 10^5$ Па – 95%, $p_w = 0,5 \cdot 10^5$ Па – 98%. У колес второй оси соответственно 90, 97, 100 и 100%.

Ранее проведенные исследования показывают, что при увеличении давления воздуха в шинах глубина колеи после прохода двух колес увеличивается во всем диапазоне дорог с деформирующимся покрытием. Сопротивление качению при максимальной вероятности, что соответствует наибольшим нагрузкам, увеличивается. При средней вероятности (0,5) изменения небольшие с тенденцией уменьшения при возрастании давления в шинах. Следовательно, на статистическом маршруте влияние давления в шинах на сопротивление качению неоднозначно, т.к. на различных участках маршрута оптимальное давление различно.

При движении по грунтовой поверхности с $H_r = 0,5$ м и $A = 10^{-3,5}$ (средний уровень неровностей) при увеличении скорости движения с 1 до 10 м/с минимальные значения глубины ко-

леи z и сопротивления качению f невелики и изменяются мало, максимальные значения незначительно увеличиваются до скорости 7,5 м/с, а затем прогрессивно увеличиваются из-за увеличения размаха колебаний нормальной нагрузки на колеса.

Аналогичная зависимость от скорости получается для средних значений z , f и S_6 . Для удельной силы тяги получены противоположные зависимости. Уплотнение грунта незначительно увеличивается при увеличении скорости. Возрастание колебаний нагрузки действует сильнее, чем уменьшение времени ее действия на грунт.

При увеличении силы тяги на колесах значения z , f и γ изменяются незначительно.

Если решать задачу по оценке проходимости (например, при определении оптимальных параметров движителя в заданных условиях эксплуатации), то в вероятностной постановке будет получено решение, значительно отличающееся от конечного результата в осредненной постановке.

3.4. Взаимодействие многоосной колесной машины с неровной грунтовой поверхностью

Расчетная схема движения на неровной грунтовой поверхности колесной машины представлена на рис. 54.

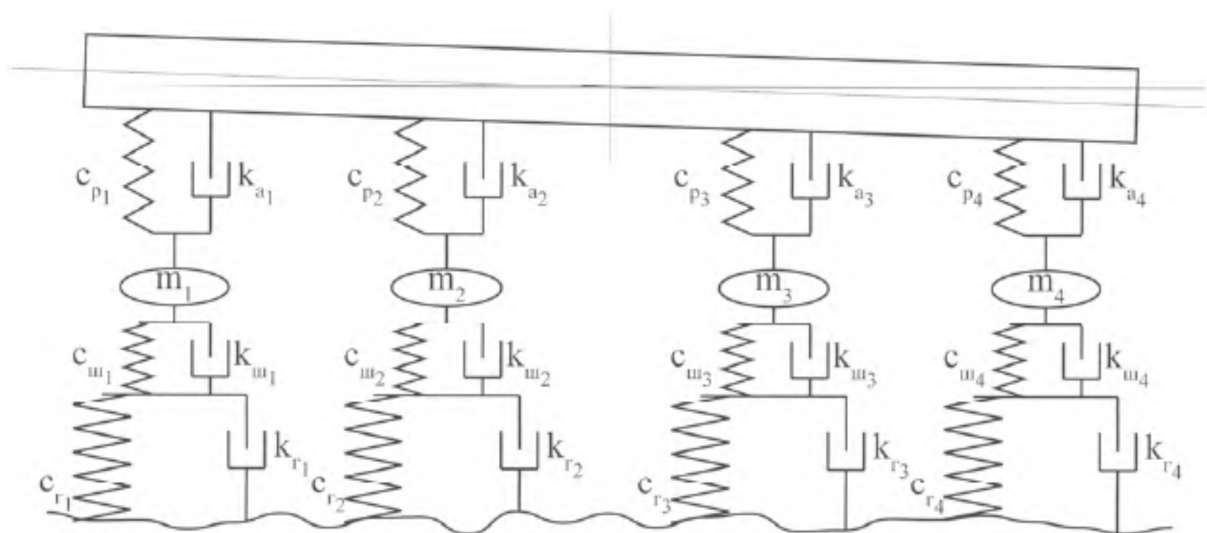


Рис. 54. Расчетная схема движения на неровной грунтовой поверхности колесной машины

В случаях движения по неровной грунтовой поверхности трехосных (с разнесенными осями), четырехосных и вообще многоосных машин используется следующая система дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{Z} + 2n_z \dot{Z} + \omega_z^2 Z &= \omega_z^2 \left(\frac{\sum_1^4 \frac{c_i}{\sum_1^n c_i} q_{ki} + \sum_1^4 \frac{k_i}{\sum_1^n c_i} q_{ki} \right) \\ \ddot{\alpha} + 2n_\alpha \dot{\alpha} + \omega_\alpha^2 \alpha &= \omega_\alpha^2 \left(\frac{\sum_1^4 c_i l_i}{\sum_1^4 c_i l_i^2} q_{ki} + \sum_1^4 \frac{k_i l_i}{\sum_1^4 c_i l_i^2} q_{ki} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (96)$$

где $2n_z = \frac{\sum_1^4 k_i}{M}$; $2n_\alpha = \frac{\sum_1^4 k_i \cdot l_i^2}{J_{cy}}$; $\omega_z^2 = \frac{\sum_1^4 c_i}{M}$; $\omega_\alpha^2 = \frac{\sum_1^4 c_i l_i^2}{J_{cy}}$;

M – подрессоренная масса;

J_{cy} – момент инерции подрессоренной массы относительно оси cy ;

n_z и n_α – коэффициенты затухания;

ω_z и ω_α – собственные частоты колебаний.

Правые части этих уравнений – это вход для возбуждения колебаний механической системы КМ. Причем q_{ki} – это профиль неровности под i -той осью. В дальнейшем условно индекс k опустим, только в отдельных случаях будем напоминать о том, что он существует.

Тогда $q_i = q_0 \sin v(t - \tau_i)$

$$\dot{q}_i = q_0 v \cos v(t - \tau_i),$$

где $\tau_1 = \frac{l_1 - l_2}{V}$;

q_0 – случайная амплитуда k -ой гармонической составляющей профиля.

Порядок расчета

1. Определяются глубина колеи z_0 и деформация шины h_0 для движения по ровной грунтовой поверхности.
2. С учетом z_0 и h_0 определяется дополнительная нагрузка ΔP_z .
3. Определяются z_1 и h_1 с учетом динамической нагрузки.
4. Определяется новое значение ΔP_z для новых значений z_1 и h_1 .
5. Определяются окончательные значения глубины колеи z_2 и деформация шины h_2 .
6. Определяются показатели взаимодействия колес с грунтом ($f_{ш}, f_{г}, S_{б}, \psi_{т}$).

Все это последовательно повторяется для всех осей. При этом учитываются изменения физико-механических свойств грунта, толщины мягкого грунта $H_{гi}$, среднеквадратические значения высот неровностей, давления в шинах, нормальной нагрузки на колеса.

После прохода первой оси колесной машины необходимо определить новые значения механических параметров грунта.

$$n = 2$$

Грунт уплотняется, поэтому

$$\gamma_n = \gamma_{n-1} + \gamma_1 \cdot \frac{q_d}{E + q_d \left(1 + \frac{a^2 H_{г}^2}{3F} \right)},$$

где a – коэффициент, характеризующий изменение напряжений в грунте по глубине;

F – площадь пятна контакта.

Значения φ_0, c_0, E для нового значения γ определяются по формулам (24).

$$H_{г2} = H_{г1} - z_1; \text{ высота неровностей } q_{02} = \left(\frac{z_{\max} - z_{\min}}{2} \right) + q_{01}.$$

Пересчитывается глубина мягкого слоя $H_{г}$, $H_{г\ n-1}$ и z_{n-1} . Остальные механические параметры грунта пересчитываются по за-

висимостям п. 1. Они являются исходными данными при расчетах и определении параметров взаимодействия колес с грунтом $h, z, q_{ш}, q_{д}, b_k, l, I, I_1, I_2$ для второй оси машины.

Аналогично проводится расчет параметров взаимодействия колес с грунтом для всех последующих осей.

Определение динамических нагрузок на оси колесной машины

Для определения дополнительных нагрузок, приходящихся на оси колес, инициируемых колебаниями корпуса колесной машины, необходимо иметь исходные данные для расчета.

Параметры колесной машины

h_p – статический прогиб подвески, м;

k_{ai} – приведенный к оси колеса коэффициент сопротивления амортизатора, кг/с;

l_i – расстояния от осей до центра масс, м;

M – масса поддрессоренных частей, кг;

m – неподдрессоренная масса, кг;

I_{cy} – момент инерции поддрессоренной массы относительно оси oy , проходящей через центр масс, кг·м²;

P_{zi} – нормальная нагрузка, приходящаяся на каждую из осей колесной машины, Н;

C_{pi} – приведенная к оси колеса жесткость упругого элемента подвески i -го моста, Н/м;

$C_{ши}$ – приведенная к оси колеса радиальная жесткость шин моста, Н/м;

h_i – нормальный прогиб шин i -ой оси колесной машины, м;

L – база автомобиля, м;

n – число осей колесной машины;

m – число осей колесной машины, имеющей амортизаторы;

V – скорость движения колесной машины, м/с;

P_{xi} – продольная нагрузка, приходящаяся на ось, Н;

ξ_1 – коэффициент, учитывающий характеристику деформации шины;

ψ_1 – коэффициент гистерезисных потерь в шине.

Параметры грунта

z_i – глубина колеи после прохода по грунту i -ой оси колесной машины, м;

ν – частота возмущающей силы, с^{-1} ;

A – параметр, описывающий рельеф (спектральную плотность);

ξ_2 – коэффициент, учитывающий характеристику деформируемости грунта;

ζ_1 – часть упругой деформации грунта;

ζ_2 – параметр колебательной деформации грунта.

Параметры системы отсчета

Z – вертикальные перемещения центра масс поддрессоренной массы, м;

$\bar{\xi}$ – вертикальные перемещения центра масс неподдрессоренной массы, м;

$\bar{q}$ – вертикальная координата неровностей микропрофиля, м;

α – угол поворота поддрессоренной массы относительно продольной оси, град.

● Определение параметров колебаний и дополнительных динамических нагрузок. Расчет промежуточных параметров

1. Приведенная жесткость упругих элементов оси (упругий элемент подвески, жесткость колеса, жесткость грунта), Н/м

$$C_i = \frac{P_i}{h_{pi} + z_i \zeta_1 + h_i}.$$

2. Собственная частота колебаний поддрессоренной массы, с^{-1}

$$\Omega = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n C_i}{M}}.$$

3. Работа, затрачиваемая на деформацию шины, Н·м

$$A_{1i} = P_i \cdot h_i \cdot \xi_1.$$

4. Работа, затрачиваемая на деформацию грунта, Н·м

$$A_{2i} = P_i \cdot z_i \cdot \xi_2.$$

5. $\xi_2 = 0,5 \cdot (1 + \xi_1)$

6. Коэффициент демпфирования шины и грунта под i -ой осью

$$K_{di}(v) = \frac{\pi \cdot \left[A_{2i} \cdot (1 - \xi_1) + A_{1i} \cdot \psi_1 \cdot \frac{p_0}{(p_0 + p_w)} \right]}{4 \cdot v \cdot (\xi_2 \cdot z_i + h_i + h_p)^2}.$$

7. Приведенный к оси колеса коэффициент сопротивления условного амортизатора, эквивалентного всем, имеющимся в подвеске, шине и грунте силам трения i -ой оси

$$K_i(v) = K_{ai} + K_{di}(v).$$

8. Частоты и промежуточные элементы системы уравнений:

$$w_z^2 = \frac{\sum_1^n C_i}{M}; \quad w_\alpha^2 = \frac{\sum_1^n C_i \cdot l_i^2}{I_{cy}};$$

$$2 \cdot n_z(v) = \frac{\sum_1^m k_i(v)}{M}; \quad 2 \cdot n_\alpha(v) = \frac{\sum_1^m k_i(v) \cdot l_i}{I_{cy}};$$

$$C_n = \sum_1^n C_i^2; \quad C_{in} = \sum_1^n C_i; \quad C = \sum_1^n C_i \cdot l_i^2;$$

$$\tau_i(v) = \frac{v \cdot (l_1 - l_i)}{V};$$

$$A(v) = \frac{\left[\sum_1^n C_i \cdot \cos \tau_i(v) \right]^2 + \left[\sum_1^n C_i \sin \tau_i(v) \right]^2}{(C_{in})^2};$$

$$B(\nu) = \frac{\left[\sum_1^n k_i(\nu) \cdot \nu \cdot \cos \tau_i(\nu) \right]^2}{(C_{in})^2};$$

$$T(\nu) = \frac{\left[\sum C_i l_i \sin \tau_i(\nu) \right]^2 + \left[\sum C_i l_i \cos \tau_i(\nu) \right]^2}{c^2};$$

$$E_{z1}(\nu) = \arctg \left[\frac{C_1 \sin \frac{\nu \cdot l_1}{V} + \sum_2^n C_i \sin \frac{\nu(l_1 - l_i)}{V}}{C_1 \cos \frac{\nu \cdot l_1}{V} + \sum_2^n C_i \cos \frac{\nu(l_1 - l_i)}{V}} \right];$$

$$E_{z2}(\nu) = \arctg \left[\frac{k_1(\nu) \cos \frac{\nu \cdot l_1}{V} + \sum_2^n k_i(\nu) \cos \frac{\nu(l_1 - l_i)}{V}}{k_1(\nu) \sin \frac{\nu \cdot l_1}{V} + \sum_2^n k_i(\nu) \sin \frac{\nu(l_1 - l_i)}{V}} \right];$$

$$N(\nu) = \frac{\left[\sum_1^2 k_i(\nu) \cdot l_i \cdot \nu \right]^2 - \left[\sum_3^4 k_i(\nu) \cdot l_i \cdot \nu \right]^2}{c^2}.$$

Передаточная функция вертикальных перемещений центра масс M

$$H_Z(\nu) = \frac{w_Z^2 \cdot \left\{ A(\nu) + B_1(\nu) + 2 \cdot A(\nu) \cdot B_1(\nu) \cdot \cos[E_{z1}(\nu) - E_{z2}(\nu)] \right\}}{\left(w_Z - \frac{\nu^2}{4 \cdot \pi^2} \right)^2 + 2 \cdot n_Z(\nu)^2 \cdot \nu^2}.$$

Спектральная плотность микропрофиля

$$S_q(\nu) = \frac{A \cdot V}{\nu^2}.$$

Спектральная плотность перемещений центра поддрессоренных масс

$$S_Z(\nu) = H_Z(\nu) \cdot S_q(\nu).$$

Среднеквадратические значения перемещения

$$Z_c(\nu) = \sqrt{\int_1^{35} S_Z(\nu) d\nu}.$$

Среднеквадратические значения ускорений

$$\ddot{Z}(\nu) = \sqrt{\int_1^{35} S_Z(\nu) \cdot \nu^4 \cdot d\nu}.$$

Определяем угол наклона α корпуса машины в продольной плоскости:

$$X_{\alpha 1}(\nu) = C_1 \cdot l_1 \cdot \sin\left(\frac{\nu \cdot l_1}{V}\right) + \sum_2^4 C_i \cdot l_i \cdot \sin\left(\frac{\nu \cdot (l_1 - l_i)}{V}\right);$$

$$X_{\alpha 2}(\nu) = C_1 \cdot l_1 \cdot \cos\left(\frac{\nu \cdot l_1}{V}\right) + \sum_2^4 C_i \cdot l_i \cdot \cos\left(\frac{\nu \cdot (l_1 - l_i)}{V}\right);$$

$$\alpha_1(\nu) = \arctg \frac{X_{\alpha 1}(\nu)}{X_{\alpha 2}(\nu)};$$

$$\alpha_{21}(\nu) = K_1(\nu) \cdot l_1 \cdot \cos\left(\frac{\nu \cdot l_1}{V}\right) + \sum_2^4 K_i(\nu) \cdot l_i \cdot \cos\left(\frac{\nu \cdot (l_1 - l_i)}{V}\right);$$

$$\alpha_{22}(\nu) = K_1(\nu) \cdot l_1 \cdot \sin\left(\frac{\nu \cdot l_1}{V}\right) + \sum_2^4 K_i(\nu) \cdot l_i \cdot \sin\left(\frac{\nu \cdot (l_1 - l_i)}{V}\right);$$

$$\alpha_2(\nu) = \arctg \frac{\alpha_{21}(\nu)}{\alpha_{22}(\nu)}.$$

Передающая функция по углу α

$$H_{\alpha}(\nu) = \frac{w_{\alpha}^2 \cdot \left\{ T(\nu) + N(\nu) + 2 \cdot T(\nu)^{0,5} N(\nu)^{0,5} \cdot \cos[\alpha_1(\nu) - \alpha_2(\nu)] \right\}}{\left(w_{\alpha}^2 - \nu^2 \right)^2 + 4 \cdot n_{\alpha} \alpha_1(\nu)^2 \cdot \nu^2}.$$

Тогда спектральная плотность угла α

$$S_{\alpha}(\nu) = S_q(\nu) \cdot H_{\alpha}(\nu).$$

Среднеквадратические значения α

$$\alpha_C = \sqrt{\int_1^{15} S_{\alpha}(\nu) \cdot d\nu}.$$

• Вертикальные перемещения точек корпуса колесной машины, находящихся над l -ой осью.

Передаточная функция для точки корпуса колесной машины, находящихся над i -ой осью:

$$H_{Zi}(\nu) = H_Z(\nu) + l_i^2 \cdot H_{\alpha}(\nu) + \\ + 2 \cdot l_i \cdot H_Z(\nu)^{0.5} \cdot |H_{\alpha}(\nu)|^{0.5} \cdot \cos[\gamma_Z(\nu) - \gamma_{\alpha}(\nu)];$$

$$z_i(\nu) = H_{Zi}(\nu)^{0.5} \cdot \nu;$$

$$\gamma_Z(\nu) = \arctg \frac{n_Z(\nu) \cdot \nu}{w_Z^2 - \nu^2};$$

$$\gamma_{\alpha}(\nu) = \arctg \frac{n_{\alpha}(\nu) \cdot \nu}{w_{\alpha}^2 - \nu^2}.$$

Спектральная плотность вертикального перемещения

$$S_{Zi}(\nu) = S_q(\nu) \cdot H_{Zi}(\nu).$$

Среднеквадратическое значение вертикального перемещения этой точки

$$Z_{iC} = \sqrt{\int_1^{15} S_{Zi}(\nu) \cdot d\nu}.$$

• Вертикальные ускорения i -ой точки

Передаточная функция

$$\ddot{Z}_i(\nu) = \nu^2 \cdot H_{Zi}(\nu)^{0.5}.$$

Спектральная плотность ускорения

$$S_{\ddot{Z}_i}(\nu) = S_q(\nu) \cdot H_{Zi}(\nu) \cdot \nu^4.$$

Среднеквадратическое ускорение

$$\ddot{Z}_C = \left[\int S_{\ddot{Z}}(v) \cdot dv \right]^{0.5}.$$

Зная массу, приходящуюся на переднюю ось колесной машины и среднеквадратическое ускорение, определяем среднеквадратическое значение дополнительной среднеквадратической нагрузки (динамической нагрузки), приходящейся на ось переднего колеса

$$P_{zgi} = \ddot{Z}_{iC} \cdot \frac{P_{zi}}{2g}.$$

Определяем максимальный динамический прогиб упругого элемента подвески i -той оси колесной машины

$$h_{gi} = \frac{3 \cdot P_{zgi} \cdot h_P}{0,5 \cdot P_{zi}}.$$

Расчеты проводятся последовательно для всех осей машины, принимая значения l_1, l_2, l_3 и l_4 .

3.5. Определение показателей проходимости многоосной колесной машины при движении по неровной опорной поверхности

Показателями проходимости колесной машины являются коэффициенты:

- сопротивления качению f ,
- свободной силы тяги ψ_T ,
- буксования S_6 .

Коэффициент сопротивления качению i -ой оси колесной машины

$$f_1 = f_{ш1} + f_{г1};$$

– от деформации шины

$$f_{ш1} = 1,75 \cdot 2 \cdot p_0 \cdot \psi_1 \cdot h_1^2 (B^2 + 1,5H^2) \frac{(B - 0,3h_1)}{P_1 \cdot H \cdot B^2};$$

– от деформации грунта (глубины колеи)

$$f_{г1} = 0,6 \cdot q_1 \cdot z_1 \frac{(b + b_{K1})}{P_1}.$$

Расчеты повторяются для каждой оси с учетом соответствующего значения деформации шины (h_2, h_3, h_4) и изменяющейся глубины колеи (z_2, z_3, z_4). В результате расчетов для каждой оси колесной машины определяются коэффициенты сопротивления качению (f_1, f_2, f_3, f_4). Для машины $f = \frac{1}{G_a} \sum_1^4 P_i f_i$.

Коэффициент свободной силы тяги φ_T рассчитывается по зависимости

$$\varphi_T = \left\{ k_H \cdot \mu_1 + (1 + k_H) \cdot \left[\operatorname{tg} \left(\varphi_0 + \frac{c_0}{q_d} \right) \right] \right\} - f_{гi}.$$

$$\text{Для машины } \varphi_T = \frac{1}{G_a} \sum_1^4 P_i \cdot \varphi_{Ti}.$$

Коэффициент буксования S_{6i} для колеса

$$S_{6i} = \frac{0,5}{E_1 \cdot l \cdot \left\{ \frac{(P_{Zi} + \Delta P_i)}{[P_i + (P_{Zi} + \Delta P_i) \cdot f_{гi}] \cdot q_i} - \frac{1}{[q \cdot \operatorname{tg}(\varphi_0) + c_0]} \right\}},$$

где модуль сдвига грунта $E_1 = 22,5 \cdot c_0 + 2,5 \cdot 10^5$.

Суммарный коэффициент буксования для машины зависит от характера связи между осями (блокированный, дифференциальный и т.д.).

Влияние параметров ходовой части машин и поверхности движения на проходимость колесных машин по неровным грунтовым поверхностям

Исследование проведено для колесной машины 8х8 и суглинистого грунта с различной влажностью и толщиной мягкого слоя при изменяющейся неровности опорной поверхности.

Базовые параметры грунта:

суглинок, $W = 80\%$, $H_r = 0,6$ м, $\gamma_c = 1150$ кг/м³.

Неровность опорной поверхности $A = 10^{-3}$.

Параметры колеса:

$P_Z = 20125$ Н; $D = 1,27$ м, $B = 0,37$ м, $H = 0,37$ м,

$p_w = 1 \cdot 10^5$ Па, $p_0 = 0,5 \cdot 10^5$ Па.

Параметры подвески:

$$h_p = 0,1 \text{ м}, k_a = 8550 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Параметры шасси:

$l_1 = 3,15$ м, $l_2 = 0,8$ м, $l_3 = -0,8$ м, $l_4 = -3,15$ м, $J_{cy} = 70000$ кг · м².

На рисунке 55 показано влияние неровности грунта на глубину колеи при различных скоростях движения. Глубина колеи наибольшая у передней оси машины и наименьшая у последней. Это связано с тем, что колеса второй и последующих осей движутся по более уплотненному грунту, поэтому вертикальные деформации грунта от оси к оси на уплотняемом грунте становятся меньше.

С увеличением скорости глубина деформации грунта существенно уменьшается. На относительно ровном грунте $A = 10^{-4}$ увеличение скорости с 5 до 20 м/с приводит к уменьшению глубины колеи под передней осью на 65%, а под задней на $\approx 50\%$. При увеличении степени неровности опорной поверхности до $A = 10^{-2}$ качественно картина остается той же, но динамические нагрузки существенно растут, и это приводит к тому, что при увеличении скорости с 5 до 13 м/с глубина колеи под передней осью уменьшается на 15%, а под задней практически не изменяется.

Ускорения колебаний корпуса также наибольшие под первой осью (рис. 56,а). Они больше, чем над задней осью, так как у передней оси знаки угловых и вертикальных колебаний центра масс совпадают, а у задней оси они противоположны.

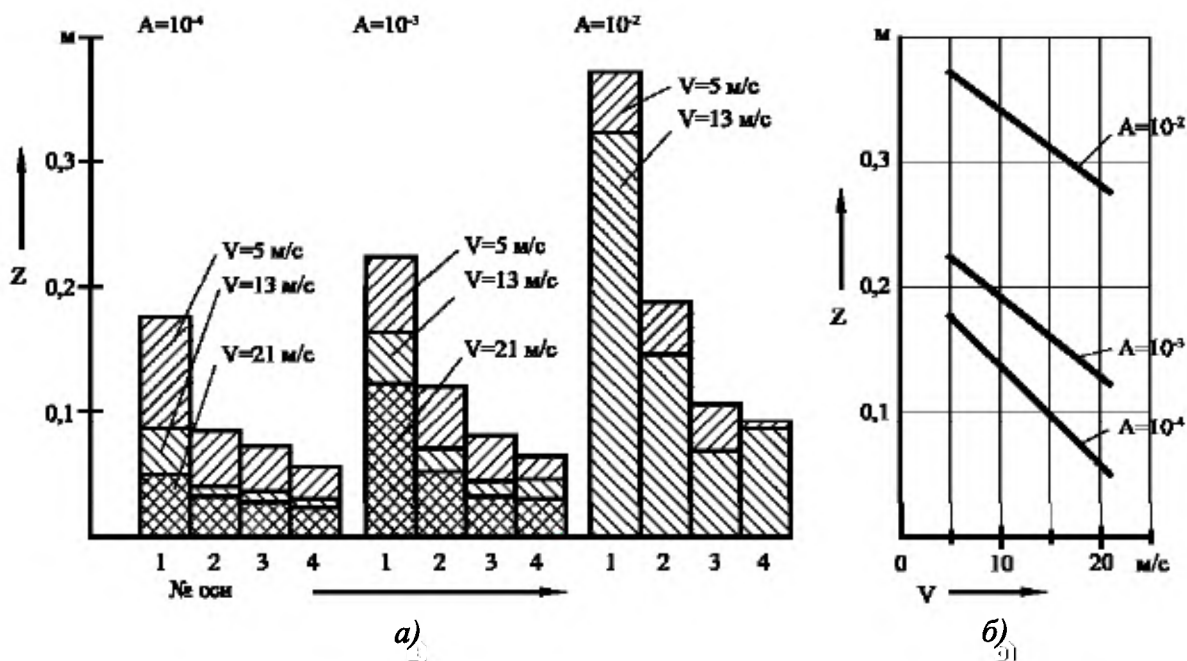
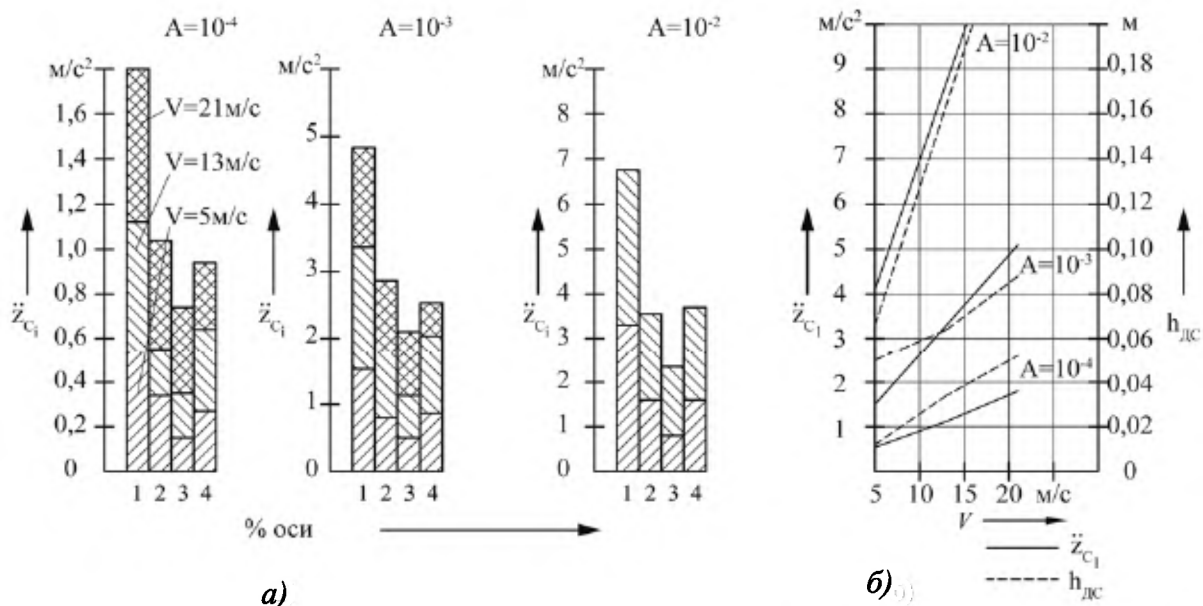


Рис. 55. Влияние неровности грунта и скорости движения машины на глубину колеи



h_{dc} — среднее квадратическое значение динамического хода подвески

Рис. 56. Влияние неровности грунта и скорости движения машины на показатели плавности хода

Над передней осью (рис. 56,б) при увеличении скорости движения с 5 до 15 м/с на неровном грунте с $A = 10^{-4}$ среднеквадратические ускорения центра масс увеличиваются примерно в два раза. В том же интервале скоростей движения на грунте со степенью неровности $A = 10^{-2}$ начальное значение среднеквадратического ускорения выше в 5 раз и достигает значения 4 м/с^2 ; при $V = 15 \text{ м/с}$, $\ddot{Z}_c = 10 \text{ м/с}^2$.

Для среднеквадратического динамического хода подвески характер его изменения от скорости и степени неровности грунта такой же, как и у среднеквадратического ускорения (см. рис. 56,б).

Зависимость глубины колеи, деформации шины и соответственно коэффициентов сопротивления качения грунта и шины от степени неровности опорной поверхности и скорости движения машины показаны на рис. 57. Неровность опорной поверхности существенно влияет на все показатели опорной проходимости. Глубина колеи под передней осью возрастает более чем в 2 раза, если рассматривать движение по неровной поверхности $A = 10^{-3}$ относительно движения по ровной поверхности $A = 0$. Вторая, третья и четвертая оси колесной машины движутся по уплотненному грунту, но и под ними глубина колеи увеличивается более чем в два раза.

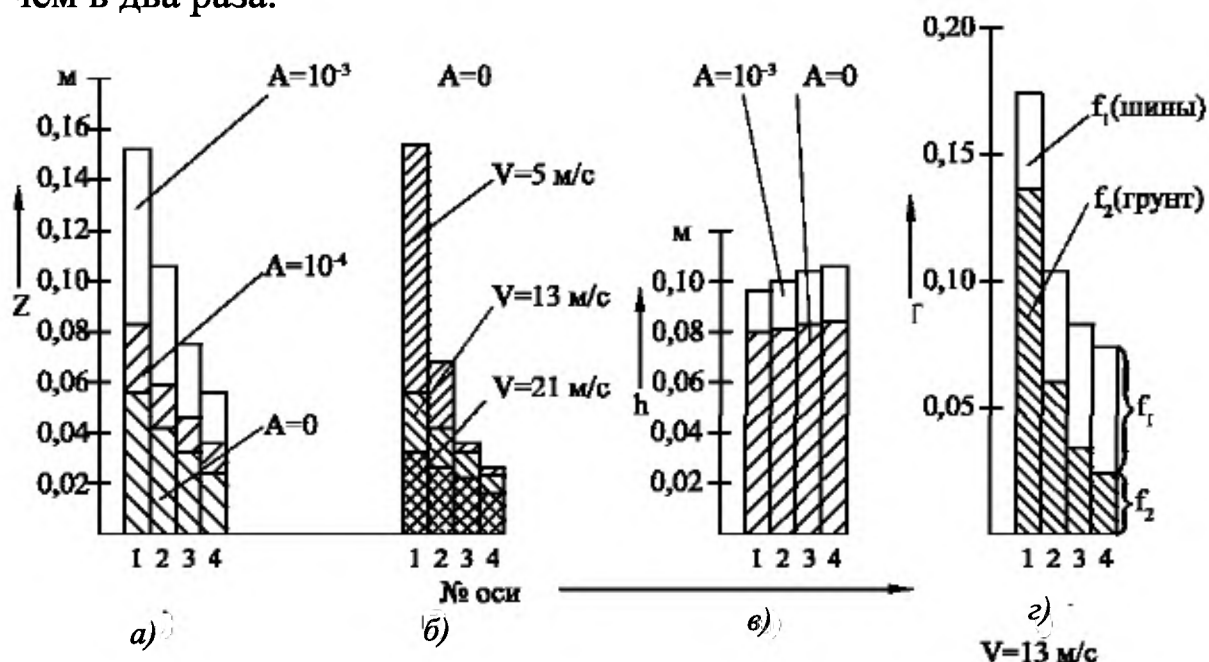


Рис. 57. Влияние неровности грунта и скорости движения машины на показатели проходимости

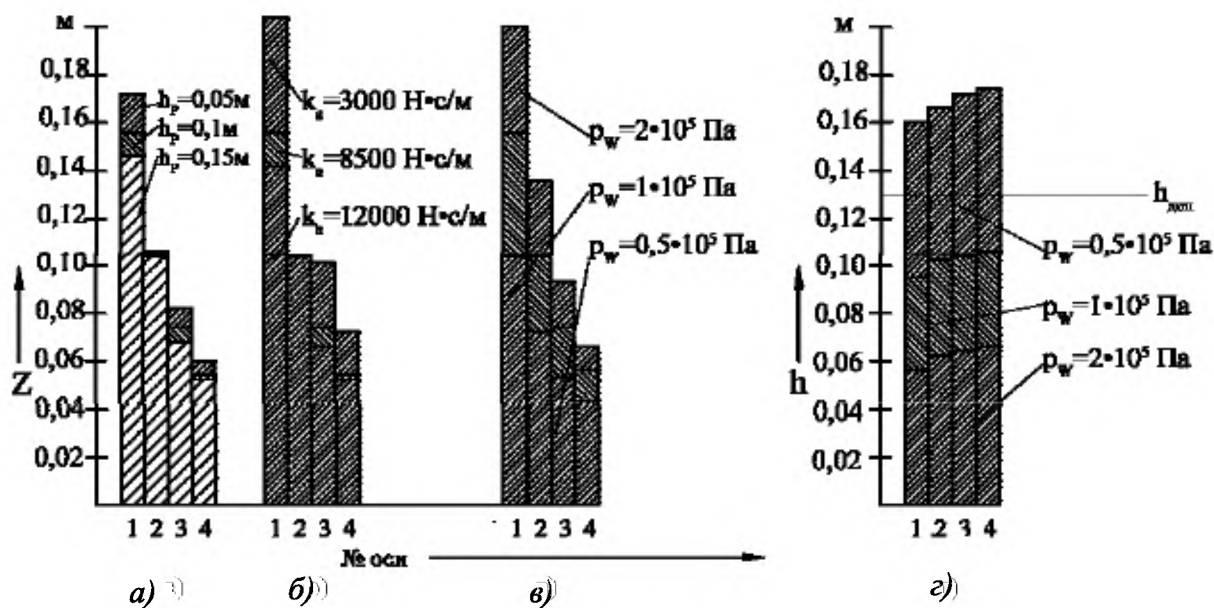


Рис. 58. Влияние параметров подвески и давления воздуха в шинах на глубину колеи и деформацию (прогиб) шины

Сопротивление качению f определяется затратами энергии на деформацию грунта f_2 и деформацию шины f_1 (рис. 57,г). У колес первой оси превалируют затраты энергии на деформацию грунта, у третьей и четвертой осей – на деформацию шины.

Зависимости глубины колеи z и деформации шины h от статического хода подвески h_p , сопротивления амортизаторов k_a и внутреннего давления воздуха в шинах p_w приведены на рис. 58. Жесткость упругого элемента подвески мало влияет на глубину колеи. Снижение коэффициента сопротивления амортизатора в 2,5 раза приводит к увеличению глубины колеи под передней осью колесной машины примерно на 20%, что можно считать незначительным влиянием.

Наибольшее влияние оказывает давление воздуха в шинах по всем четырем осям машины. При давлении воздуха в шинах $p_w = 0,5 \cdot 10^5$ Па деформация шин превышает допустимые значения (допустимые нормальные деформации не должны иметь значения более 0,35 Н, в данном примере $\approx 0,13$ м).

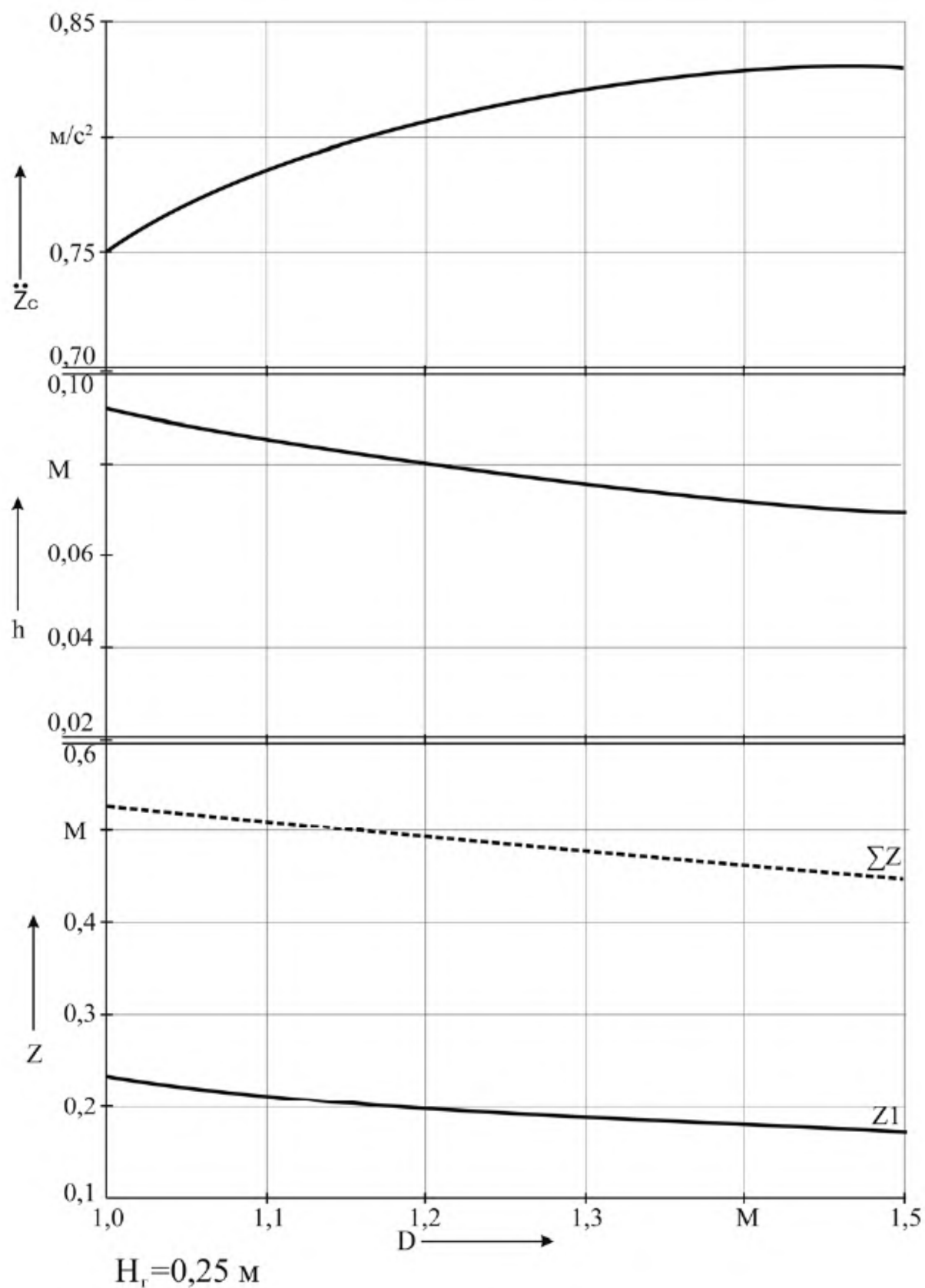
Для всей колесной машины показатели проходимости и плавности хода в зависимости от параметров шин и подвески приведены на рис. 59, 60, 61.

Увеличение наружного диаметра колеса D приводит к уменьшению глубины колеи z и деформации шины h . При меньших деформациях грунт и шины гасят меньший процент вертикальных динамических нагрузок. Как следствие, это приводит к увеличению ускорений колебаний.

При увеличении ширины профиля B деформация шины h существенно снижается, глубина колеи $\sum z$ для машины увеличивается, хотя для передней оси z_1 она незначительно снижается (см. рис. 60). Это объясняется противоречивым влиянием ширины профиля шины B на деформацию уплотнения и сдвига грунта. Увеличение ускорений объясняется снижением деформации шин.

На рисунке 61 графически представлено влияние ширины профиля шины B на показатели проходимости. При этом в качестве опорной поверхности выбран грунт меньшей плотности ($\gamma_c = 1100 \text{ кг/м}^3$) и с меньшей глубиной мягкого слоя ($H_r = 0,35 \text{ м}$) при той же влажности ($W = 80\%$). Из графика можно видеть, что при меньшей толщине и плотности мягкого слоя влияние ширины профиля на глубину колеи значительно больше. Соответственно изменяются сопротивление качению f и буксование S_6 . Изменение высоты профиля H оказывает меньшее влияние на глубину колеи и сопротивление качению, чем изменение ширины профиля B , но большее влияние на буксование.

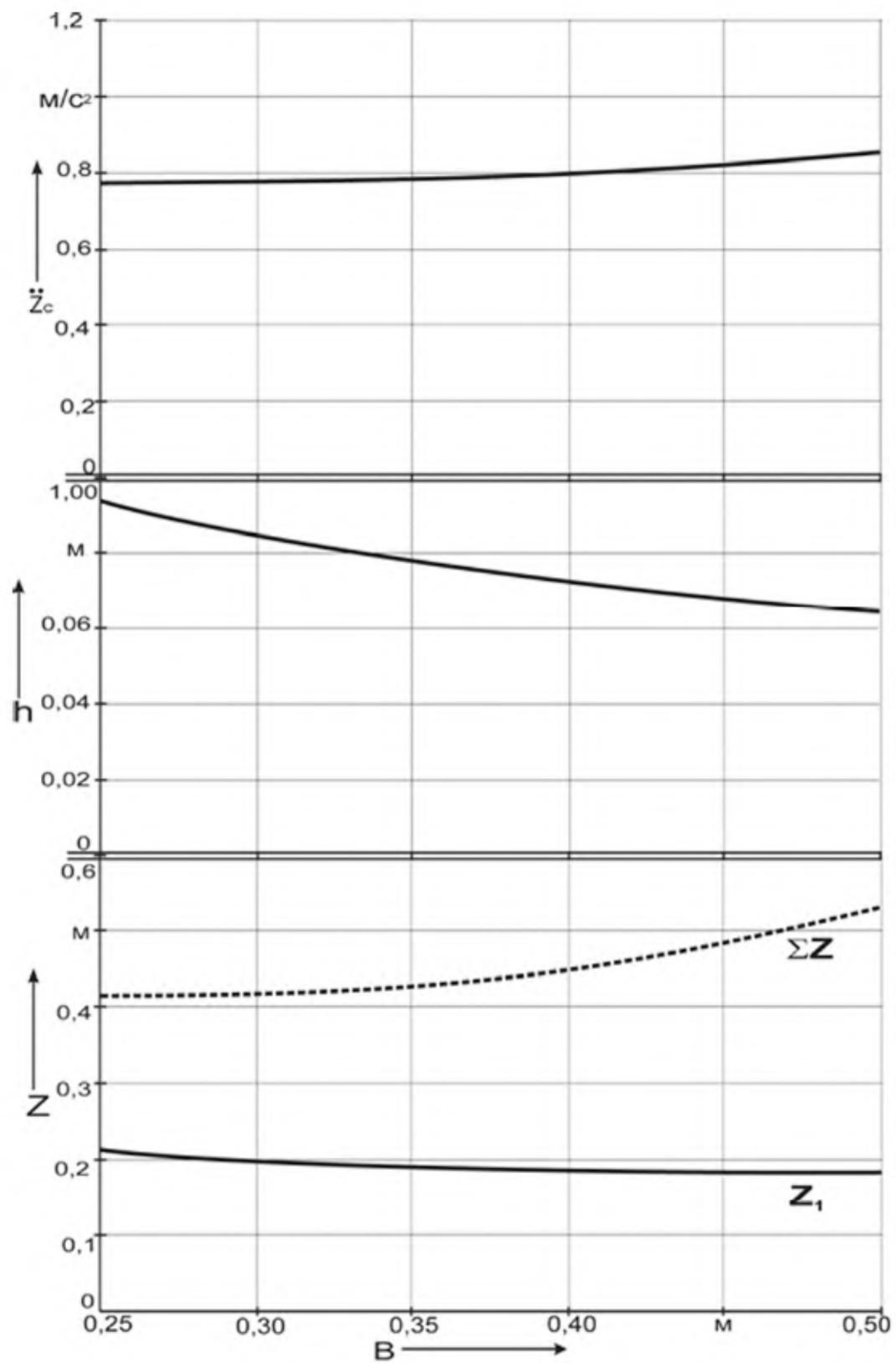
Влияние вертикальной нагрузки, приходящейся на оси колес четырехосной колесной машины, на показатели проходимости и плавности хода представлено на рис. 62. Рост вертикальной нагрузки на колесо на 25% от базового значения $P_z = 20125 \text{ Н}$ приводит к увеличению глубины колеи на 60%, коэффициент сопротивления качению увеличивается на 50%, а среднеквадратическое ускорение центра масс снижается на 23%.



ΣZ – глубина колеи после прохода колесной машины

$Z1$ – глубина колеи после прохода передней оси

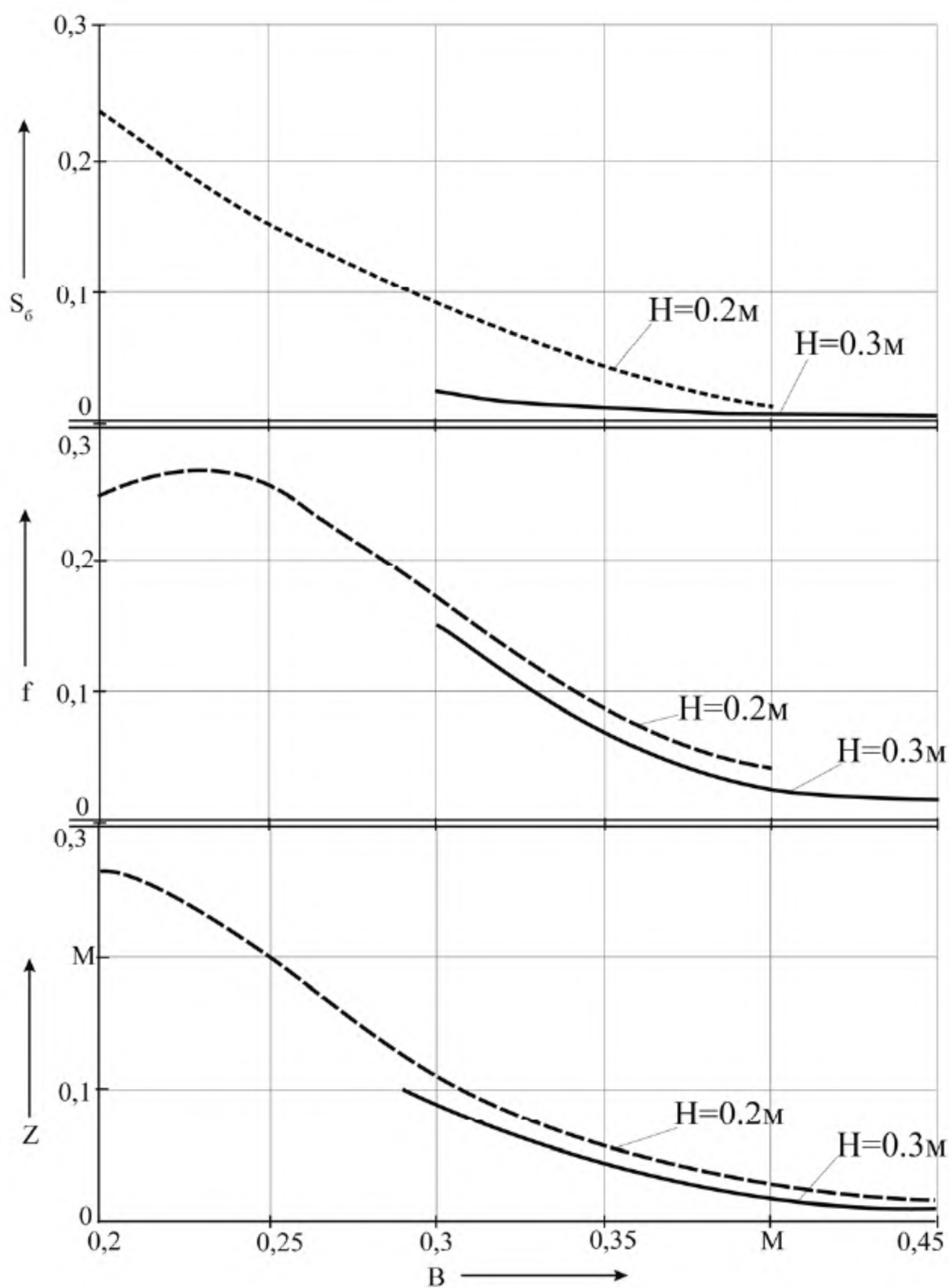
Рис. 59. Влияние наружного диаметра шины на показатели проходимости и плавности хода



ΣZ – глубина колеи после прохода колесной машины

z_1 – глубина колеи после прохода передней оси

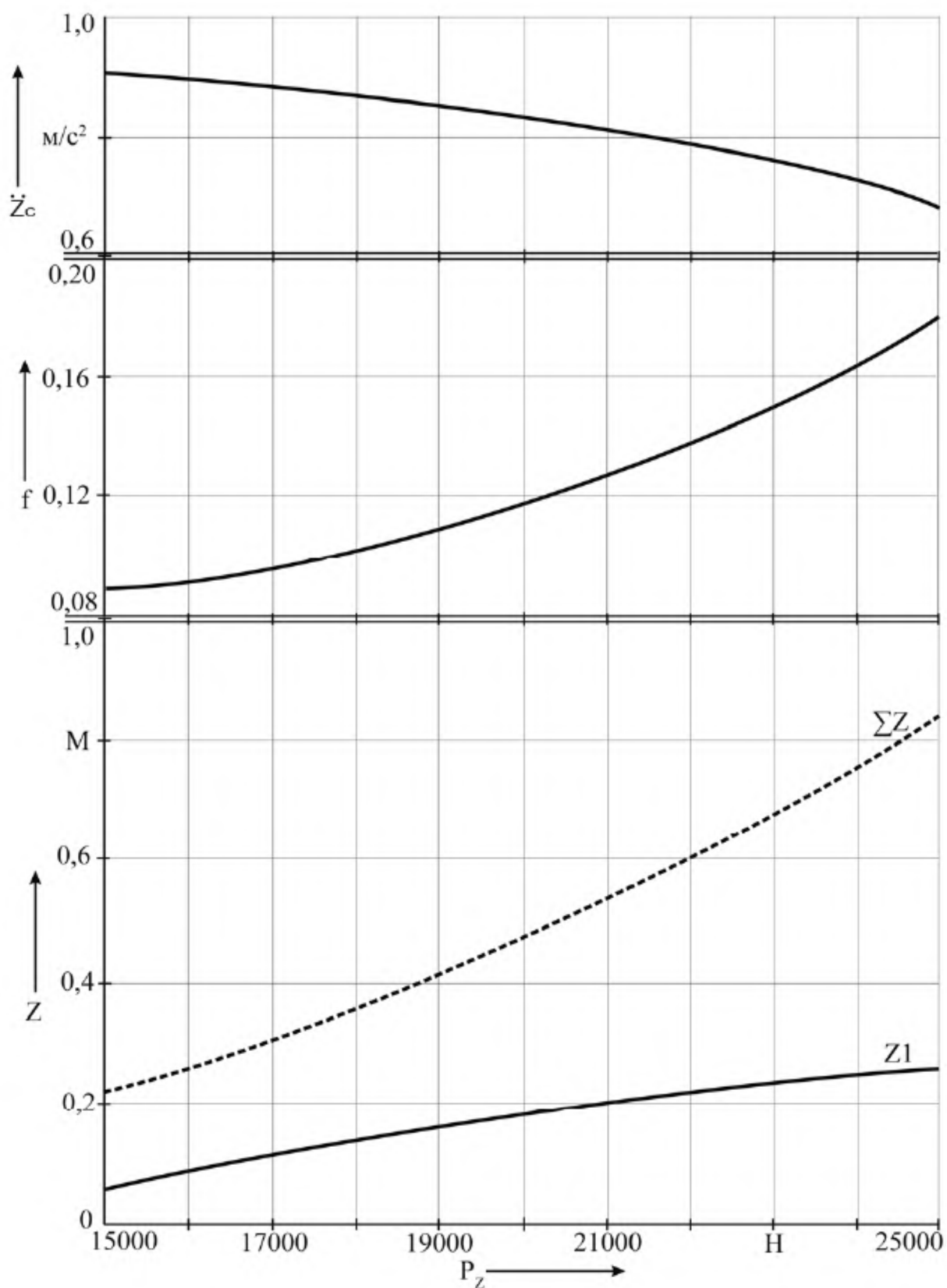
Рис. 60. Влияние ширины профиля шины на показатели проходимости и плавности хода



$$H_r = 0,35\text{м}, W=80\%, P_z = 3750H, r = 1100\text{кг/м}^3$$

H – высота профиля шины

Рис. 61. Влияние ширины профиля шины на показатели проходимости при малой толщине мягкого слоя грунта H_r



ΣZ – глубина колеи после прохода колесной машины
 $Z1$ – глубина колеи после прохода передней оси

Рис. 62. Влияние нагрузки на показатели проходимости и плавности хода

Установка на машине более мощных амортизаторов в условиях движения по заданному грунту с неровностями $A = 10^{-3}$ позволяет повысить показатели как проходимости, так и плавности хода. Увеличение сопротивления амортизаторов (рис. 63) на 50% позволяет снизить ускорение колебаний на 20%, глубину колеи на 15%, коэффициент сопротивления качению на 7%.

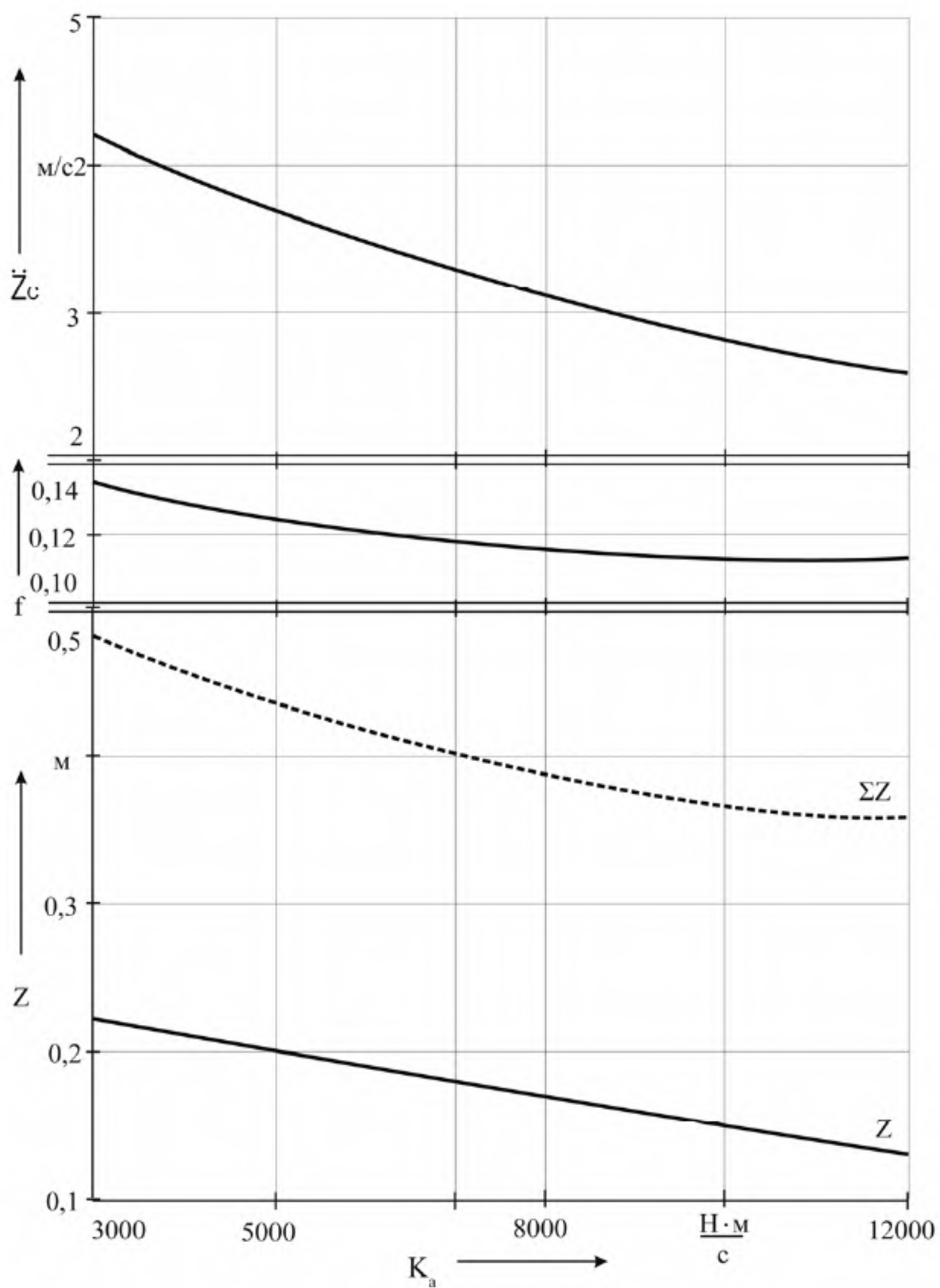
Влияние жесткости подвески менее значительно. Снижение жесткости на 50% приводит к незначительному (на 4...12%) снижению глубины колеи, ускорений и коэффициента сопротивления качению (рис. 64).

Из физических параметров грунта наибольшее влияние на показатели плавности хода оказывают относительная влажность W_0 и толщина мягкого слоя H_T (рис. 65 и 66).

При увеличении относительной влажности грунта до 80% происходит сравнительно медленный рост сопротивления качению и буксования. На более влажном грунте наблюдается прогрессивный рост f и S_6 . При влажности более 90% использование колесной машины становится просто неэффективным (см. рис. 65).

Существенное влияние на показатели проходимости и плавности хода оказывает толщина мягкого слоя H_T (см. рис. 66). Увеличение толщины мягкого слоя приводит к увеличению глубины колеи, сравнимой с клиренсом машины, и сопротивления качению. Значительно уменьшается свободная сила тяги F_T . Среднеквадратические ускорения центра масс машины уменьшаются, так как дополнительные динамические нагрузки на оси колес гасятся бóльшей толщиной мягкого слоя. Заметно увеличивается и отклонение глубины колеи образуемой колесами первой и последующих осей.

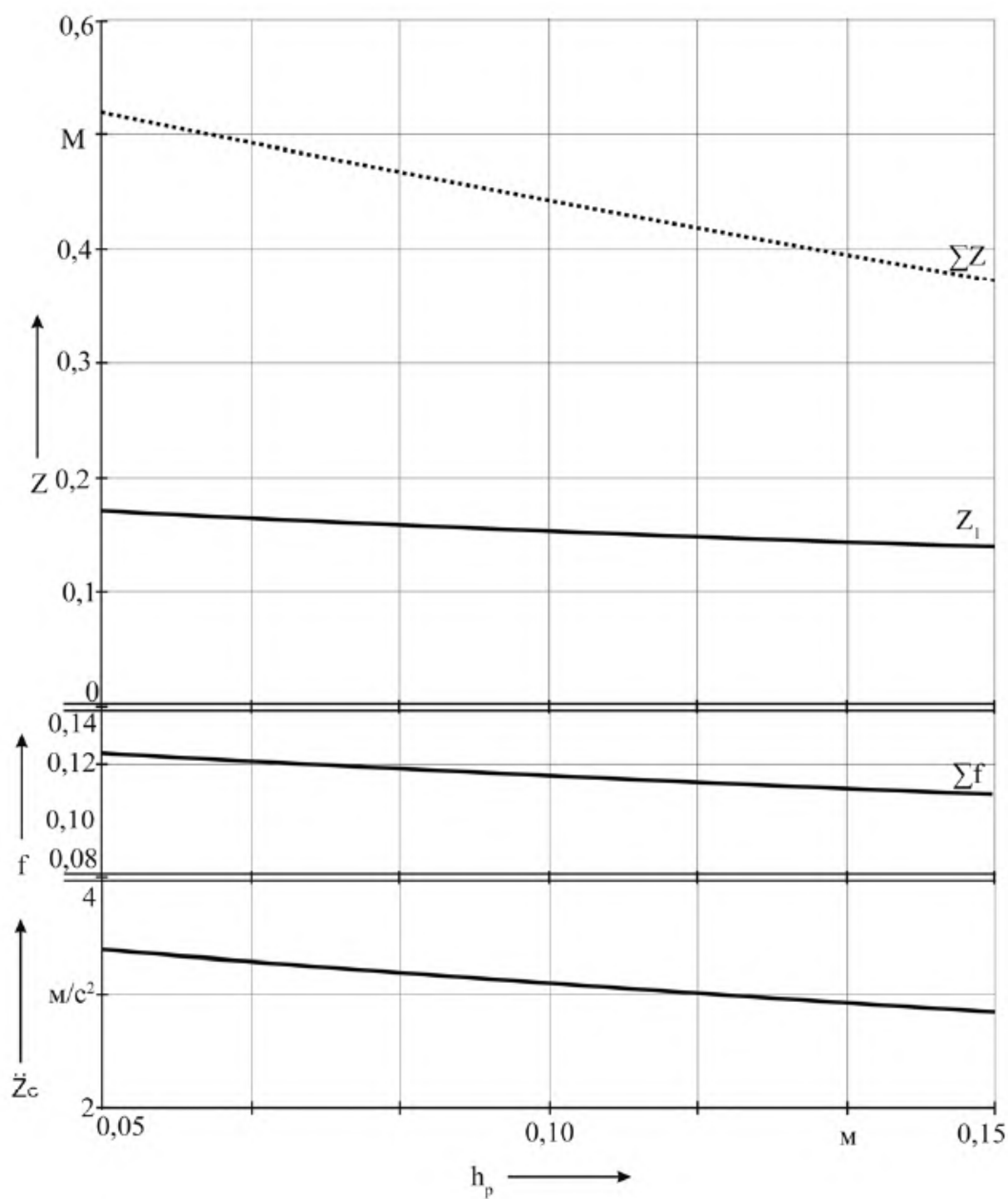
Влияние скорости на показатели проходимости колесной машины показано на рис. 67.



ΣZ – глубина колеи после прохода колесной машины

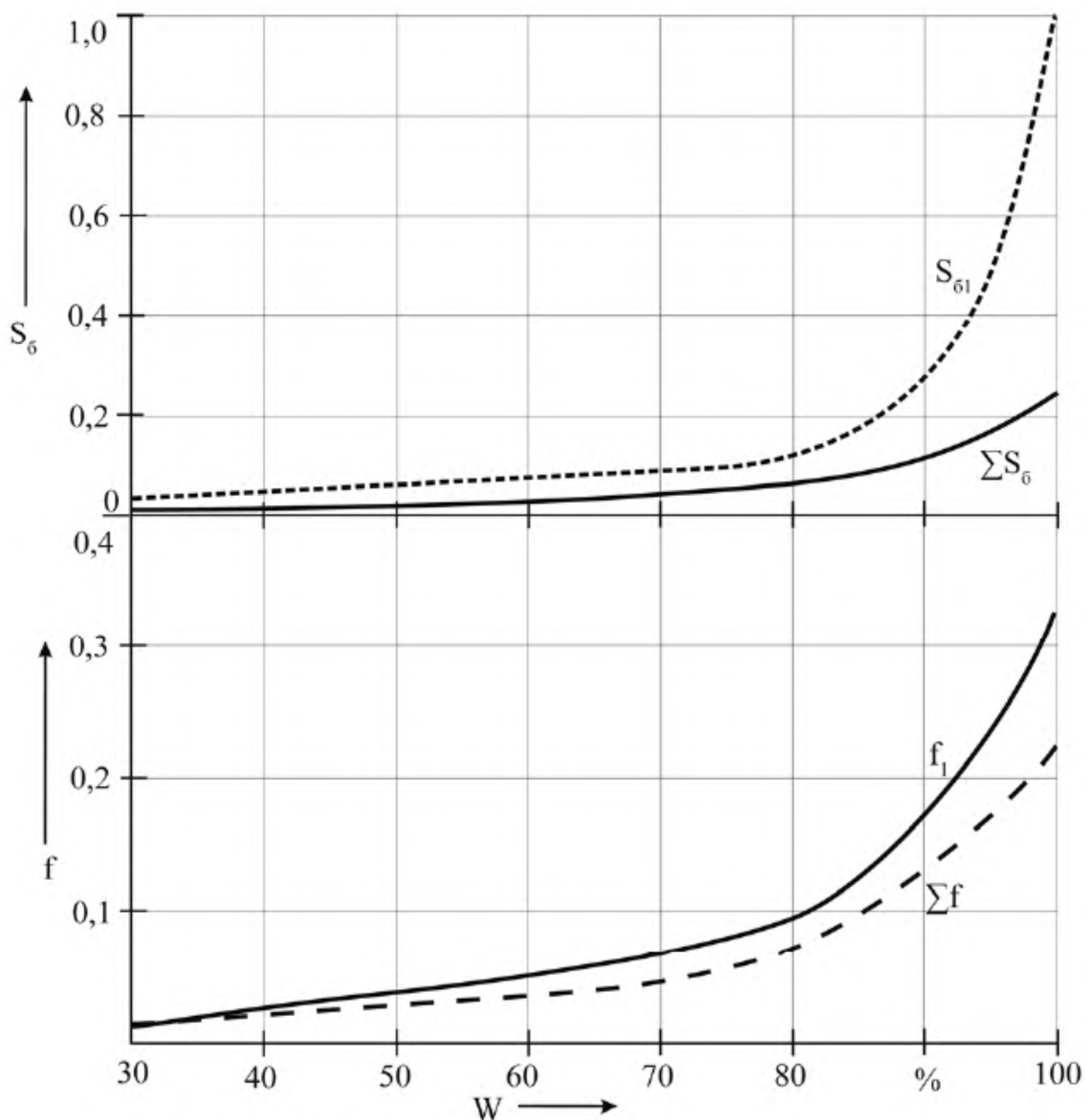
Z – глубина колеи после прохода передней оси

Рис. 63. Влияние коэффициента сопротивления амортизатора на показатели проходимости и плавности хода



ΣZ – глубина колеи после прохода колесной машины
 Z_1 – глубина колеи после прохода передней оси
 Σf – суммарный коэффициент сопротивления качению

Рис. 64. Влияние статического хода подвески на показатели проходимости и плавности хода



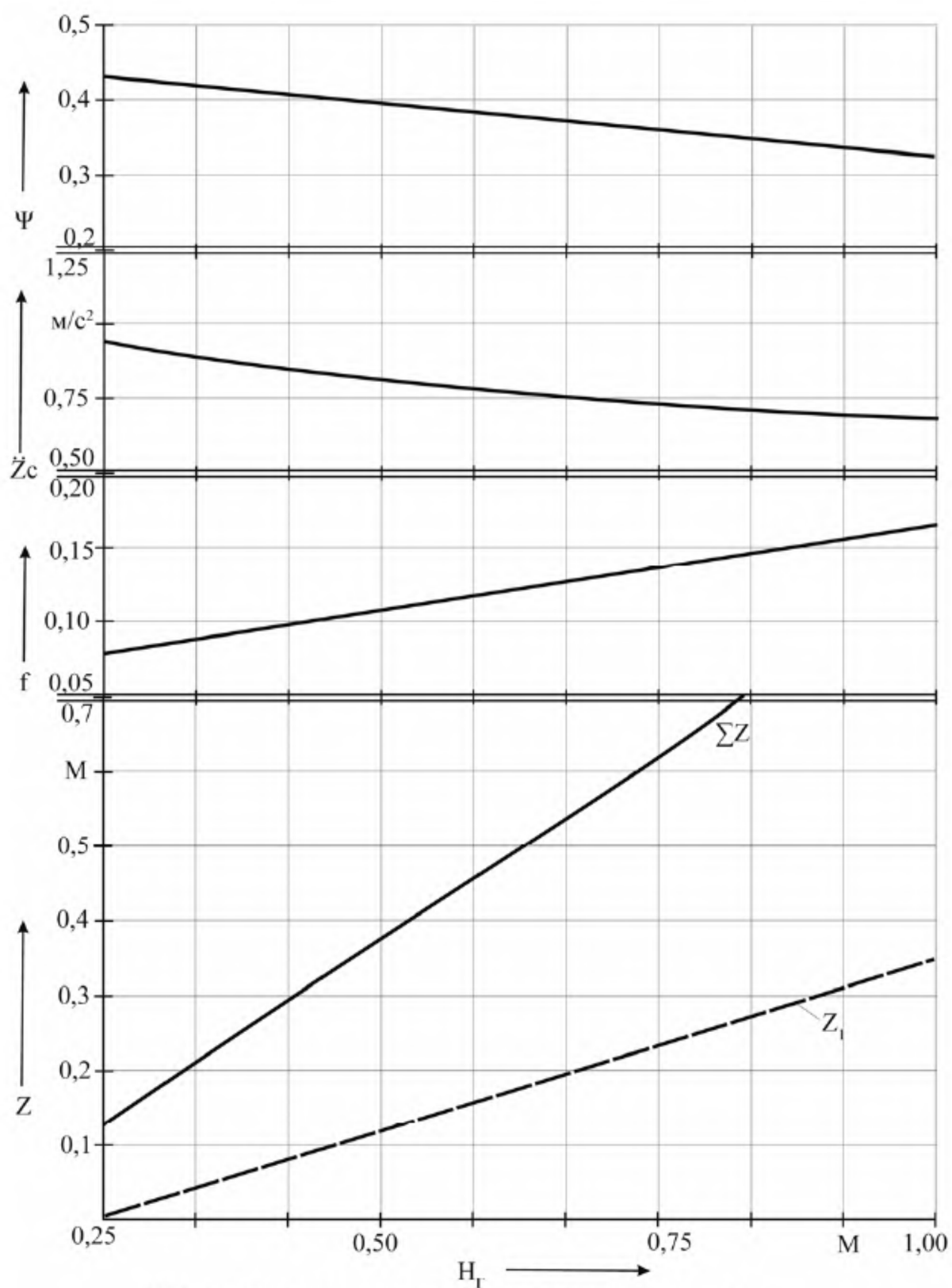
Параметры движителя:

$V=5$ м/с, $P_z=13750$ Н, $B=0,3$ м, $H=0,29$ м, $h=0,032$ м, $D=1,04$ м.

Параметры грунта:

$H_r = 0,35$ м, $r = 1100$ кг/м³

Рис. 65. Влияние относительной влажности грунта на показатели проходимости

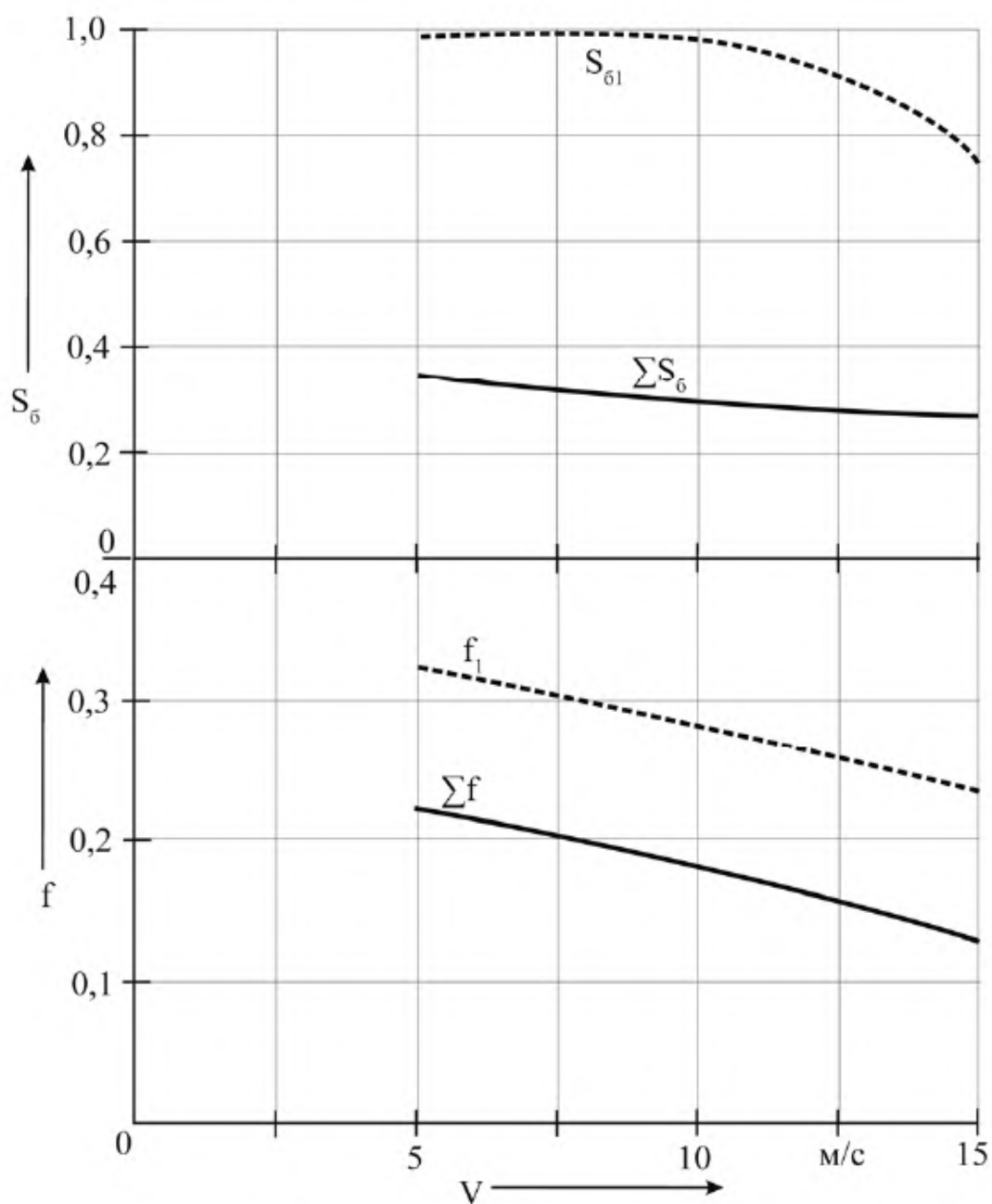


ΣZ – глубина колеи после прохода колесной машины

Z_1 – глубина колеи после прохода передней оси

Ψ – коэффициент свободной силы тяги

Рис. 66. Влияние толщины мягкого слоя грунта на показатели проходимости и плавности хода



S_{61} – коэффициент буксования передних колес

ΣS_6 – суммарное буксование колесной машины

f_1 – коэффициент сопротивления качению

передней оси колесной машины

Σf – суммарный коэффициент сопротивления качению

Рис. 67. Влияние скорости колесной машины на показатели проходимости при $W=100\%$

Движение автомобиля через препятствия

Относительная частота встречи автомобиля с препятствиями значительно меньше, чем с неровностями, вызывающими колебания автомобиля, однако по многообразию формы и размеров и по степени воздействия на производительность автомобиля они значительно превосходят первые.

Для движения автомобилей по уклонам характерны: значительная неравномерность распределения нормальной нагрузки по колесам; снижение суммы нормальных реакций грунта на колеса по сравнению с этими же величинами при горизонтальном положении автомобиля ($G_a \cos \alpha$ вместо G_a); увеличение продольных (боковых) сил; действие больших опрокидывающих моментов. В связи с этим возникает ряд причин, способных привести к потере проходимости: недостаточное сцепление колес с грунтом и несущая способность грунта для перегруженных колес; опрокидывание автомобиля; отрыв управляемых колес от грунта и потеря управляемости. Предельный угол подъема по сцеплению колес с грунтом можно определить, преобразовав уравнение тягового баланса автомобиля,

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \kappa_{\phi} \phi - f_{\Gamma} - (1 - \kappa_{\text{сц}}) f_{\text{ш}}. \quad (97)$$

Предельный угол подъема, ограничиваемый несущей способностью грунта, находится путем совместного решения уравнений (14), (44), (52) и (54), а также уравнений $R_x = \int_0^{\ell} \tau v dx$ и

$$\alpha_{\max} = \operatorname{arctg} \left[(R_x / R_z) - f_{\Gamma} - (1 - \kappa_{\text{сц}}) f_{\text{ш}} \right].$$

Расчеты показывают, что допустимая по несущей способности грунта нагрузка на колеса при преодолении подъема в 30° (по сравнению с горизонтальным участком) снижается на песчаном грунте в 2–2,5 раза, а на связном в 1,5–2 раза.

Основную опасность при движении на спуске представляет возможность продольного и бокового опрокидывания.

При наезде на пороговое препятствие на спуске автомобиль опрокинется, если запас его кинетической энергии достаточен для подъема центра тяжести на одну вертикаль с точкой опоры (рис. 68):

$$0,5G_a V_{a\text{кр}}^2 / g = G_a \Delta h; \quad V_{a\text{кр}} = \sqrt{2g\Delta h},$$

где Δh – подъем центра тяжести автомобиля;

$$\Delta h = \sqrt{h_g^2 + \ell_0^2} - h_g \cos \alpha - \ell_0 \sin \alpha.$$

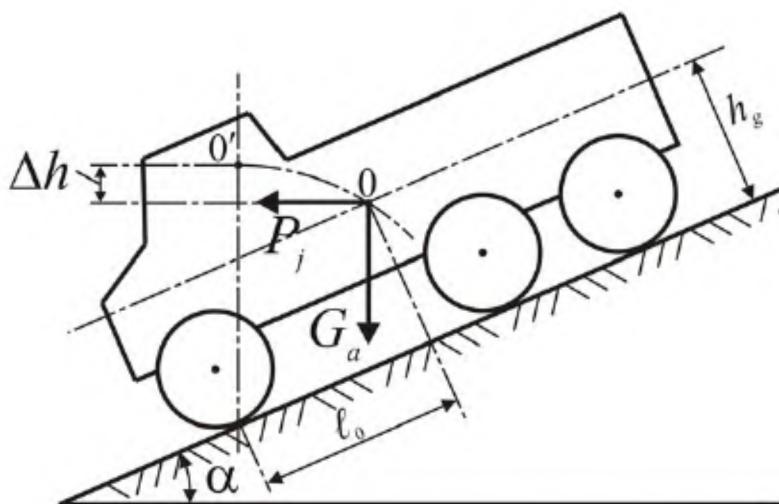


Рис. 68. Расчетная схема опрокидывания автомобиля на спуске

Возможность движения по косогору наиболее часто ограничивается сползанием колес одной из осей, реже боковым опрокидыванием. Ограничение угла преодолеваемого косогора по сцеплению колес с грунтом выражается неравенством

$$\sqrt{(G_a \sin \beta)^2 + [G_a (\varphi_T + f_T)]^2} < G_a \varphi \cos \beta.$$

Левая часть неравенства представляет суммарную силу всех боковых и продольных реакций грунта, а правая – максимально возможную силу сцепления колес с грунтом. Преобразовав это неравенство, получим

$$\sin \beta \leq \sqrt{[\varphi^2 - (\varphi_T + f_T)^2] / (1 + \varphi^2)},$$

где φ – средний коэффициент сцепления для левых и правых колес.

Если грунт неоднороден, значения φ для отдельных колес могут существенно отличаться. На грунтах с верхним слабым слоем на плотном основании вследствие перераспределения веса

по колесам сцепление колес с грунтом может существенно измениться, так как при разгрузке колес коэффициент сцепления уменьшается, а при увеличении нормальной нагрузки – повышается, но не по линейному закону.

Предельный угол косогора по опрокидыванию в общем случае криволинейного движения (рис. 69) с учетом динамичности процесса определяется уравнением

$$\beta = \frac{B_k}{4G_a \left(\frac{v_{\Pi} h_{кр}^2}{\sum C_{y.pi}} + \frac{h_y^2}{\sum C_{y.шi}} + \frac{1}{\sum C_{y.бi}} \right) + 4h_g} \mp \frac{V_a^2}{gR},$$

где B_k – ширина колеи;

v_{Π} – отношение подрессорной массы автомобиля к полной;

$h_{кр}$ – расстояние по высоте от центра тяжести подрессоренных частей до оси крена на рессорах;

$\sum C_{y.pi}$, $\sum C_{y.шi}$, $\sum C_{y.бi}$ – суммарная жесткость соответственно рессор, шин и боковая жесткость шин;

h_g – высота центра тяжести. Знак минус соответствует повороту в сторону подъема;

h_y – перемещение центра тяжести автомобиля, вызванное деформацией рессор и шин.

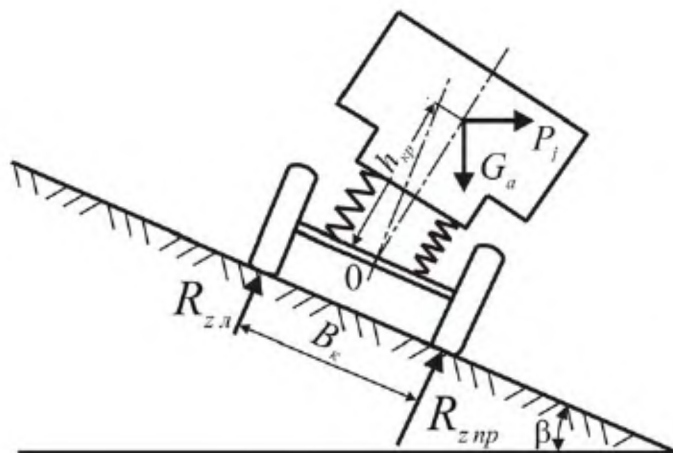


Рис. 69. Расчетная схема опрокидывания автомобиля на косогоре

При движении по косогору наличие значительной боковой силы вызывает боковой увод колес. При равном боковом уводе колес различных осей (автомобили с нейтральной поворачивае-

мостью) автомобиль движется с небольшим сползанием, определяемым углом увода. Неодинаковые углы увода различных осей вызывают криволинейное движение, для устранения которого управляемые колеса поворачивают в сторону, обратную уводу. Наличие бокового увода колес приводит к увеличению сопротивления движению, $\Delta P_{\psi} = G_a \sin \beta \sin \delta$. Боковой увод зависит не только от параметров шин, но и от положения колес относительно опорной поверхности. В результате исследования крутосклонных колесных тракторов установлено, что угол бокового увода колеса, катящегося по косогору в плоскости, нормальной к поверхности грунта, в 6–11 раз превышает этот же угол для колеса, катящегося в вертикальной плоскости.

На мягких грунтах потеря несущей способности при движении по косогору происходит при $R_{z\max} = P_z$. Сила P_z определяется по уравнениям (14), (49). В данном случае вместо ℓ_k надо брать ширину b контакта

$$\sum R_{z\max} = G_a \left[\frac{\cos \beta}{2} + \frac{h_g}{B_k} \left(\sin \beta + \frac{V_a^2}{gR} \right) \right].$$

По результатам расчетов допустимая по несущей способности грунта нагрузка на колеса на косогоре с углом 25° снижается по сравнению с горизонтальным участком на связном грунте почти в 2 раза, а на песчаном грунте – примерно в 3 раза.

Барьерные препятствия ввиду большой протяженности трудно объехать. Несмотря на большое многообразие профилей барьерных препятствий (кюветы, насыпи, надолбы, каналы и т.д.), их можно свести к комбинации порогов (уступов) и коротких подъемов (спусков).

Возможность преодоления барьерных препятствий ограничивается габаритными параметрами автомобиля, его тягово-сцепными свойствами и допустимыми динамическими нагрузками. Основными причинами застревания автомобиля при преодолении барьерного препятствия являются: значительное увеличение сопротивления движению, вследствие упора носовой (кормовой) части кузова в грунт; снижение сцепления колес с грунтом в связи с передачей на грунт части веса автомобиля через кузов (мосты); чрезмерные динамические нагрузки.

Определение возможности вывешивания автомобиля на выступающей части препятствия или упора носовой части в барьерное препятствие представляет геометрическую задачу и наиболее просто решается графически. Для этого целесообразно использовать плоскую модель автомобиля и чертеж профиля пути с барьерным препятствием. Для учета деформации шин радиус колес модели должен соответствовать статическому радиусу шины. Если грунт деформирующийся, то на чертеже профиля пути наносится глубина колеи. Модель прокатывается колесами по линии колеи, и фиксируются все перемещения элементов кузова ниже линии поверхности пути. Деформация шин и глубина колеи предварительно рассчитываются. Однако не каждое «задевание» корпуса автомобиля за грунт приводит к его застреванию. Если суммарное сопротивление движению с учетом бульдозерного сопротивления и сопротивления скольжению кузова по грунту меньше возможной силы тяги по сцеплению колес с грунтом, то возможность движения сохраняется.

Пороговое препятствие преодолевается полноприводным автомобилем последовательно отдельными колесами (рис. 70). Для преодоления предельной высоты h_n преодолеваемого по условиям сцепления порогового препятствия можно использовать уравнение

$$h_{\Pi} = r_0 \left\{ 1 - \left[\left(1 - \frac{h_{\Pi}}{r_0} \right) / \sqrt{1 + \left[\frac{(n-1)\varphi + \varphi'}{1 - (n-1)\varphi\varphi'} \right]^2} \right] \right\}, \quad (98)$$

где индекс ' — для ребра порога.

Из выражения (98) следует, что на возможность преодоления порога автомобилем оказывают влияние коэффициент сцепления колес с препятствием и грунтом, эластичность шин и число осей.

Если передние колеса ведомые, то $\varphi' = 0$ и формула (98) принимает вид

$$h_{\Pi} = r_0 \left\{ 1 - \left[\left(1 - \frac{h'_{\Pi}}{r_0} \right) / \sqrt{\left(\frac{P_x}{P_z} \right)^2 + 1} \right] \right\}.$$

На грунтовых поверхностях с малым значением ϕ преодоление пороговых препятствий возможно только за счет кинетической энергии, накопленной при подходе к препятствию.

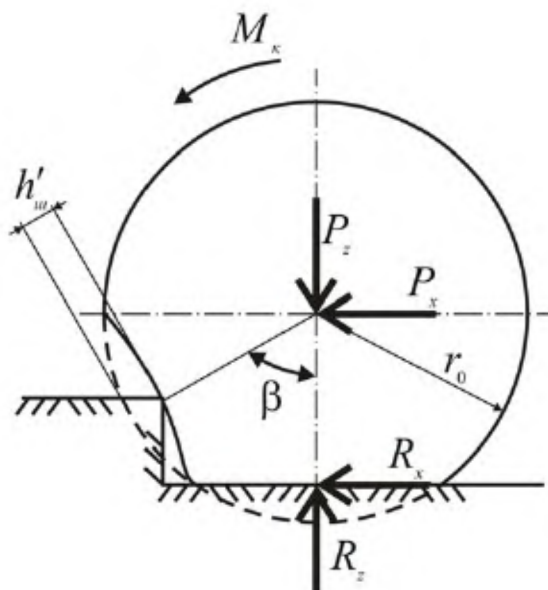


Рис. 70. Расчетная схема преодоления колесом порогового препятствия

Необходимую для преодоления препятствия скорость находят из баланса кинетической энергии автомобиля и энергии, затрачиваемой на преодоление сопротивлений движению

$$\frac{G_a V_a^2 \delta}{2g} = \frac{G_a V_a^2}{2g} \sin^2 \beta + G_a (\Sigma \ell) \operatorname{tg} \beta + G_a h_{\text{п}}, \quad (99)$$

где $\frac{G_a V_a^2}{2g} \sin^2 \beta$ – энергия, затрачиваемая на въезд передними

колесами на пороговое препятствие;

$G_a (\Sigma \ell) \operatorname{tg} \beta$ – энергия, затрачиваемая на преодоление сопротивления движению при переезде препятствия последующими осями;

$G_a h_{\text{п}}$ – энергия, затрачиваемая на подъем автомобиля в вертикальной плоскости;

β – угол встречи колеса с пороговым препятствием;

ℓ – длина контакта шин с грунтом;

δ – коэффициент учета вращающихся масс.

Из уравнения (99)

$$V_a = \sqrt{2g[h_{\text{ш}} + (\Sigma \ell) \operatorname{tg} \beta] / (\delta + \sin^2 \beta)}.$$

Деформация шины при динамическом преодолении порога определяется из равенства кинетической энергии работе, затрачиваемой на деформацию шины,

$$\frac{G_a V_a^2 \delta}{2g} \sin^2 \beta = C_{\text{ш}} h_{\text{ш}}^2.$$

Из этого выражения определяется допустимая скорость по пробой шины.

Скорость, необходимая для динамического преодоления короткого подъема, находится аналогично:

$$\frac{G_a V_a^2 \delta}{2g} = G_a (\sin \alpha + f) s - G_a \varphi_{\text{T}} s;$$

$$V_a = \sqrt{2gs(f + \sin \alpha - \varphi_{\text{T}}) / \delta},$$

где s — длина подъема.

При большом угле подъема, а следовательно большой начальной скорости, возможен пробой подвески. Энергия, затрачиваемая на деформацию передней подвески

$$A_{\text{п}} = 0,5 G_a L (\sin \alpha + f - \varphi_{\text{T}}) \operatorname{tg} \alpha.$$

Приравняв ее энергоемкости подвески, получим выражение для определения допустимого по условиям пробоя подвески динамически преодолеваемого угла подъема

$$(\sin \alpha + f - \varphi_{\text{T}}) \operatorname{tg} \alpha = (2P_{\text{ст}} h_{\text{д}} + C_{\text{р}} h_{\text{р}}^2) / G_a L,$$

где $P_{\text{ст}}$ — статическая нагрузка на передние колеса;

$C_{\text{р}}, h_{\text{р}}$ и $h_{\text{д}}$ — соответственно жесткость, статический и динамический прогиб рессор.

4. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Для оценки проходимости применяют экспериментальные методы, математическое и физическое моделирование. Экспериментальные методы позволяют наиболее точно оценить проходимость в конкретных (естественных) условиях с учетом всего многообразия факторов, влияющих на движение автомобиля. Однако практически невозможно охватить экспериментально все многообразие грунтовых условий, обеспечить одинаковые механические свойства грунтовой поверхности при заездах нескольких автомобилей и даже при повторных заездах одного автомобиля. Весьма сложно создать большое число экспериментальных образцов автомобилей, отличающихся только исследуемым параметром. Натурные экспериментальные исследования связаны с большими материальными затратами и продолжительны по времени.

Лабораторные исследования, включая физическое моделирование, требуют меньших затрат, но их возможности оценки взаимодействия автомобиля с многообразными грунтами весьма ограничены. В лабораторных условиях решаются лишь частные задачи по оценке проходимости автомобиля.

Математическое моделирование дает возможность сравнить проходимость различных автомобилей в одинаковых грунтовых условиях, в полной мере количественно оценивать влияние различных конструктивных параметров автомобилей на проходимость в большем диапазоне многообразных грунтовых условий, требует несоизмеримо меньших затрат по сравнению с экспериментальной оценкой. Однако математическое моделирование отражает только основные, наиболее существенные связи, не учитывает большого числа взаимосвязанных факторов, влияющих на процесс движения автомобиля по грунтовой поверхности.

Реально, проходимость автомобилей определяется комплексным использованием всех методов. Причем относительный объем каждого использованного метода существенно изменяется в сторону увеличения математического моделирования и уменьшения натурных испытаний.

4.1. Оценочные показатели

Оценка проходимости автомобилей имеет различные цели и задачи, в связи с чем применяется большое разнообразие оценочных показателей.

Для определения возможности движения автомобиля в конкретных грунтовых условиях широко используется простое выражение

$$K_{\text{сц}} \varphi - f > \operatorname{tg} \alpha, \quad (100)$$

где $K_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепного веса автомобиля.

1. Однако это выражение не учитывает трех важных факторов. Произведение $K_{\text{сц}} \varphi$ характеризует максимально возможное сцепление ведущих колес с грунтом. Возможность использования его зависит от свойств трансмиссии, в частности, при неодинаковом сцеплении колес с грунтом – от свойств дифференциалов.

2. Коэффициент сопротивления качению $f = f_{\Gamma} + f_{\text{ш}}$. Выше было установлено, что источником возникновения величины $f_{\text{ш}}$ для ведущих колес являются внутренние потери в шине, на их преодоление затрачивается часть окружной силы $P_{\text{к}} = M_{\text{к}} / r_0$, подведенной к колесу, но не затрачивается сила сцепления колеса с грунтом $P_{\text{к}} = P_{f_{\text{ш}}} + R_x$. Следовательно, из неравенства (100) должна быть исключена составляющая, связанная с затратами механической энергии на внутреннее трение в шинах.

3. При значительном погружении колес в грунт (больше дорожного просвета) снижается сцепной вес автомобиля и появляется дополнительное сопротивление движению, вызываемое скольжением корпуса автомобиля по грунту и бульдозерным действием автомобиля, что не учитывается в неравенстве (100).

Уточненное выражение для оценки возможности движения автомобиля может быть представлено в виде

$$\kappa_{\varphi} \varphi \geq f_{\Gamma} + (1 - K_{\text{сц}}) \cdot f_{\text{ш}} + f_{\text{к}} + f_6 + \operatorname{tg} \alpha, \quad (101)$$

где κ_{φ} – коэффициент использования сцепления колес с грунтом,

$$\kappa_{\varphi} = K_{\text{сц}} \cdot \sum_1^n M_{\text{ки}} / r_0 \sum P_{zi} \cdot \varphi_i,$$

при условии $M_{\text{ки}} \leq r_0 \varphi_i P_{zi}$. Значения $M_{\text{ки}}$ определяются конкретным характером связи между колесами.

Неравенство (101) можно рассматривать как критерий проходимости автомобиля.

Для количественной сравнительной оценки уровня проходимости автомобилей по конкретным грунтам с осредненными показателями механических свойств используют выражение, полученное из неравенства (101),

$$П = \text{tg} \alpha_{\text{max}} = \kappa_{\varphi} \varphi - f_{\Gamma} - f_{\text{к}} - f_{\text{б}} - (1 - K_{\text{сц}}) f_{\text{ш}}. \quad (102)$$

Показатель проходимости $П$ численно равен тангенсу максимального угла подъема, преодолеваемого на грунте, или запасу удельной силы тяги по сцеплению, которая может быть использована на преодоление различных препятствий, разгон и т.д. Чем больше значение $П$, тем выше проходимость автомобиля.

При оценке проходимости автомобилей по многообразным грунтам или поверхностям, механические показатели которых могут быть заданы только статистическими характеристиками, в качестве показателя проходимости целесообразно использовать вероятностный показатель

$$П_{\text{в}} = P \cdot (\kappa_{\varphi} \varphi \geq f_{\Gamma} + f_{\text{к}} + f_{\text{ш}} - K_{\text{сц}} \cdot f_{\text{ш}} + \text{tg} \alpha). \quad (103)$$

Он характеризует вероятность преодоления автомобилем заданного маршрута без застревания и численно равен относительной части маршрута, по которой возможно движение автомобиля без застревания. В настоящее время имеются статистические характеристики некоторых грунтов, что позволяет с помощью уравнения (103) получить вероятностную со стороны грунта оценку проходимости. При наличии статистических данных по конструктивным параметрам автомобиля и сигналам управления водителем в процессе движения уравнение (103) может быть использовано и для вероятностной со стороны автомобиля и водителя оценки проходимости.

Все рассмотренные показатели характеризуют способность автомобиля двигаться по грунту с возможностью преодоления различных препятствий. Однако в соответствии с определением проходимости необходимо оценить не только возможность, но и эффективность движения автомобиля вне дорог. Для этой цели предложено четыре показателя:

$$\lambda_c = V_a / V_p ; \lambda_r = G_{гр} / G_{гр.р} ; \lambda_\varepsilon = Q_T / Q_{Т.р} ; \lambda_p = N / N_p ,$$

где $\lambda_c, \lambda_r, \lambda_\varepsilon, \lambda_p$ – показатели соответственно скорости, грузоподъемности, экономичности и работоспособности одной полосы проезда;

$V_a, G_{гр}, Q_T$ – соответственно скорость, нагрузка и расход топлива при движении автомобиля по грунту;

N – число автомобилей, пропускаемых по одной колее до полного выхода ее из строя;

$V_p, G_{гр.р}, Q_{Т.р}, N_p$ – расчетные параметры при движении по дорогам с усовершенствованным покрытием.

Показатели λ характеризуют, в какой мере эксплуатационные показатели автомобиля сохраняются при его использовании вне дорог. Поэтому они целесообразны для сравнительной оценки проходимости одного автомобиля на разных грунтах. Для сравнения проходимости различных автомобилей в определенных грунтовых условиях они менее пригодны. При равенстве параметров $V_a, G_{гр}, Q_T$ на определенном грунте показатели проходимости оказываются ниже у автомобилей с большими значениями $V_p, G_{гр.р}, Q_{Т.р}, N_p$. Поэтому у полноприводных (дорожных) автомобилей показатель λ всегда занижен по сравнению с этим же показателем полноприводных автомобилей.

Проходимость автомобиля по мягкому грунту можно оценить с помощью нескольких относительных показателей:

$$P_p = 1 - q_{ср} / q_s ; P_c = 1 - f_r / \varphi ; P_T = 1 - f / D_{\max} ,$$

где P_p, P_c, P_T – показатель проходимости соответственно по несущей способности, по сцеплению колес с грунтом и по тяге от двигателя.

К этим показателям можно добавить еще показатель проходимости по погружению колеса в грунт $\Pi_h = 1 - h_t/h_k$. Показатели Π_p , Π_c , Π_t , Π_h могут оказаться целесообразными при решении некоторых частных задач.

Обобщенными показателями проходимости, характеризующими их относительную эффективность при использовании вне дорог, являются:

$$\Pi_{\text{эф}} = G_{\text{гр}} \cdot V_a / G_{\text{гр.р}} \cdot V_p ; \Pi'_{\text{эф}} = \frac{G_{\text{гр}} \cdot S / t \cdot Q_t}{G_{\text{гр.р}} \cdot S_p / t_p \cdot Q_{t,p}},$$

где S — длина маршрута;

t — время движения.

Показатель $\Pi_{\text{эф}}$ представляет собой отношение производительности автомобиля на грунте к его номинальной производительности на дороге. В показателе $\Pi'_{\text{эф}}$ дополнительно учитывается расход топлива. Показатели $\Pi_{\text{эф}}$ и $\Pi'_{\text{эф}}$ целесообразно применять лишь для сравнения производительности конкретного автомобиля при использовании на дорогах и вне дорог. Для сравнения различных автомобилей лучше использовать абсолютные показатели производительности автомобиля вне дорог или производительность, отнесенную к единице израсходованного топлива, а не их отношение к показателям производительности на дорогах:

$$\Pi_{\alpha} = G_{\text{гр}} \cdot V_a^{\alpha} / Q_s^{\beta}, \quad (104)$$

где α, β — показатели весомости.

Целесообразно для оценки проходимости автомобиля использовать критерий проходимости, выраженный уравнением (100), и показатели проходимости, получаемые по уравнениям (101), (104).

В качестве комплексной характеристики проходимости автомобиля по конкретному грунту может быть использована характеристика $f_N = f(\Pi)$ для всего диапазона пробуксовки колес (рис. 71), где $f_N = N_k / G_a \cdot V_a$ — показатель удельных энергетических затрат на равномерное движение автомобиля по горизонтальной поверхно-

сти. Используя уравнения баланса мощностей при условии $j_a = 0$; $p_b = 0$; $\alpha = 0$, имеем:

$$N_k = N_{f_{\Gamma}} + N_{f_{\Pi}} + N_{f_{\Pi}} + N_{f_{\Pi}} + N_s,$$

где $N_{f_{\Gamma}} + N_{f_{\Pi}} = (f_{\Gamma} + f_{\Pi}) \cdot V_a \cdot G_a$;

$$N_s = G_a \cdot \varphi \cdot V_a \cdot S_{\Pi} / (1 - S_{\Pi});$$

$$N_{f_{\Pi}} + N_{f_{\Pi}} = (f_{\Pi} + f_{\Pi}) \cdot V_a \cdot G_a \cdot (1 - K_{\text{сц}} + \frac{K_{\text{сц}}}{1 - S_{\Pi}}).$$

Заменив N_k в выражении для f_N , получим

$$f_N = f_{\Gamma} + f_{\Pi} + (1 - K_{\text{сц}}) \cdot (f_{\Pi} + f_{\Pi}) + \frac{(f_{\Pi} + f_{\Pi}) \cdot K_{\text{сц}} + \varphi \cdot S_{\Pi}}{1 - S_{\Pi}}.$$

Использование показателя f_N и характеристики $f_N(\Pi)$ целесообразно в тех случаях, когда из рассмотрения следует исключить влияние трансмиссии, типа двигателя и применяемого топлива.

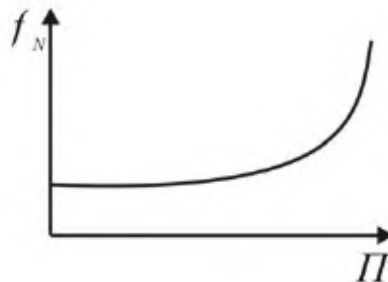


Рис. 71. Характеристика эффективности автомобиля

4.2. Методы экспериментального определения параметров грунта и проходимости автомобиля

Экспериментальное определение параметров грунта проводится с целью:

- 1) контроля механических свойств грунтов для сопоставления результатов испытания автомобилей на проходимость;
- 2) накопления статистических данных по естественным грунтовым поверхностям, необходимых для проектирования новых автомобилей высокой проходимости и прогнозирования эффективности использования уже имеющихся автомобилей;

3) получения механических параметров грунта, используемых при математическом моделировании движения автомобилей и расчете показателей проходимости.

Для решения этих задач достаточно определять плотность и влажность грунта, характеристики его деформируемости и сопротивления сдвигу.

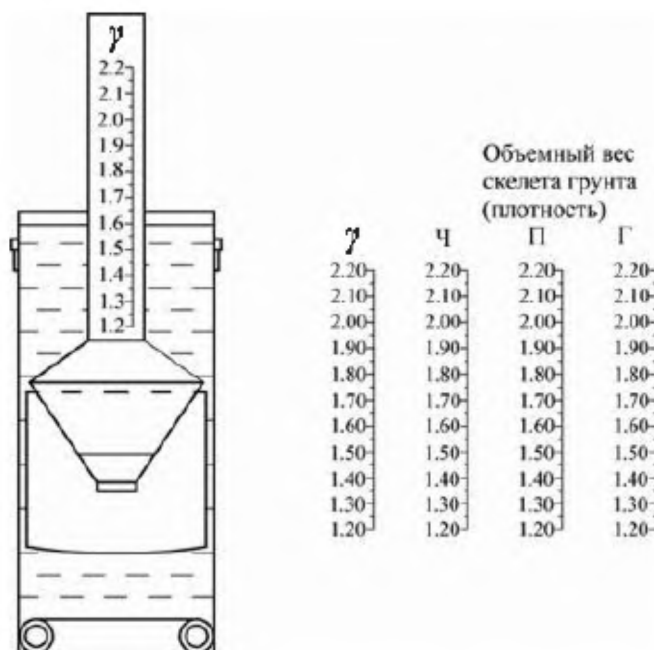


Рис. 72. Плотномер-влажномер Ковалева

Плотность и влажность грунта в естественном состоянии в полевых условиях наиболее часто получают с помощью плотномера-влажномера Ковалева (рис. 72). Работа прибора основана на измерении погружения мерного поплавка в воду при двух видах загрузки грунта определенного объема (200 см^3). Вначале грунт загружается непосредственно в поплавок, в результате на него действует полный вес грунта. По шкале γ определяется объемная (полная) плотность грунта. Затем грунт перекладывают в стакан, прикрепленный к поплавку и погруженный полностью в воду. В этом случае поплавок нагружается только весом твердых частиц грунта в воде. По шкалам «Ч» (чернозем), «П» (песок), «Г» (глина) определяется плотность $\gamma_{\text{ск}}$ скелета. Влажность грунта $W = (\gamma - \gamma_{\text{ск}}) \cdot 100 / \gamma_{\text{ск}}$.

Радиоизотопные приборы определения плотности и влажности грунта основаны на явлении ослабления и рассеяния гамма-излучения.

Для определения в полевых условиях характеристики деформируемости грунта используют метод вдавливания штампов (метод пенетрации). Применяемые пенетрометры можно подразделить на следующие группы.

1. Портативные (ручные) пенетрометры (рис. 73). Для них характерны малые размеры штампов (конусных или плоских), сравнительно малая масса и размеры пенетрометра, возможность обслуживания одним человеком. По способу нагружения их подразделяют на статические и динамические.

Статические пенетрометры с самописцами и плоскими штампами дают готовую характеристику $q(z)$, по которой можно определить механические параметры грунта в соответствии с принятой математической моделью деформации грунта [уравнения (3), (7)]. Основная трудность в их использовании заключается в большом разбросе получаемых характеристик ввиду неоднородности грунта (влияние комковатости, дерна, различных структурных образований).

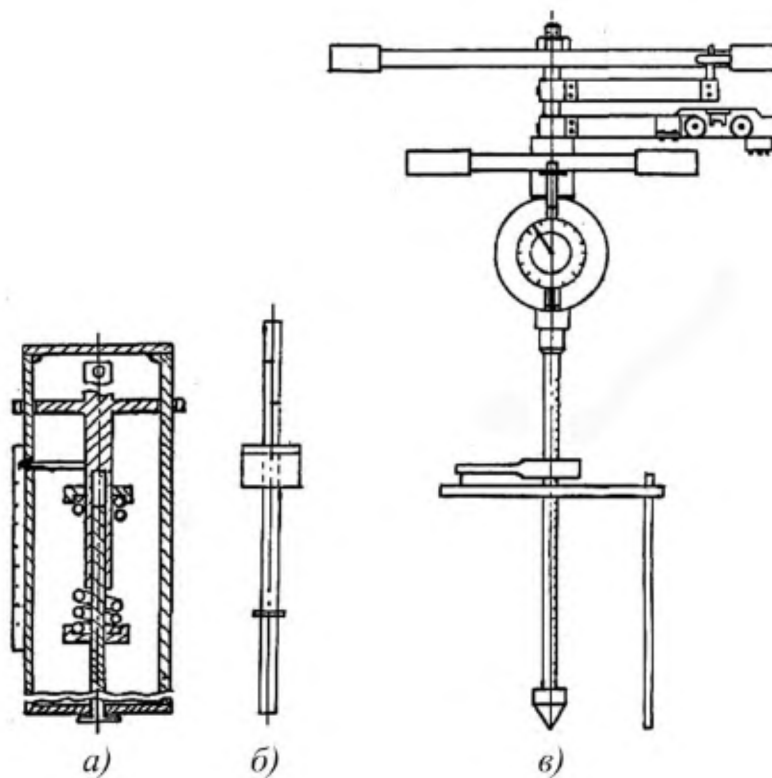


Рис. 73. Портативные пенетрометры:

а — для статического вдавливания; *б* — для динамического вдавливания;
в — для статического вдавливания и среза

Статические пенетрометры с конусными наконечниками применяются для определения прочностных параметров грунта φ_0 и c_0 . Приемлемые результаты получаются для связных (с малым углом внутреннего трения) грунтов. Для них получены корреляционные зависимости:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = 0,0045 q_3 + 0,26;$$

$$c_0 = 0,0116 q_3 + 0,125;$$

$$E = 7 \cdot q_3,$$

где q_3 – удельное сопротивление грунта внедрению конуса.

Кроме того, с помощью таких пенетрометров определяется условный показатель – конусный индекс, как среднее усилие, необходимое для внедрения наконечника в грунт на определенную глубину, или как глубина погружения наконечника при фиксированном усилии. По этому показателю делается заключение о возможности движения данного автомобиля. Однако этому предшествуют широкие испытания для получения корреляционных зависимостей.

В динамических пенетрометрах (рис. 73,в) штамп погружается в грунт за счет кинетической энергии падающего с фиксированной высоты груза. В качестве показателя чаще всего используют число ударов, необходимое для погружения наконечника на определенную глубину. Аналогично конусному индексу предвительно находится корреляционная зависимость между проходимостью конкретного автомобиля и числом ударов.

Лучшие результаты по применению динамических пенетрометров с использованием конусного индекса получаются на однородных уплотненных грунтах, в частности на грунтовых дорогах для оценки возможного числа проходов автомобилей по одному следу.

2. Механические пенетрометры. Принципиальное отличие их от портативных пенетрометров заключается в использовании внешнего источника энергии для вдавливания штампа и в возможности применения штампов с площадью большего размера, близкой к площади контакта колеса с грунтом, что несколько сглаживает неоднородность грунта. Установка пенетрометра на

автомобиле расширяет возможности маневрирования, позволяет обследовать большие площади (маршруты) в короткое время. На автомобиле может быть установлена электронная аппаратура для обработки измерений.

3. Комбинированные портативные пенетрометры, позволяющие определять сопротивление грунта вдавливаю и сопротивление грунта срезу (рис. 73,в) соответственно внедрением в грунт конусного штампа и погружением в грунт и поворотом лопастного штампа (крыльчатки).

4. Комбинированные механические пенетрометры, позволяющие в полевых условиях записывать обе характеристики грунта – деформируемость и сопротивление сдвигу (срезу). При использовании компьютерных устройств получают требуемые механические параметры грунтов в статистической форме. К настоящему времени это наиболее совершенные установки. При использовании автоматизированного механического пенетрометра, разработанного в Патаванском национальном лесном институте (США) [37] (рис. 74), характеристика деформируемости грунта получается вдавливанием плоских штампов диаметром 2...40 см, а характеристика сопротивления грунта срезу – проворачиванием кольца диаметром 14...46 см со специальными выступами при поддержании постоянного давления под кольцом. Привод пенетрометра гидравлический, включающий гидромотор и цилиндр. При проведении испытаний на срез обеспечивается поступательное и вращательное движение, а при определении характеристики деформируемости – только поступательное движение. Вращательное движение плунжера осуществляется от шлицевого вала, свободно скользящего в плунжере.

Механический пенетрометр, кроме того, включает сдвоенный гидронасос 1 с электроприводом, преобразователь 2 смещений, площадку 3 для дополнительного груза, муфту 4 для крепления датчиков, муфту 5 для крепления рабочего органа, датчики 6 крутящего момента и осевого усилия, штангу 7 малого рабочего органа, удлинитель 8 для нулевого уровня при работе с малым рабочим органом, штамп 9, регулируемые подушки 10 нулевого уровня.

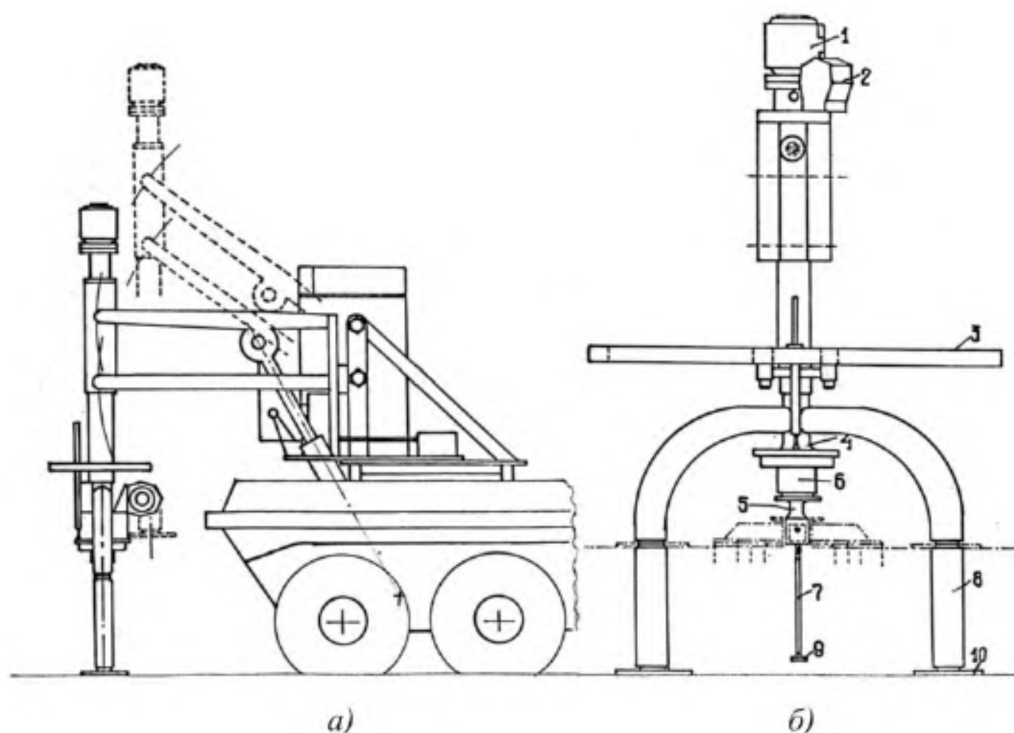


Рис. 74. Автоматизированный механический пенетрометр:
а – установка на автомобиле; б – устройство

Максимальное усилие на пенетрометре от привода 4,7 кН. Рекомендуемое усилие 6,5 кН обеспечивается дополнительной массой в 180 кг, помещаемой на площадку 3. Механический пенетрометр установлен на колесном четырехосном автомобиле «Арго – 8» (возможна установка гусениц).

Конструкция опор и шарнирного параллелограмма обеспечивает поддержание требуемого угла между поверхностью земли и цилиндром пенетрометра. Имеется система автоматизации испытаний и обработки результатов. Наличие бортового цифрового компьютера позволяет обрабатывать все данные непосредственно в процессе испытаний грунта.

Пенетрометры с проворачиваемой крыльчаткой, обеспечивая простоту измерений, обладают одним недостатком. При их применении сложно проводить раздельное определение φ_0 и c_0 , так как трудно (практически невозможно) провести измерение момента сопротивления повороту при различных значениях q на одном и том же грунте. При увеличении q штамп больше углубляется и оказывается в другом (по плотности и влажности) грунте.

Для получения большей точности применяют сдвигающие приборы, обеспечивающие запись диаграммы $\tau(s_\tau)$ при различных значениях q . Основной сложностью при применении таких приборов является дополнительное погружение штампа в слабый грунт в результате действия силы тяги и нагребания грунта штампом.

В исследовательских целях применяют различные устройства: мощные установки, вдавливающие и сдвигающие штампы с размерами, равными поверхности контакта колеса с грунтом; установки с вдавливанием в грунт и поворотом относительно оси автомобильных колес; вдавливающие установки, обеспечивающие различные скорости вдавливания и углы к поверхности грунта вектора перемещения штампа. Последняя разработана авторами и используется в МГИУ (рис. 75). Установка включает: пневмоцилиндр 2, к штоку которого крепится вдавливаемый в грунт штамп 1; телескопическое установочное устройство 4 для изменения положения пневмоцилиндра относительно грунта; поворотный узел 3 для установки под различными углами к поверхности грунта; двухпозиционный самописец для записи диаграммы усилия вдавливания – перемещение штампа; кронштейн 5 для крепления установки к буферу автомобиля, опоры для установки индикатора на грунт. Питание сжатым воздухом осуществляется от пневмосистемы автомобиля через распределитель и расходную шайбу с контрольным манометром. Максимальное вдавливающее усилие на штампе 6,5 кН, ход штампа 0,4 м. Самописцем фиксируется усилие через давление в пневмоцилиндре и перемещение штампа через специальный тросовый привод.

Основная особенность установки состоит в том, что она позволяет проводить вдавливание штампов под разными углами к поверхности грунта вплоть до перемещения по поверхности грунта для определения сопротивления грунта сдвигу.

Установка используется как мобильное средство, закрепленное на автомобиле, так и в стационарных (лабораторных) условиях на грунтовых каналах.

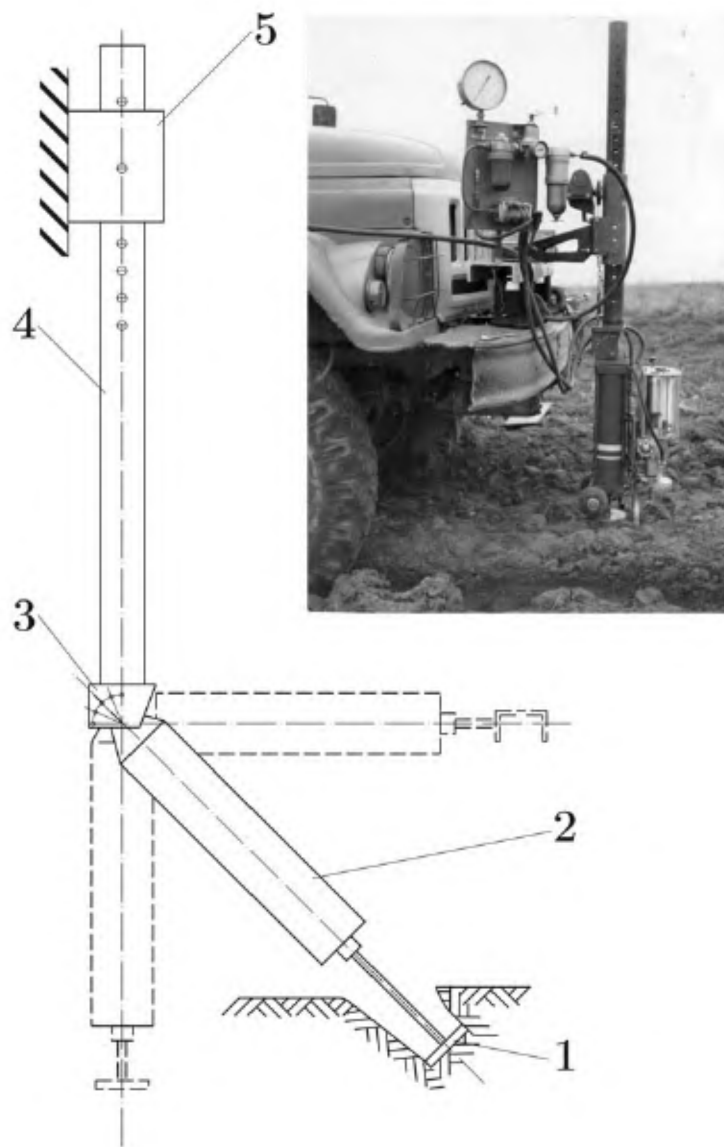


Рис. 75. Установка для вдавливания штампов в грунт под разными углами

Применение даже автоматизированных механических пенетрометров, установленных на автомобиле, не дает возможности обследовать в короткое время большие площади и маршруты большой протяженности. Для получения скоростных способов делаются попытки использовать эталонные колеса.

М.Г. Беккер [8] предложил определять параметры грунта прокатыванием двух колес, отличающихся шириной. Третье колесо измерительной установки уравнивается противовесом так, что катится по грунтовой поверхности, не погружаясь в нее, и используется в качестве эталона нулевой линии для определения глубины колеи, образуемых двумя нагруженными колесами. В процессе испытаний ступенчато изменяется вертикальная на-

грузка на колеса и записывается глубина колеи за каждым колесом. В результате получаются зависимости $z(P_z)$ для двух колес, отличающихся шириной. Из полученных двух зависимостей путем пересчета определяются три искомых параметра грунта κ_ϕ , κ_c и n , которые входят в формулу (5). Рассмотренный метод позволяет обследовать большие площади грунтовой поверхности в сравнительно короткое время. Однако применение этого метода связано с рядом трудностей. Ввиду исключительной неустойчивости механических свойств грунтов практически невозможно обеспечить равные грунтовые условия при прокатывании колес с различными нагрузками, а расчет параметров грунта основан на равенстве грунтовых параметров на всех нагрузках.

Для измерения сцепных свойств грунта используется одно из нагруженных колес, которое тормозится с постоянно увеличивающейся интенсивностью от $M_T = 0$ до $M_T = M_{T\max}$. При этом записываются тормозная сила на колесе и частота вращения, с помощью которой определяется величина сдвига. Получается зависимость силы сцепления от сдвига для нескольких вертикальных нагрузок на колесо. Путем математической обработки полученных кривых находятся параметры ϕ_0 , c_0 и κ_τ , входящих в уравнение (16).

Основная трудность и в этом случае связана с неустойчивостью грунта. При математической обработке данных принимается, что параметры грунта ϕ_0 , c_0 и κ_τ постоянны при записи с различными значениями P_z . В действительности эти параметры могут быть различны. Это же относится и к записи зависимости $\tau = f(s_\tau)$, так как различные точки этой кривой получаются на различных участках грунта. Погрешности этого метода возрастают по мере увеличения неоднородности грунта. Следует также отметить, что этим способом нельзя определить параметры грунта на малых участках.

В связи с этим предлагается способ, позволяющий определять параметры грунта на малых грунтовых участках, в большей мере пригодный для оценки неоднородных по площади грунтов. Он основан на использовании жесткого цилиндрического колеса с датчиками измерения нормальных и касательных к ободу коле-

са реакций грунта (рис. 76). Датчики устанавливаются на беговую поверхность колеса совмещено или как можно ближе друг к другу. Они имеют ширину, равную ширине колеса, и минимальную длину. Кроме того, применяют приборы для измерения углового перемещения и пути, проходимого колесом, а также силовой привод к оси колеса.

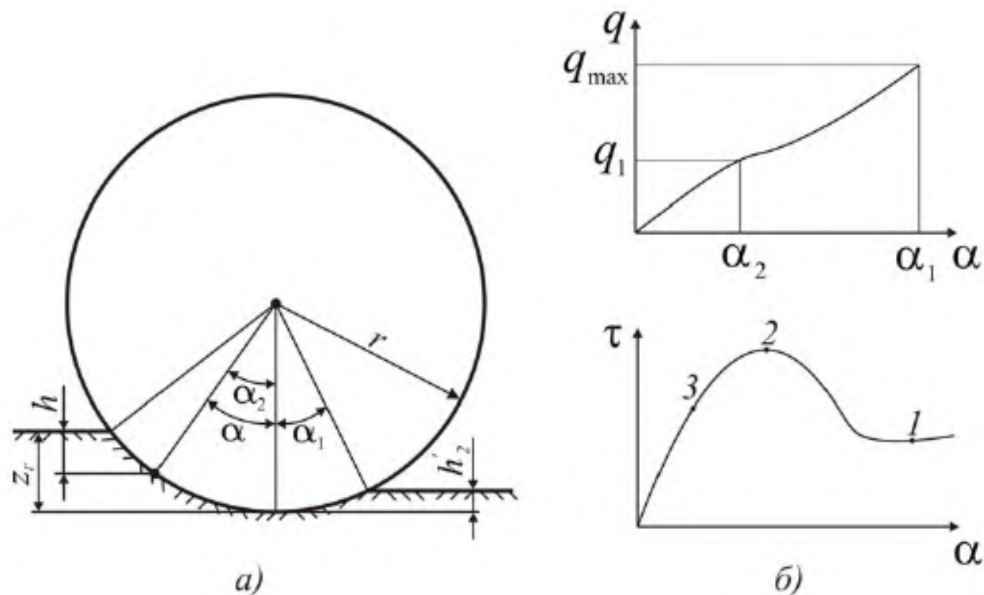


Рис. 76. Схема скоростного определения параметров грунта и получаемые характеристики: а – схема измерения; б – определяемые характеристики

В процессе качения колеса при прохождении через зону контакта с грунтом датчика нормальных усилий изменяется погружение датчика в грунт от нуля (при входе в контакт) до значения, равного глубине колеи (при выходе из контакта). При этом записывается нормальное давление в функции угла поворота колеса $q = f(\alpha)$.

При прохождении через зону контакта датчика касательных усилий в случае качения колеса с постоянным буксованием записывается функция $\tau = f(\alpha)$, при этом изменяется сдвиг датчика относительно грунта от нуля при входе в контакт до максимального значения на выходе из него. Это позволяет определить вторую характеристику грунта – зависимость сдвигающего усилия от сдвига грунта и нормального давления.

Экспериментально полученная зависимость $q = f(\alpha)$ описывается уравнением (13). Значения z , x , β определяется по уравнениям:

$$z = r \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha_1);$$

$$x = r \cdot (\sin \alpha_1 - \sin \alpha);$$

$$\operatorname{tg} \beta = ((1 - S_6) / \sin \alpha) - \operatorname{ctg} \alpha.$$

Зависимость $\tau = f(\alpha)$ описывается уравнением (18) и $S_\tau = r \cdot (\alpha_1 - \alpha) \cdot S_6$.

Используемые для расчетов параметры грунта могут быть определены следующим образом. Выбираются три значения α , α_1' в задней части контакта, α_2' в зоне $\tau_{\max}$, α_3' – в передней части контакта. В процессе испытаний S_6 выбирается так, чтобы при $\alpha = \alpha_1'$ получалось $S_\tau = (0,7 \dots 0,8) S_t$. При выполнении этих условий можно принять, что $\tau = q \cdot \operatorname{tg} \varphi_0$ в точке α_1' . Следовательно, можно определить угол внутреннего трения грунта $\varphi_0 = \operatorname{arctg} \tau_1 / q_1$. В точке α_2' имеем $\tau_{\max} = q_2 \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0 (1 - S_6 / S_t)$, откуда $c_0 = (\tau_{\max} - q_2 \operatorname{tg} \varphi_0) / (1 - S_{\tau 2} / S_t)$.

Для точки α_3' по уравнению (18) можно определить величину

$$K_\tau = S_{\tau 3} \left| t \ln 1 \right| \left(1 - \frac{\tau_3}{q_3 \operatorname{tg} \varphi_0 + c_0 (1 - S_{\tau 3} / S_t)} \right).$$

Величины E и H_r находятся подстановкой в формулу (13) данных точек α_2' и α_3' :

$$\left. \begin{aligned} q_2 &= \left(\frac{1}{q_{S_2}} + \frac{b}{E z_2} \Theta_2 \right)^{-1} \\ q_3 &= \left(\frac{1}{q_{S_3}} + \frac{b}{E z_3} \Theta_3 \right)^{-1} \end{aligned} \right\},$$

где $\Theta = \operatorname{arctg} [(H_r - z_r) / b]$, q_S находится по уравнению (12).

При решении этой системы получается уравнение $\frac{\arctg(H_r - z_2)/b}{\arctg(H_r - z_3)/b} = \frac{(q_{s2} - q_2)q_{s3}q_3z_2}{(q_{s3} - q_3)q_{s2}q_2z_3}$ с одним неизвестным H_r и уравнение $E = (b \arctg(H_r - z)/b)/(q_s - q)z/q_s q$.

Экспериментальная оценка проходимости автомобиля в полевых условиях включает определение показателей проходимости на характерных труднопроходимых грунтах; показателя эффективности автомобиля на комбинированных маршрутах с участками размокших дорог и местности; возможностей автомобиля по преодолению геометрических препятствий.

Характерные труднопроходимые грунтовые условия для испытаний выбирают с учетом типа, назначения и условий эксплуатации автомобиля. Ориентировочная характеристика грунтов для определения показателей проходимости автомобилей приведена в табл. 9.

Таблица 9

Характеристика грунтов для испытаний автомобилей

Грунт	Неполноприводных	Полноприводных
Песок сыпучий	Сухой, разрыхленный на глубину 15...20 см	Сухой, разрыхленный на глубину 30...40 см
Пашня боронованная	Глубина вспашки 15...20 см, влажность 40...60%	Глубина вспашки 20...30 см
Заболоченный луг	Несущая способность $(2...2,5) \cdot 10^2$ кПа	Несущая способность $(1...1,5) \cdot 10^2$ кПа
Снежная целина	Высота снежного покрова 20...30 см	Высота снежного покрова 35...45 см, плотность снега 0,2...0,3 г/см ³

Участки испытаний должны быть ровными горизонтальными с однородной поверхностью и одинаковыми физико-механическими свойствами. Размеры участка должны обеспечить возможность проведения полного комплекса испытаний на однородной поверхности.

Обязательным для испытаний является определение физико-механических свойств грунта: толщины разрыхленного (переувлажненного) слоя и гранулометрического состава для всех грунтов; влажности и плотности для пашни на суглинке и заболоченного грунта; плотности для песка и снега; прочности дернового слоя заболоченного грунта. Определение физико-механических свойств грунта проводится перед началом испытаний, а также при существенном изменении грунта в день испытаний.

Места отбора проб выбирают так, чтобы можно было получить объективную характеристику механических свойств грунта для всего испытательного участка. Число точек отбора по площади зависит от характера грунтового участка и, в частности, от его однородности. Однако даже при видимой однородности грунтовой поверхности пробы должны выбирать в двух–трех местах участка.

После проезда автомобиля определяется плотность грунта на дне колеи (не менее трех–четырех измерений в каждой колее). По изменению плотности грунта в результате прохода колес определяется его уплотняемость, при налипании грунта на колеса – липкость грунта, путем отрыва плоского резинового диска от грунта.

Следует отметить, что неполная оценка физико-механических свойств грунта используемого участка значительно снижает ценность проведенного эксперимента и возможности последующего использования его результатов.

Для определения показателей проходимости и эффективности автомобиля необходимо измерение следующих параметров: силы тяги $P_{кр}$; момента M_k , подводимого к ведущим колесам; радиусов r_0 качения на свободном режиме; числа n оборотов колес, длины S пройденного пути.

По этим параметрам определяются: показатель проходимости $\Pi = P_{кр} / G_a$; коэффициент сопротивления качению $f = (M_k / r_0) - P_{кр}$; коэффициент буксования $S_6 = 1 - 0,5S / \pi r_0 n$; коэффициент мощностных затрат $f_N = (f + \Pi \cdot S_6) / (1 - S_6)$. Полное представление о проходимости одиночного автомобиля по данному грунту дает графическая зависимость $f_N = f(\Pi)$. Для оценки проходимости по одному пути большого числа автомобилей измерения следует повторять по одной колее. При этом дополнительно измеряется глубина колеи, фиксируются случаи задевания корпуса автомобиля за грунт, определяется дополнительное сопротивление движению, вызываемое скольжением корпуса по грунту и нагребанием грунта.

Переменная сила тяги на крюке обычно создается с помощью второго автомобиля или динамометрического прицепа и измеряется динамометром или с помощью тензометрического звена.

Для измерения момента на колесах могут быть применены различные способы. Наиболее часто используется тензометриче-

ский способ с наклеиванием датчиков на полуось (вал) и применением торцовых токосъемников. Измерение моментов на всех ведущих колесах дает возможность оценить неравномерности распределения момента по колесам, выявить слабые места в системе привода к колесам и найти пути повышения проходимости совершенствованием трансмиссии автомобиля. Однако при этом значительно усложняется измерительная система и увеличивается трудоемкость проведения испытаний и обработки экспериментальных данных.

Трудоемкость эксперимента снижается при измерении суммарного момента на карданном валу между коробкой передач и раздаточной коробкой. В этом случае применяется проходной токосъемник. Однако точность измерения при этом уменьшается, так как необходимо вводить поправки, связанные с потерями мощности в элементах трансмиссии от измеряемого вала до ведущих колес. Для этого требуется проведение специального эксперимента по оценке КПД механизмов трансмиссии.

Радиус качения колес на свободном режиме целесообразно определять на твердой опорной поверхности, соблюдая условие равенства нормального прогиба шин. Для этого необходимо определить радиус качения при нескольких значениях нормального прогиба шин изменением внутреннего давления воздуха в шине, построить зависимость радиуса качения от нормального прогиба шины. В процессе испытаний автомобиля на грунте следует измерить расстояние от оси колеса до нижней точки поверхности контакта, определить нормальный прогиб шины и для этого прогиба выбрать радиус качения по зависимости $r_0 = f(h_z)$. Погрешность, получаемая при этом, весьма незначительна и ею можно пренебречь.

Суммарная частота вращения колес обычно измеряется с помощью прерывателя, устанавливаемого вместе с токосъемником, и счетчика электрических импульсов. При измерении момента на одном из карданных валов трансмиссии одновременно определяется суммарная частота вращения этого вала и средняя частота вращения колеса $n_k = n_b U_{pk} U_0$. Путь, проходимый автомобилем, можно определять путем измерения числа оборотов «пятого» колеса или с помощью шкива с прерывателем и троса.

При движении автомобиля шкив перекачивается по тросу, натянутому по направлению движения автомобиля. Длина пути

$$S = \alpha_{\text{ш}} r n_{\text{ш}},$$

где r — радиус шкива («пятого» колеса);

$n_{\text{ш}}$ — число импульсов, зарегистрированных счетчиком;

$\alpha_{\text{ш}}$ — угол между разрывами прерывателя.

Последний способ более точен, он целесообразен для испытания автомобилей на сильно деформирующихся грунтах.

Схема измерения глубины колеи и нормального прогиба шины показана на рис. 77. С помощью реохордов измеряются углы наклона рычагов α_1 и α_2 , $\xi_1 = \ell_1 \cos \alpha_1 + r_{n1}$; $\xi_2 = \ell_2 \cos \alpha_2 + r_n$; $h_T = \xi_2 - \xi_1$. Нормальный прогиб шины измеряется вместе с упругой деформацией грунта $z_{\text{г упр}}$, $z_{\text{г упр}} + h_{\text{ш}} = r_c - \xi_2$.

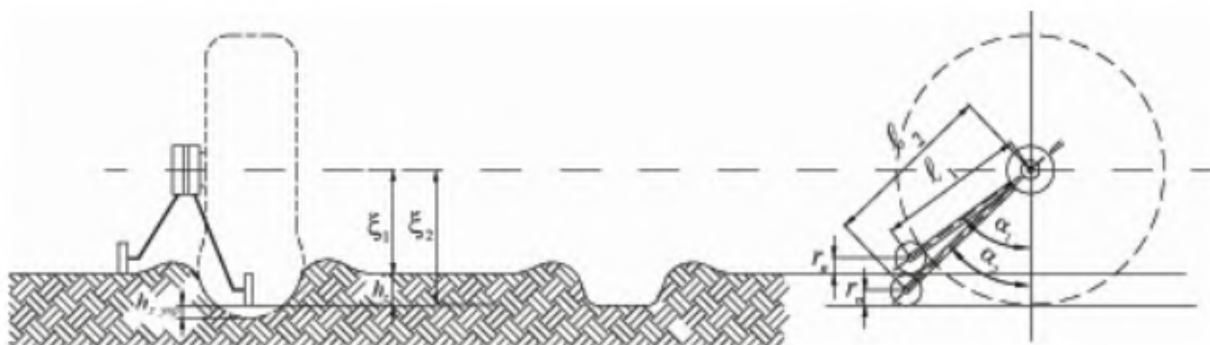


Рис. 77. Схема измерения глубины колеи и нормального прогиба ширины

В процессе движения записывается сила тяги на крюке (с помощью тягового звена); момент на полуосях (с помощью тензодатчиков); частота вращения ведущих колес (с помощью прерывателя); длина пути (специальным устройством); время (отметчиком времени); глубина колеи и нормальный прогиб шины (специальным устройством).

Обработка результатов измерений проводится в зависимости от вида записывающей аппаратуры. По результатам измерения на всех

отрезках находятся зависимости $f_a(\varphi)$; $\varphi(S_6)$; $f_a = \frac{1}{G_a} \left(\frac{M_{\text{к}}}{r_0} - P_{\text{к}} \right)$;

$$\varphi = \frac{M_{\text{к}}}{G_a r_0} - f_{\text{ш}}; S_6 = 1 - \frac{a_{\text{ш}} n_{\text{ш}}}{r_0 n_{\text{к}} \alpha}.$$

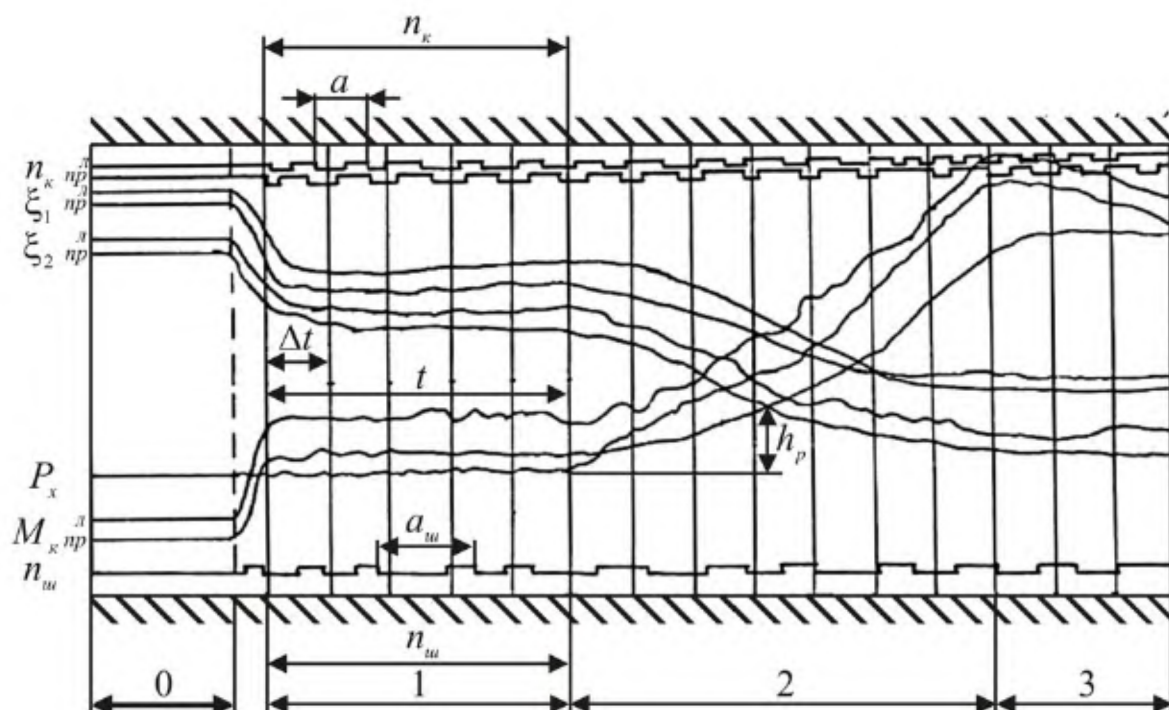


Рис. 78. Осциллограмма изменения параметров одного заезда

Зона 3 соответствует движению с полной пробуксовкой колес. Определяются: $f_{a \min}$; $f_{a \max}$; $f_{a \text{ ср}}$; $(m_{fa}; \sigma_{fa})$; $\varphi_{\min}$; $\varphi_{\max}$; $\varphi_{\text{ср}}$; $(m_{\varphi}; \sigma_{\varphi})$; $S_{б \text{ ср}}$; $V_{a \text{ ср}}$.

Обработка кривых выполняется так же, как в зоне 2 для равных отрезков пути. Величины $S_{б \text{ ср}}$ и $V_{a \text{ ср}}$ определяются для всей зоны 3. По полученным зависимостям $f_a(\varphi)$ и $\varphi(S_б)$ находится характеристика проходимости автомобиля

$$f_N = f(\Pi) \left(f_N = f_{\Gamma} + \frac{f_{\text{ш}} + \varphi S_б}{1 - S_б}; \Pi = \varphi_{\Gamma}; f_{\Gamma} = f_a - f_{\text{ш}} \right).$$

Методы оценки грунта с точки зрения проходимости пока еще недостаточно отработаны. Отраслевым стандартом предусмотрены сравнительные испытания не менее двух моделей автомобилей. Физико-механические свойства грунтов в стандарте имеют второстепенное значение и методы их измерения отдельно не регламентируются.

В качестве основного измерителя опорной проходимости принята тягово-скоростная характеристика автомобиля на заданном участке грунта, определяющая зависимость удельной силы φ_{Γ} тяги автомобиля от скорости V_a движения на разных переда-

чах трансмиссии. Испытания проводятся на размокшей грунтовой дороге и связном грунте, на сухом сыпучем песке, на снежной целине с высотой снежного покрова не менее 30...40 см. Длина зачетного участка выбирается не менее 40 м, длина дополнительного (разгонного) участка 25...50 м.

В качестве дополнительных измерителей опорной проходимости рекомендуются: зависимость мощности сопротивления качению автомобиля от скорости движения; критерии предельного уровня проходимости – способность преодоления труднопроходимых участков грунта (наибольшая высота снежной целины и крутизна грунтовых подъемов). Испытывают два автомобиля каждой модели. В случае преодоления выбранного участка в заданных условиях заезды сравниваемых автомобилей повторяются в более тяжелых условиях до выявления предельной проходимости каждого автомобиля. Длина подъемов должна быть не менее двойной габаритной длины автомобиля. Глубина преодолеваемой снежной целины фиксируется при движении в направлении увеличения высоты снежного покрова, вплоть до застревания. Средняя высота снежного покрова определяется посередине базы при застревании. Затем на участках с меньшей, чем при застревании, высотой снежного покрова находится наибольшая его высота, при которой возможно устойчивое движение автомобиля.

Для оценки профильной проходимости рекомендуется определять ширину преодолеваемого в поперечном направлении рва и высоту преодолеваемого порогового препятствия. Испытания проводят на ровной поверхности с сухим твердым грунтом. Ширина рва более 0,5 м и возрастание для каждого последующего участка на 0,3 м, глубина не менее 1 м. Высота порогового препятствия на различных участках увеличивается на 0,2 м, начиная с минимального значения 0,4 м. Ширина участков выбирается не менее 5 м. Преодоление рва и порогового препятствия проводится под прямым углом на низшей передаче. При невзятии препятствия опыт повторяется по новой колее. Результат повторного опыта принимается окончательным.

Показатель эффективности находится по результатам пробега автомобилей по комбинированному маршруту. Учитывая нестабильность состояния грунта и сложность точной оценки его механических свойств на протяжении всего маршрута, проводят

сравнительные испытания с использованием эталонного автомобиля. В комбинированный маршрут в зависимости от времени года включаются участки переувлажненной грунтовой дороги, размокшего грунта, заснеженной дороги, снежной целины. Ориентировочная характеристика состояния грунтовой поверхности для испытательных маршрутов приведена в табл. 10.

Таблица 10

Характеристика испытательных маршрутов

Опорная поверхность	Характеристика грунтов для автомобилей	
	неполноприводных	полноприводных
Переувлажненная грунтовая дорога	Толщина переувлажненного слоя грунта до 10 см; основание грунтовое, плотное; местность равнинная; подъемы и спуски до 10%	Толщина переувлажненного слоя до 20 см; дорога разбитая с колеями, рытвинами и другими неровностями; местность пересеченная; подъемы и спуски до 18%
Поле и лесные просеки, просеки с переувлажненным грунтом	Толщина переувлажненного слоя до 15 см; подъемы и спуски до 16%	Толщина переувлажненного слоя до 25 см; подъемы и спуски до 16%
Заснеженная грунтовая дорога	Частично укатанная; толщина снежного покрова до 15 см; местность равнинная	Разбитая мало укатанная; толщина снежного покрова до 30 см; местность пересеченная, подъемы и спуски до 15%
Снежная целина	Высота снежного покрова до 20 см, плотность 0,2...0,3 г/см ³	Высота снежного покрова 40 см; плотность 0,2...0,35 г/см ³

Выбранные маршруты должны быть подробно описаны, разделены на характерные участки и перед пробегом изучены водителями путем предварительного проезда по ним. В процессе движения для каждого характерного участка фиксируются путь, время движения, расход топлива, число и характер застреваний, способ вывода автомобиля из застревания и время, затраченное на это.

В качестве оценочных показателей определяются:

- 1) средняя скорость движения без учета застревания $V = S/t_{\text{дв}}$, $t_{\text{дв}}$ – время движения автомобиля;
- 2) время, затраченное на преодоление застреваний t_n ;
- 3) скорость средняя с учетом застреваний (показатель подвижности) $V_n = S/(t_{\text{дв}} + t_n)$;

- 4) расход топлива на 100 км пути Q_s , л;
- 5) обобщенный показатель эффективности автомобиля $P_э = V_n G_{гр} / Q_s$.

При необходимости выявления влияния массы перевозимого груза на транспортную эффективность автомобиля заезды по маршруту проводятся при различных грузах.

4.3. Методика расчета показателей проходимости автомобилей с использованием ЭВМ

Расчет показателей проходимости автомобилей на ЭВМ проводится по известным (заданным) параметрам автомобиля и грунтовых поверхностей. Для разработки программного обеспечения (необходимого пакета программ) используются теоретические положения, рассмотренные выше, в том числе математические модели взаимодействия колеса и многоколесного движителя с грунтом, модель движения автомобиля. В выражения (89), (90), (92) для принятых показателей проходимости P , P_v , f_N входят показатели взаимодействия автомобиля с грунтом f_r , $f_{ш}$, ϕ , S_6 , κ_ϕ . Следовательно, задача сводится к определению этих показателей.

Из параметров автомобиля в расчетные формулы входят: параметры шин (колес) D , B , H , $b_{пр}$, K_n , $\Delta_{пр}$, t , p_w , p_0 , ψ_1 ; число n осей; нагрузка P_{zi} на колесе; коэффициент λ_i блокировки дифференциалов; дорожный просвет h_K , размеры выступающих вниз частей корпуса b_K и F_K .

В разработанных авторами моделях грунтовые поверхности могут быть введены тремя способами:

- 1) механическими параметрами грунта: E , H_r , ϕ_0 , c_0 , κ_τ , ϕ_p , C , μ ;
- 2) физическими параметрами грунта: вид грунта, W , γ , W_L ; с последующим переходом от физических к механическим параметрам;
- 3) интегральными характеристиками распределения $F(W)$ и $F(\gamma)$.

Возможный алгоритм расчета представлен на рис. 79. Программное обеспечение включает следующие блоки.

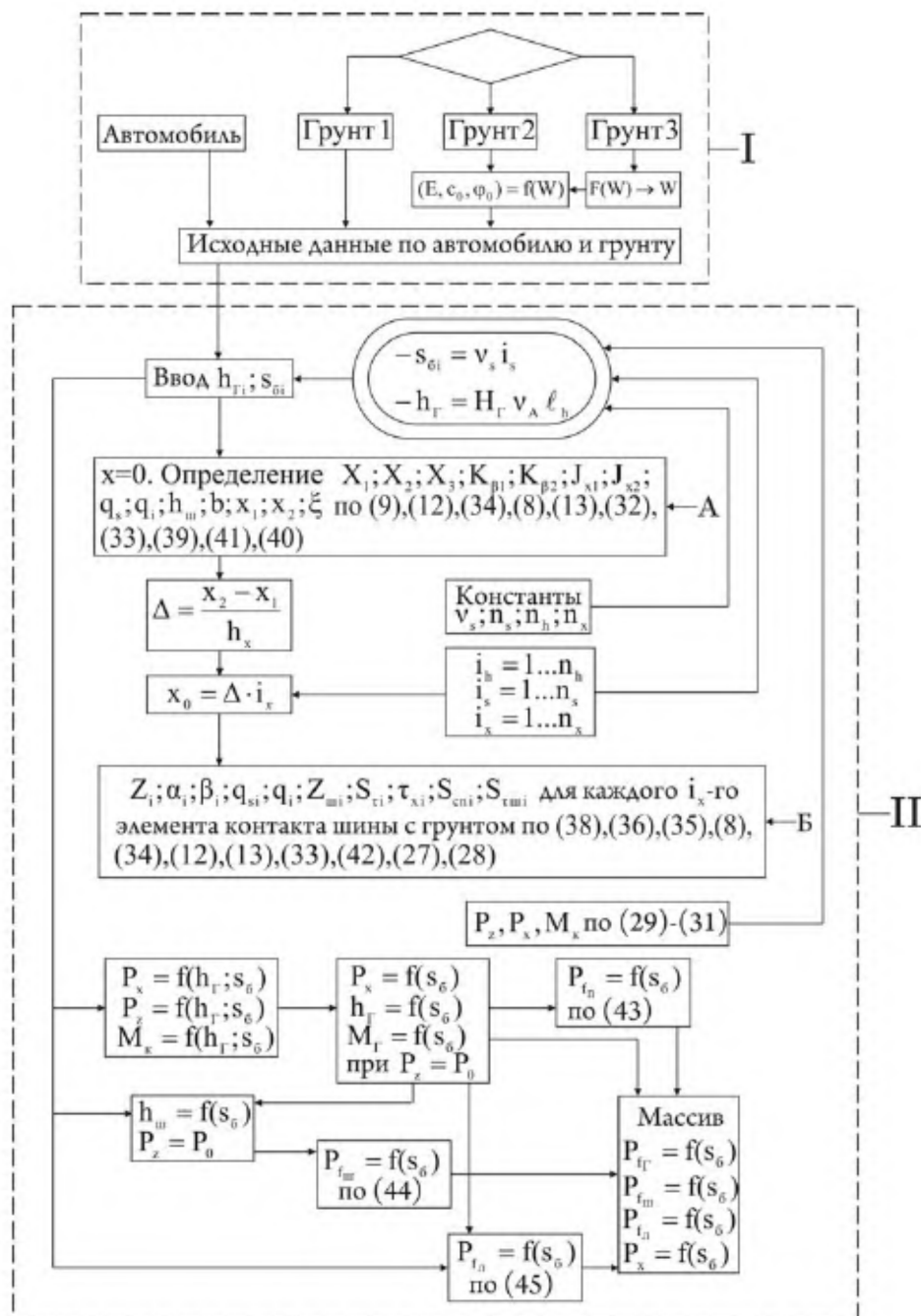


Рис. 79. Алгоритм расчета показателей взаимодействия одиночного колеса с грунтом

В блок I формирования исходных данных по автомобилю и грунтовым поверхностям входят четыре массива вводимых параметров автомобиля и грунта в соответствии с рассмотренными выше тремя способами введения. Параметры автомобиля из вводимого в массив непосредственно пересылаются в массив исход-

ных данных. По грунтовой поверхности устанавливается номер массива введения.

В массив «Грунт 1» вводятся механические параметры грунта (E , H_{Γ} , φ_0 , c_0 , κ_{τ} , φ_p) и непосредственно пересылаются в массив исходных данных.

В массив «Грунт 2» вводятся физические параметры грунта (вид, W , W_L , γ). Решением уравнением (24), (25), (26) с использованием таблиц (4, 5) определяются перечисленные выше механические параметры и вводятся в массив исходных данных.

В массиве «Грунт 3» предварительно определяется влажность, соответствующая выбранному значению интегральной частоты $F(W)$, выполняется решение, аналогично предыдущему, и вводятся механические параметры в массив исходных данных.

В блоке II рассчитываются показатели взаимодействия одиночного колеса с грунтом (с использованием первой модели). Расчет ведется по двум группам циклов. Внешняя группа – для последовательно выбираемых коэффициентов буксования $S_{\delta i} = v_s i_s$ (v_s – шаг изменения $S_{\delta i}$, вводимый в программу в виде константы). Целесообразно выбрать $v_s = 0,02 \dots 0,1$, $i_s = 1 \dots n_s$ (i_s – порядковый номер внешнего цикла, n_s – число внешних циклов) и n_s так, чтобы охватить полностью реально встречающийся диапазон $S_{\delta i}$. В большинстве случаев $P_{x\max}$ получается при $S_{\delta i} \leq 0,3$. Движение с $S_{\delta i} > 0,3$ явно нецелесообразно ввиду чрезмерно больших затрат энергии на движение. Поэтому можно рекомендовать $n_s = 0,3/v_s$. Внутренняя группа – для последовательно выбираемых значений глубины колеи

$$z_{\Gamma} = H_{\Gamma} v_{\Gamma} i_h,$$

где $v_{\Gamma} = 0,05 \dots 0,1$ – выбираемая константа;

$$i_h = 1 \dots n_h;$$

$n_h = H_{\Gamma}/v_{\Gamma}$ – число внутренних циклов. Полный перебор значений z осуществляется для каждого значения $S_{\delta i}$.

Для каждого сочетания $S_{\delta i}$ и z_i определяются параметры A контакта шины с грунтом (включая координаты начала и конца по оси $x - x_1$ и x_2). Поверхность контакта разбивается по оси x на

n_x элементов (n_x – выбирается в качестве константы, практически достаточно $n_x = 20$). Для каждого элемента шины с длиной Δ рассчитываются параметры Б. Суммированием этих параметров для всех элементов определяются P_z, P_x, M_k .

В результате выполнения указанных групп циклов получают зависимости $P_x = f(z, S_6)$; $P_z = f(z, S_6)$; $M_k = f(z, S_6)$. Совместным решением этих зависимостей находятся функции $P_x(S_6)$, $z(S_6)$, $M_k(S_6)$ для заданной нормальной нагрузки P_0 на колесо. На основе этих функций, исходных данных и результатов промежуточных решений А определяются зависимости $P_{f\Gamma}(S_6)$; $P_{f\text{ш}}(S_6)$; $P_{f\text{л}}(S_6)$. В выходной массив блока II входят зависимости $P_{f\Gamma}, P_{f\text{ш}}, P_{f\text{л}}, P_x = f(S_6)$.

Блок III – расчет параметров взаимодействия с грунтом осей (мостов) автомобиля (рис. 80). В I и II блоках рассчитываются показатели взаимодействия $P_{f\Gamma}, P_{f\text{ш}}, P_{f\text{л}}, P_x = f(S_6)$ для передних левого и правого колес. Для каждого из них находятся $P_{x\text{max}}$ и соответствующие значения S_6 . Максимально возможная суммарная сила тяги на колесах переднего моста

$$P_{x\text{max}} = P_{x\text{л max}} (1 + \lambda_1) \leq P_{x\text{л max}} + P_{x\text{пр max}}, (P_{x\text{л max}} < P_{x\text{пр max}}).$$

Определяются параметры грунта в левой и в правой колеях после прохода передних колес. Проводится решение блока II с использованием полученных (измененных) параметров грунта и определяются показатели $P_{f\Gamma}, P_{f\text{ш}}, P_{f\text{л}}, P_x = f(S_6)$ для левого и правого колес второго моста, $P_{x\text{max} 2}$ для колес второго моста. Аналогично вычисляются $P_{f\Gamma}, P_{f\text{ш}}, P_{f\text{л}}, P_x = f(S_6)$ и $P_{x\text{max} i}$ для каждого следующего моста автомобиля.

Блок IV – расчет показателей проходимости автомобиля (см. рис. 80). Определяется коэффициент сопротивления грунта качению колес автомобиля для каждого значения S_6

$$f_{\Gamma a} = \left(\sum_1^n P_{f\Gamma i} \right) / G_a.$$

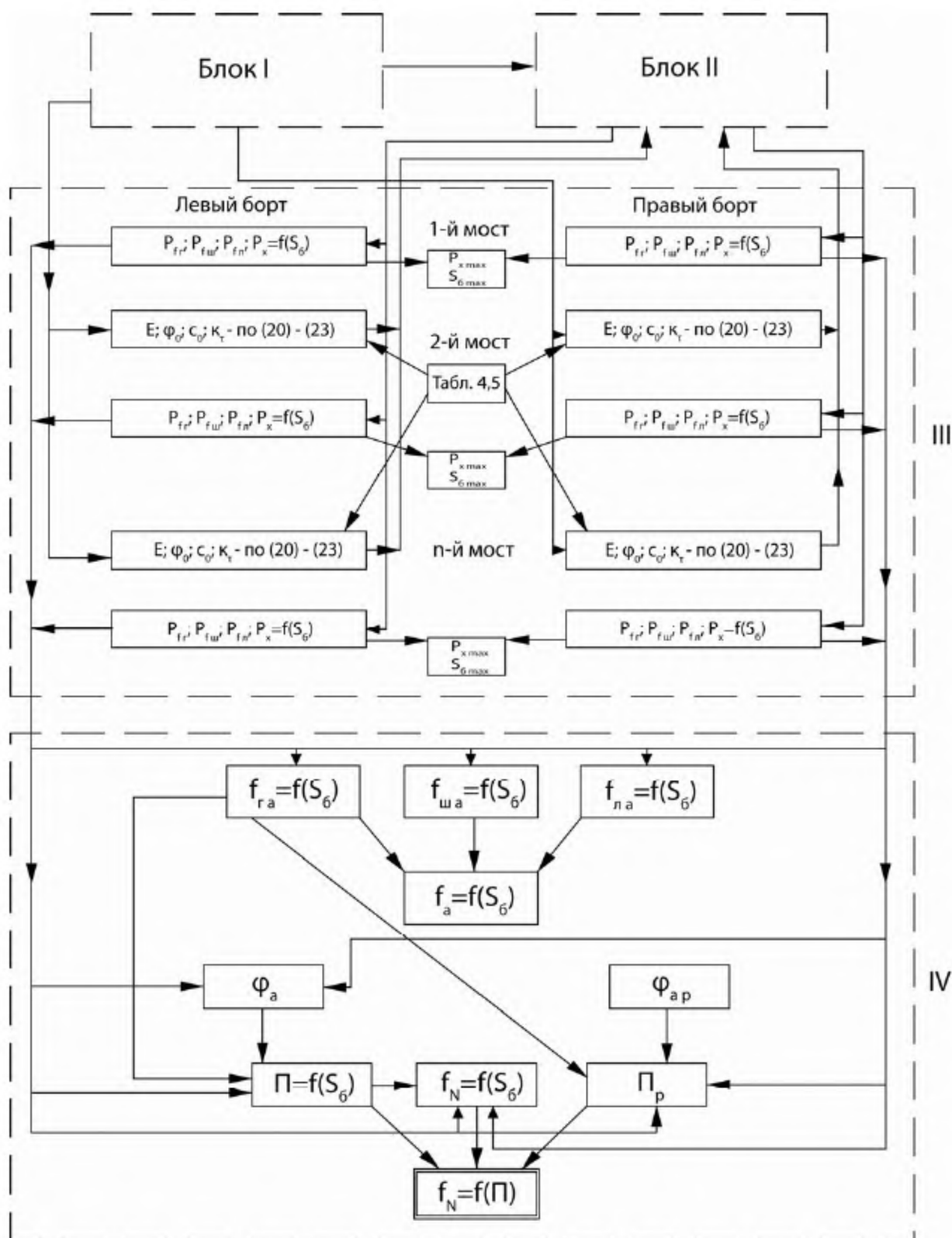


Рис. 80. Алгоритм расчета показателей проходимости автомобиля

При дифференциальной связи между мостами величина S_6 для автомобиля находится по методике, изложенной выше. Записывается зависимость $f_{га} = f(S_6)$.

Аналогично получаются другие составляющие сопротивления качению:

$$f_{ша} = \left(\sum_1^n P_{f_{ши}} \right) / G_a; \quad f_{ла} = \left(\sum_1^n P_{f_{ли}} \right) / G_a.$$

Записывают зависимости $f_{ша} = f(S_6)$ и $f_{ла} = f(S_6)$.

Находится суммарный коэффициент сопротивления качению автомобиля $f_a = f_{га} + f_{ша} + f_{ла}$ и записывается зависимость $f_a = f(S_6)$.

Рассчитывается суммарный коэффициент сцепления автомобиля в зависимости от буксования при всех заблокированных дифференциалах

$$\varphi_a = \left(\sum_1^{n_6} P_{xi} \right) / G_a,$$

где n_6 — число ведущих колес.

Записывается зависимость $\varphi_a = f(S_6)$.

Рассчитывается максимально реализуемый коэффициент сцепления для реально используемой на автомобиле комбинации дифференциалов

$$\varphi_{ар} = \left[\sum_1^{n_{об}} P_{x0 \max j_1} + \sum_1^{n_{од}} P_{x0 \min j_2} (1 + \lambda_{j_2}) \right] / G_a, \quad (105)$$

где $n_{об}$ и $n_{од}$ — число осей соответственно с заблокированной связью и дифференциальной;

λ_j — коэффициенты блокировки межосевых дифференциалов;

j_1 и j_2 — порядковый номер осей соответственно с заблокированной связью и дифференциальной.

Определяется показатель проходимости при полностью заблокированной связи всех колес для каждого значения S_6

$$\Pi = \varphi_a - f_\Gamma - \sum_1^{n-n_6} (P_{f_{\text{ши}}} + P_{f_{\text{ли}}}) / G_a. \quad (106)$$

Записывается зависимость $\Pi = f(S_6)$.

Определяется максимальное реализуемое значение показателя проходимости

$$\Pi_p = \varphi_{ap} - f_\Gamma - \sum_1^{n-n_6} (P_{f_{\text{ши}}} + P_{f_{\text{ли}}}) / G_a. \quad (107)$$

Для каждого значения S_6 находится коэффициент затрат мощности на движение автомобиля

$$f_N = \left(\Pi + \frac{1}{G_a} \sum_1^{n_6} P_{f_{\Gamma i}} \right) / (1 - S_6) + \frac{1}{G_a} \sum_1^{n-n_6} (P_{f_{\text{ши}}} + P_{f_{\text{ли}}}). \quad (108)$$

Записывается зависимость $f_N = f(S_6)$.

По зависимостям $\Pi = f(S_6)$ и $f_N = f(S_6)$ определяется характеристика проходимости автомобиля, как окончательный результат расчета проходимости: $f_N = f(\Pi)$. Значение Π ограничивается величиной Π_p .

Блок V – расчет вероятностного показателя проходимости автомобиля (см. рис. 81). Расчет проводится в случае, если маршрут задается в виде интегральных кривых распределения влажности каждого вида грунта и относительной части протяженности маршрута по каждому его виду. Для каждого вида грунта на интегральной кривой распределения выбирается пять значений $F(W)$, например 0,02; 0,25; 0,5; 0,75; 0,98.

Для определения Π_p используются блоки I–IV отдельно для каждого вида грунта и каждого из пяти выбранных значений влажности. В результате для каждого вида грунта получается интегральная кривая распределения $F(\Pi_p)$, ибо полученные значения Π_p соответствуют выбранным для W значениям интегральной частности (0,02; 0,25; 0,5; 0,75; 0,98).

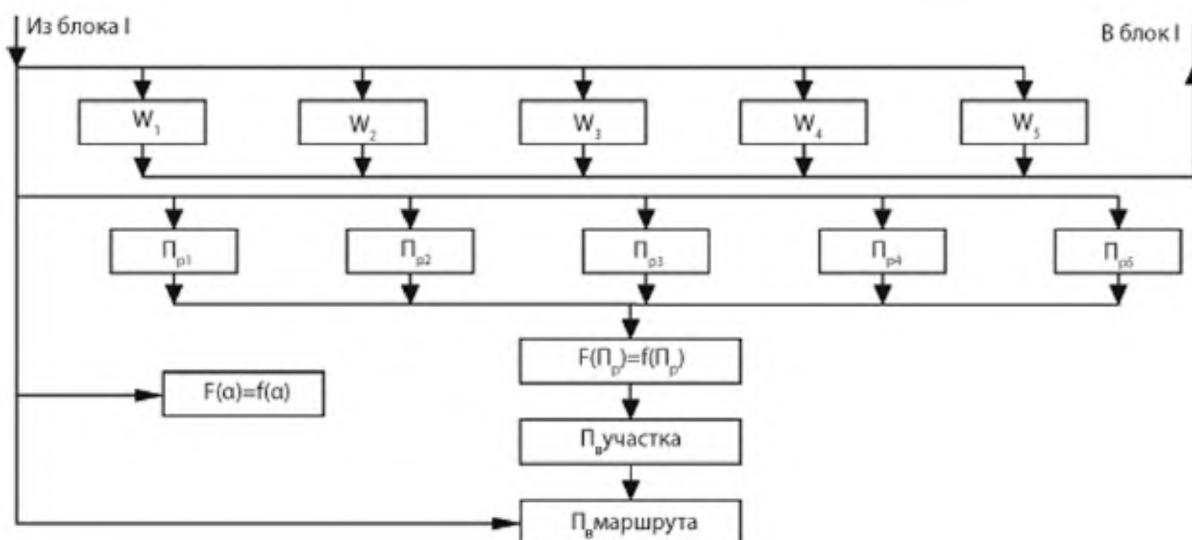


Рис. 81. Алгоритм расчета вероятностного показателя проходимости автомобиля

В идеальном случае равномерное движение без застревания возможно при $\Pi_p \geq 0$. Однако в реальных условиях надежное движение автомобиля возможно при определенном запасе удельной силы тяги (показателя проходимости Π_p) для преодоления возможных подъемов, трогания с места и разгона, преодоления мелких препятствий и поворотов. Требуемая величина Π_p зависит от характера местности и, в частности, от рельефа и наличия различных препятствий.

Учитывая возможности объезда автомобилем недоступных подъемов, следует ориентироваться на подъемы, характерные для дорог в рассматриваемом регионе. Если известны статистические параметры распределения подъемов, то вероятностный показатель проходимости по данному виду грунта на маршруте

$$P_{6i} = P(\Pi > \text{tg}\alpha). \quad (109)$$

Вероятностный показатель проходимости для всего маршрута определяется с учетом относительной протяженности маршрута на каждом виде грунтовой поверхности

$$P_6 = \sum_1^{n_y} P_{6i} m_{yi},$$

где n_y — число видов грунтов;

m_{yi} — относительная протяженность грунтового участка каждого вида.

Рассмотренная методика оценки проходимости достаточно универсальна. Она позволяет оценить возможность движения автомобиля в заданных условиях и требуемые энергетические затраты на движение, определять показатели проходимости не только на грунтовой поверхности, задаваемой осредненными параметрами, но и на совокупности различных неоднородных грунтов, задаваемых статистическими параметрами; дает хорошие результаты как на однородных на большую глубину грунтах, так и на наиболее часто встречающихся грунтах с верхним слабым слоем на более прочном основании; учитывает влияние на деформацию грунта не только нагрузки, но и размеров и формы поверхности нагружения, распределения нагрузки по поверхности контакта колеса с грунтом, разнонаправленность элементарных сил в различных точках контакта, скорость качения колеса, цикличность воздействия на грунт последовательно проходимых по одному следу колес.

Эта методика позволяет определять, как изменяются показатели проходимости в зависимости от параметров шин (диаметра, ширины и высоты профиля, высоты грунтозацепов и расстояния между ними, насыщенности рисунка протектора, жесткости каркаса, внутреннего давления воздуха), числа ведущих и ведомых осей, распределения нормальной нагрузки по осям, коэффициента блокировки межколесных и межосевых дифференциалов. Однако условия бездорожья столь многообразны, что непосредственно охватить все их даже эта методика не может. Но ее целесообразно использовать для оценки проходимости в особых случаях при применении дополнительных подпрограмм. Например, на грунтах с толстым очень мягким слоем (на снежной целине), глубина образуемой колеи больше дорожного просвета, корпус автомобиля погружается в грунт (снег) и возникает дополнительное сопротивление движению от воздействия грунта на корпус. Кроме того, частично разгружаются колеса, и в результате этого уменьшается предельная сила тяги по сцеплению. Для учета этих явлений может быть применен дополнительный блок программ (рис. 82) по расчетной схеме, приведенной на рис. 80.

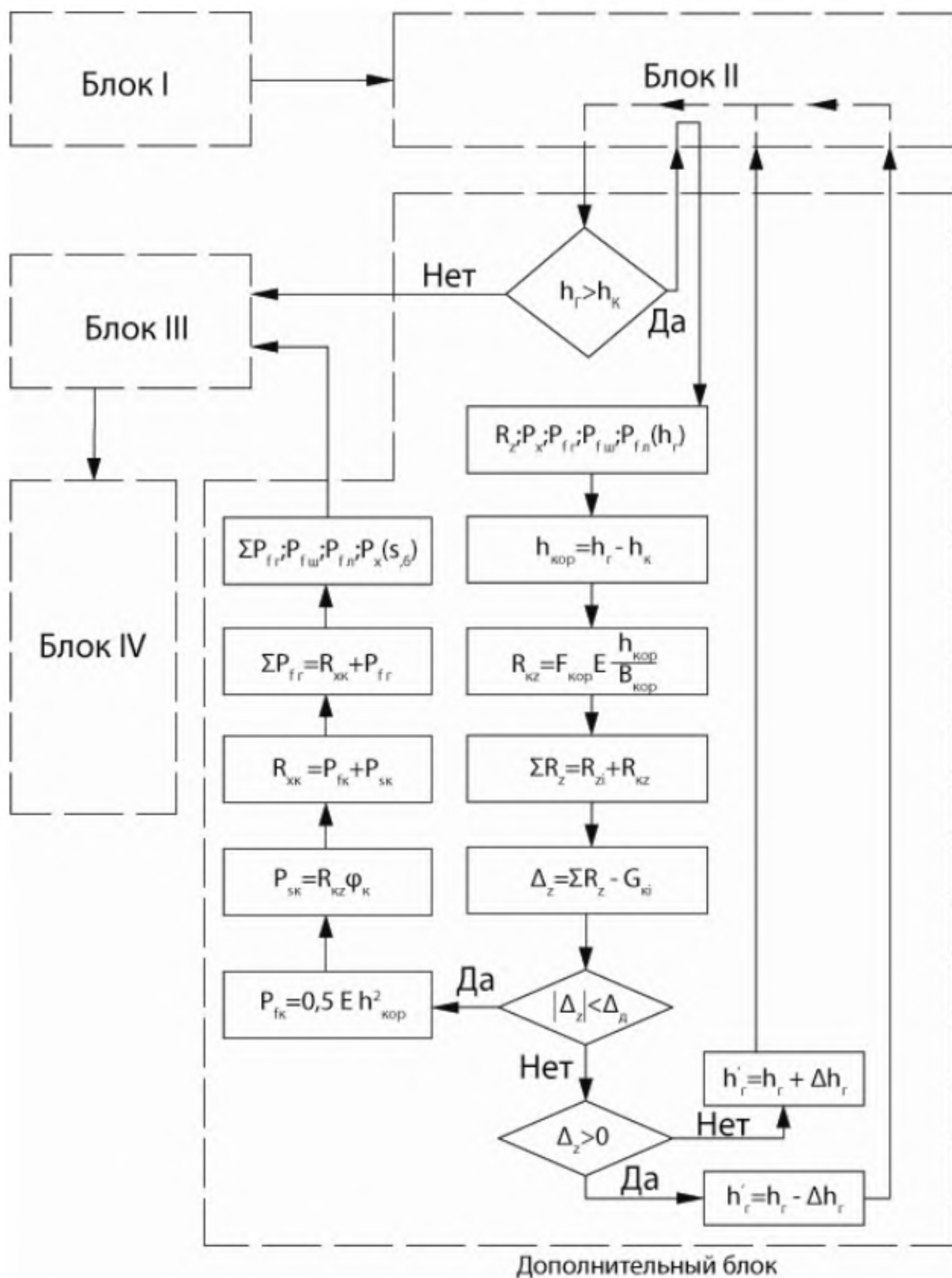


Рис. 82. Программа расчета проходимости автомобиля с учетом частичного погружения корпуса автомобиля в грунт

Полученная в блоке II глубина колеи сравнивается с дорожным просветом h_k : если $z_{\Gamma} > h_k$, то в работу включается дополнительный блок; если $z_{\Gamma} \leq h_k$, – блок II непосредственно соединяется с блоком III. В дополнительном блоке определяется погружение $h_{\text{кор}}$ корпуса в грунт, нормальная реакция R_{kz} грунта на корпус, суммарная нормальная реакция $\sum R_z$ грунта на колесо и корпус. Последняя сравнивается с заданной нагрузкой на колесо. Если разность $\Delta_z = \sum R_z - G_{ki}$ не превышает допустимой погрешности Δ_d , то рассчитывается сопротивление P_{fk} движению от смятия грунта корпусом, сопротивление P_{sk} движению от скольжения корпуса по грунту, которые вместе со значениями $P_{f\Gamma}, P_{fш}, P_{fл}, P_x$, полученными для колес, поступают в блок III для расчета суммарных значений для автомобиля. Если разность больше допустимой погрешности $|\Delta_z| > \Delta_d$, то изменяется значение z (увеличивается или уменьшается в зависимости от знака Δ_z), поступает в блок II и расчет повторяется.

В качестве исходных данных задаются площадь и ширина нижней части корпуса автомобиля (вдавливаемой в грунт), отнесенные к одному (каждому) колесу; дорожный просвет; допустимая погрешность определения нормальной нагрузки Δ_d .

В рассмотренном алгоритме принята постоянная площадь корпуса и линейная характеристика деформируемости грунта, что при малых погружениях в грунт корпуса вполне допустимо. В необходимых случаях вместо приведенных простейших выражений можно использовать зависимости, более точно описывающие форму вдавливаемой в грунт части корпуса и кривой деформируемости

грунта, например $R_{kz} = \int_0^{h_{\text{кор}}} F(z) \times q \, dz$ и $P_{fk} = \int_0^{h_{\text{кор}}} q \times b_{\text{кор}}(z) \, dz$.

Значение q определяется по формуле (13). Аналогично дополнительные блоки могут быть применены для оценки проходимости на грунтовой поверхности с препятствиями, при криволинейном участке пути и т.д. Необходимые для этого расчетные выражения приведены выше.

Точность оценки проходимости автомобиля расчетными методами зависит в первую очередь от используемых параметров грунта. Чем уже диапазон грунтовых условий эксплуатации, тем точнее могут быть выбраны параметры грунта. В реальных условиях точность выбираемых для расчета параметров грунта весьма незначительна, поэтому во многих случаях результаты расчетной оценки проходимости конкретного автомобиля следует рассматривать лишь как ориентировочные. Более надежные результаты получаются при сравнительной оценке проходимости нескольких автомобилей.

4.4. Прогнозирование проходимости, производительности и расхода топлива

Необходимость прогнозирования проходимости, производительности и расхода топлива возникает даже для существующего автомобильного парка. Это связано с оценкой эффективности конкретных автомобилей в заданных дорожно-грунтовых условиях, выбором для выполнения транспортных задач наиболее целесообразных моделей автомобилей, определением потребности в топливе и планированием транспортных перевозок. Для вновь разрабатываемых и модернизированных автомобилей требуются сравнительная оценка вариантов конструкций и выбор оптимальных параметров, что невозможно без определения рассматриваемых качеств.

При известных параметрах грунтовых поверхностей прогнозирование проходимости автомобиля сводится к определению ее показателей, как рассмотрено выше. Для прогнозирования производительности автомобиля и расхода топлива при его движении можно использовать методику, рассмотренную выше, но с применением специальных программ.

В алгоритме программы расчета, разработанной на основе моделирования движения в курсе теории автомобиля (рис. 83), в качестве дополнительных исходных данных используются параметры: трансмиссии (u_{Ti} ; η_T); двигателя ($N_{\max}$, n_N , a , b , c , g_N , κ_1 , κ_2 , κ_3 , κ'_1 , κ'_2 , κ'_3); общие для автомобиля (κ_B, F); максималь-

ный динамический фактор на передачах $D_{\max}$; угол α подъема дороги (грунтовой поверхности), плотность γ_t топлива. Из результатов решения основных блоков (I, II, III, IV, см. рис. 79, 80) используются зависимости $f_N(\Pi)$ и $S_6(\Pi)$. Из функции $\Pi = \operatorname{tg} \alpha$ определяется соотношение значения f_N и S_6 . Выбирается ступень в коробке передач из условия $f_N(1 - S_6) < D_{\max i}$. Рассчитывается максимально возможная скорость по тяговым свойствам автомобиля:

$$V_{a\max} = \left(-b_i + \sqrt{b_i^2 - 4a_i c_i} \right) / 2a_i; \quad (109a)$$

$$a_i = 10^3 N_{\max} \eta_T r_K c / \left(V_{Ni}^3 r_0 m_a \right) - \kappa_g F;$$

$$b_i = 10^3 N_{\max} \eta_T r_K b / \left(V_{Ni}^2 r_0 m_a \right);$$

$$c_i = 10^3 N_{\max} \eta_T r_K a / \left(V_{Ni} r_0 m_a \right) - G_a \left[f_N (1 - S_6) \cos \alpha + \sin \alpha \right],$$

где $N_{\max}$ – максимальная мощность двигателя;

κ_g – коэффициент обтекаемости;

F – площадь Миделя;

η_T – КПД трансмиссии;

r_0 – радиус качения на свободном режиме;

V_{Ni} – номинальная (максимальная) скорость на данной передаче, $V_{Ni} = 0,105 n_N r_K / u_{Ti}$;

n_N – частота вращения при $N_{\max}$;

u_{Ti} – передаточное число трансмиссии на данной передаче;

a, b, c – коэффициенты, постоянные для двигателя.

Для двигателей, не имеющих ограничителя или регулятора,

$$a = 2 - 2,5/M_3; \quad b = (50/M_3) - 1; \quad c = 25/M_3;$$

$$M_3 = \left(\frac{M_{\kappa\max}}{M_{\kappa N}} - 1 \right) \times 100.$$

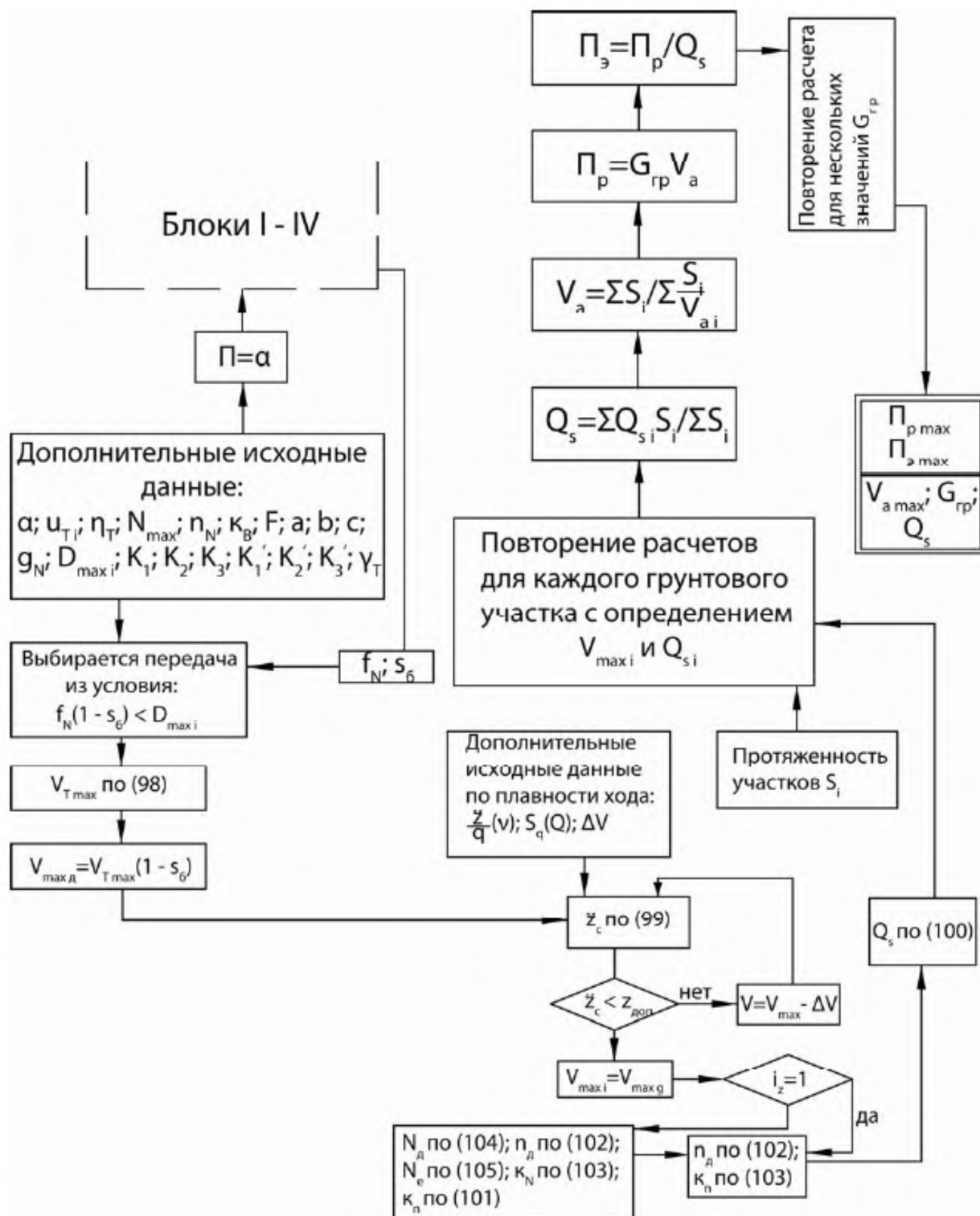


Рис. 83. Алгоритм расчета производительности автомобиля и расхода топлива

Среднее квадратическое виброускорение $\ddot{Z}_c$ вертикальных колебаний определяется при движении с определенной максимальной скоростью. В качестве дополнительных исходных данных принимаются амплитудно-частотная характеристика автомобиля $\ddot{Z}_c/q = f(v)$, характеристика спектральной плотности неровностей грунтового пути $S_q(\Theta)$ и шаг ΔV_a снижения скорости. Решаются уравнения

$$\ddot{Z}_c = \sqrt{\sum_1^n \left\{ a_{zi} \int_{v_i}^{v_{i+1}} \left[\frac{\ddot{Z}}{q_0}(v) \right]^2 S_q(v) dv \right\}^2}; \quad (110)$$

$$\frac{\ddot{Z}}{q_0} = v^2 C_{\text{ш}} \sqrt{\frac{\kappa^2 v^2 + C_p}{\left[M m v^4 - (C_p m + C_p M + C_{\text{ш}} M) v^2 + C_p C_{\text{ш}} \right]^2 + \kappa^2 v^2 \left[C_{\text{ш}} - v^2 (m + M) \right]^2}};$$

$$S_q(\Theta) = A/\Theta^6; S_q(v) = \frac{1}{V_a} S_q(\Theta),$$

где $\ddot{Z}$ – текущее (абсолютное) вертикальное виброускорение;
 q_0 – половина высот неровностей пути;
 v – частота действия возмущающей силы; $v = \Theta V_a$;
 Θ – путевая частота;
 $C_{\text{ш}}, C_p$ – жесткость соответственно шин и рессор;
 a_{zi} – коэффициент весомости;
 κ – коэффициент сопротивления амортизаторов;
 M и m – масса соответственно поддрессоренных и неподдрессоренных частей;
 A – параметр спектральной плотности неровностей пути.

Если полученное значение $\ddot{Z}_c$ больше нормированного, то максимальная скорость уменьшается на выбранный шаг ΔV_a и расчет $\ddot{Z}_c$ повторяется, если меньше, то рассчитанная максимальная скорость принимается в качестве максимально возможной на данном участке. После этого определяется расход топлива, при этом учитывается число циклов расчета $\ddot{Z}_c$. При одном цикле принятая максимальная скорость равна максимальной скорости

по тяговым свойствам автомобиля. Двигатель работает при полной подаче топлива, расход топлива при $\kappa_N = 1$

$$Q_s = g_N \kappa_N \kappa_n \left[m_a g \left(\frac{f_a \cos \alpha + \sin \alpha}{1 - s_6} \right) + k_e F V_a^2 \right] / 3,6 \times 10^4 \gamma_T \eta_T,$$

где g_N – удельный расход топлива при режиме максимальной мощности;

γ_T – плотность топлива;

κ_N – параметр влияния нагрузки двигателя на удельный расход топлива;

κ_n – параметр влияния частоты вращения на удельный расход топлива.

Здесь $\kappa_n = 1,23 - 0,792 n_d / n_N + 0,56 (n_d / n_N)^2$;

$$n_d = 9,55 V_a u_T / r_k.$$

При нескольких циклах расчета принятая максимальная скорость меньше максимальной по двигателю, двигатель работает на частичной нагрузке. В этом случае $\kappa_N < 1$ и

$$\kappa_N = \kappa_1 - \kappa_2 N_d / N_e + \kappa_3 (N_d / N_e)^2;$$

$$N_d = V_a \left(g m_a \frac{f_a \cos \alpha + \sin \alpha}{1 - s_6} + k_e F V_a^2 \right) / \eta_T;$$

$$N_e = N_d \left[a \left(\frac{n_d}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_d}{n_N} \right)^3 \right].$$

Ориентировочные значения коэффициентов κ_1, κ_2 и κ_3 приведены ниже.

Тип двигателя	Коэффициент		
	κ_1	κ_2	κ_3
Бензиновый	2,75	4,61	2,86
Дизель	1,7	2,63	1,92

Таким образом для каждого участка пути определяется максимально возможная скорость и предполагаемый расход топлива, скорость и расход топлива для всего маршрута (совокупность участков) с учетом относительной протяженности каждого участ-

ка. Для нахождения максимально возможной производительности $(G_{\text{гр}} V_a)_{\text{max}}$ и показателя эффективности $P_3 = G_{\text{гр}} V_a / Q_s$ принимается несколько значений грузоподъемности $G_{\text{гр}}$. Кроме того, определяются соответствующие значения $V_{a\text{max}}$, Q_s и $G_{\text{гр}}$.

Наибольшие трудности вызывает прогнозирование механических параметров грунтовой поверхности. Сравнительно надежно прогнозирование проходимости автомобиля осуществляется при разработке новой конструкции, когда рассматривается весь возможный диапазон грунтов. При прогнозировании проходимости автомобилей в отдельных конкретных районах, и особенно на определенных маршрутах, задача существенно осложняется ввиду большой нестабильности состояния грунтов.

Вопросы прогнозирования состояния грунтов изучены недостаточно. Состояние грунта зависит от количества выпавших осадков, температуры воздуха и силы ветра, уровня грунтовых вод и условий водослива. В районах с глубоким залеганием грунтовых вод основным источником увлажнения являются осадки. Если влажность грунта верхнего слоя меньше максимальной молекулярной влагоемкости, то для начального периода дождя характерно преимущественное увлажнение верхнего слоя грунта 2–3 см. Со временем происходит насыщение влагой по глубине грунта. Пределом увлажнения грунта служит количество воды, которое способно им удержаться. При этом влажность грунта будет равна полевой влагоемкости W_n . Дополнительное количество воды идет преимущественно на увеличение глубины просачивания. Распространение влаги по глубине зависит от большого числа факторов. Закономерности этого явления полностью не изучены.

Исходные данные для прогнозирования влажности и плотности грунтов имеются в агрогидрологических справочниках, почвенных картах и некоторых других литературных источниках. С помощью почвенных и топографических карт для рассматриваемого района можно определить вид почвогрунта, рельеф и другие данные. В агрогидрологических справочниках имеются данные по слоям толщиной 20 см до глубины 100 см и, как правило, на период конца снеготаяния плотности $\gamma_{\text{ск}}$ скелета и $\gamma_{\text{т}}$ твердых частиц грунта, коэффициента a_w завядания, полной полевой влагоемкости (ПВ), запаса продуктивной влаги (ЗВ). В некоторых

источниках даны значения запаса продуктивной влаги по месяцам. Используя известные параметры почвогрунтов, можно определить характерные влажности грунта, необходимые для оценки его механических свойств. Естественная влажность грунта

$$W = (100 \times 3B / \gamma_{\text{ск}}) \times H_{\Gamma} + a_w.$$

Влажность, соответствующую пределу текучести для связанных грунтов, приближенно можно определить по полной полевой влагоемкости

$$W_L = (ПВ - 5) / 0,65.$$

Относительная влажность, характеризующая состояние связанного грунта, находится как отношение естественной весовой влажности к влажности, соответствующей пределу текучести

$$W_{\text{отн}} = W / W_L.$$

Для определения влажности грунта в заданный период времени необходимо получить суммарное количество выпавших осадков за период времени от указанного в справочной литературе до рассматриваемого и снижение влажности в результате просыхания. Возможная максимальная влажность конечная с учетом выпавших осадков, но без учета просыхания

$$W_{\text{к}} = W_{\text{н}} + 0,1 Ai W_L / (\gamma_{\text{ск}} H_{\Gamma}),$$

где $W_{\text{н}}$ – начальная влажность;

A – сумма осадков за рассмотренный период, мм;

i – коэффициент, учитывающий условия просачивания.

В зависимости от уклона

$$i = 1 - 8,3 \operatorname{tg} \alpha + 167 \operatorname{tg} \alpha^2.$$

Глубина слоя (см) с полевой влагоемкостью $W_n = 10 + 0,6W_L$ может быть определена по уравнению

$$h_n = 10 Ai / (10 + 0,6W_L - W_{\text{н}}) \gamma_{\text{ск}}.$$

Скорость просыхания грунтовой поверхности зависит от скорости притока воды из грунтового массива в поверхностный слой, температуры наружного воздуха и скорости ветра

$$W = W_k - (\alpha_1 + \alpha_2)t,$$

где α_1 – коэффициент, характеризующий скорость просыхания
в зависимости от температуры воздуха и типа грунта;
 α_2 – коэффициент, учитывающий силу ветра;
 t – время, сут.

Значения α_1 и α_2 приведены на рис. 84.

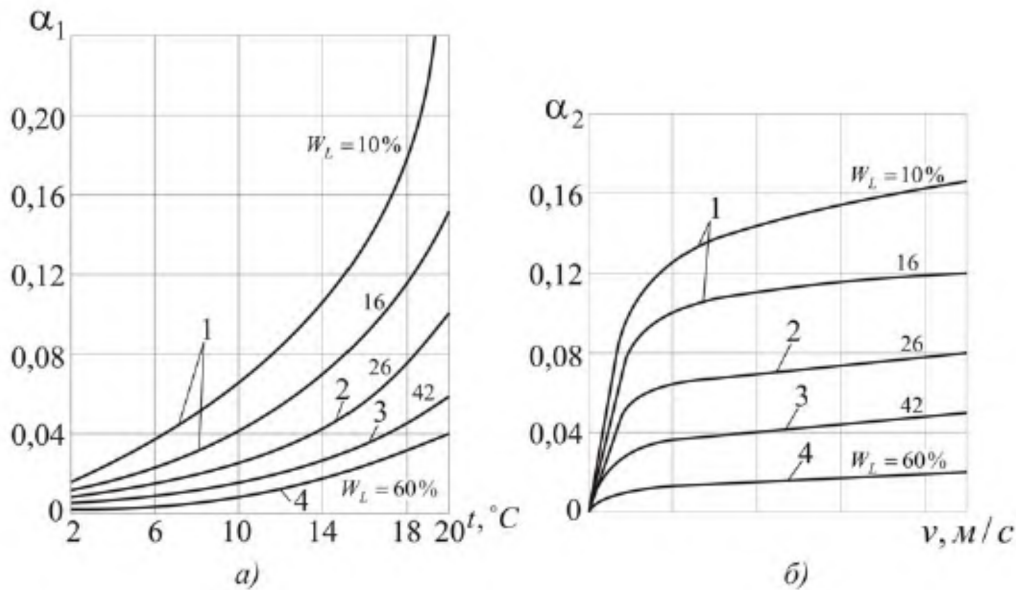


Рис. 84. Изменение коэффициентов α_1 и α_2 в зависимости от параметров воздуха: а – температуры t ; б – скорости V ветра; 1 – песок; 2 – супесь; 3 – суглинок; 4 – глина

Таким образом, для прогнозирования состояния грунта необходимо знать рельеф, тип грунта, влажность и плотность в начальный момент времени и метеорологические условия за время от начального момента.

Изменения влажности в течение года по справочным данным можно определить, разбив время года на характерные периоды и найдя для конца каждого периода влажность

$$W_{kj} = W + \sum_{1}^n \left(0,1 A_j i W_L / \gamma_{ск} H_r \right) - \sum_{1}^n [\alpha_1(t_j) + \alpha_2(V_j)] \Delta T_j,$$

где n – число периодов;
 j – порядковый номер периода;
 $t_j, V_j, \Delta T_j$ – соответственно температура, скорость ветра и время для каждого периода.

5. АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОВЫШАЮЩИХ ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Проблемы совершенствования конструкций автомобилей повышенной и высокой проходимости, способных двигаться по естественной грунтовой поверхности, а также по разбитым и размокшим грунтовым дорогам, для повышения их эффективности очень важны. Такие автомобили, как правило, значительно сложнее массовых неполноприводных автомобилей, рассчитанных для эксплуатации на дорогах различных категорий.

Как известно, во многих случаях применение полноприводных автомобилей даже на грунтовых дорогах и грунтовых путях (в сухом состоянии) не экономично. Для выбора рациональной конструкции автомобиля, эксплуатирующегося в конкретных условиях, необходимо выявить количественное влияние тех или иных конструктивных изменений на проходимость автомобиля, его эксплуатационные свойства на дорогах и эффективность. Это невозможно без глубокого анализа с использованием известных методов расчета, результатов эксперимента и эксплуатации.

В наибольшей степени проходимость автомобиля зависит от конструкции ходовой части (колесного движителя и подвески). Вместе с тем, на проходимость существенно влияют параметры трансмиссии, двигателя и несущей системы автомобиля.

5.1. Движитель

Конструкция движителя определяется конструкцией шин (колес), числом и схемой размещения колес. В настоящее время на автомобилях, используемых на грунтовых поверхностях, применяют дорожные шины с постоянным внутренним давлением воздуха несколько большей размерности, чем обычные, и со специальным рисунком протектора; шины с регулируемым давлением воздуха: арочные шины, пневмокатики (табл. 11, рис. 85). Количественный анализ влияния параметров шин на показатели проходимости в заданных грунтовых условиях можно выполнить с помощью уравнений (13), (32), (33), (46) ... (56) на ЭВМ по про-

граммам (блоки 1 и 2, см. рис. 79). В общем случае размеры шин задаются шириной B и высотой H профиля, наружным диаметром D , диаметром обода d .

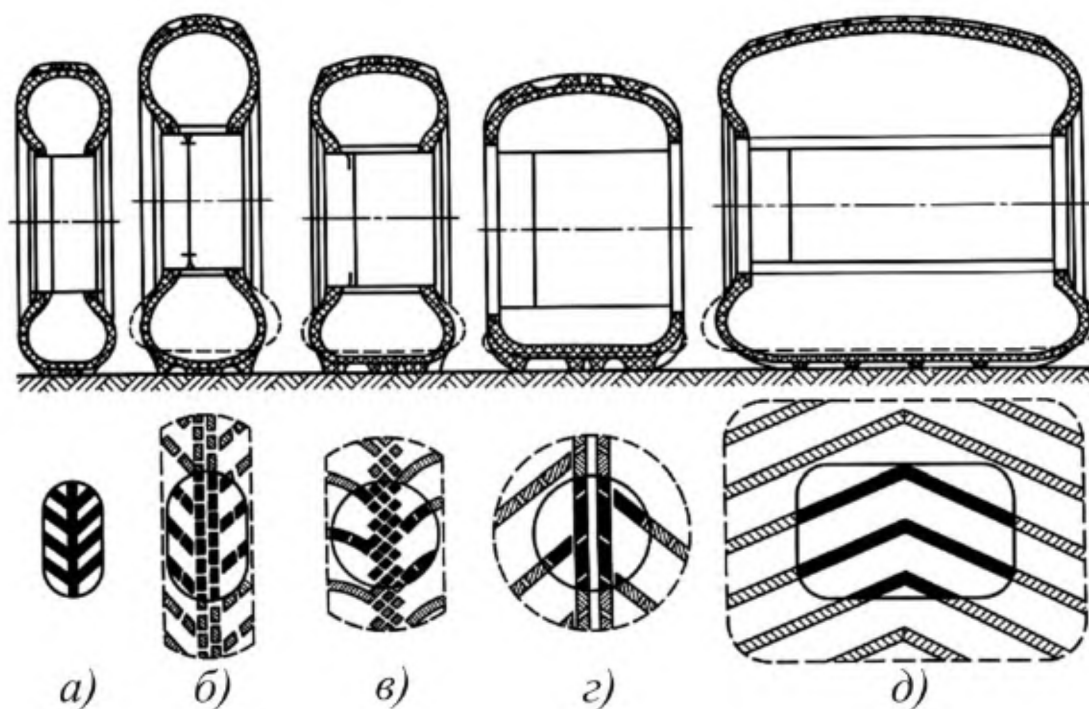


Рис. 85. Шины автомобилей повышенной и высокой проходимости:
 а – тороидная; б – с регулируемым давлением; в – широкопрофильная;
 г – арочная; д – пневмокоток

На полноприводных автомобилях чаще устанавливают шины с регулируемым давлением. Они различаются формой (относительной высотой) профиля (тороидные $H/B=1$, низкопрофильные $H/B=0,8...0,9$, широкопрофильные $H/B=0,6...0,7$), конструкцией каркаса (диагональные, радиальные, диагональные с опоясывающим кольцом), конструкцией протектора. Шины с регулируемым давлением допускают кратковременное движение автомобиля при их увеличенном нормальном прогибе. Это достигается повышением эластичности каркаса. Размеры профиля таких шин больше на 25...40%.

Стремление повысить проходимость изменением параметров шин в большинстве случаев связано с увеличением их размеров. Важно выяснить, изменением какого размера или сочетанием размеров можно достигнуть наилучшей проходимости (эффективности) автомобиля.

Конструктивные параметры шин

Параметры	Шина			
	тороидная с регулируемым давлением	широкопрофильная	арочная	пневмокоток
H/B	1	0,7	0,37	0,32
D/B	3	2,5	1,6	1,0
B _F /B	0,75	0,8	1,0	1,0
h _{пр} /B	0,1	0,12	0,3	0,2
f _ш	0,015	0,012	0,020	0,028
C _ш , кН/м	400	500	330	160
k _x /r ₀ , 1/кН	0,008	0,004	0,015	0,007
q _{max} /q _{min} , МПа	0,35/0,09	0,35/0,08	0,2/0,08	0,08/0,03
K _н	0,4	0,35	0,2	0,1
v _к /G _к , м ³ /кН	0,0246	0,0182	0,0267	0,0630
G _ш /G _к	0,05	0,028	0,037	0,05

Наружный диаметр D шины. На твердой опорной поверхности при увеличении наружного диаметра шины повышается длина площади поверхности контакта, несколько снижается давление на опорную поверхность, вследствие чего незначительно повышается сцепление шины с дорогой и снижается пробуксовка.

На мягком грунте с увеличением наружного диаметра шины чаще всего происходит некоторое уменьшение длины контакта вследствие меньшего погружения колеса в грунт, что объясняется более равномерным распределением давления у шин с большим наружным диаметром.

Сцепление колеса с грунтом изменяется в зависимости от наружного диаметра шин различно в соответствии со свойствами грунта. Если сцепные свойства грунта возрастают по мере погружения в грунт, то при увеличении наружного диаметра сила сцепления уменьшается. Если сцепные свойства грунта не изменяются по глубине, то, как правило, при большем наружном диаметре сила сцепления колеса с грунтом значительно возрастает вследствие более равномерного распределения давления и меньшей разнонаправленности касательных сил в контакте.

Сопротивление качению колеса при увеличении наружного диаметра шин снижается на всех грунтах. Снижение коэффициента f_T сопротивления грунта происходит вследствие уменьшения как глубины колеи, так и бульдозерного действия. Чем мягче грунт и больше неровностей, тем значительнее влияние роста на-

ружного диаметра. Увеличение высоты преодолеваемых препятствий и допустимой для движения глубины колеи пропорционально радиусу колеса. С ростом диаметра шины уменьшается число циклов нагружения ее элементов на определенном пути, а следовательно, повышается допустимая по нагреву шины скорость движения. К отрицательным последствиям увеличения наружного диаметра шины следует отнести значительное возрастание массы и момента инерции колеса, а также высоты центра тяжести автомобиля.

Ширина профиля B . Увеличение только ширины профиля шины ($H = \text{const}$; $D = \text{const}$) приводит к росту ширины контакта без изменения его длины, а следовательно, площади, пропорционально ширине профиля. Максимально допустимая деформация шины не меняется, преодоление вертикальных препятствий практически не улучшается.

Изменение сопротивления качению колеса по мягкому грунту определяется изменением глубины и ширины колеи. Чаще всего при увеличении ширины профиля шины большее значение имеет уменьшение глубины колеи и сопротивление качению снижается. Однако встречается немало грунтов (грунты в период распутицы с верхним переувлажненным слоем на твердом основании, снежная целина и т.д.), на которых увеличивается ширина колеи, очень мало изменяется ее глубина и сопротивление качению возрастает. Кроме того, следует отметить повышение бульдозерного сопротивления при росте ширины шин.

Сцепление колес с грунтом при увеличении ширины B шины обычно возрастает в соответствии с ростом площади контакта и внутреннего сцепления c_0 в грунте. Исключение составляют грунты с резко неоднородными фрикционными свойствами. Например, глинистая грунтовая поверхность после дождя, на которой понижение давления иногда приводит к снижению сцепления.

При условии равенства объемов колес увеличение ширины профиля по сравнению с увеличением наружного диаметра существенно эффективнее на заболоченном грунте, незначительно на суглинке и хуже на снежном покрове и на многих грунтах в период распутицы.

В отличие от рассмотренных двух случаев при увеличении как ширины, так и высоты профиля шины ($B = H$, $d = \text{const}$) про-

порционально возрастает допустимый нормальный прогиб шины, что приводит к дополнительному росту длины и ширины поверхности контакта шины с грунтом и расширению возможностей регулирования внутреннего давления в шине. Сопротивление качению по твердой опорной поверхности незначительно повышается вследствие возрастания проскальзывания в контакте и увеличения массы резинокордного материала, подверженного деформации. Сцепление на сухих опорных поверхностях, как правило, повышается. Изменение сопротивления качению и сцепления на деформируемых грунтах от диаметра профиля шины обычно носит промежуточный характер по сравнению с рассмотренными двумя случаями. Однако увеличение коэффициента тяги может быть более значительным вследствие лучшего соотношения параметров поверхности контакта.

Конструкция протектора. При увеличении ширины протектора уменьшается давление на опорную поверхность, но вместе с тем возрастает толщина протектора по краю беговой дорожки, в результате чего повышаются потери на внутреннее трение и температура, а также опасность разрушений в этой зоне.

При уменьшении до определенного предела кривизны беговой дорожки снижаются потери на качение и износ протектора вследствие уменьшения деформации элементов шины и их проскальзывания относительно дороги. Уменьшение кривизны беговой поверхности протектора у диагональных шин, вызываемое разностью между радиусами кривизны каркаса и беговой дорожки, приводит к перегрузке плечевых зон протектора и повышению неравномерности распределения давления по ширине протектора при большой деформации шины.

С увеличением коэффициента насыщенности протектора K_n снижается давление на опорную поверхность, износ протектора. Однако при этом ухудшается сцепление колеса с опорной поверхностью в мокром состоянии.

При росте высоты грунтозацепов повышается долговечность протектора, улучшается сцепление на грязных дорогах, но вместе с тем увеличиваются потери на качение, возрастают масса и момент инерции шины. Рост потерь на качение объясняется увеличением

как гистерезисных потерь в резине протектора, так и проскальзыванием грунтозацепов относительно опорной поверхности.

На мягком грунте протектор должен обеспечивать прежде всего максимальную силу сцепления в продольном направлении при минимальном буксовании.

Влияние коэффициента насыщенности рисунка протектора K_H на силу сцепления выражено уравнением (51). Коэффициент насыщенности рисунка протектора оказывает различное влияние в зависимости от соотношения напряжений τ_p от трения резины по грунту и сил τ от сопротивления грунта срезу. В случае $\tau < \tau_p$, что характерно для песчаного грунта, целесообразно увеличение коэффициента K_H . Если $\tau > \tau_p$, что свойственно связному грунту, то целесообразно уменьшение коэффициента K_H (рис. 86). Значение K_H по ширине протектора должно быть прямо пропорционально нормальному давлению, чтобы под грунтозацепами распределение давления по ширине было равномерным.

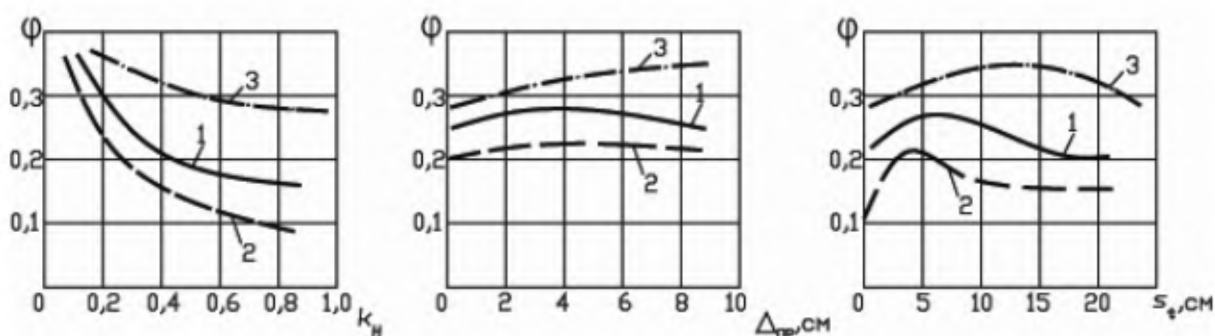


Рис. 86. Зависимости коэффициента ϕ сцепления различных грунтов от параметров протектора: 1 – снег; 2 – заболоченный грунт; 3 – суглинок

Влияние на сцепление колеса с грунтом высоты грунтозацепов $\Delta_{гр}$ зависит от типа и состояния грунта (рис. 86). На песчаных грунтах при большой высоте грунтозацепов сцепление, обусловленное трением резины по песку, больше, чем за счет сдвига грунта. На связных грунтах без близлежащего твердого слоя высота грунтозацепов в основном влияет на самоочищаемость протектора и площадь бокового среза грунта. С ростом высоты грунтозацепов несколько увеличивается площадь среза грунта, и соответственно, сцепление. На грунтах с близлежащим твердым основанием и на однородных грунтах, имеющих большую плот-

ность по мере заглубления, высота грунтозацепов оказывает большое влияние на сцепление колес с грунтом. На задернованных грунтах увеличение $\Delta_{\text{пр}}$ приводит к повышению коэффициента сцепления, пока не прорежется весь дерн. На распаханых грунтах наблюдается увеличение сцепления при повышении $\Delta_{\text{пр}}$ до 75 мм.

В общем случае оценить аналитически влияние высоты грунтозацепов $\Delta_{\text{пр}}$ на величину τ_{max} можно с помощью уравнений

$$\tau_{\text{max}} = K_{\text{н}} \times q \times j_{\text{р}} + (1 - K_{\text{н}})(q \times \text{tg} j_0 + c_0)[1 + C_{\Delta} \times (h + \Delta_{\text{пр}})^{\mu_{\Delta}}]; \quad (111)$$

$$q = \frac{E \cdot q_s \cdot (h + \Delta_{\text{пр}})}{E \cdot (h + \Delta_{\text{пр}}) + a \cdot b_{\text{пр}} \cdot q_s \cdot \text{arctg}(H_{\text{г}} - h - \Delta_{\text{пр}}) / a \cdot b_{\text{пр}}}, \quad (112)$$

где C_{Δ} и μ_{Δ} – параметры, зависящие только от неоднородности грунта по глубине; величина C_{Δ} может быть как положительной так и отрицательной.

При $c_0 = 0$ и $\text{tg} \varphi_0 < \varphi_{\text{р}}$, что характерно для песков, наибольшее сцепление получается при коэффициенте $K_{\text{н}}$, стремящемся к 1. При $c_0 > 0$ и $\varphi_{\text{р}} < \text{tg} \varphi_0$ (связные грунты) наибольшее сцепление получается при минимальном значении $K_{\text{н}}$. Кроме того, при $c_{\Delta} < 0$ грунтозацепы должны иметь меньшую высоту, чем при $c_{\Delta} > 0$. Эффективность увеличения высоты грунтозацепов тем выше, чем больше значения c_{Δ} и μ_{Δ} и меньше коэффициент $K_{\text{н}}$. Сопротивление качению при увеличении высоты грунтозацепов повышается.

Влияние расстояния $S_{\text{г}}$ между грунтозацепами меньше изучено (см. рис. 86). На деформирующемся связном грунте при небольшом буксовании сила сцепления больше для небольших расстояний $S_{\text{г}}$, а при большом буксовании сила сцепления повышается с увеличением расстояния $S_{\text{г}}$ до определенного предела. Это справедливо, если не учитывается влияние самоочищаемости протектора. Чем больше расстояние $S_{\text{г}}$, тем лучше самоочищаемость. В тех случаях, когда грунтозацепы неполностью погружаются в грунт (малое давление, плотный грунт, высокие грунтозацепы), сопротивление грунта срезу вызывается лишь силами внутреннего

сцепления. Срез происходит в виде скалывания под некоторым углом к горизонтальной плоскости. При этом с увеличением расстояния между грунтозацепами происходит уменьшение сил сцепления. Лучшее сцепление на многих грунтах получается при соотношении $S_t / \Delta_{\text{пр}} = 3,6 \dots 5,4$. Для снежного покрова максимальное сцепление обеспечивается при выполнении условия [6]

$$S_{t_{\text{max}}} = [10 - 1,5 \bar{c}_0 \operatorname{tg}(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_0}{2} - \varphi_p)] \cdot \Delta_{\text{пр}},$$

где φ_p – угол трения материала штампа по снегу.

Если $t \leq t_{\text{max}}$, то $\varphi = \varphi_{\text{max}} = \text{const}$; если $t > t_{\text{max}}$, то $\varphi < \varphi_{\text{max}}$.

Форма грунтозацепов оказывает влияние на сцепление, самоочищаемость и эластичность шины. В результате наклона упорной поверхности грунтозацепа уплотняется грунт между грунтозацепами, вследствие чего возрастает сопротивление грунта срезу. При очень большом угле наклона α_y упорной поверхности возможно проскальзывание шины относительно грунта без его среза путем вертикального вдавливания. Сила сцепления шины с грунтом может уменьшиться, так как не используется внутреннее сцепление грунта. Влияние угла α_y на самоочищаемость неоднозначно: при увеличении α_y уменьшается опасность заклинивания грунта между грунтозацепами, в то же время повышается жесткость грунтозацепов при изгибе, уменьшается их подвижность относительно беговой дорожки, вследствие чего самоочищаемость снижается. При значительном увеличении угла α_y и $K_n = \text{const}$ расширяется основание грунтозацепов, возрастают жесткость протектора и его масса. В тракторостроении для грунтозацепов гусениц рекомендуется угол наклона упорной поверхности в $0 \dots 6^\circ$ [33].

Внутреннее давление воздуха в шине. Внутреннее давление p_w воздуха в шине является параметром, который можно легко изменять в условиях эксплуатации в зависимости от вида и состояния опорной поверхности. Этот параметр входит во все приведенные выше расчетные формулы, по которым можно оценить его влияние на эксплуатационные показатели колеса.

На рисунке 87 приведены зависимости основных параметров сопротивления качению f_{Γ} и $f_{\text{ш}}$ от внутреннего давления p_w воздуха. Зависимость $f(p_w)$ имеет минимум, обусловленный характером изменения $f_{\Gamma}(p_w)$ и $f_{\text{ш}}(p_w)$ (рис. 87,а). Оптимальное внутреннее давление p_{w0} возрастает при увеличении вертикальной нагрузки на колесо, модуля деформации грунта и гистерезисных потерь в шине. С ростом размеров шины и толщины деформируемого слоя грунта оптимальное давление p_{w0} уменьшается. На грунтах с переувлажненным верхним слоем на твердом основании при снижении давления p_w значение f уменьшается незначительно, а в некоторых случаях повышается вследствие увеличения ширины колеи и внутренних потерь в шине (рис. 87).

Влияние внутреннего давления p_w воздуха на сцепление ϕ шины с грунтом сказывается через изменение параметров контакта (рис. 87). На однородных по глубине грунтах определяющее значение имеет площадь контакта. При этом изменение величины ϕ определяется внутренним сцеплением c_0 в грунте. На слабых грунтах сцепление часто ограничивается его несущей способностью. В этом случае $\phi_{\text{max}} < \text{tg}\phi_0$. При очень малом давлении p_w , когда средняя часть контакта прогибается вверх и резко возрастает жесткость стенок по контуру контакта, значительно повышаются несущая способность грунта и сцепление колеса с грунтом. На грунтах с неоднородными по глубине сцепными свойствами определяющим становится характер изменения грунта по глубине. Если с увеличением глубины сцепные свойства грунта возрастают, то при снижении p_w сила сцепления может быть уменьшена (кривая 7, рис. 87,в).

Тягово-экономические характеристики колеса для различных значений p_w приведены на рис. 87,г. Эти характеристики наглядно свидетельствуют о том, что при качении колеса по рассматриваемой грунтовой поверхности (песок) на всех режимах (кроме Π_{max}) лучший показатель экономичности получается при $p_w = 0,1$ МПа (рис. 87,г). Значение $p_w = 0,05$ МПа рационально только при $\Pi > 0,33$.

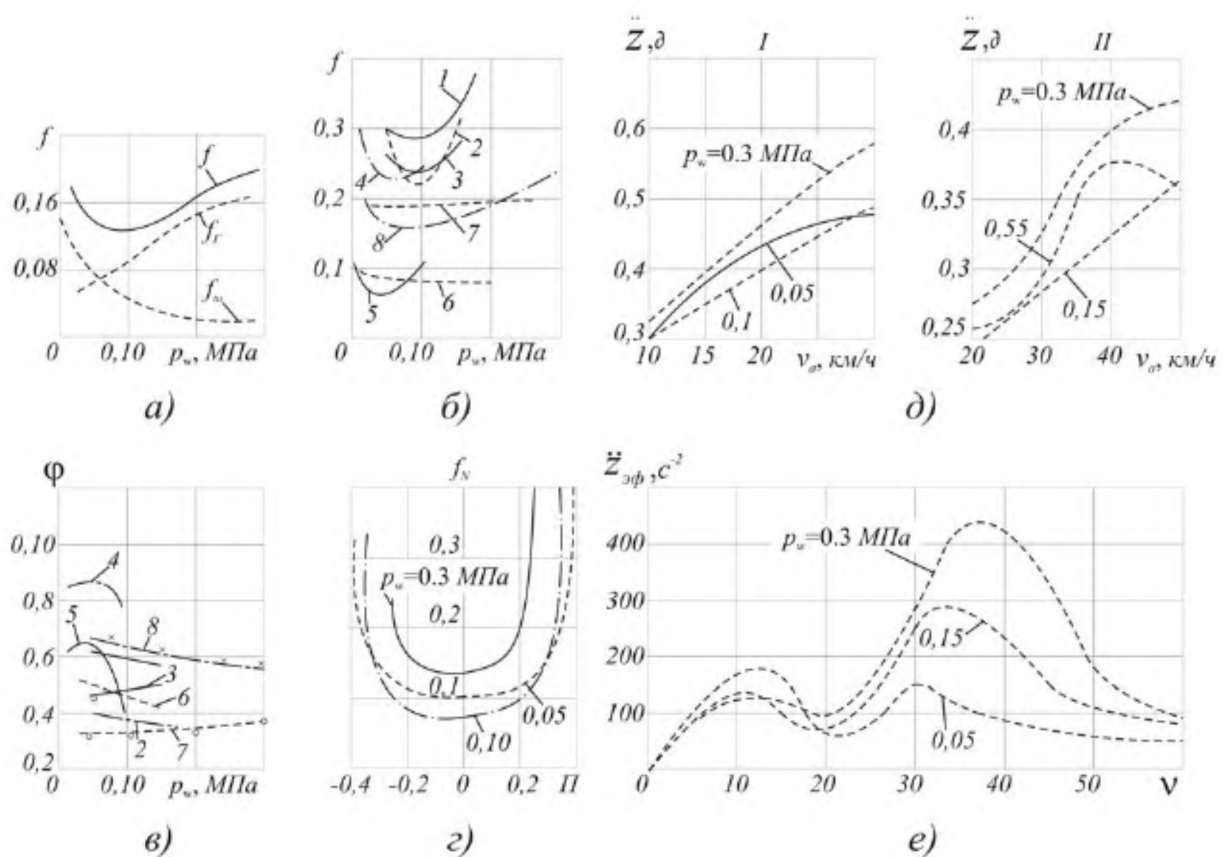


Рис. 87. Влияние внутреннего давления p_w воздуха в шинах 12.00-18 на показатели проходимости автомобиля: а, б – сопротивление качению; в – сцепление колеса с грунтом; г – тягово-экономическая характеристика на песке; д – ускорение колебаний; е – амплитудно-частотные характеристики; 1, 5, 6 – песок; 2 – снежный покров; 3, 4, 7 – суглинок; I – грунтовая дорога; II – булыжное шоссе

По аналогичным характеристикам для других рассмотренных грунтов установлены следующие приведенные ниже оптимальные значения p_{wo} :

Грунт	Снежный покров	Пашня на суглинке	Заболоченный луг	Размокшая грунтовая дорога
p_{wo} , МПа	0,053	0,04	0,05	0,15

Влияние внутреннего давления p_w воздуха в шинах на плавность хода при движении ГАЗ-66-11 по неровным дорогам показано на рис. 87,д.

При снижении давления p_w от 0,3 до 0,15 МПа среднеквадратическое вертикальное виброускорение $\ddot{Z}_C$ уменьшается во

всем диапазоне скоростей V_a на бульжном шоссе на 13...19%, а на грунтовой дороге на 11,5...14,5%.

Снижая давление p_w в шинах с 0,3 до 0,15 МПа, можно увеличить допустимую по плавности хода скорость V_a движения автомобиля на грунтовой дороге от 15 до 20 км/ч (на 33%), на бульжном шоссе от 40 до 60 км/ч (на 50%).

Максимальное относительное эффективное вертикальное виброускорение $\ddot{Z}_{эф} / h_0$ составляет 430 с^{-2} при $p_w=0,3$ МПа, 275 с^{-2} при $p_w=0,15$ МПа и 170 с^{-2} при $p_w=0,05$ МПа (рис. 87,е). При граничном значении $\ddot{Z}_{эф} = 2g$ допустимая высота $2h_{0max}$ периодических неровностей приведена ниже.

p_w , МПа	0,3	0,15	0,05
$2h_{0max}$, см	9,1	14,8	23

Следовательно, при снижении p_w от 0,3 до 0,15 МПа высота преодолеваемых периодических неровностей без снижения скорости увеличивается от 9,1 до 14,8 см (на 38,5%), а при $p_w=0,05$ МПа – до 23 см (в 2,5 раза). Однако при этом ограничивается скорость по условию нагрева шин.

Влияние числа осей исследовано недостаточно. Наиболее полные сведения приведены в работах [1, 5, 6]. Анализ влияния числа осей осложнен трудностью выбора условий, в которых проводится сравнение. При заданной постоянной массе автомобиля (условие в большинстве случаев обязательное) сравнение целесообразно проводить при равных значениях суммарной площади контакта (одинаковом давлении на грунт). При этом суммарные масса колес и объемы, занимаемые колесами, будут различными, или при равной суммарной массе колес с различным давлением на грунт.

Для рассмотренных условий могут быть исследованы однотипные шины (например, диагональные тороидные) или шины разных типов, оптимальные для данного числа осей шины.

Влияние числа осей зависит от типа грунта. На грунте с верхним корковым или задернованным слоем увеличение числа

осей и соответствующее снижение нагрузки на каждое отдельное колесо приводит к повышению проходимости. Возрастает суммарное сопротивление грунта срезу по периметру поверхностей контакта, в большей мере используется несущая способность грунта. Следует отметить, что при увеличении числа осей возрастает цикличность нагружения, это при больших динамических нагрузках может привести к разрушению дерна. Кроме того, ввиду уплотнения, упругого характера деформации дерна сопротивление качению при увеличении числа осей может возрасти.

На грунте с верхним очень слабым слоем на твердом основании при увеличении числа осей и достаточном дорожном просвете проходимость повышается (сопротивление качению снижается вследствие уменьшения ширины колеи, а сцепление колес с грунтом повышается в результате большего контакта с твердым основанием). Однако, если толщина верхнего слоя большая, а при увеличении числа осей дорожный просвет уменьшается, возможно снижение проходимости, обусловленное задеванием корпуса автомобиля о грунт. На уплотняющемся грунте увеличение числа осей приводит к повышению проходимости, так как улучшаются условия качения каждого последующего колеса.

На однородном на большую глубину грунте определяющее значение имеет зависимость несущей способности грунта от площади (ширины) контакта с колесом. На глинистом грунте эта зависимость незначительная, при росте площади контакта ($q = \text{const}$) глубина колеи увеличивается. Следовательно, увеличение числа осей способствует повышению проходимости автомобиля. На песчаном грунте при росте площади контакта несущая способность заметно повышается. Зависимость $z(b)$ имеет оптимум ($z_o = 30 \dots 40 \text{ см}$). Следовательно, должен быть оптимум и для числа осей. При $q = 0,1 \text{ МПа}$ и массе автомобиля менее 8 т оптимальным является двухосный движитель. Таким образом, в большинстве случаев увеличение числа осей должно приводить к повышению проходимости.

Результаты количественного анализа подтверждают это. При сравнении автомобилей с массой 12 т и тороидаальными шинами оказалось, что для обеспечения $f < 0,06$ при движении по забо-

лоченному грунту для четырехосного автомобиля требуются шины с шириной профиля 37,5 см, а для двухосного – 60 см, суммарный объем колес составляет соответственно 4,28 и 8,85 м², а суммарная масса шин соответственно 780 и 1300 кг.

Вместе с тем, при увеличении числа осей повышается плавность хода, но снижается устойчивость и управляемость на дорогах, значительно усложняется конструкция автомобиля, возрастает его стоимость и уменьшается коэффициент грузоподъемности.

Влияние нормальной нагрузки на колесо можно не связывать с числом осей. Современные типы подвесок позволяют перераспределить нагрузку между колесами, а следовательно, повысить проходимость автомобиля. Оценка влияния распределения нормальной нагрузки по колесам важна для оценки определения проходимости автомобилей разной массы. На мягком грунте нормальный прогиб шины меньше, чем на твердой поверхности. Поэтому по условию срока службы шин нормальная нагрузка на колесо может быть увеличена согласно выражению $G_{к.тр} = G_{к.тв} (1 + 0,5\xi_z z / h_z)$.

Характер зависимости показателя проходимости от нормальной нагрузки на колесо зависит прежде всего от типа грунта. На задернованных и корковых грунтовых поверхностях проходимость выше при малых нормальных нагрузках. На грунтах, имеющих мягкий верхний слой на твердом основании, проходимость возрастает при увеличении нормальной нагрузки на колесо. Пределы повышения нормальной нагрузки при постоянных размерах шин определяются прочностью основания. Для сравнительно однородного по глубине грунта существует оптимальная нормальная нагрузка, которая зависит от его свойств. Например, на суглинке при условии $q = p_w + p_0 = 0,1$ МПа функция $\Pi(G_k)$ имеет максимум при $G_k = 15$ кН. При повышении нормальной нагрузки на колесо автомобилей, используемых в сельском хозяйстве, увеличивается уплотнение грунта, отрицательно сказывающееся на урожайности.

5.2. Трансмиссия и двигатель

Основными факторами, определяющими влияние трансмиссии на проходимость, являются: степень использования сцепления колес с грунтом; плавность изменения момента, подводимого к ведущим колесам; затраты мощности на буксование. При оценке возможности полного использования сцепления колес с грунтом и затрат мощности на буксование колес определяющим является характер связи между колесами, определяемый схемой трансмиссии, а также свойствами и местом размещения дифференциалов в трансмиссии.

Межколесные дифференциалы. На современных полноприводных автомобилях между колесами устанавливают простой (шестеренчатый) дифференциал; простой дифференциал с принудительной блокировкой; самоблокирующийся дифференциал с повышенным внутренним трением; дифференциал с механизмами свободного хода.

Простой (шестеренчатый) дифференциал имеет незначительное внутреннее трение, а следовательно, коэффициент блокировки $\lambda = 1,07 \dots 1,1$. Поэтому при равном сцеплении левого и правого колес с грунтом как при прямолинейном, так и при криволинейном движении обеспечиваются лучшие показатели проходимости и экономичности. Если сцепление с грунтом левого и правого колес неодинаковое, то не обеспечивается возможность полного использования сцепления колес с дорогой, когда коэффициент блокировки λ меньше отношения ε сил сцепления левого и правого колес; коэффициент использования сцепления колес с грунтом $K_{\varphi} = (1 + \lambda) / (1 + \varepsilon)$. Соответственно уменьшаются показатели проходимости Π и Π_{φ} .

Применяя простой дифференциал с принудительной блокировкой, можно обеспечить полное использование сцепления колес с грунтом и при $\varepsilon \gg 1$, так как при включенной блокировке λ равен бесконечности. Однако при криволинейном движении автомобиля с заблокированным дифференциалом нарушается соответствие между угловой и линейной скоростями колес, внутреннее колесо движется с пробуксовкой, вследствие чего снижаются значения Π и Π_{φ} , повышается износ шин и деталей привода к

колесам, а также радиус поворота. Таким образом, простой дифференциал с принудительной блокировкой обеспечивает высокие показатели проходимости, поворачиваемости и экономичности только при своевременном включении и выключении блокировки водителем.

При движении по грунту (неоднородный грунт, криволинейный путь) водителю трудно принять оптимальное решение или требуется очень частое включение и выключение блокировки. Встречаются случаи, когда включение блокировки после застревания и «зарывания» в грунт буксующего колеса не обеспечивает возможности движения. Если блокировка включается перед труднопроходимым участком, автомобиль движется без застревания. Учитывая, что водитель не всегда способен определить необходимый момент включения блокировки, неизбежно проявляются недостатки и блокированной, и дифференциальной связи.

Самоблокирующийся дифференциал с повышенным внутренним трением имеет коэффициент блокировки значительно больше единицы. Он автоматически блокируется при отношении моментов на колесах меньше коэффициента блокировки. И только в случае равенства отношения моментов коэффициенту блокировки дифференциал разблокируется и обеспечит возможность вращения колес с неодинаковой угловой скоростью.

При увеличении коэффициента блокировки возможность использования сцепления колес с грунтом в большинстве случаев повышается, исключение составляет движение на повороте по однородному грунту или при меньшем сцеплении с грунтом внутренних колес по сравнению с наружными (забегающими). В этом случае для реализации максимально возможной силы тяги внутренние колеса катятся с пробуксовкой большей, чем наружные, что может привести к снижению реализуемого сцепления колес с грунтом.

Затраты мощности на криволинейное движение по однородному грунту при увеличении коэффициента λ повышаются, особенно когда дифференциал остается заблокированным.

Рассмотрим зависимость $\psi / (K_{\text{сц}} \varphi) = f(\lambda)$ для граничного случая разблокирования ($K_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепного веса, ψ – коэффициент сопротивления дороги). Максимально возмож-

ная сила сцепления внутреннего колеса с грунтом $P_{\text{сц. л}} = 0,5G_a K_{\text{сц}} \varphi$. При разблокированном дифференциале на наружном (забегающем) колесе сила тяги $P_{\text{пр}} = 0,5G_a K_{\text{сц}} \varphi / \lambda$. Уравнение тягового баланса при $P_g = 0$ и $j_a = 0$ имеет вид $G_a \psi = 0,5K_{\text{сц}} \varphi (1 + 1/\lambda)$, откуда $\psi / (K_{\text{сц}} \varphi) = 0,5(1 + 1/\lambda)$. Следовательно, чем больше коэффициент блокировки дифференциала, тем при меньшем отношении $\psi / (K_{\text{сц}} \varphi)$ дифференциал блокируется: $\psi / (K_{\text{сц}} \varphi) = 1$ при $\lambda = 1$; $\psi / (K_{\text{сц}} \varphi) = 0,6$ при $\lambda = 5$. Даже при $\lambda = 5$ и движении на повороте по однородному грунту 40% сцепления колес с грунтом не может быть реализовано при разблокированном состоянии дифференциала.

Сопротивление повороту и минимальный радиус поворота по мере увеличения λ также возрастают. По экспериментальным данным, полученным для ГАЗ-66 с кулачковым дифференциалом ($\lambda = 2,5 \dots 3$), радиус поворота увеличивается (по сравнению с шестеренчатым дифференциалом) на 6–34%, а момент, необходимый для движения на повороте, повышается на 14–8%. Первые значения получены для угла поворота колес 30° , а вторые – 5° .

Влияние коэффициента блокировки на устойчивость движения более сложное. При увеличении λ возрастает момент сопротивления повороту, который можно рассматривать как стабилизирующий, а следовательно, устойчивость должна повышаться. Вместе с тем, происходит рост боковых сил на колесах, что приводит к большему боковому уводу колес и возможному снижению устойчивости по уводу и заносу. По экспериментальным данным для УРАЛ-375 удовлетворительная устойчивость против заноса обеспечивается при $\lambda = 3,5$, а при увеличении λ до 6,0 управляемость ухудшается, особенно на скользких дорогах.

Плавность изменения момента, подводимого к колесам, существенно влияет на проходимость задернованных или имеющих тонкий верхний корковый слой. При резком изменении момента возможен срез верхнего слоя грунта, снижается сила сцепления, повышаются буксование и погружение колес в грунт, уменьшается показатель проходимости. Плавное изменение момента обеспечивается гидротрансформатором или гидромуфтой, а также

при исключении переключения ступенчатых передач с разрывом потока мощности между двигателем и ведущими колесами. Возможность плавного изменения момента и устойчивого движения на малой скорости имеет важное значение для преодоления геометрических препятствий.

Влияние удельной мощности двигателя на проходимость автомобиля обусловлено тремя факторами.

Во-первых, при увеличении мощности двигателя сокращается число переключений передач с разрывом потока мощности, в результате чего уменьшается вероятность как снижения реализуемой силы тяги, так и срыва верхнего слоя грунта.

Во-вторых, при росте удельной мощности двигателя повышается возможная скорость движения, а следовательно, возможность использования кинетической энергии автомобиля для преодоления участков с отрицательным показателем проходимости. При отрицательном показателе проходимости возможный путь движения за счет кинетической энергии выражается зависимостью $S = V^2 / [2g(f_r - \phi)]$. При движении по резко неоднородной поверхности максимальная по тяговым свойствам автомобиля

$$\text{скорость } V_a = \sqrt{0,5 \cdot g \cdot \int_0^s \phi_T dS}.$$

В-третьих, при увеличении скорости уменьшаются время действия нагрузки от колес на грунт, деформация грунта (глубина колеи) и соответственно сопротивление движению. Однако при наличии неровностей на грунтовой поверхности увеличение скорости приводит к росту сопротивления движению от неровностей. Суммарное сопротивление движению при увеличении скорости может как понижаться, так и повышаться.

Экспериментальные исследования влияния мощности двигателя на проходимость автомобиля выполнены В.В. Таболиным и С.А. Шуклиным [36]. Проходимость автомобилей КРАЗ с колесной формулой 6х6 с двигателем без наддува (удельная мощность 8,8 кВт/м) и с наддувом (удельная мощность 10 кВт/м) отличается на 13,4%. Скорость движения у автомобиля с большей удельной мощностью оказалась выше на связных грунтах с глубиной размокшего слоя 15–20 см на 23–28%, а при глубине размокшего

слоя 30–35 см – на 32–40%; на песчаном грунте – на 11–14%; при движении по снежной целине – на 50...70%.

На снежной целине и связном грунте с переувлажненным верхним слоем отношение скоростей движения значительно больше отношения удельных мощностей, что объясняется уменьшением глубины колеи при увеличении скорости, а также расширением возможности движения на более высоких передачах с меньшим буксованием. Количественный анализ влияния на проходимость: параметров трансмиссии (передаточных чисел, КПД, коэффициента блокировки); параметров двигателя (максимальной мощности, внешней скоростной характеристики, нагрузочных характеристик) – можно проводить, используя метод расчета на ЭВМ (блоки 3 и 4, см. рис. 80).

5.3. Параметры подвески и компоновки автомобиля

Подвеска

Влияние подвески на проходимость автомобиля обусловлено четырьмя основными факторами.

1. От параметров подвески существенно зависит характер изменения нормальных сил в контакте колес с грунтом и сил сцепления. При отрыве колес от грунта, что может произойти при высокочастотном резонансном колебании колес, силы сцепления становятся равными нулю. При последующем увеличении нормальных сил сила сцепления возрастает. Однако средняя сила сцепления в большинстве случаев снижается. Суммарная сила тяги, развиваемая колесами, особенно сильно уменьшается при колебании левых и правых колес в разных фазах в случае наличия между ними простого дифференциала, поскольку существенная разгрузка одного колеса приводит к снижению силы тяги и на другом колесе. Значительная разгрузка отдельных колес возможна при преодолении разных геометрических препятствий. Для устранения отрицательного влияния подвески на сцепление колес с грунтом необходимы

блокированная связь между колесами и возможно больший ход подвески.

2. Параметры подвески влияют на сопротивление движению. Кинетическая энергия движущего автомобиля при встрече с неровностью дороги частично затрачивается на преодоление горизонтальной составляющей дополнительной реакции дороги и возбуждение колебаний поддрессоренный и неподдрессоренных масс автомобиля.

Любые мероприятия, направленные на снижение амплитуд колебаний кузова относительно мостов, приводят к уменьшению дополнительного сопротивления. При снижении сопротивления амортизаторов (K_Z) возрастает амплитуда колебаний Z , поэтому значение ψ_d может быть как увеличено, так и уменьшено в зависимости от соотношения K_Z и Z . По-видимому, при оптимальном значении K_Z можно обеспечить $\psi_{d \min}$.

При движении по мягкому грунту от характера изменения нагрузки на колеса, определяемого подвеской, зависит деформация грунта и его сопротивление качению. Это влияние особенно значительно на грунте с низкой несущей способностью, на котором под действием динамической нагрузки может существенно увеличиться глубина колеи.

3. От параметров подвески зависит максимально допустимая скорость автомобиля по плавности хода. Известно, что проходимость автомобиля может быть значительно повышена за счет его кинетической энергии при преодолении коротких участков тяжелого грунта. Реализовать такую возможность можно не только увеличением удельной мощности двигателя, но и совершенствованием подвески для повышения плавности хода. Из расчетной характеристики плавности хода $\ddot{Z}_C(V_a)$ автомобиля ГАЗ-66 (см. рис. 87,д) следует, что максимальная допустимая скорость автомобиля при кратковременном движении ($\ddot{Z}_C < 0,4g$) составляет 20 км/ч. Очевидно, что при выбранном уровне неровностей опорной поверхности увеличение мощности двигателя не приведет к повышению

скорости и проходимости. Необходимо улучшение параметров подвески.

Современные автомобили преодолевают без «пробоев» подвесок неровности высотой до 10 см. Лучшие результаты могут быть достигнуты увеличением сопротивления амортизаторов. При этом несколько ухудшается плавность хода автомобиля на коротких мелких неровностях.

Для многоосных автомобилей характерно [5] появление интенсивных резонансных колебаний неподрессоренных масс и отдельных элементов поддрессоренной части на коротких неровностях. Уменьшить такие колебания можно установкой на всех колесах амортизаторов, снижением неподрессоренных масс, применением вторичного поддрессирования отдельных элементов автомобиля (кабины и т.д.). Увеличение числа осей и базы автомобилей уменьшает вероятность появления максимума возмущений.

4. Параметры подвески определяют возможность автомобиля преодолевать геометрические препятствия. Наличие упругой подвески колес снижает динамическую устойчивость от бокового опрокидывания автомобиля. Чем больше величина хода колес относительно корпуса, тем меньше допустимый угол бокового крена (преодолеваемый косогор) ввиду дополнительного динамического бокового крена корпуса на упругих элементах подвески. Поэтому на некоторых автомобилях высокой проходимости часть колес (обычно неуправляемые средние) соединяют с корпусом жестко, без упругого элемента.

Возможности автомобиля по преодолению рвов при прочих равных условиях зависят от величины хода колес вниз, а для автомобиля с колесной формулой 6х6 и симметричным размещением средней оси также от жесткости и хода.

Чем меньше жесткость и больше величина хода вверх колес средней оси подвески, тем выше показатели динамического преодоления автомобилем пороговых препятствий.

Повышение энергоемкости подвески передних колес расширяет возможности автомобиля по динамическому преодолению коротких подъемов без пробоя подвески.

Наиболее нагруженными элементами автомобиля являются узлы ходовой части. Нагрузки, действующие на них, в значительной степени зависят от параметров подвески и компоновки автомобиля. Динамичность вертикальных нагрузок оценивается коэффициентом динамичности

$$K_d = P_d / P_{ст} = 1 + K_{п} + K_{к},$$

где $K_{п}$ и $K_{к}$ – составляющая коэффициента соответственно от перераспределения нагрузки по осям и колебаний поддрессоренных и неподдрессоренных масс.

По результатам исследования многоосных автомобилей [5] наибольшие динамические нагрузки имеют место при высокочастотном резонансе; они в 1,5–2 раза могут превосходить нагрузки при низкочастотном резонансе. Вероятность возникновения высокочастотного резонанса зависит прежде всего от параметров подвески.

По экспериментальным данным [5] для всех типов многоосных автомобилей с удовлетворительной плавностью хода максимальный коэффициент динамичности $K_d = 2,9–3,5$.

Составляющая $K_{п}$ пропорциональна числу осей и зависит от размещения по базе. При суммарном ходе подвески, не превышающем 300 мм, размещением осей по базе можно изменять максимальные нагрузки в 1,5–2 раза. Исходя из условия снижения нагрузок целесообразны автомобили с четным числом осей и тележечной схемой их размещения. У автомобилей с числом осей больше четырех значения $K_{п}$ значительно превосходят составляющую от колебаний $K_{к}$. Снижение динамических нагрузок возможно увеличением ходов подвески, применением балансирных связей между осями и сочлененных автомобилей. С точки зрения динамических нагрузок применение бесподвесочных и полуподвесочных автомобилей нецелесообразно.

Независимые подвески по сравнению с зависимыми имеют следующие преимущества в отношении влияния на проходимость автомобиля: возможность получения более мягкой подвески с большими ходами колес без повышения центра тяжести автомобиля; меньшую неподдрессоренную массу, а следовательно, меньшую вероятность высокочастотного резонанса; лучшую

приспособляемость колес к неровностям пути; возможность исключения автоколебаний и произвольного поворота управляемых колес и получения гладкого днища. Вместе с тем, у независимой подвески дорожный просвет должен быть больше, чем у зависимой, так как он изменяется при колебаниях корпуса.

Компоновка автомобиля

Компоновка автомобиля для обеспечения высокой проходимости должна обеспечить целесообразное распределение веса автомобиля по мостам (колесам), низкое расположение центра тяжести, высокие геометрические показатели проходимости автомобиля, приспособленность для самовытаскивания из застрявшего положения, а также к техническому обслуживанию и ремонту, удобство управления автомобилем.

Компоновка автомобиля зависит от типа несущей части, числа колес и схемы их размещения, взаимного расположения двигателя (силовой установки), кабины и грузовой платформы, типа трансмиссии.

Несущая часть современных автомобилей повышенной и высокой проходимости может быть рамной, корпусной, комбинированной (рама с несущим корпусом), сочлененной. Рамная несущая часть проста по устройству, технологична, удобна для обеспечения унификации автомобилей разного назначения. Однако при ее применении несколько увеличивается высота автомобиля и его общая масса. У лонжеронной рамы трудно одновременно обеспечить необходимую прочность на изгиб и кручение при минимальной массе. Вследствие этого рамы у тяжелых и длиннобазных автомобилей стараются делать с малой угловой жесткостью, но с достаточно большой изгибной. Уменьшение угловой жесткости рамы способствует сохранению контакта с дорогой в условиях, вызывающих закручивание рамы. Однако при слишком малой жесткости создаются тяжелые условия для работы установленных на раме агрегатов.

Лучшее сочетание прочности на изгиб и кручение обеспечивается хребтовой рамой, применяемой, например, на автомобилях «Татра». При установке хребтовой рамы можно снизить собст-

венную массу автомобиля, обеспечить большой ход независимой подвески, получить меньший минимальный радиус поворота автомобиля благодаря возможности поворота управляемых колес на больший угол, применять более широкие шины без увеличения ширины автомобиля. К недостаткам хребтовой рамы следует отнести необходимость использования сложных по конструкции мостов с качающимися полуосями; трудность обеспечения надежного уплотнения проемов качающихся полуосей и доступа к узлам трансмиссии, расположенным внутри трубы; ряд технологических трудностей.

Корпусные и комбинированные несущие части типичны для легковых, специальных автомобилей, автомобилей-амфибий, автобусов. Они обеспечивают повышенную жесткость и снижение массы и высоты автомобиля по сравнению с рамными конструкциями, надежно защищают агрегаты трансмиссии и перевозимое имущество, облегчают обеспечение плавучести автомобиля. На несущем корпусе не накапливается большого количества грязи, которую легко счистить. Недостатком несущего корпуса является его относительная сложность и высокая стоимость.

Схема размещения колес автомобиля влияет на следующее: возможность преодоления рвов и других препятствий; перераспределение веса по колесам (осям) в процессе движения; устойчивость движения; поворотливость автомобиля; сопротивление при криволинейном движении по мягкому грунту; сложность рулевого управления; целесообразные типы подвесок и схемы трансмиссии; возможность использования узлов дорожных автомобилей массового производства. Возможные схемы размещения колес трех- и четырехосных автомобилей приведены на рис. 88.

Схема 1-2 (здесь и в дальнейшем первая цифра – число осей управляемых колес, вторая – неуправляемых) в настоящее время наиболее распространена для трехосных автомобилей, так как по сумме показателей она наиболее целесообразна для использования на автомобильных дорогах. При применении такой схемы автомобиль получается наиболее простым и небольшой стоимости: для его поворота достаточно иметь одну управляемую ось; для двух его задних осей можно использовать простую балансирную подвеску; в трансмиссии практически не требуется установка

дифференциала между задними осями. Возможна широкая унификация между полноприводными и неполноприводными автомобилями. При движении по дорогам с препятствиями такая схема не является оптимальной, так как, во-первых, не обеспечивается преодоление горизонтальных препятствий (рвов) шириной более $0,7D$, во-вторых, радиус продольной проходимости получается большим, чем для других схем, что повышает опасность задевания корпусом за дорогу при переезде выпуклых дорожных неровностей. На мягких грунтовых поверхностях для таких автомобилей характерно значительное снижение поворотливости, приращение удельной силы сопротивления движению (при повороте на грунте примерно в 2 раза больше, чем у двухосных).

Схема 2-1 применяется сравнительно редко, на автомобилях со смещенным вперед центром тяжести. В качестве управляемых используются первые две оси, поэтому поворотливость улучшается, но конструкция автомобиля усложняется. При движении на повороте образуется шесть колес. Суммарное сопротивление качению на мягком грунте может быть больше, чем у автомобилей с колесной схемой 1-2, а на твердых поверхностях – меньше.

Автомобили со схемой 1-1-1 имеют качественное отличие от остальных трехосных автомобилей. Только такое размещение колес обеспечивает возможность преодоления рвов шириной более диаметра колес при выполнении определенных условий. При преодолении валиков практически исключается опасность задевания корпуса за грунтовую поверхность. В случае применения двух крайних управляемых осей обеспечиваются лучшие показатели при криволинейном движении. При повороте на мягких грунтах сопротивление движению меньше, чем у других автомобилей. Вместе с тем, при переходе от схемы 1-2 к схеме 1-1-1 повышаются требования по обеспечению устойчивости движения; усложняется рулевое управление, особенно при применении двух крайних управляемых осей; усиливается перераспределение нагрузки по осям в процессе движения; на неровных дорогах возможно вывешивание колес одной из осей; снижается возможность унификации узлов с обычными автомобилями.

Применение четырехосного движителя позволяет снизить осевые нагрузки, уменьшить размеры шин, повысить геометриче-

ские параметры проходимости и проходимость автомобиля по многим мягким грунтам. Диапазон дорожно-грунтовых условий, в которых возможно использование автомобиля, расширяется. Повышается «живучесть» движителя. Вместе с тем, усложняется конструкция автомобиля и повышается объем его технического обслуживания.

При применении схемы 2-2 получается наиболее простая конструкция четырехосного автомобиля. Поскольку оси сближены попарно, можно применять балансирующую подвеску. Хорошая поворотливость обеспечивается при управляемых первых двух осях. Рулевой привод получается проще, чем при крайних управляемых осях. Учитывая, что между сближенными осями можно не ставить дифференциалы, возможно применение сравнительно простой трансмиссии, включающей раздаточную коробку с двумя выходными валами и проходные главные передачи для средних мостов. Схема 2-2 среди четырехосных обеспечивает лучшую устойчивость прямолинейного движения и наименьшее перераспределение нагрузки между осями в процессе движения.

К недостаткам четырехосных автомобилей со схемой 2-2 можно отнести: сравнительно малую ширину преодолеваемого рва, определяемую расстоянием между сближенными осями; повышенный продольный радиус проходимости при большой базе, вследствие увеличенного расстояния между средними осями; большое сопротивление качению при криволинейном движении по мягкому грунту, так как образуются шесть колес, из них две увеличенной ширины; некоторое увеличение деформации грунта, вызываемое попарным сближением осей. По результатам исследования Я.Е. Фаробина приращение силы сопротивления движению, обусловленное переходом от прямолинейного движения к криволинейному, у таких автомобилей примерно в 1,5 раза больше, чем у двухосных. Ограничение поворотливости автомобилей с двумя передними управляемыми осями в любых условиях движения всегда происходит по потере проходимости, вызываемой буксованием неуправляемых колес. Увеличение базы существенно повышает радиус поворота, но улучшает контактные условия первой и, особенно, третьей оси.

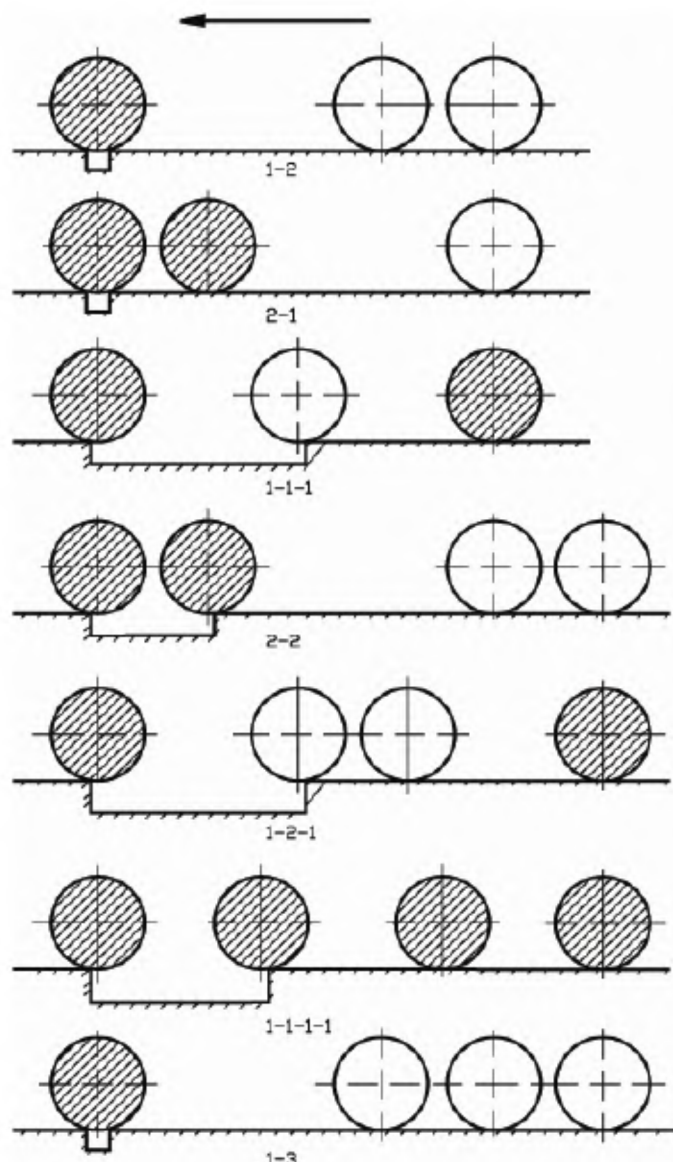
Автомобили со схемой 1-2-1 имеют более высокие геометрические параметры проходимости, могут преодолеть наиболее широкий ров, отличаются лучшей поворотливостью при условии применения крайних управляемых осей. Сопротивление качению при криволинейном движении по мягкому грунту получается меньше, чем у автомобилей со схемой 2-2 вследствие меньшей суммарной ширины колес. Однако при применении схемы 1-2-1 вместо 2-2 повышаются требования к устойчивости, снижается плавность хода, усиливается перераспределение веса по осям при движении, возможно вывешивание средних или крайних колес, что вызывает повышение нагрузки в трансмиссии, подвеске, шинах и раме, несколько усложняется конструкция машины.

Наличие задних управляемых колес [5] увеличивает склонность автомобиля к заносу, вызывает появление дестабилизирующего момента, усложняет гашение заноса, приводит к смещению траектории задних осей при входе в поворот. Все это значительно усложняет управление автомобилем. Число тяг, рычагов, шарниров и других элементов рулевого привода увеличивается примерно в 1,5 раза.

Схема 1-1-1-1 является промежуточной. При применении этой схемы в качестве управляемых осей автомобиля используют или первые две оси, или переднюю и заднюю оси. В обоих случаях по поворотливости она уступает первым двум схемам. Она обеспечивает наиболее благоприятное распределение нагрузки на грунт.

Схемы 1-3 и 3-1 применяют при неблагоприятном размещении центра тяжести автомобиля. Эти схемы не обеспечивают ни преодоления широких рвов, ни хорошей поворотливости.

Представляют интерес движители с увеличенным диаметром только передних колес, что позволяет снизить бульдозерное действие, уменьшить сопротивление качению, улучшить уплотнение грунта, повысить преодоление пороговых препятствий, канав и рвов.



*Рис. 88. Схемы размещения колес многоосных автомобилей
(заштрихованы управляемые колеса)*

Для полноприводных автомобилей принято считать наиболее целесообразным движители с одинарной ошиновкой и равной коле-ей для всех осей. Для большинства грунтов, особенно уплотняю-щихся с малой толщиной деформирующегося слоя, такие движите-ли обеспечивают наименьшее сопротивление качению и наиболь-шее сцепление. Исключение составляют задернованные грунты и слабые грунты без близлежащего твердого основания, для которых характерен прогрессивный рост глубины колеи при последователь-ных проходах по одному следу. При движении по таким грунтам желательно, чтобы каждое колесо катилось по новому следу.

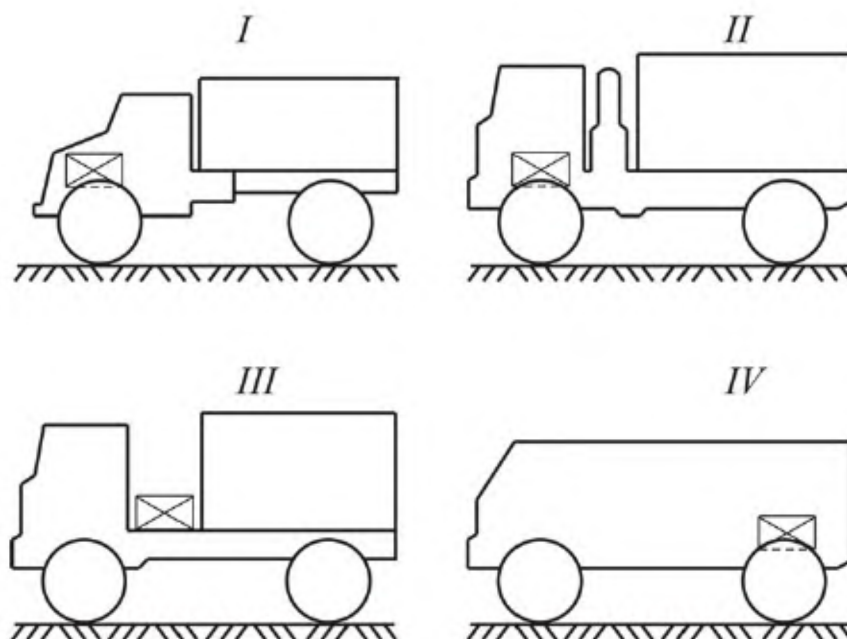


Рис. 89. Компоновочные схемы автомобилей

По взаимному расположению двигателя, кабины и грузовой платформы применяют четыре компоновочные схемы (см. рис. 89). При размещении двигателя 1 впереди кабины вес автомобиля распределяется по осям в следующем соотношении: 25–35% на переднюю ось и 65–75% на одну или две задние оси, что приемлемо для неполноприводных автомобилей. При этом обеспечиваются нормальные условия работы водителя, хороший доступ к двигателю. Однако при такой компоновке увеличивается длина и масса автомобиля, ухудшается обзорность. В настоящее время, размещая двигатель впереди кабины, стремятся к перемещению кабины вперед и сокращению длины двигателя.

В схеме II двигатель размещен в кабине или под ее полом. Часть веса, приходящегося на переднюю (передние) ось, увеличивается до 45–55%. Повышаются возможности улучшения геометрических параметров проходимости (увеличение углов свеса, уменьшение радиуса проходимости). Такая компоновка широко распространена на современных полноприводных автомобилях.

Расположение двигателя сзади кабины в специальном отсеке (схема III) применяется на тяжелых автомобилях-тягачах и специальных автомобилях. При такой компоновке углы свеса получаются больше, чем у автомобилей схемы II.

Схема IV компоновки с размещением двигателя в задней или средней части корпуса применяется для автобусов и специальных корпусных автомобилей, автомобилей-амфибий.

Компоновочные схемы трансмиссии делят на две группы: мостовые и бортовые. У мостовых схем основные агрегаты трансмиссии размещены вдоль продольной оси автомобиля по середине автомобиля, а у бортовых схем – вдоль бортов. При применении бортовой схемы несколько увеличивается масса трансмиссии, но во многих случаях обеспечиваются более благоприятные условия для компоновки автомобиля в целом: освобождается средняя часть для размещения силовой установки и специального оборудования, уменьшается погрузочная и общая высота автомобиля. В сочетании с независимой подвеской получается гладкое днище. Проходимость повышается.

5.4. Дополнительные средства повышения проходимости автомобиля

Дополнительные средства повышения проходимости автомобиля значительно расширяют диапазон их использования в условиях плохих дорог и бездорожья, без существенного усложнения их конструкций. Наиболее часто их применяют на неполноприводных (дорожных) автомобилях для обеспечения возможности их движения по размокшим грунтовым дорогам, а также по заснеженным и обледенелым дорогам. Во многих случаях применение дополнительных (съёмных) средств повышения проходимости на неполноприводных автомобилях значительно экономичнее создания сложных полноприводных автомобилей высокой проходимости. Такие дополнительные средства целесообразно применять и на автомобилях высокой проходимости для обеспечения их подвижности в особо тяжёлых редко встречающихся условиях, например, для преодоления водных преград, коротких заболоченных участков, снежной целины с большой высотой снежного покрова и т.д.

Дополнительные средства повышения проходимости автомобиля можно подразделить на следующие группы: 1) съёмные средства противоскольжения; 2) съёмные средства, снижающие давление на грунт; 3) средства самовытаскивания; 4) средства, обеспечивающие получение дополнительной силы тяги.

Мелкозвенчатые цепи лестничного и сетевого типа получили наиболее широкое распространение среди быстросъемных средств противоскольжения (рис. 90). Для продольных ветвей используют обычные мелкозвенчатые цепи, а для поперечных стяжек — цепи с витыми звеньями.

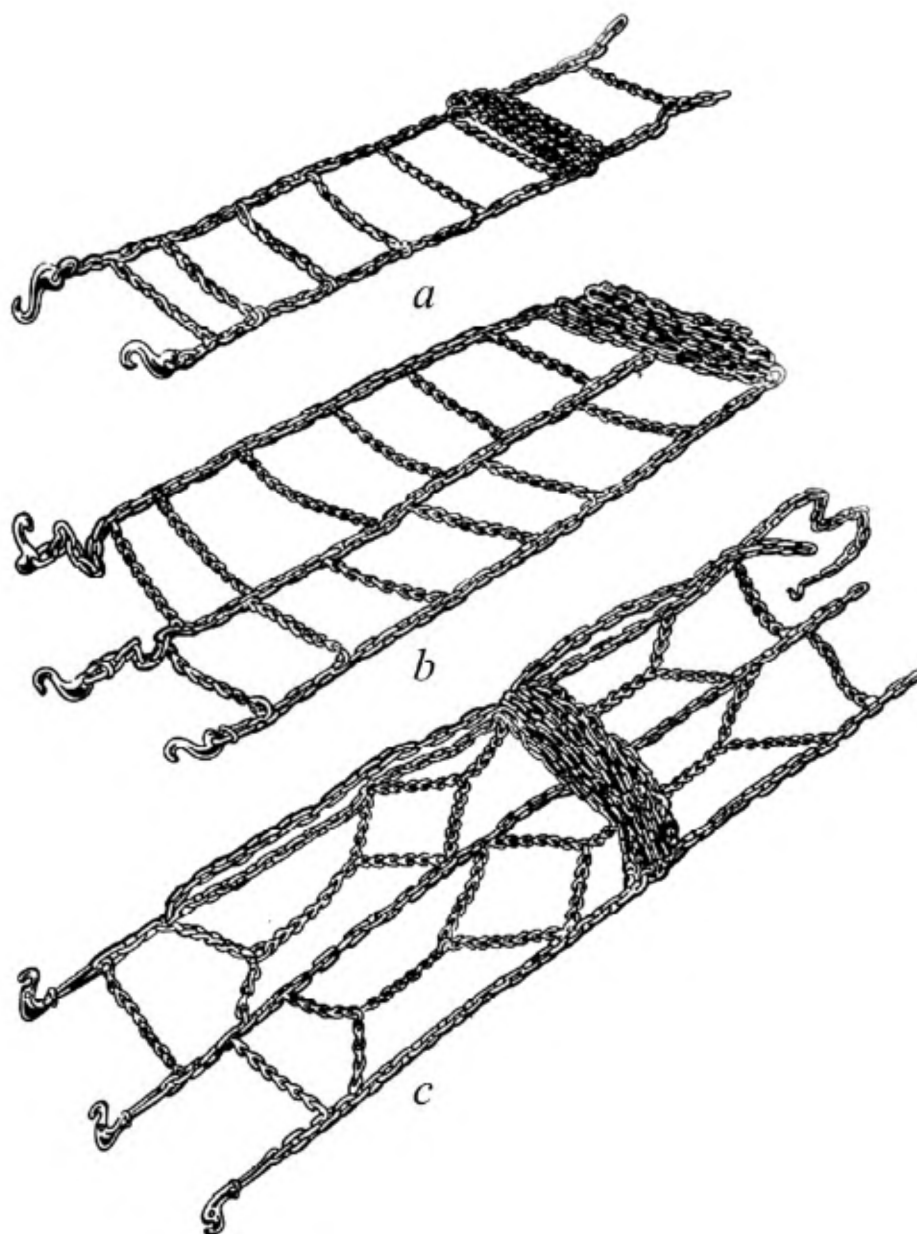


Рис. 90. Мелкозвенчатые цепи двух типов: а, б — лестничного; в — сетевого

Сетевые цепи с косым расположением поперечных стяжек более эффективны. Они существенно повышают сцепление на скользких поверхностях как в продольном, так и в поперечном направлении. Однако они более сложны и массивны. Для улучшения сцепления с обледенелыми поверхностями на поперечные

стяжки цепей наваривают зубья различной формы (цилиндрические, V-образные, призматические и т.п.).

Применение цепей противоскольжения на некоторых отечественных автомобилях затруднено ввиду малых зазоров между шиной и рессорой, шиной и крылом, а также между колесами задней тележки трехосных автомобилей. Для них целесообразным является применение цепей противоскольжения высотой не более 25 мм для шин 9.00-20 и 31 мм для шин большего размера. Для автомобилей США рекомендуемый минимальный зазор между крылом и шиной составляет 42–44 мм.

Экспериментальные данные по использованию мелкозвенчатых цепей в различных дорожно-грунтовых условиях свидетельствуют, что сравнительно большое увеличение сцепления получается на снежной целине (36–86%), укатанной снежной дороге (31–66%), грунтовой дороге после дождя (25–45%), рис. 91. Условием эффективного использования мелкозвенчатых цепей является наличие твердого основания под небольшим слоем снега или переувлажненного грунта. Увеличение сопротивления движению в виду установки мелкозвенчатых цепей на различных поверхностях составляет 4–50%. Цепи, изготовленные даже из качественных сталей или цементированные, обеспечивают пробег автомобиля не более 3–4 тыс. км. Поэтому, как правило, мелкозвенчатые цепи устанавливают на коротких труднопроходимых участках пути. Время на монтаж и демонтаж цепей составляет 10–15 мин.

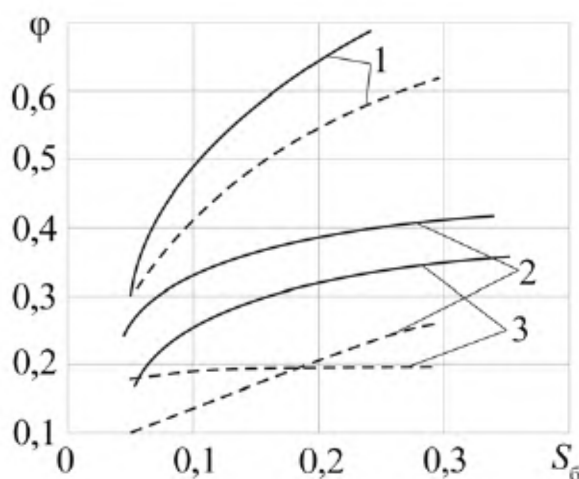


Рис. 91. Зависимости изменения коэффициента ϕ сцепления на различных грунтах: 1 – на лесном сухом грунте; 2 – на снежной дороге; 3 – на обледенелой дороге; ----- – без цепей; ——— – с цепями

Для повышения проходимости по грунтам со значительной толщиной слабого слоя, но заметным повышением сцепления при заглублении применяют цепи с траками различной формы (рис. 92): тавровыми, косыми и ромбовидными. Принципиальное их отличие от мелкозвенчатых цепей состоит в большой высоте грунтозацепов. Тавровые траковые цепи значительно повышают сцепление лишь в продольном направлении. Ромбовидная форма и косое расположение траков обеспечивают более плавную передачу усилий при взаимодействии колеса с грунтом, значительное сцепление с грунтом и в продольном, и в боковом направлении. Наиболее совершенными являются ромбовидные траки, однако, они самые сложные в изготовлении. Траковые цепи применяют только для двухскатных колес. Время надевания траковых цепей на два ведущих колеса составляет 30–40 мин, время снятия и укладки – около 20 мин.

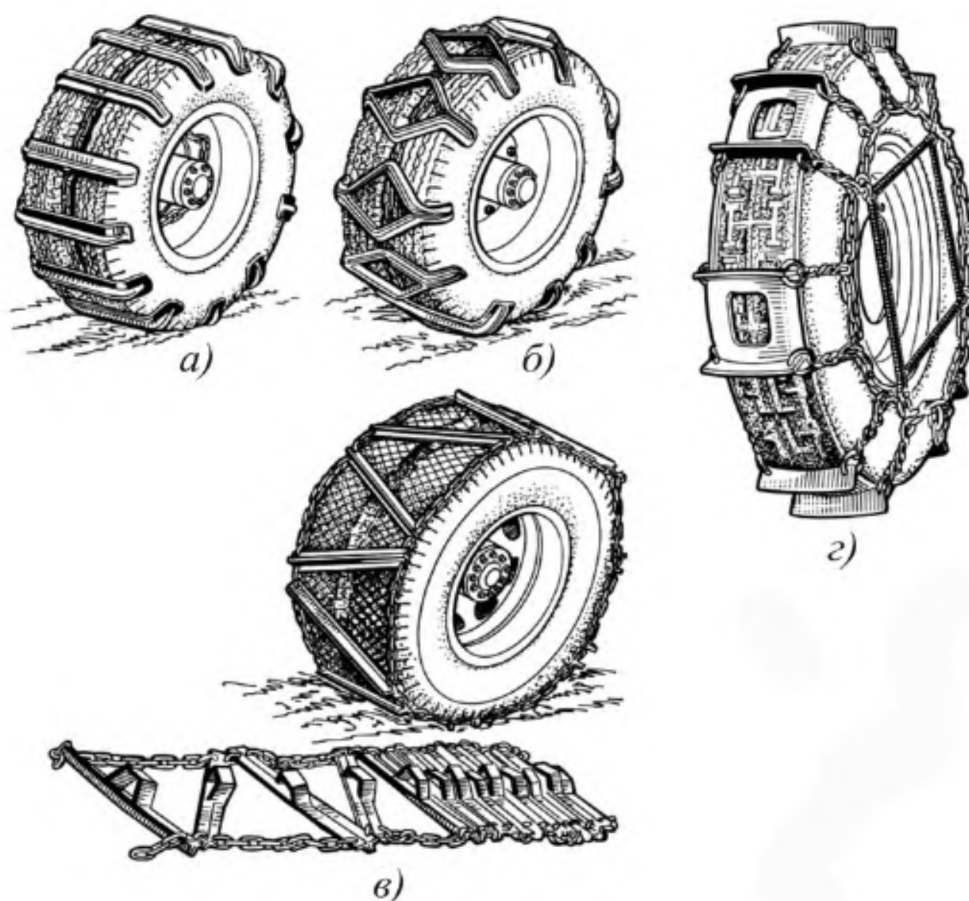


Рис. 92. Траковые цепи с различными траками:
 а – поперечными; б – ромбовидными; в – косыми; г – плитами

Эффективность траковых цепей в значительной мере зависит от высоты грунтозацепов. На большей части грунтов существенное повышение показателей проходимости получается при увеличении высоты грунтозацепов до 40 мм. При дальнейшем увеличении высоты грунтозацепов прирост показателей проходимости незначительный, но вместе с тем резко ухудшаются условия движения по сравнительно твердой опорной поверхности, увеличивается масса, повышается сопротивление движению, затрудняется их установка на колесо.

Плицевые цепи применяют на сильно деформирующихся грунтах (сыпучий песок, заболоченные грунты), на которых важнейшим условием повышения проходимости является увеличение площади контакта с грунтом. Они состоят из штампованных с развитой опорной поверхностью пластин (плиц), которые соединены между собой цепями или другими шарнирными звеньями. Плицевые цепи, так же как и траковые, металлоемки, массивны, практически непригодны для движения по твердой опорной поверхности.

К другим более простым и менее массивным средствам, охватывающим шину по всей окружности, относятся браслеты из звенчатой цепи; противобуксовочные колодки (одноребневая или ромбовидная); эластичные манжеты (рис. 93). Траковые противобуксовочные колодки, различные браслеты, рабочими звеньями которых являются витые цепи, значительно легче и быстрее крепятся к колесу. Если цепи противоскольжения необходимо надевать на колесо перед выездом на труднопроходимый участок, то браслеты и колодки – при застревании автомобиля. Движение автомобиля с противобуксовочными колодками получается неравномерным, толчкообразным. В связи с этим целесообразно надевать на каждое колесо по 3–4 колодки. Следует иметь в виду, что при применении браслетов и противобуксовочных колодок возможна потеря устойчивости при торможении, так как не на всех колесах в контакте с грунтом может оказаться колодка. При этом тормозные силы на левых и правых колесах могут оказаться существенно различными. Эластичные противобуксовочные манжеты изготавливают из каркаса старых, непригодных к употреблению шин. Они (в отличие от металлических браслетов и колодок) не разрушают шину, и поэтому их можно не снимать с колес автомобиля и после того, как труднопроходимый участок преодолен.

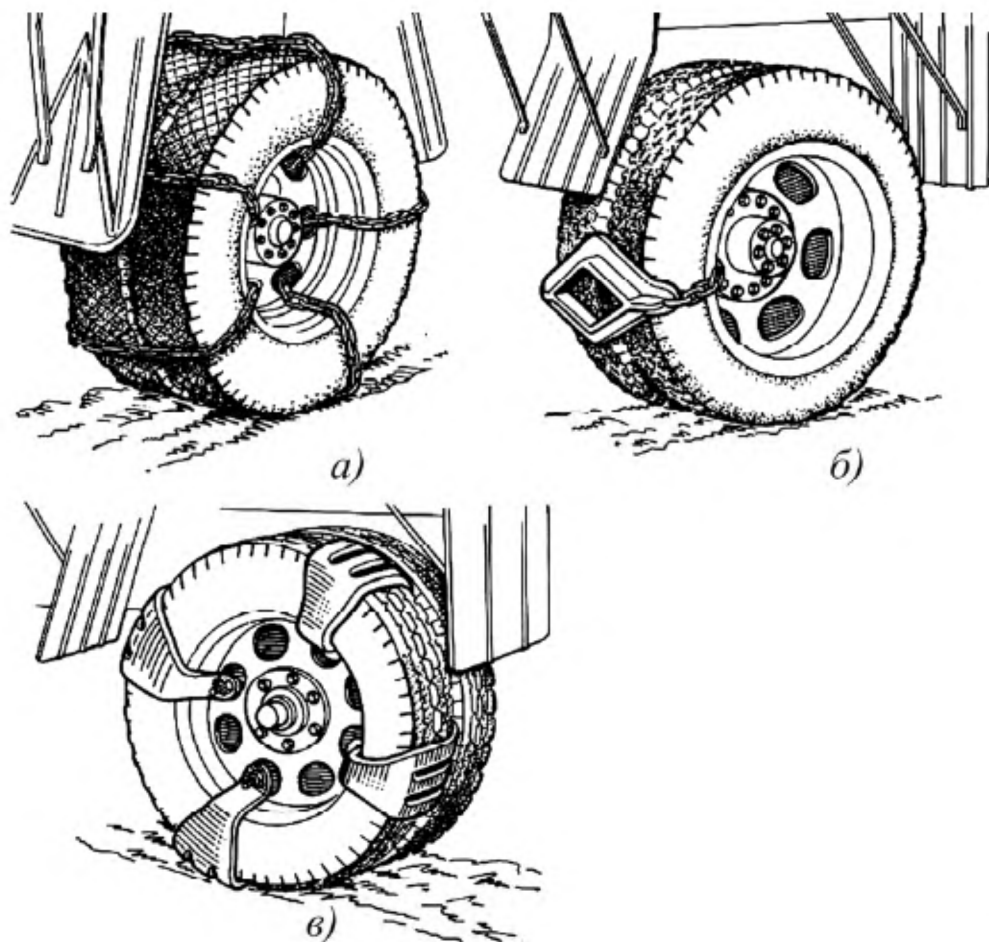


Рис. 93. Браслет: а — из цепи; б — траковые; в — эластичные

Близкими по характеру действия к траковым цепям и браслетам являются многочисленные рычажные приспособления. При движении в хороших дорожных условиях мощные металлические грунтозацепы, жестко связанные с крепежными рычагами, поджаты к боковой поверхности колеса и не касаются его, в тяжелых условиях путем поворота рычагов (иногда с радиальным смещением) грунтозацепы устанавливаются в зоне беговой поверхности шины и обеспечивают эффективное зацепление за грунт. Эти приспособления весьма материалоемки, но они переводятся в рабочее положение из походного и обратно в более короткое время.

Арочные шины на ведущих колесах являются весьма эффективным средством повышения проходимости неполноприводных автомобилей по размокшим грунтовым дорогам. За счет арочных шин благодаря малому давлению на грунт снижается сопротивление движению. Наличие высоких грунтозацепов обеспечивает большое сцепление с нижним плотным слоем грунта. Сравнительные данные по проходимости автомобиля с арочными шинами по размокшей на глубину 80–120 мм глинистой дороге приведены в табл. 12.

Таблица 12

Показатели проходимости арочных и обычных шин

Показатели проходимости	Арочные шины		Шины низкого давления	
	Я-146	Я-170	М-29	И-125
φ	0,470	0,475	0,310	0,260
f	0,088	0,093	0,151	0,160
Π	0,290	0,282	0,097	0,048

В результате эксплуатации автомобилей с арочными шинами установлено, что они наиболее эффективны в условиях движения во время весенней и осенней распутицы. Использование колес с арочными шинами на заснеженных дорогах и в ряде случаев по снежной целине признано также целесообразным. Автомобили с арочными шинами преодолевают слежавшийся снег высотой 35–40 см и свежесвыпавший снег высотой до 50 см.

На накатанных снежных и обледенелых, а также на сухих дорогах с колеями арочные шины уступают обычным ввиду недостаточной устойчивости автомобилей с арочными шинами. Однако возможности использования арочных шин значительно выше, чем шин с траковыми цепями. Арочные шины предпочтительнее при движении автомобиля в комбинированных условиях, включающих сильно размокшие грунты и грунтовые дороги в твердом состоянии, снежную целину и заснеженные дороги.

Для снижения давления на грунт, помимо траковых цепей и арочных шин, применяют дополнительные (сдвоенные) колеса; тонкостенные складные шины, надуваемые только в тяжелых условиях; легкоъемные максимально облегченные гусеницы и большое число различных уширителей колес. Эластичные уширители, аналогичные уширителям гусениц, предложены Л.В. Барахтановым [7]. Металлические уширители при движении по твердым неровным поверхностям вызывают (испытывают) большие ударные нагрузки, не обладают достаточной прочностью. Они быстро выходят из строя при наезде на препятствия (камни, деревья и т.д.). Эластичные уширители, выполненные из резины, армированной кордом, свободно деформируются при наезде на твердые препятствия, но увеличивают площадь контакта с заранее выбранным давлением при движении по слабым грунтам.

Интересным решением по повышению тяговых возможностей колес на слабых грунтах является установка их под различными углами α к оси (рис. 94). При этом колеса работают как весла, обеспечивая надежное зацепление за грунт. Для этого на

ступице колеса устанавливаются специальные переходники, к которым крепится колесо. Изменение положения колеса относительно оси можно механизировать.

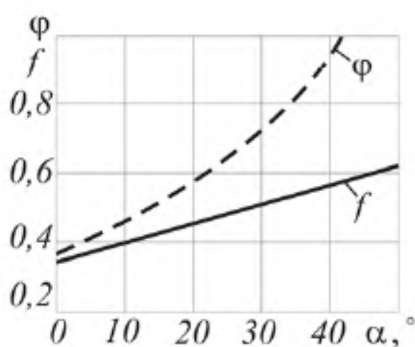
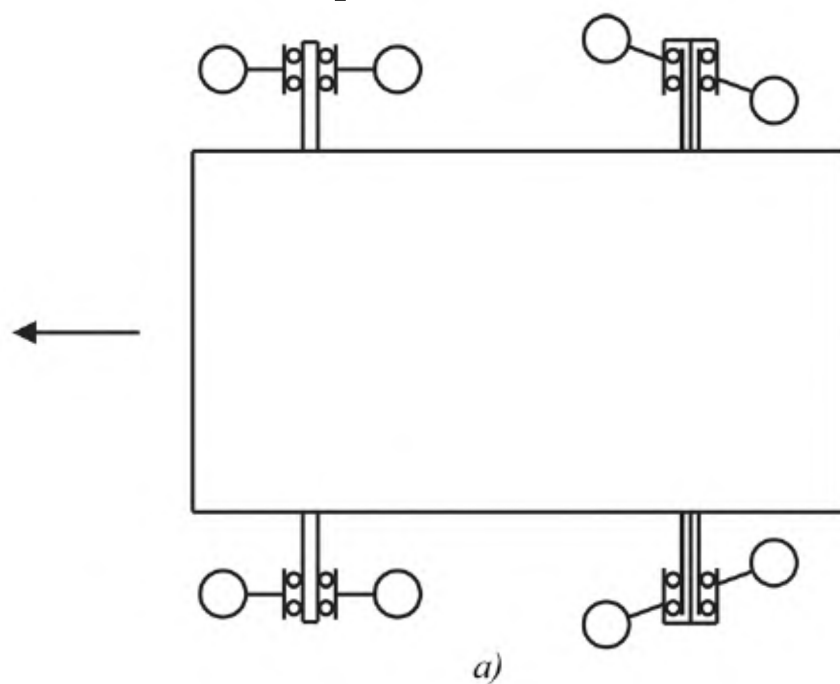


Рис. 94. Повышение проходимости путем поворота колес относительно оси α вращения на суглинке

Во время движения автомобилей в условиях бездорожья при возможном его застревании важно иметь устройства для самовытаскивания. На многих полноприводных автомобилях имеются лебедки, разработаны также съемные приспособления для самовытаскивания. Наиболее простым эффективным приспособлением является барабанный самовытаскиватель (рис. 95). Два съемных барабана крепятся к ступицам ведущих колес через переходный фланец и соединяются двумя тросами длиной 50–60 м, входящими в две направляющие, прицепляемые к ступицам перед-

них колес. Съемные барабаны с намотанным тросом перевозятся в кузове автомобиля и устанавливаются на колеса перед началом движения. В качестве неподвижного упора могут быть использованы деревья, пни и прочее, а также анкер. Легким и удобным является плоский складной анкер (рис. 95,а). Однако он недостаточно эффективен на слабых песчаных и заболоченных грунтах. На слабых грунтах эффективны анкеры, выполненные из бревен.

Самовытаскивать застрявший на мягком грунте автомобиль можно с помощью противобуксатора, который не требует применения специальных анкеров (рис. 95,б). Однако он более громоздок и менее эффективен по сравнению с барабанным самовытаскивателем.

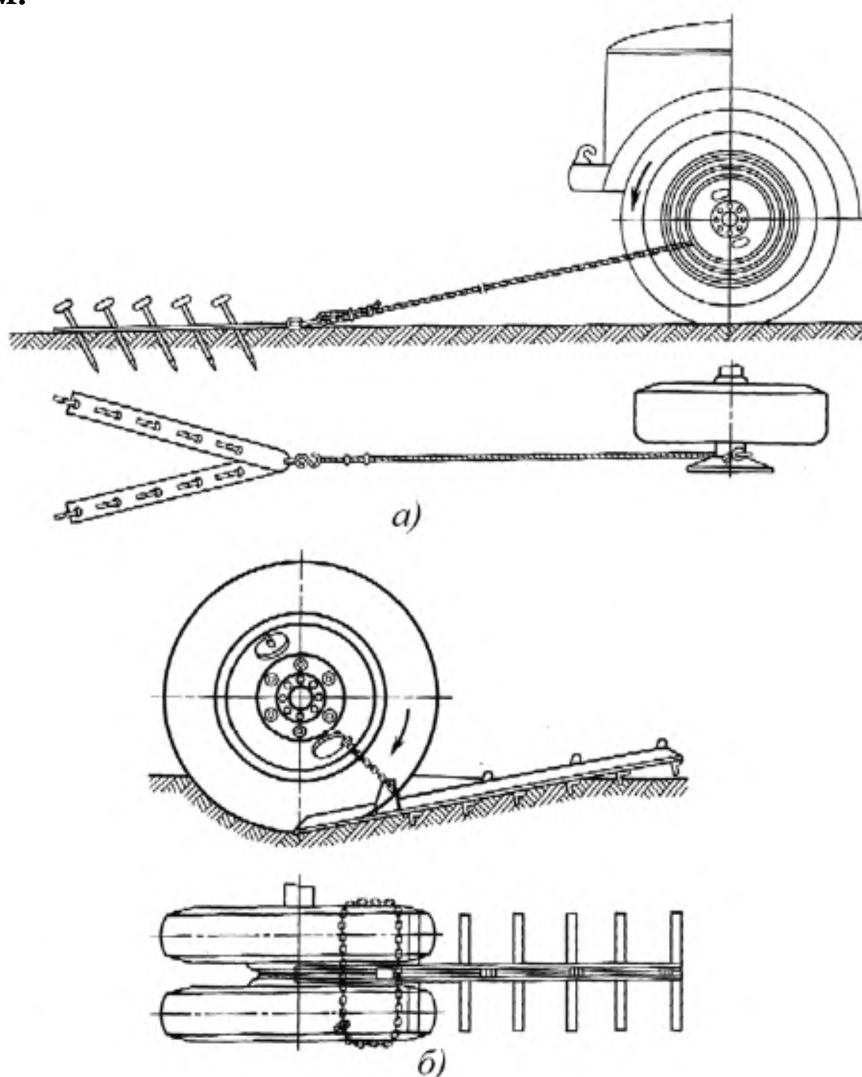


Рис. 95. Приспособление для самовытаскивания:
а – съемная лебедка; б – противобуксатор

На грунтах с очень низкими сцепными свойствами (обледенелых поверхностях, снежной целине и др.) могут быть исполь-

зованы аэро- и гидродинамические движители. Тяговые усилие, развиваемое такими движителями, согласно закону количества движения пропорционально изменению массы захватываемой среды и скорости этой среды. Потеря энергии отбрасываемого движителем потока в единицу времени пропорциональна произведению массы потока и квадрата его скорости. Следовательно, КПД такого движителя увеличивается при уменьшении относительной скорости отбрасываемого потока, т.е. при увеличении скорости движения. Ориентировочный коэффициент пропульсивного качества для машин на воздушной подушке (МВП) с винтовой тягой $G \cdot V_a / N = 2-5$; для вертолетов 3-4; для самолетов 9-14. Широкое применение воздушных винтов на МВП и аэросанях объясняется сравнительной простотой их конструкции, экономичностью и возможностью работы как на суше, так и на воде. Удельная тяга у воздушных винтов выше, чем у гребных (водяных) при скорости выше 90 км/ч. К недостаткам воздушных винтов относят малую способность изменять тягу, большие габаритные размеры, высокий уровень шума, опасность для людей, незащищенность от воды и твердых предметов.

У газометных движителей (турбореактивных движителей) часовой расход топлива вдвое больше, чем у винтовых, поэтому их использование менее экономично и оправдано лишь на стартовых режимах.

6. ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЕГО ПРОХОДИМОСТЬ

6.1. Основные предпосылки выбора параметров автомобилей повышенной и высокой проходимости

К основным параметрам автомобиля относятся параметры, оказывающие существенное влияние на показатели его эффективности (производительность и расход топлива). Успех в решении задач проектирования зависит от правильности выбора структурной схемы автомобиля и его параметров. Частные конструктивные ошибки в отдельных механизмах и системах автомобиля исправимы в процессе испытания и доводки. Ошибки вы-

бора структурной схемы автомобиля и его основных параметров, как правило, не поддаются исправлению.

Современный автомобиль представляет сложную динамическую систему, которая должна быть в наибольшей мере приспособлена к внешним условиям эксплуатации (дорожным, климатическим).

Для прошедших этапов автомобилестроения характерно автономное исследование отдельных систем автомобиля (двигателя, трансмиссии, подвески, движителя и др.). Как известно, автономное исследование и оптимизация параметров подсистем не всегда приводят к оптимальным параметрам всей системы. Наличие мощных вычислительных центров позволяет проводить комплексное исследование всей системы и оптимизацию параметров автомобиля с учетом взаимодействия подсистем. Для упрощения задачи необходимо выявить наиболее существенные связи между подсистемами и использовать их в комплексном исследовании. Многие задачи и в настоящее время целесообразно решать автономно для отдельных систем.

Роль теории автомобиля в процессе проектирования в условиях широкого использования ЭВМ и развития САПР резко возрастает. Закономерности движения автомобиля, методы оценки его эксплуатационных свойств, характеристики связи эксплуатационных свойств с конструктивными параметрами являются базой для выбора схемы и основных параметров автомобиля (рис. 96).

Разработанные в теории автомобиля расчетные методы позволяют определять в зависимости от внешних условий использования и конструктивных параметров автомобиля его эксплуатационные свойства. Вместе с тем, можно решать и обратные задачи (более важные для САПР): выбирать оптимальные конструктивные параметры автомобиля, которые обеспечивали бы необходимые задаваемые эксплуатационные свойства. К таким выбираемым с использованием методов теории автомобиля параметрам относятся: полная масса; колесная формула; распределение массы по осям (колесам); тип и размеры шин; тип и внешняя характеристика двигателя; тип, структура, передаточные числа, свойства дифференциалов трансмиссии; характеристики подвески (упругая, демпфирующая, кинематическая); распределение

тормозных сил по осям; база; колея; координаты центра тяжести; углы свеса и поворота колес; дорожный просвет; продольный и поперечный радиусы проходимости.

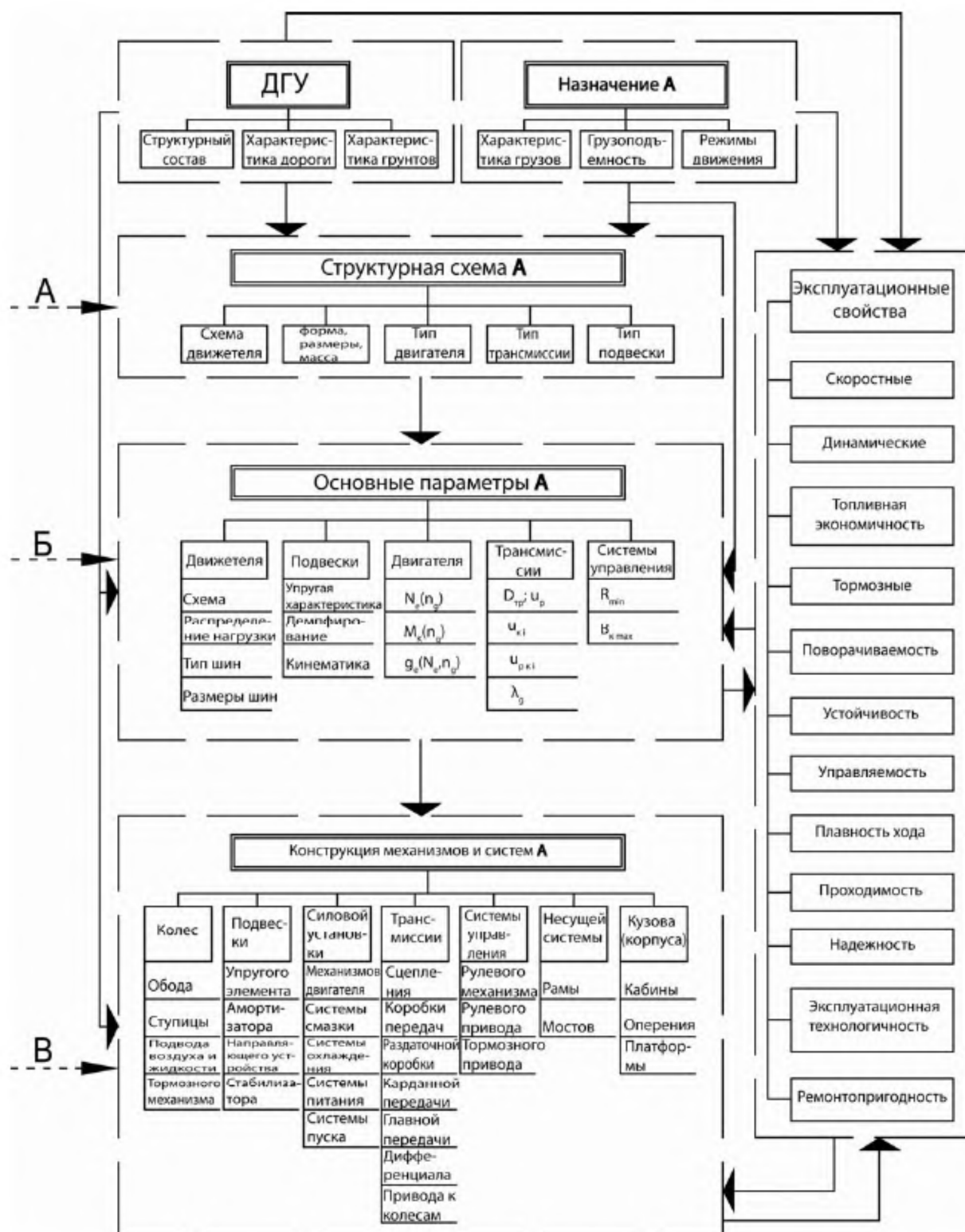


Рис. 96. Схема расчета автомобиля

От всех этих параметров зависит проходимость автомобиля. Характер и степень влияния конструктивных параметров автомобиля на эксплуатационные свойства различны, а часто и противоречивы, например: увеличение размеров шин приводит к повышению проходимости, но снижению тягово-скоростных и топливно-экономических свойств на дорогах с твердым покрытием; увеличение базы автомобиля – к повышению устойчивости, но к снижению поворачиваемости и геометрической проходимости; уменьшение жесткости подвески – к повышению плавности хода, но к снижению устойчивости; увеличение мощности двигателя выше определенного предела – к повышению проходимости и тягово-скоростных свойств, но к снижению топливной экономичности.

Сложность решения рассматриваемых задач зависит от назначения и предполагаемых условий использования автомобиля. Чем уже специализирован автомобиль по назначению и дорожным условиям, тем проще задача. Учитывая противоречивость влияния конструктивных факторов автомобиля на его эффективность в различных условиях эксплуатации, очень важна конкретность задания назначения автомобиля и условий его предполагаемого использования.

Решение задачи для сокращения времени целесообразно разделить на два этапа. На первом этапе определяются ориентировочные параметры автомобиля традиционными методами, а также основанными на результатах анализа статистических данных с учетом динамики изменения рассматриваемых параметров во времени. Предварительный выбор ориентировочных конструктивных параметров автомобиля позволяет: во-первых, сократить суммарное время, особенно машинное, затрачиваемое на выбор всех параметров, поскольку значительно сужается зона поиска оптимальных вариантов; во-вторых, повысить надежность и снизить возможность ошибок в связи с использованием результатов анализа реальных статистических данных, подтвержденных практикой.

На втором этапе выявляются конструктивные параметры, оказывающие наиболее существенное влияние на эффективность автомобиля, и проводится оптимизация этих параметров.

6.2. Методика выбора ориентировочных параметров автомобиля

Для автомобилей, предназначенных преимущественно для использования на грунтовых поверхностях, первостепенное значение имеет выбор структурной схемы и параметров движителя, затем параметров подвески, двигателя и трансмиссии. Полная масса автомобиля предполагается заданной.

Структурная схема автомобиля и параметры движителя

Структурная схема автомобиля определяется типом движителя и схемой компоновки автомобиля. На различных грунтовых поверхностях характер влияния параметров движителя на проходимость различен. Как правило, любое мероприятие, повышающее проходимость автомобиля по мягкому грунту, приводит к снижению его эффективности при движении по твердой опорной поверхности. Поэтому, чем уже диапазон грунтовых условий, тем лучше могут быть выбраны структурная схема автомобиля и параметры движителя. При этом необходимы более полные и конкретные характеристики грунтовых поверхностей, на которых предполагается использовать автомобиль.

Самыми тяжелыми грунтами для движения автомобилей являются болота, снежная целина и распаханые связные грунты в период распутицы. Болота и заболоченные грунты занимают сравнительно небольшую территорию, на которой используются полноприводные автомобили, и выбирать их в качестве базовых при проектировании многоцелевых автомобилей нецелесообразно. Поверхности со снежным покровом занимают значительно большие площади. При толщине снежного покрова более 30 см они представляют значительные трудности для движения автомобилей. Так, для обеспечения возможности движения по снежной целине с толщиной покрова более 80 см требуется практически неприемлемое увеличение размеров колес. Следует учитывать возможность прокладывания пути снегоочистителями.

Наиболее распространенными являются поверхности, покрытые связными грунтами. Они занимают более 40% на равнинной

и среднeperесеченной местности. Обеспечение полной проходимости автомобилей по этим грунтам в период распутицы практически невозможно. Современные полноприводные автомобили имеют уровень проходимости P_v по этим грунтам не более 60%. Для его повышения требуется значительное трудноосуществимое на практике увеличение размеров (массы) двигателя, а следовательно, размеров (массы) автомобиля.

При разработке многоцелевых полноприводных автомобилей необходимо предусмотреть возможность движения по связным грунтам с заданным уровнем проходимости (значением вероятностного показателя проходимости P_v). При выборе значения P_v полезно учитывать, что повышение P_v от 0,6 до 0,9 связано с увеличением объема, занимаемого колесами, примерно в 2 раза. Статистические данные, характеризующие болота и снежную целину, следует использовать с учетом вероятности движения автомобиля по этим поверхностям.

К настоящему времени для транспортных средств, используемых на грунтовых поверхностях, разработано большое число различных типов двигателей, сравнительный анализ которых позволяет выполнить ориентировочный выбор типа двигателя (одного или нескольких).

При движении вне дорог гусеничные машины оказывают меньшее давление на грунт, чем колесные той же грузоподъемности, и имеют меньшие размеры и массу. Однако гусеничные машины не конкурентоспособны с колесными при использовании на дорогах. Они разрушают опорную поверхность, имеют большее сопротивление движению, прогрессивно увеличивающееся со скоростью, сравнительно тихоходны, отличаются малой ходимостью двигателя, более высоким уровнем шума, менее комфортабельны.

У колесных двигателей два регулируемых параметра – внутреннее давление воздуха в шинах и число ведущих колес. Значительно большие возможности по регулированию рабочих параметров двигателя, а следовательно, по расширению универсальности имеют автомобили с комбинированным двигателем, который обеспечивает несколько комбинаций конструктивных рабо-

чих параметров. К ним относят движители с переменным числом колес, колесно-гусеничные движители (рис. 97).

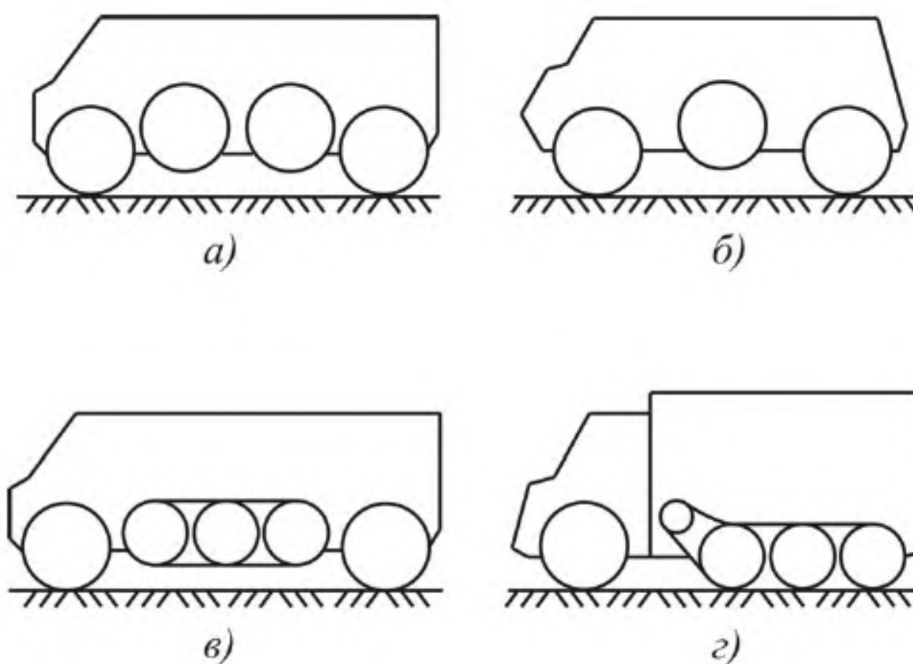


Рис. 97. Схема комбинированных движителей

В случае применения движителя с колесной формулой 4x4 (8x8) при опущенных вспомогательных колесах автомобиль преобразуется в обычный четырехосный. Применение устройств для подъема и опускания четырех колес комбинированного движителя усложняет конструкцию автомобиля. Вместе с тем, увеличивается эффективность его использования в различных грунтовых и дорожных условиях. На дорогах он может быть более эффективен вследствие лучшей приспособленности к дорогам шин основных колес и большей устойчивости двухосного автомобиля. На различных грунтах он может также оказаться эффективнее, поскольку шины вспомогательных колес могут быть специально подобраны для мягких грунтов, а на некоторых грунтах эффективнее движитель с увеличенной нагрузкой на колеса. При применении схемы 4x4 или 8x8 (рис. 97,а) для обеспечения поворота автомобиля с опущенными вспомогательными колесами целесообразно иметь все основные колеса управляемыми.

В случае применения движителя с колесной формулой 4x4 или 6x6 (рис. 97,б) с одной средней поднимающейся осью можно обеспечить преодоление рвов, использование только одной пе-

редней оси управляемой. Автомобиль получается сравнительно простым. По сравнению с трехосным автомобилем (I-I-I) могут быть обеспечены высокие эксплуатационные качества на дорогах с твердым покрытием и большая универсальность использования в различных грунтовых условиях.

Из большого числа возможных комбинаций колесного и гусеничного движителей наибольший интерес представляет комбинация полноразмерного колесного движителя и гусеничного – вспомогательного, временно используемого, облегченного (рис. 97,в). Эта схема близка к колесной с поднимающимися средними колесами, но гусеничный вспомогательный движитель может быть более эффективным для слабых грунтов, чем вспомогательный колесный. Учитывая кратковременность использования гусеничного движителя, его можно максимально облегчить. Кроме того, параметры движителя можно подобрать так, что во многих случаях автомобиль будет иметь проходимость выше гусеничного. Например, у «чисто» гусеничного движителя нельзя применять очень высокие и острые грунтозацепы, так как он окажется непригодным для движения по твердым поверхностям, а у вспомогательного гусеничного – это возможно.

Сравнивая автомобили с комбинированным колесно-гусеничным движителем и с колесным движителем 8х8, можно отметить следующее. Масса автомобиля с колесно-гусеничным движителем при равной грузоподъемности больше, так как колеса рассчитываются на нагрузку в 2 раза большую, чем у колесного 8х8, а масса гусеничного движителя не меньше массы двух средних мостов. Однако следует учитывать, что у колесно-гусеничного движителя можно несколько уменьшить размерность шин, поскольку при сниженном давлении воздуха они работают только при половинной нагрузке. Вместо подвески четырех колес вводится более сложное устройство для подъема и опускания гусеничного движителя, совмещенное с подвеской. Трансмиссия колесно-гусеничного автомобиля равноценна или даже проще, так как привод к ведущим колесам гусеничного движителя не сложнее привода ко второй и третьей осям у автомобиля с колесной формулой 8х8. У колесно-гусеничной машины управляемыми должны быть передние и задние колеса. У авто-

мобилия с колесной формулой 8х8 управляемыми могут быть первые две оси с более простым рулевым приводом.

Очевидно, что автомобиль с колесно-гусеничным двигателем отличается более высокими массой, сложностью и стоимостью. Вместе с тем, значительно шире диапазон грунтовых условий, в которых он может быть использован; существенно выше проходимость на мягких грунтах и на поверхностях, где требуются высокие грунтозацепы; лучше эксплуатационные качества при движении с твердым покрытием, так как параметры основного колесного двигателя можно подобрать ближе к оптимальным для дорог с твердым покрытием, чем у вездеходного двигателя с колесной формулой 8х8.

В настоящее время в связи с наличием шин, обеспечивающих малое давление на грунт, соизмеримое с гусеничным двигателем, и существенным повышением долговечности гусениц возвращается интерес к полугусеничным автомобилям (рис. 97,г). У них большая максимальная скорость, чем у гусеничных машин, ввиду использования кинематического способа поворота (поворот управляемых колес) и более высокая проходимость по сравнению с колесным автомобилем.

Из специализированных автомобилей (снегоходов, болотоходов), кроме широко используемых гусеничных и лыжно-гусеничных, следует отметить автомобили с пневмодвигателем, с катково-гусеничным двигателем, винтовым двигателем и частичной разгрузкой колес воздушной подушкой.

Первоначальная схема пневмодвигателя (рис. 98) предложена Мецкерле [12]. Внутренняя полость шины разделена на секции. В передней секции, входящей в контакт с грунтом (дорогой), давление снижается, а в задней увеличивается; нормальная реакция грунта в передней зоне контакта меньше, а в задней – больше. В результате этого возникает момент, поворачивающий колесо. Для повышения эффективности пневмодвигателя предложена схема (рис. 97,б) с опорой пневмодвигателя не только на грунт, но и на корпус транспортного средства, что существенно увеличивает тяговые возможности пневмодвигателя. Момент на колесе создается разностью сил не только R_{z1} , R_{z2} , но и R_{K1} , R_{K2} .

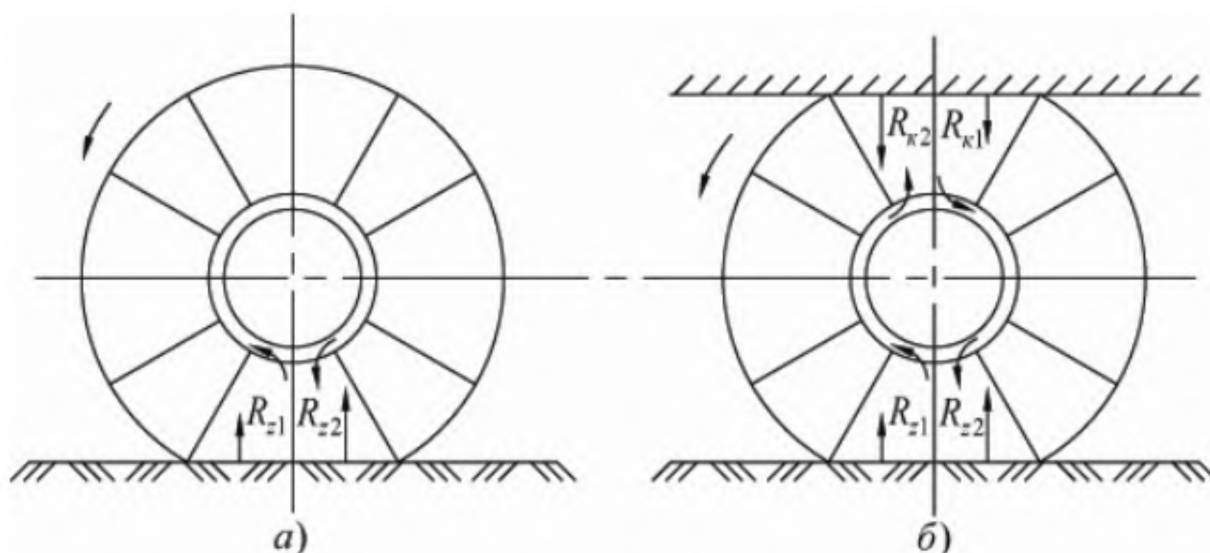


Рис. 98. Пневмодвижитель

Такой движитель позволяет упростить конструкцию автомобиля (отсутствует механическая передача от двигателя к колесам), возможно обеспечение малого давления на грунт (до 5 КПа) благодаря очень эластичной тонкостенной оболочке, на которую не действует скручивающий момент от обода колеса. При движении по горизонтальной поверхности без глубокой колеи почти отсутствуют касательные напряжения в контакте с дорогой, а следовательно, исключается буксование. Однако пневмодвижитель занимает большой объем, весьма тихоходен, не способен преодолевать большие подъемы и отличается сложностью при разработке системы поворота.

У автомобиля с катково-гусеничным движителем (рис. 99,а) функцию траков выполняют пневматические катки, оси которых соединены с обеих сторон цепями. Цепи находятся в зацеплении с ведущими колесами. Опорные катки, которые имеют обычные гусеничные движители, отсутствуют. Корпус автомобиля опирается непосредственно на пневмокатки нижнего ряда. При вращении ведущих колес цепи перемещают корпус относительно катков, который заставляет их катиться по дороге. Скорость перемещения корпуса относительно дороги в 2 раза больше скорости перематывания цепи и окружной скорости катков.

При движении по слабому грунту катки погружаются в него, сопротивление движению становится очень большим и их качение прекращается. При этом корпус перемещается вперед, скользя по каткам.

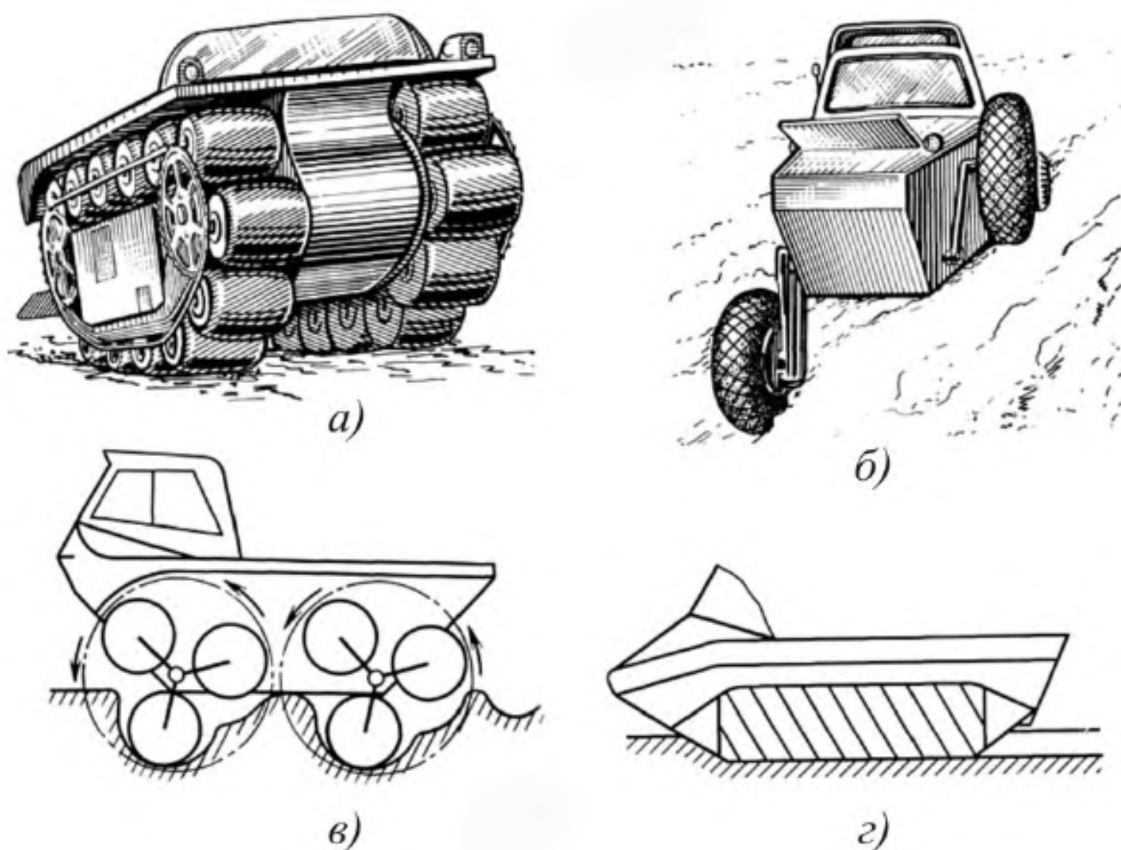


Рис. 99. Автомобили со специальными движителями:
 а – катково-гусеничным; б – колесно-шагающим; в – многокатковым;
 г – винтовым

Характер работы катково-гусеничного движителя на режиме качения катков такой же, как у многоколесного движителя. Поэтому выводы по исследованию влияния параметров шин и числа осей на эксплуатационные показатели приемлемы для этого режима. Из сравнения работы автомобилей с катково-гусеничным и колесным движителем следует, что на режиме скольжения корпуса по каткам максимальная сила тяги по сцеплению у автомобиля с катково-гусеничным движителем должна быть больше вследствие того, что увеличивается сцепление движителя с грунтом (большая масса грунта подвергается сдвигу, объемный сдвиг грунта); почти вся сила сцепления движителя с грунтом может быть реализована как сила тяги ($R_{K\max} = G_a \phi$), потому что катки не катятся и не образуют колеи. У колесного или гусеничного движителя часть силы сцепления затрачивается на образование колеи ($R_{x\max} = G_a(\phi - f_r)$).

Вместе с тем, внутренние потери энергии при катково-гусеничном движителе больше, чем при колесном и гусеничном, что связано с трением корпуса относительно катков. Снижение коэффициента μ_k трения корпуса по каткам нецелесообразно, поскольку при движении по малодеформируемым грунтам коэффициентом μ_k ограничивается максимально возможная сила тяги.

Таким образом, катково-гусеничный движитель может обеспечить более высокую, чем гусеничный, проходимость автомобиля по очень мягким грунтам (болото, снег) и, вместе с тем, способен перемещаться по дорогам с твердым покрытием без их разрушения. К недостаткам автомобиля с этим движителем (по сравнению с гусеничным) следует отнести: большие затраты энергии на движение; меньшую эффективность на скользких твердых и неровных поверхностях; меньшие преодолеваемые подъемы; большие размеры; меньшую максимальную скорость в связи с отсутствием упругой подвески с амортизаторами. Введение упругой подвески значительно усложняет конструкцию автомобиля.

По результатам экспериментальных исследований [7] достаточно высокие эксплуатационные свойства на очень мягких грунтах с $q_s < 20$ КПа, в частности на снежной целине, имеют автомобили с лыжно-винтовыми движителями.

Сцепные свойства винтового движителя обеспечиваются только упорной поверхностью зацепов. Поэтому удельная сила тяги повышается при уменьшении массы автомобиля. Сопротивление движению определяется трением скольжения движителя о грунт (минимальное при движении по снегу). Сопротивление движению значительно зависит от массы автомобиля. Однако с точки зрения экологии (сохранения растительности тундры) применение винтового движителя нежелательно, для движения по твердой поверхности (дорогам) такой движитель непригоден.

Для машин на воздушной подушке (парящих) характерны большие скорости, габаритные размеры и удельная мощность двигателей; шумность работы; пылеобразование; низкие динамические свойства; недостаточные управляемость и надежность гибкого ограждения.

Ориентировочная мощность, необходимая для создания воздушной подушки

$$N = h_{02} G_{\alpha}^{3/2} / (D^2 K_c),$$

где h_{02} – зазор между опорной поверхностью и ограждением воздушной камеры, высота парения;

D – диаметр опорной площади;

K_c – фактор совершенства.

При высоте парения h_{02} 0,1–0,4 м удельная мощность составляет 100–300 кВт/т.

У машин с частичной разгрузкой движителя воздушной подушкой меньше габаритные размеры и потребляемая мощность, проще решаются вопросы управляемости. Однако машина получается сложной, малой грузоподъемности. Причем эффективность машины достаточно высокая лишь на грунтах с большой связностью, задернованных, так как при разгруженном движителе сила тяги создается в основном в результате упорной реакции грунта.

Для особо сложных дорожно-грунтовых условий следует рассматривать многозвенные шарнирно-сочлененные автомобили. По сравнению с однозвенными они характеризуются более высокой геометрической проходимостью, лучшими приспособляемостью колес к неровностям пути и вписываемостью в дорожные кривые во всех плоскостях. Для многозвенных автомобилей возможно преодоление особенно тяжелых участков путем попеременного перемещения звеньев различными способами. Основными недостатками многозвенных автомобилей являются большая сложность конструкции, меньший коэффициент грузоподъемности; повышенное волнообразование на грунтовом пути, пониженная устойчивость движения.

Для некоторых специфических условий движения с многообразными геометрическими препятствиями и участками слабого грунта могут оказаться целесообразными колесно-шагающие движители (рис. 99,б).

При проведении сравнительного системного анализа нескольких альтернативных схем следует учитывать ожидаемую эффективность, предполагаемые затраты на разработку, производство и эксплуатацию, обеспечение требований эксплуатации (потребителей). При этом целесообразно максимально использовать фактические данные производства и эксплуатации близких по конструкции транспортных средств.

Для оценки эффективности можно применять характеристики, приведенные на рис. 100 и аналогичные им [12]. Коэффициент эффективности

$$K_э = G_{гр} V_a / N_{эmax},$$

где $G_{гр}$ – грузоподъемность;

$N_{эmax}$ – мощность.

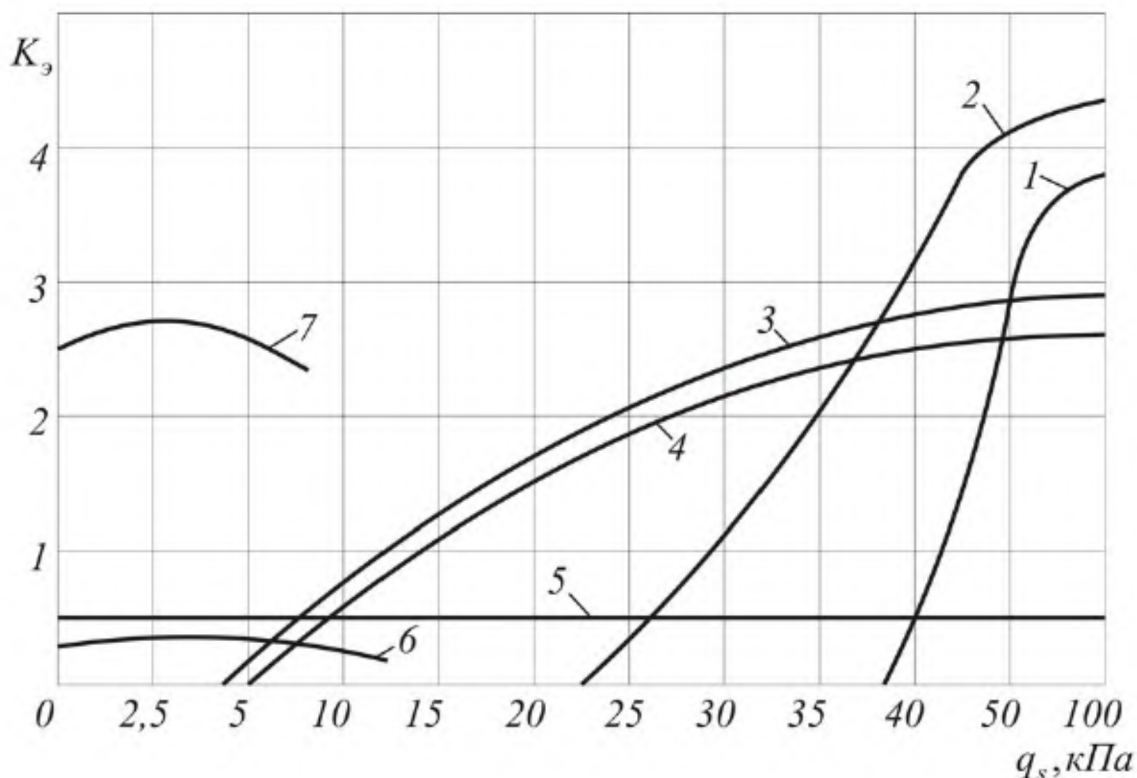


Рис. 100. Характеристики эффективности транспортных средств с двигателями различных типов: 1 – колесным; 2 – гусеничным; 3 – пневмодвигателем; 4 – колесным с воздушной подушкой; 5 – парящим с воздушной подушкой; 6 – роторно-винтовым; 7 – роторно-винтовым на тягаче и воздушной подушкой на прицепе

Выбирая тип и размеры шин, следует учитывать большое число оценочных показателей, так как от типа и параметров шин зависят все эксплуатационные свойства автомобиля. Минимальное q_{min} и номинальное q_n давление на грунт, коэффициент $f_{ш}$ сопротивления шины качению, массу m_k и момент инерции I_k колеса, радиальную жесткость $C_{ш}$ шины, виброактивность $v_{ш}$ стремятся получить возможно меньшими, а коэффициент сопротивления боковому уводу K_v , боковую жесткость C_v , ходимость X , надежность, стойкость к проколам, ударным нагрузкам E_n – возможно большими.

При применении широкопрофильных шин (увеличении ширины профиля) снижаются величины $q_{\min}$ и q_n , в результате чего повышается проходимость при движении по мягким грунтам, увеличивается пропускная способность грунтовых дорог, расширяется диапазон опорных поверхностей, на которых возможно движение автомобиля. Требуемые минимальные значения $q_{\min}$ и q_n могут быть получены при меньших значениях наружного диаметра и объема шин. Однако при этом, как правило, снижается дорожный просвет, несколько возрастают величины $f_{\text{ш}}$, $C_{\text{ш}}$, m_k и объем колесных ниш, что обуславливает ухудшение эксплуатационных свойств на дорогах.

Радиальные шины по сравнению с диагональными имеют меньшие значения $f_{\text{ш}}$, большую длину поверхности контакта, ходимость протектора, более равномерное распределение давления по поверхности контакта, целесообразную характеристику силы сцепления в зависимости от пробуксовки. Вместе с тем, они отличаются повышенной виброактивностью, пониженными боковой жесткостью и механической прочностью боковин, меньшей надежностью на неровных дорогах.

Арочные шины отличаются специфической формой профиля, напоминающей арку. Поскольку боковины шины имеют малую высоту и значительную изгибную жесткость, при большой радиальной деформации беговая часть арочной шины деформируется подобно мембране, «прохлопываясь» внутрь шины. При этом происходит резкое перераспределение нормального давления по ширине контакта – уменьшение в средней части и увеличение по бокам. Такой характер деформации шины на мягком грунте способствует меньшему ее погружению в грунт. Арочные шины с высокими грунтозацепами и малой насыщенностью протектора эффективны на размокших грунтовых дорогах и на грунтах с аналогичными свойствами, резко неоднородными по глубине. Они обеспечивают большую площадь контакта; погружение грунтозацепов в зону относительно прочного грунта; площадь среза грунта в этой зоне. Для арочных шин на твердой опорной поверхности характерен повышенный износ протектора, что объясняется существенной неравномерностью распределения давления ввиду мембранной деформации и в еще большей степени проскальзыванием элементов шины относительно поверхности,

вследствие большой стрелы дуги протектора. Поэтому на твердых опорных поверхностях арочные шины использовать нецелесообразно, а их универсальность весьма ограничена.

Пневмокаты отличаются наибольшей по сравнению со всеми другими шинами шириной профиля при небольшом наружном и очень малом внутреннем диаметрах. Для пневмокатков характерны самое малое удельное давление на грунт и высокая радиальная эластичность, что достигается увеличением размеров профиля в ширину и в сторону обода. Наибольшая эффективность пневмокатков отмечается для песков и заболоченных грунтов. При использовании на твердых дорогах пневмокаты имеют недостатки, характерные для арочных шин, но выраженные в меньшей степени.

При выборе схемы движителя и размеров шин необходимо учитывать получение необходимого дорожного просвета. Для универсальных (используемых на дорогах и вне дорог) полноприводных автомобилей при выборе дорожного просвета определяющее значение имеет глубина колеи, образуемой на размокших грунтовых дорогах, которая зависит от толщины размокшего слоя и величины дорожного просвета автомобилей,двигающихся по одному маршруту с рассматриваемым.

Толщина размокшего слоя грунтов достигает 0,4–0,5 м, однако, в большинстве случаев она меньше 0,35 м. Дорожный просвет проектируемого автомобиля должен быть не меньше, чем у других массовых автомобилей, работающих в заданных условиях. Для универсальных полноприводных автомобилей рекомендуемый дорожный просвет составляет не менее 0,37 м.

Учитывая противоречивость влияния типа шин на различные оценочные показатели, на этапе выбора ориентировочных значений целесообразно использовать обобщенный показатель. Методика сравнительной оценки по обобщенному показателю может быть следующей. Для каждого оценочного показателя устанавливается коэффициент весомости φ_i при этом сумма всех коэффициентов $\sum \varphi_i = 1$.

Определяются значения оценочных показателей для каждой сравниваемой шины. Находятся относительные значения оценочных показателей. Для этого по каждому показателю выбирается

базовая шина с лучшим из сравниваемых шин показателем (минимальным для $q, f, m, I_k, C_{ш}, V_{ш}$, максимальным для K_y, C_y, X, E_H). Относительное значение лучшего показателя принимается за единицу, для остальных шин показатель базовой шины, если он минимальный, делится на показатель рассматриваемой шины или, наоборот, показатель рассматриваемой шины, если он максимальный, делится на показатель базовой шины. Диапазон изменения относительных показателей 0–1.

Определяется обобщенный показатель:

$$P_{ш} = \varphi_1 q'_{\min} + \varphi_2 q'_{\text{ном}} + \varphi_3 f'_{ш} + \varphi_4 m'_k + \varphi_5 I'_k + \varphi_6 C'_{ш} + \\ + \varphi_7 K'_y + \varphi_8 C'_y + \varphi_9 X' + \varphi_{10} V'_{ш} + \varphi_{11} E'_H;$$

$$q'_H = \frac{q_{H\min}}{q_i} \text{ (аналогично определяются } q'_{\min}, f'_{ш}, m'_k, I'_k, C'_{ш}, V'_{ш});$$

$$K'_y = \frac{K_{y_i}}{K_{y\max}} \text{ (аналогично определяются } C'_y, X', E'_H).$$

Коэффициенты весомости зависят от назначения автомобиля и условий предполагаемого использования. Для полноприводных автомобилей многоцелевого назначения наиболее важным эксплуатационным свойством является подвижность в различных дорожно-грунтовых условиях, в том числе и на местности, включающей труднопроходимые грунтовые поверхности (заболоченные и задернованные грунты, сухой песок, снежную целину, колонные пути на размокшем связном грунте в пластичном и мягко-пластичном состоянии).

Из рассмотренных показателей наибольшее влияние на подвижность оказывают величины $q_{\min}, q_H, f_{ш}$, меньшее – величины $C_y, I_k, C_{ш}$; затем следуют надежность, зависящая от показателей E_H, X ; объем технического обслуживания, характеризуемый величинами $X, E_H, V_{ш}$; топливная экономичность, определяемая показателями $f_{ш}, m_k, q_{\min}, q_H$; безопасность движения, зависящая от показателей $K_y, C_y, V_{ш}$.

Следует отметить, что незначительное ухудшение показателя $C_{ш}$ может быть компенсировано параметрами подвески, K_y – па-

раметрами подвески и компоновки автомобиля, а I_k – параметрами трансмиссии.

С учетом изложенного можно рекомендовать коэффициенты весомости:

$\varphi_1 \dots 0,25$	$\varphi_7 \dots 0,02$
$\varphi_2 \dots 0,13$	$\varphi_8 \dots 0,03$
$\varphi_3 \dots 0,17$	$\varphi_9 \dots 0,1$
$\varphi_4 \dots 0,08$	$\varphi_{10} \dots 0,05$
$\varphi_5 \dots 0,02$	$\varphi_{11} \dots 0,15$
$\varphi_6 \dots 0,03$	

Оценочные показатели определяются, как правило, по статистическим данным с учетом динамики развития, опытным данным для аналогов.

Ориентировочно

$$e_{\text{пр}} = B \cdot \left(1,02 - 0,15 \frac{B}{H} \right); \quad f_{\text{ш}} = \frac{0,5K_2}{1 + K_2} \sqrt{\frac{h_{z0}}{D}};$$

$$P_{\text{вном}} = q_{\text{ном}} / (1 + K_2);$$

$$q_{\text{мин}} = \frac{K_1 \cdot P_z}{e_{\text{пр}} \cdot \sqrt{D \cdot h_{z_{\text{max}}} - h_{z_{\text{max}}}^2}}; \quad q_{\text{ном}} = \frac{K_1 \cdot P_z}{e_{\text{пр}} \cdot \sqrt{D \cdot h_{z_0} - h_{z_0}^2}};$$

$$C_{\text{ш}} = P_z / h_{z0}; \quad C_{\text{ц}} = C_{\text{ш}} \left(K_3 B / H + 10 / P_{\text{вном}} \right);$$

$$K_{\text{ц}} = K_4 C_{\text{ц}} \sqrt{D h_{z0} - h_{z0}^2}.$$

Таблица 13

Коэффициенты уравнений

Шины	K_1	K_2	K_3	K_4
Диагональные	0,8	0,23	0,25	3
Радиальные	0,63	0,19	0,2	3,5

Из приведенных зависимостей видно, что размеры шин определяются тремя факторами: нагрузкой на колесо, требуемым минимальным давлением на грунт и максимально допустимым про-

гибом шин. Для современных шин с регулируемым давлением максимально допустимый прогиб составляет 30–35% высоты профиля шины, номинальной прогиб 12–14%.

По данным эксплуатации полноприводных автомобилей с шинами регулируемого давления можно достаточно точно выбрать базовые конструктивные параметры протектора шин. Коэффициент насыщенности рисунка протектора и высоту грунтозацепов для универсальных полноприводных автомобилей принимают равными соответственно 0,4–0,45 и 22–27 мм; для машин с преимущественным использованием на связных грунтах – 0,2–0,3 и 35–40 мм; для полноприводных автомобилей с преимущественным использованием на дорогах 0,55–0,6 и 15–20 мм.

Параметры подвески

От параметров подвески зависят допустимая скорость движения по неровным поверхностям по условиям колебания кузова и динамическим нагрузкам; изменение нормальных нагрузок на колеса в процессе движения автомобиля; дополнительное сопротивление движению. В большинстве случаев движения по грунтовыми поверхностям допустимая скорость ограничена возможностями автомобиля по плавности хода, а не тяговыми и мощностными свойствами. Поэтому выбор параметров подвески должен предшествовать выбору мощности двигателя.

Основными параметрами подвески, которые следует определять на стадии выбора ориентировочных значений, являются тип подвески; подрессоренная и неподрессоренная массы; упругая характеристика (жесткость) подвески; статический и динамический ход колес; сопротивление амортизаторов. При определении соотношения подрессоренной M и неподрессоренных m масс следует использовать статистические данные по аналогичным автомобилям. Отношения M/m для полноприводных грузовых автомобилей без груза и с грузом с зависимыми подвесками приведены ниже. Передняя 1,9–3,5 (2,2–4,0 с грузом). Задняя 1,2–1,9 (3,2–5,0 с грузом). При применении независимой подвески неподрессоренная масса в 1,5–2 раза меньше, чем при использовании зависимой. При

снижении жесткости подвески и повышении динамического хода колес допустимая скорость движения возрастает практически на всех неровных поверхностях, но вместе с тем увеличивается часть объема автомобиля, занимаемая подвеской и колесами, усложняется конструкция автомобиля и возрастает его стоимость.

Возможный диапазон изменения жесткости C_p рессор, определяемый частотой свободных колебаний (рекомендуется $\Omega_0 = 6\text{--}10$ рад/с)

$$C_p = P_{z_{\text{ст}}} / h_{\text{ст}}; \quad h_{\text{ст}} = (g / \Omega_0^2) - h_{z_0},$$

где $P_{z_{\text{ст}}}$ – статическая нагрузка на колесо;

$h_{\text{ст}}$ – статический прогиб рессоры;

h_{z_0} – статический прогиб шины.

Зависимости минимального среднего квадратического прогиба σ_z рессоры и требуемого динамического хода h_g от скорости V_a движения (рис. 101) автомобиля получены для грунтовых дорог с однородными неровностями с очень малым $A_1 = 3,16 \cdot 10^{-4}$, малым $A_2 = 10^{-4}$, средним $A_3 = 3,16 \cdot 10^{-3}$, большим $A_4 = 10^{-2}$ и очень большим $A_5 = 3,16 \cdot 10^{-2}$ уровнями спектральной плотности (см. рис. 101).

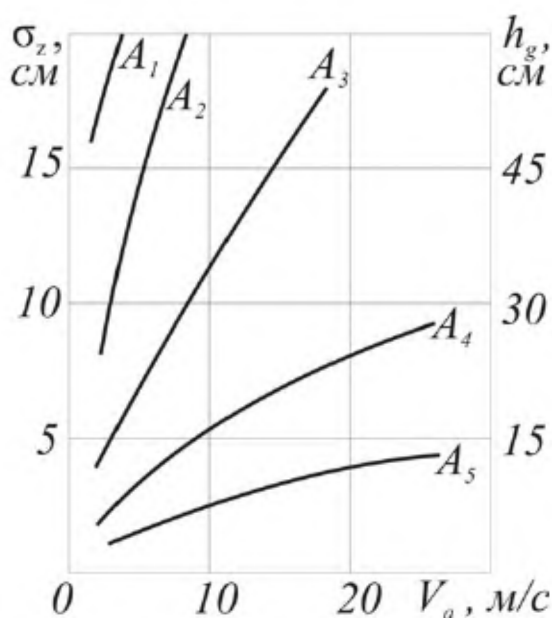


Рис. 101. Зависимость параметров подвески σ_z и h_g от скорости и микрорельефа опорной поверхности

Большая часть кривых $h_g(V_a)$ лежит за пределами реально возможного динамического хода. При $h_g = 15$ см движение без пробоев во всем диапазоне скоростей возможно лишь по дороге с очень малым уровнем спектральной плотности A_1 , с малым уровнем A_2 со скоростью до 10 м/с, со средним уровнем A_3 со скоростью до 3 м/с. Следовательно, линейная подвеска не обеспечивает требуемой плавности хода, и необходимо применять подвеску с прогрессивной характеристикой или с регулируемыми параметрами.

Из зависимостей показателя степени m_p прогрессивной упругой характеристики рессоры на ее эквивалентную жесткость $C_{p.э}/C_p$ при различных $\lambda_p = h_g/h_{ст}$ (рис. 102) следует, что чем больше λ_p , тем большее значение m_p можно принимать [21].

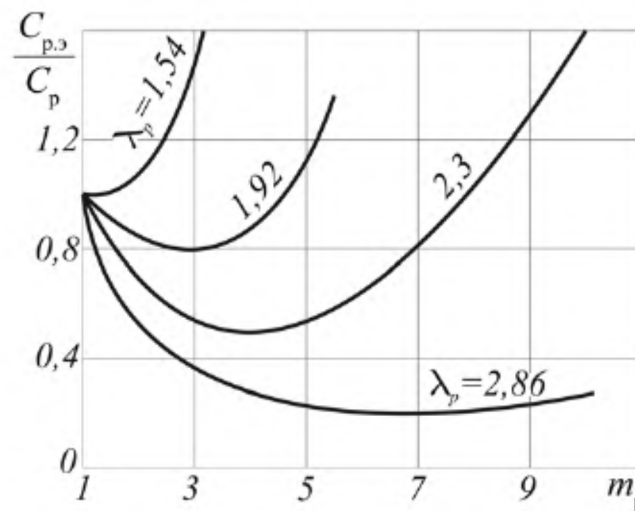


Рис. 102. Влияние показателя m_p степени прогрессивной упругой характеристики рессоры на ее эквивалентную жесткость $C_{p.э}/C_p$

Из большого числа регулируемых подвесок следует выделить подвески с регулированием жесткости в зависимости от изменения подрессорной массы, регулируемые водителем в зависимости от вида дороги, самонастраивающиеся с реакцией на пройденный профиль и самонастраивающиеся на расположенный впереди профиль (с «упреждением»). Наилучшая плавность хода может быть получена при применении самонастраивающейся подвески с «упреждением».

Коэффициент сопротивления амортизаторов можно определить по выбираемому относительному коэффициенту затухания ψ_z

$$k_a = 0,5\psi_z \sqrt{2MC_p C_{ш} / (C_p + C_{ш})}.$$

У современных полноприводных грузовых автомобилей значения ψ_z равны 0,25–0,45, $\psi_z=0,2–0,3$ – у неполноприводных грузовых.

Для спектра A/θ^2 оптимальное по $\sigma_{\dot{z}}$ сопротивление амортизаторов

$$k_a = C_p \sqrt{(M + m) / C_{ш}}.$$

Оптимальное сопротивление амортизаторов по пробою шин и отрыву колес от дороги в 1,5–3 раза выше. Учитывая большой диапазон изменения оптимального значения ψ_z в зависимости от условий движения, целесообразно регулирование сопротивления амортизаторов в пределах $\psi_z = 0,25–0,6$.

В большинстве случаев требования к оптимальному сопротивлению амортизаторов по плавности хода и безопасности движения (отрыв колес от дороги) противоречивы и приходится принимать компромиссное решение. Регулирование в зависимости от скорости и спектра дороги может быть непрерывным и дискретным – две-четыре ступени.

Тип двигателя

Выбор типа двигателя проводится на стадии научного поиска с учетом наличия видов топлива (топливный баланс), производственной базы двигателестроения, в зависимости от конструкции автомобиля, его эксплуатационных свойств и экологии. В настоящее время наиболее широко развита производственная база бензиновых двигателей, быстро расширяется база для производства дизелей, поэтому ориентировочными являются эти два типа двигателей.

Из других типов двигателей, не нашедших пока широкого применения, следует отметить газотурбинные двигатели, отличающиеся многотопливностью, малой токсичностью, благопри-

ятной характеристикой крутящего момента, легкостью пуска, малой удельной массой. Возможной областью целесообразного их применения могут оказаться тяжелые автомобили высокой проходимости. Основные факторы, сдерживающие широкое применение ГТД – недостаточные надежность и экономичность. Перспектива установки ГТД на автомобилях зависит от успехов расширения области использования керамических материалов.

При очень больших требованиях к удельной массе автомобиля возможно применение роторно-поршневых двигателей.

Из выбираемых параметров двигателя наибольшего внимания заслуживает максимальная мощность. Выше было показано, что чем выше удельная мощность автомобиля, тем лучше проходимость. Однако увеличение мощности двигателя связано с ростом массы и стоимости двигателя и автомобиля, а также рядом других отрицательных явлений.

Важно обеспечить заданные проходимость и подвижность при минимальной мощности двигателя. Основными исходными данными являются планируемая скорость движения и ожидаемое сопротивление движению: $N_{e_{\max}} = (m_a g \psi + k_b F V_a^2) V_a / \eta_T$.

Для ориентировочной оценки максимальной мощности можно использовать известные статистические данные по сопротивлению движению аналогичных автомобилей в типичных условиях. Для автомобилей повышенной и высокой проходимости отмечается тенденция повышения средней скорости. Однако точные статистические данные о средней скорости отсутствуют. Сложность выбора скорости автомобиля состоит в том, что она ограничивается не только и не столько мощностью двигателя, сколько плавностью хода и динамическими нагрузками. Более определенным является выбор максимальной скорости для движения по автомобильным дорогам. На основе изучения транспортных потоков на автомобильных дорогах Токаревым А.А. для полноприводных автомобилей рекомендована максимальная скорость 80, 40 и 5 км/ч для движения по дорогам с подъемами соответственно 0; 5 и 60% [32].

Полноприводные автомобили многоцелевого назначения часто эксплуатируются по дорогам в общих транспортных потоках.

Поэтому они должны удовлетворять требованиям потоков, в которых предусматривается необходимая приемистость. Мощность, обеспечивающая требуемую приемистость:

$$N_{e_{\max}} = V_a (gm_a \psi + K_g F V_a^2) / (\eta_T - \eta_j),$$

где $\eta_j = N_j / N_e$ – коэффициент приемистости.

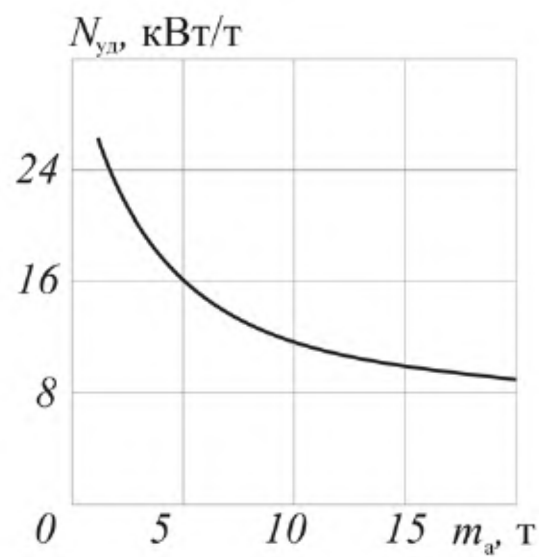
Коэффициент η_j зависит от скорости V_a . Токаревым А.А. рекомендуется $\eta_j = 0,5$ при $V_a = 60$ км/ч. Из рассчитанных четырех значений $N_{e_{\max}}$ выбирается наибольшее.

Для автомобилей, мало или совсем не используемых на дорогах, ориентировочную максимальную мощность лучше выбирать по статистическим данным для близких по назначению автомобилей с учетом динамики их развития (рис. 103,а).

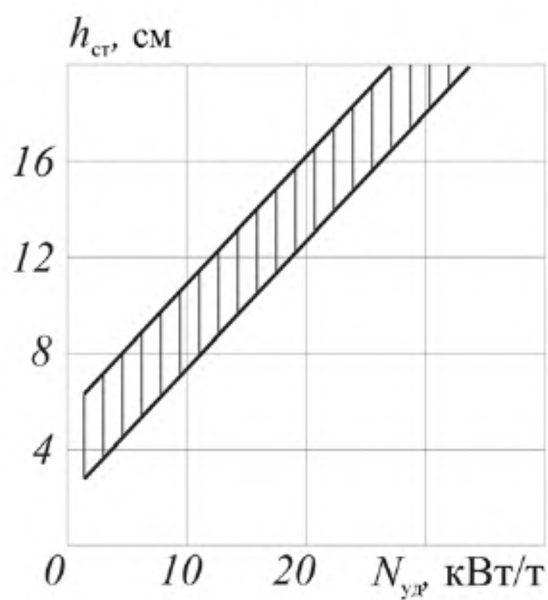
Удельная мощность машин [кВт·с/ (т·м)], разработанных в последние годы, приведена ниже.

Многоосные колесные	1,5...3
Снегоходы с роторно-винтовым двигателем	15...25
Шарнирно-сочлененные	2,5...5,0
С частичной разгрузкой колес воздушной подушкой	4...6
С колесно-гусеничным двигателем	2...5
С катково-гусеничным двигателем	5...6
Колесно-шагающие	2...4

Учитывая, что максимальная скорость автомобиля может быть ограничена как удельной мощностью $N_{уд}$ двигателя (рис. 103,а), так и возможностями подвески, получено ориентировочное соотношение между удельной мощностью $N_{уд}$ двигателя и статическим ходом $h_{ст}$ подвески, обеспечивающим равные допустимые скорости движения автомобиля (рис. 103,б). По этим графикам, зная величину статического хода подвески, можно ориентировочно определить необходимую удельную мощность двигателя.



а)



б)

Рис. 103. Статистические данные для выбора мощности двигателя в зависимости от массы m_a автомобиля и статического хода $h_{ст}$ подвесок

Параметры трансмиссии

Для полноприводных автомобилей трансмиссия должна обеспечить полное использование возможностей двигателя по сцеплению с грунтом и тяговые возможности двигателя. Для этого необходимо выбрать схему трансмиссии (тип механизмов, составляющих трансмиссию, и их размещение), определить тип и схемы размещения дифференциалов, рассчитать число передач и передаточные числа всех агрегатов трансмиссии. Возможность полного использования сцепления колес с грунтом зависит прежде всего от схемы трансмиссии и свойств дифференциалов (характера связи между колесами и мостами).

Анализ свойств известных дифференциалов проведен в предыдущих разделах.

Муфты свободного хода, отключая от привода забегающее колесо, ухудшают тяговые возможности автомобиля при криволинейном движении, поворачиваемость и экономичность.

Вязкостные муфты обладают большой автоматичностью действия. Они распределяют момент между колесами переднего и заднего мостов в зависимости от пробуксовки одного (чаще всего заднего) моста. Чем больше буксование колес заднего моста, тем значительнее момент, подводимый к переднему мосту. Однако ввиду буксования экономичность и тяговые возможности автомобиля ухудшаются.

Из сравнительного анализа эффективности различных систем связи между осями следует (рис. 104), что наилучшие тяговые свойства и экономичность могут быть получены при применении простого дифференциала с автоматической системой его принудительной блокировки.

Возможная схема простого дифференциала с автоматической блокировкой показана на рис. 105. В исходном положении простой межосевой дифференциал 1 разблокирован. При установленной разности угловых скоростей (углов поворота) выходных валов раздаточной коробки (датчики 9) по команде электронного блока 8 сжатый воздух подается в исполнительный пневмоцилиндр 5, и включается блокировка. Включение блокировки осуществляется с учетом положения рулевого колеса с помощью датчика 10.

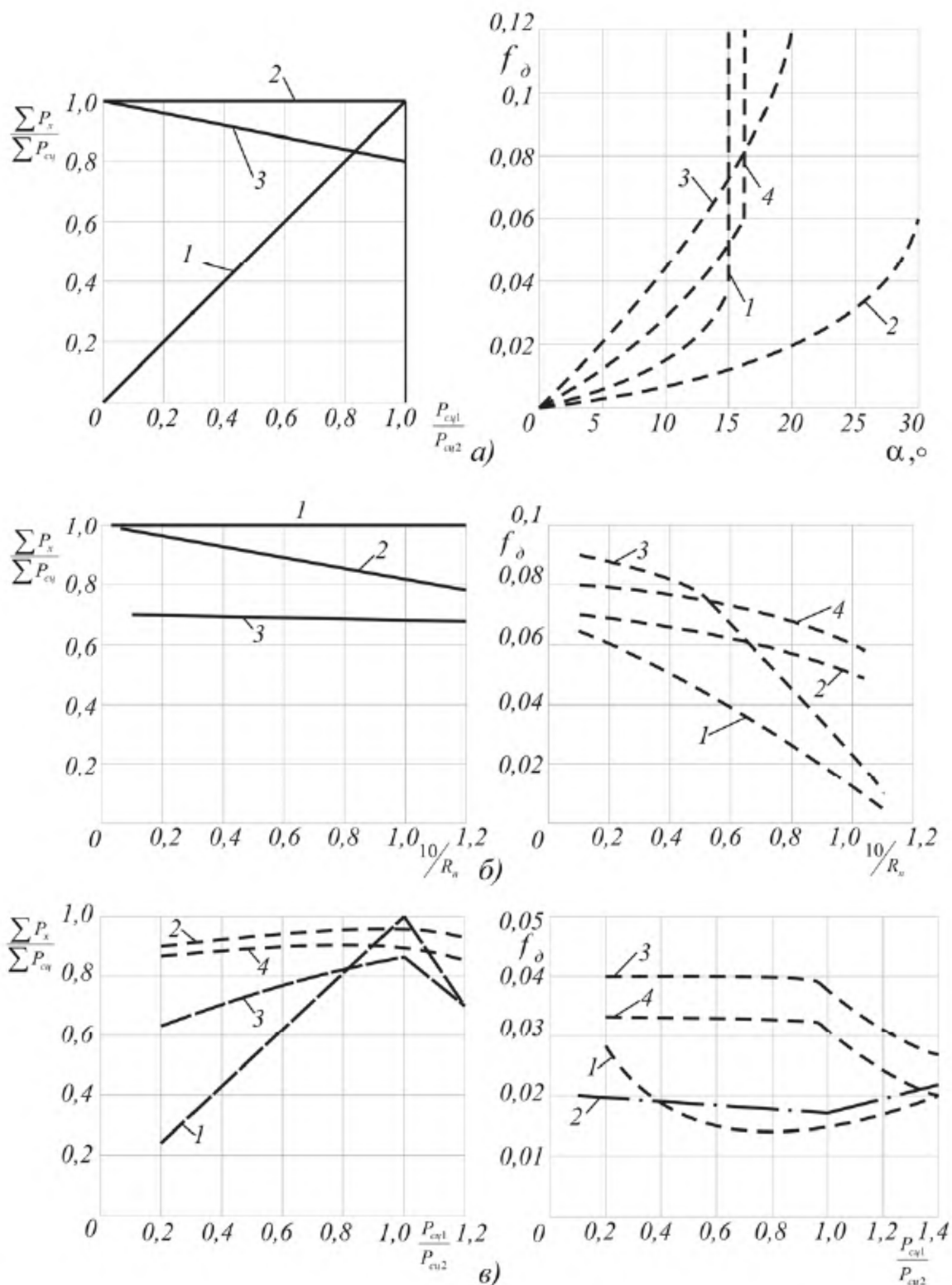


Рис. 104. Эффективность схем связи между осями автомобиля массой 12 т с колесной формулой 6×6 при траектории движения:
 а – прямолинейной; б – криволинейной при $\varphi(S_6)_1 = \varphi(S_6)_2$;
 в – криволинейной при $\varphi(S_6)_1 \neq \varphi(S_6)_2$; 1 – простой дифференциал;
 2 – блокированная связь; 3 – муфта свободного хода;
 4 – самоблокирующийся дифференциал

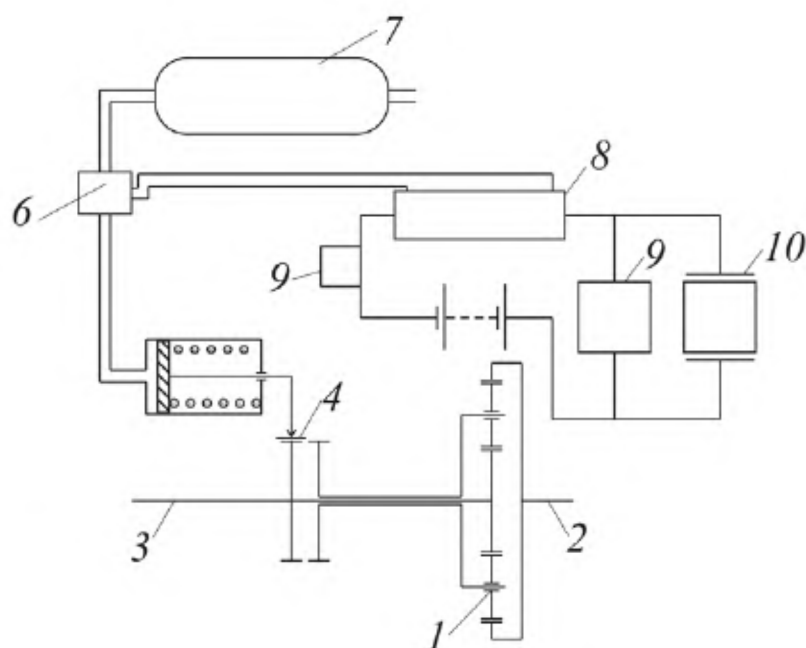


Рис. 105. Схемы автоматической блокировки дифференциалов:
 1 – дифференциал; 2 – вал привода задних мостов; 3 – вал привода переднего моста; 4 – зубчатые муфты; 5 – исполнительный пневмоцилиндр; 6 – электромагнитный клапан; 7 – баллон со сжатым воздухом; 8 – электронный блок; 9 – датчик частоты вращения выходных валов; 10 – датчик угла поворота рулевого колеса

При выборе схемы трансмиссии и типа основных его агрегатов (рис. 106) рекомендуется учитывать следующее. Мостовая трансмиссия хорошо сочетается с зависимой подвеской и рамной несущей системой. Ее целесообразно применять, когда необходимо обеспечить простоту конструкции автомобиля и широкую унификацию с массовыми автомобилями.

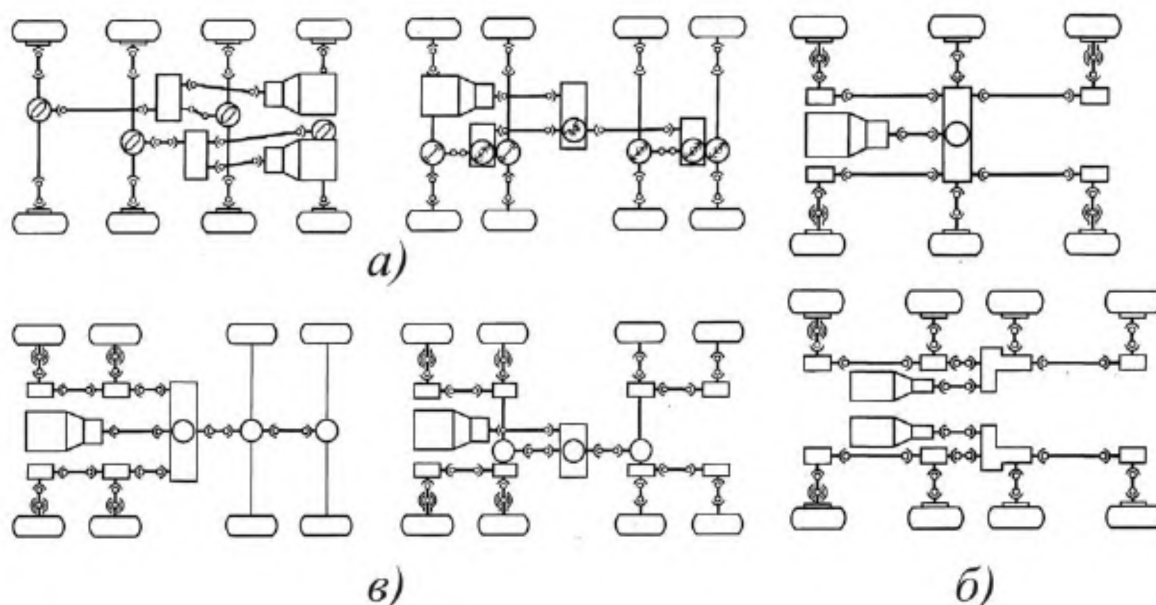


Рис. 106. Схема трансмиссии: а – мостовой; б – бортовой; в – смешанной

Бортовую и смешанные схемы трансмиссии выбирают при разработке оригинальных конструкций без широкой унификации с массовыми мостовыми автомобилями. Они целесообразны при несущем корпусе, использовании независимой подвески всех колес, применении передних и задних управляемых колес.

При мостовой схеме для полного исключения блокированной связи между колесами число дифференциалов принимается равным числу ведущих колес минус единица. При установке двух двигателей число дифференциалов может быть уменьшено на один.

Учитывая допустимость блокированной связи между колесами с малым кинематическим рассогласованием, в бортовых трансмиссиях возможна установка только одного межбортового дифференциала, а при двух двигателях и он может быть исключен.

При выборе коробки передач (типа трансмиссии) обычно исходят из следующего. Ступенчатые коробки с неподвижными осями наиболее простые, они имеют минимальные размеры и массу. Ступенчатые планетарные коробки передач, переключаемые с помощью фрикционных или электромагнитных устройств, обеспечивают автомобилю более высокие тягово-скоростные свойства благодаря тому, что переключение передач осуществляется без разрыва потока мощности. Планетарные коробки передач целесообразно применять в случае дистанционного и автоматического управления.

Гидромеханические коробки передач, из гидротрансформатора и ступенчатой коробки передач, позволяют автоматически изменять передаточное число в определенном диапазоне. В результате этого облегчается управление автомобилем, плавно изменяется момент, повышается коэффициент использования мощности двигателя, что способствует улучшению проходимости автомобиля по мягкому грунту и при преодолении геометрических препятствий. Кроме того, наличие гидротрансформатора обеспечивает возможность движения с очень малой скоростью, повышает долговечность двигателя и трансмиссии автомобиля при работе в напряженных условиях вне дорог. Вместе с тем, гидромеханические коробки передач имеют меньший, чем у механических ступенчатых, КПД и затрудняют торможение двигателем. Отмеченные недостатки проявляются в меньшей мере при автоматической блокировке гидротрансформатора на высших передачах и на тормозном режиме. Применение гидромеханических передач оправдано в сложных условиях, когда значения ψ изменяются в больших пределах.

Гидрообъемные передачи не являются автоматическими, но обеспечивают непрерывную регулировку передаточных чисел трансмиссии в сравнительно широком диапазоне. Гидрообъемная передача может заменить все механизмы трансмиссии, что улучшает компоновку, так как гидромоторы могут быть размещены на любом расстоянии от гидронасоса, особенно при применении гидрообъемной трансмиссии для многозвенных автопоездов со всеми ведущими колесами. К настоящему времени гидрообъемные передачи не получили широкого применения ввиду низкого КПД, высокой стоимости изготовления, сравнительно больших размеров и массы.

Гидрообъемные передачи рассматриваются как наиболее целесообразные для обеспечения оптимального распределения момента по колесам [35].

Электромеханическая трансмиссия обеспечивает автоматическое бесступенчатое изменение передаточных чисел, что значительно облегчает управление автомобилем, повышает его проходимость. При применении электромеханической трансмиссии можно получить оптимальное распределение момента по ведущим колесам в соответствии с режимом их качения и сцеплением с грунтом. Благодаря возможности размещения электродвигате-

лей в колесах и принятия лучших компоновочных решений электромеханические трансмиссии целесообразно устанавливать в тяжелых автопоездах со всеми ведущими колесами. К недостаткам электромеханических трансмиссий относятся большие размеры и масса; низкий КПД; более высокая стоимость.

Диапазон передаточных чисел трансмиссии $D_T = u_{T_{\max}} / u_{T_{\min}}$. Максимальное передаточное число трансмиссии $u_{T_{\max}}$ должно быть таким, чтобы обеспечивались:

- 1) реализация сцепления колес с грунтом во всех дорожно-грунтовых условиях предполагаемого использования автомобиля;
- 2) возможность устойчивого движения автомобиля с заданной минимальной скоростью.

Второе требование относится к автомобилям, предназначенным для использования в особо тяжелых условиях с наличием геометрических препятствий, а также к автомобилям с повышенными требованиями к маневрированию на ограниченной площади.

При использовании в трансмиссии гидротрансформатора или гидромуфты значение $u_{T_{\max}}$ определяется без учета второго требования, так как эти механизмы обеспечивают возможность устойчивого движения со сколь угодно малой скоростью.

Исходя из первого требования

$$u_{T_{\max}} = \frac{\varphi_{\max} m_a g K_{\text{сц}} r_0}{M_{g_{\max}} \eta_T},$$

где максимальный коэффициент сцепления может быть принят $\varphi_{\max} = 0,8 \dots 1,0$.

Для обеспечения второго требования необходимо выполнение равенства

$$u_{T_{\max}} \geq \frac{0,105 n_{g_{\min}} r_0}{V_{a_{\min}}},$$

где $n_{g_{\min}}$ – минимальная устойчивая частота вращения вала двигателя.

Минимальное передаточное число трансмиссии обычно выбирается из условия обеспечения движения с заданной максимальной скоростью

$$u_{T\min} = \frac{0,105 n_{g\max} r_0}{V_{a\max}},$$

где $n_{g\max}$ — максимальная частота вращения вала двигателя.

Условия использования автомобилей вне дорог определяют число передач, постоянное передаточное число, закон изменения передаточных чисел по ступеням трансмиссии. Если для обычных автомобилей, как правило, отношение соседних передаточных чисел минимальное на высших передачах и максимальное на низших, то для автомобилей, используемых преимущественно вне дорог, более целесообразен или чистый геометрический ряд, или ряд со сближением передаточных чисел на низших ступенях.

Для эффективного использования преимуществ прямой передачи необходимо выбирать постоянное передаточное число трансмиссии так, чтобы большую часть пути автомобиль двигался на прямой передаче. Если для автомобилей, эксплуатируемых на дорогах, расчетное $\psi = 0,015\text{--}0,02$, то для многоцелевых полноприводных автомобилей $\psi = 0,025\text{--}0,03$, а для автомобилей с другими типами двигателей — еще больше.

Соответственно повышается постоянное передаточное число, и прямой надо выбирать не высшую передачу, а одну из промежуточных. Автомобили, используемые в тяжелых дорожных условиях, больше чем другие, нуждаются в автоматизации переключения передач, что должно учитываться при выборе ряда передаточных чисел. Если в автомобилях повышенной и высокой проходимости установлены двигатели и коробки передач, унифицированные с обычными автомобилями, то необходимый диапазон передаточных чисел достигается использованием дополнительной понижающей передачи в раздаточной коробке. В этом случае неизбежно ухудшение тягово-скоростных свойств ввиду несоответствия закона изменения передаточных чисел условиям использования автомобиля, а также трудности выбора двигателя с оптимальной максимальной мощностью.

6.3. Оптимизация параметров, определяющих проходимость автомобиля

Для автомобиля высокой проходимости из сложной системы «автомобиль – водитель – дорога» можно выделить подсистемы оптимизации параметров движителя; подвески; двигателя и трансмиссии.

Параметры движителя

Рассматриваемая подсистема включает характеристики грунтов и дорог, в которых предполагается эксплуатация автомобиля, и параметры движителя автомобиля. Следует отметить, что при изолированном рассмотрении движителя его параметры, обеспечивающие максимальную проходимость автомобиля в заданных условиях, очень незначительно изменяются в зависимости от параметров подвески, двигателя и трансмиссии. Проходимость, определяемая движителем, может лишь ухудшиться ввиду несовершенства других систем автомобиля, что необходимо учитывать при выборе минимально допустимых показателей проходимости.

Выбором оптимального сочетания конструктивных параметров движителя обеспечивается необходимая проходимость автомобиля при минимальных затратах на эксплуатацию и производство автомобиля.

Для количественной оценки проходимости автомобиля используются показатели Π и Π_v и коэффициент f_N затрат мощности. Влияние конструкции движителя на материальные затраты может быть ориентировочно оценено по удельному объему $V_{дв}$, занимаемому движителем.

При формировании расчетного маршрута необходимо в первую очередь определить виды опорных поверхностей (дорог, грунтов), составляющих его, и относительную их протяженность.

Дороги с твердым покрытием можно характеризовать только уклонами, представляемыми в виде кривой распределения. Коэффициент сопротивления качению зависит от параметров шин и поэтому определяется в процессе расчета.

Грунтовые участки рассматриваются для каждого вида грунта отдельно с учетом различных связей механических параметров грунта с физическими.

Связные грунты представляются видом грунта и статистическими характеристиками влажности W , плотности γ и толщины H_r мягко слоя.

В качестве основной характеристики принимается распределение влажности. В противном случае рассматриваются три независимые кривые распределения для W , γ и H_r .

Песчаные грунты и снег представляются характеристиками распределения толщины H_r слоя и плотности γ . Если известна зависимость γ (H_r), то в качестве основной характеристики выбирается распределение H_r . В противном случае рассматриваются независимые кривые распределения для γ и H_r .

При представлении каждого вида грунта (дороги) одной кривой распределения расчетный маршрут составляется следующим образом. Для каждого вида грунта (дороги) интегральная кривая распределения основного параметра разбивается на n полос по вероятности (например, при $n = 5$ на полосы $0...0,2$; $0,2...0,4$; $0,4...0,6$; $0,6...0,8$; $0,8...1$). Для каждой полосы по кривой распределения находится среднее значение основного параметра, в соответствии с которым по известным зависимостям находятся параметры H_r и γ .

По изложенным выше методам в зависимости от вида грунта, значений W и γ рассчитываются механические параметры грунтов E , ϕ_0 , c_0 , k_t и др.

Математическая модель подсистемы «движитель – грунт», с помощью которой можно определять критерии f_N и Π , рассмотрена выше. Согласно результатам расчета использование этой модели надежно при исследовании движения автомобиля по мягким (деформирующимся) грунтам, но связано со значительными затратами машинного времени. Поэтому целесообразно ее дополнить более простой моделью движения автомобиля по сравнительно жестким грунтовым поверхностям и дорогам с твердым покрытием. Кроме того, модель должна быть дополнена расчетом удельного объема движителя

$$V_{\text{дв}} = 2\pi n B H (D - H) / m_a. \quad (113)$$

После проведения решений для всех участков маршрута получаются значения Π_b и f_N . Суммируя их с учетом протяженности грунтовых и дорожных участков, получаем искомые значения Π_b и f_N для совокупного расчетного маршрута. Значение $V_{дв}$ рассчитывается по уравнению (113).

При выборе рационального метода оптимизации следует исходить из характера решаемой задачи (математической модели) и технических возможностей. Особенность рассматриваемой задачи состоит в том, чтобы сложная система нелинейных уравнений решалась многократным использованием методов интерполяции и постепенного приближения. Целевая функция не всегда имеет экстремум, система имеет много ограничений в форме неравенств. В этих условиях применение методов с использованием первой и второй производной связано со значительными трудностями. Более целесообразны методы прямого поиска, основанные на вычислении только целевой функции.

В качестве примера рассмотрим наиболее простой метод Хука – Дживса, учитывающий для ускорения поиска информацию, полученную на стадии выбора ориентировочных параметров колесной машины. Этот метод характеризуется несложной стратегией поиска, относительной простотой вычисления и невысоким уровнем требования к объему памяти ЭВМ.

Метод Хука – Дживса представляет собой комбинацию «исследующего» поиска с циклическим изменением переменных и ускоряющегося поиска по образцу, основанного на определенных эвристических правилах.

Для проведения исследующего поиска задается шаг, который может быть различным для разных варьируемых параметров и изменяться в процессе поиска. Исследующий поиск начинается в исходной точке, характеризуемой ориентировочными значениями варьируемых (независимых) параметров движителя. Если значение целевой функции в пробной точке не превышает значение функции в исходной точке, то шаг поиска рассматривается как успешный. В противном случае необходимо вернуться в предыдущую точку и сделать шаг в противоположном направлении. После перебора всех варьируемых параметров исследующий поиск завершается. Полученная точка считается базовой.

Поиск по образцу состоит в реализации единственного шага из полученной базовой точки вдоль прямой, соединяющей эту точку с предыдущей базовой точкой.

Новая точка образца определяется уравнением

$$x_p^{(\kappa+1)} = x^{(\kappa)} + (x^{(\kappa)} - x^{(\kappa-1)}).$$

Как только движение по образцу не приводит к уменьшению целевой функции, точка $x_p^{(\kappa+1)}$ фиксируется в качестве временной базовой точки и исследующий поиск повторяется. Если получается точка с меньшей целевой функцией, чем в точке $x^{(\kappa)}$, то рассматривается новая базовая точка $x^{(\kappa+1)}$. Если исследующий поиск неудачен, то необходимо вернуться в точку $x^{(\kappa)}$ и провести исследующий поиск для выявления нового направления минимизации. По окончании поиска (поиск не приводит к успеху) необходимо уменьшить шаг введением множителя и возобновить исследующий поиск. Поиск завершается, когда шаг становится меньше заданного.

Рассмотрим логическую структуру (алгоритм) поиска.

Шаг 1. Определить:

- 1) начальные варьируемые параметры движителя $D=D_0; B=B_0; H=H_0; n=n_0; K_H=K_{H0};$
- 2) приращения $\Delta_D; \Delta_B; \Delta_H; \Delta_n; \Delta_K;$
- 3) коэффициент уменьшения шага $a > 1;$
- 4) параметр окончания поиска $\varepsilon > 0.$

Шаг 2. Провести исследующий поиск.

- 1) Определить критерий f_{N0} для начальных значений $D_0; B_0; H_0; n_0; K_{H0}.$
- 2) Изменить значение $D, D_1^{(1)} = D_0 + \Delta_D.$
- 3) Определить величину $f_{N1}^{(1)}$ для значений $D_1^{(1)}; B_0; H_0; n_0; K_{H0}.$
- 4) Провести сравнение. Если $f_{N1}^{(1)} < f_{N0}$, зафиксировать значения $D_1^{(1)}$ и $f_{N1}^{(1)}$ и дать приращение $B, B_1 = B_0 + \Delta_B.$ Если $f_{N1}^{(1)} > f_{N0}$, то принимается $D_2^{(1)} = D_0 - \Delta_D$ и определяется $f_{N2}^{(1)}.$ Если

$f_{N2}^{(1)} \leq f_{N0}$, то фиксируются значения $D_2^{(1)}$ и $f_{N2}^{(1)}$, если $f_{N2}^{(1)} > f_{N0}$, то фиксируются значения D_0 и f_{N0} .

5) Определить $f_{N3}^{(1)}$ для значений $D_1; B_1; H_0; n_0; \kappa_{H0}$ с последующим сравнением. Если $f_{N3}^{(1)} < f_{N2}^{(1)}$, то дать приращение H . Если $f_{N3}^{(1)} > f_{N2}^{(1)}$, то принять $B_2 = B_0 - \Delta_B$ и т.д. до получения шагового изменения всех варьируемых параметров ($D; B; H; n; \kappa_H$).

6) Фиксируются значения $D^{(1)}, B^{(1)}, H^{(1)}, n^{(1)}, \kappa_H^{(1)}$, при которых получено минимальное значение $f_{N\min}^{(1)}$, и определяется первая базовая точка.

Шаг 3. Провести поиск по образцу.

1) Определить координаты новой точки образца:

$$D_p^{(2)} = D^{(1)} + (D^{(1)} - D_0); B_p^{(2)} = B^{(1)} + (B^{(1)} - B_0);$$

$$H_p^{(2)} = H^{(1)} + (H^{(1)} - H_0); n_p^{(2)} = n^{(1)} + (n^{(1)} - n_0);$$

$$\kappa_{Hp}^{(2)} = \kappa_H^{(1)} + (\kappa_H^{(1)} - \kappa_{H0}).$$

2) Найти значение $f_{Np}^{(2)}$. Если $f_{Np}^{(2)} < f_{Np}^{(1)}$, то проводится следующий поиск для точки $D_p^{(2)}; B_p^{(2)}; H_p^{(2)}; n_p^{(2)}; \kappa_{Hp}^{(2)}$. Если $f_{Np}^{(2)} > f_{Np}^{(1)}$, то уменьшается шаг поиска по образцу $(D_{p1}^{(2)} = D^{(1)} + (D^{(1)} - D_0) / a)$, аналогично определяются величины $B_{p1}^{(2)}; H_{p1}^{(2)}; n_{p1}^{(2)}; \kappa_{Hp1}^{(2)}$ и $f_{Np1}^{(2)}$.

Если $f_{Np1}^{(2)} < f_N^{(1)}$, то проводится исследующий поиск для точки $D_{p1}^{(2)} \dots \kappa_{Hp1}^{(2)}$.

Если $f_{Np1}^{(2)} > f_N^{(1)}$, то шаг поиска уменьшается по образцу и сравнивается с параметром окончания $\|(D^{(1)} - D_0) / a^2\| < \varepsilon$: да – прекратить поиск, значения $D^{(1)}, B^{(1)}, H^{(1)}, n^{(1)}, \kappa_H^{(1)}$ являются оптимальными; нет – уменьшить шаг поиска.

При выполнении исследующих поисков для каждого параметра при $f_N^{(k+1)} > f_N^{(k)}$ проводится сокращение шага поиска ($\Delta_{D1} = \Delta_D / a$ и т.д.) до тех пор, пока не будет выполнено условие $\|\Delta_{D1}\| < \varepsilon$. При этом фиксируется значение соответствующего параметра.

Помимо f_N на каждом шаге определяется показатель Π_B , проверяется условие $\Pi_B \geq \Pi_{B, \text{зад}}$. При его выполнении поиск продолжается, как описано выше, если условие не выполняется, то дается приращение соответствующему параметру.

При выборе шага для параметра n (число осей) следует учитывать, что n может быть только целым числом больше 2.

Для всех варьируемых параметров устанавливаются допустимые границы изменения и поэтому на каждом шаге проводится проверка выполнения условий $D_{\min} \leq D \leq D_{\max}$ и т.д.

Для проведения оптимизации по второму критерию $V_{\text{дв}}$ необходимо определить область, прилегающую к $f_{N \min}$ со значениями $f_N < f_{N \min}(1 + \delta_f)$, где $\delta_f = 0,03 \dots 0,08$. Поэтому во всех случаях при $f_N^{(k+1)} < f_N^k$ находится их относительная разность. Если $\left[1 - f_N^{(k+1)} / f_N^k\right] < \delta_f$, то фиксируется $f_N^{(k)}$ и соответствующие значения $D \dots K_n$. После определения $f_{N \min}$ фиксируется предыдущее значение f_N при условии $\left[1 - f_{N \min} / f_N\right] \leq \delta_f$ и соответствующие значения $D \dots K_n$, используемые в качестве ограничений при оптимизации по $V_{\text{дв}}$. По уравнению (113) ведется поиск $V_{\text{дв. min}}$ при изменении варьируемых параметров движителя в пределах, соответствующих $f_{N \min}$ и $f_N = f_{N \min}(1 + \delta_f)$. В качестве оптимальных принимаются значения D, B, H, n, k_n , соответствующие $V_{\text{дв. min}}$.

Параметры подвески

Поскольку при движении по разбитым дорогам и грунтам скорость ограничивается не тягово-скоростными возможностями автомобиля, а плавностью хода, определяемой типом и параметрами подвески, в качестве основного критерия оптимизации параметров подвески целесообразно выбирать скорость, максимально допустимую по условиям плавности хода.

Остальные оценочные показатели подвески (занимаемый объем, металлоемкость, стоимость, долговечность и др.) могут быть использованы в качестве ограничений и второго критерия.

Основными факторами, ограничивающими скорость по плавности хода, являются допустимые виброускорения вертикальных колебаний $(\ddot{Z}_{c_{\max}} < \ddot{Z}_{c_{\text{доп}}})$; пробой подвески $\left[(Z - \zeta)_{c_{\max}} \leq \frac{h_g}{3}\right]$; отрыв колес от дороги $\left[(\zeta - q)_{c_{\max}} \leq \frac{h_{\text{ш}}}{3}\right]$. Эти факторы зависят от упругой характеристики подвески, динамического и статического ходов колес, сопротивления амортизаторов, жесткости шин, поддрессорной и неподдрессорной масс, принимаемыми как независимые параметры. Причем жесткость шин и поддрессоренные массы, как правило, не варьируются. Статический ход функционально связан с жесткостью рессор.

Следовательно, в качестве варьируемых параметров необходимо рассматривать жесткость рессор, динамический ход, сопротивление амортизаторов и неподдрессорные массы.

К независимым параметрам, определяющим внешние условия, относятся параметры спектральной плотности микрорельефа. В простейшем случае $S_q(\theta) = A/\theta^\beta$, следовательно, в качестве независимых параметров можно рассматривать A , β и относительную протяженность пути S_i с постоянными A и β .

Математические модели описывают зависимости ограничивающих факторов $\ddot{Z}_{c_{\max}}$; $(Z - \zeta)_{c_{\max}}$; $(\zeta - q)_{c_{\max}}$ от перечисленных выше независимых параметров и скорости движения. Они имеют различную степень сложности, точности и детализации.

Одна из моделей для определения скорости, ограничиваемой $\ddot{Z}_c$, основана на уравнении (99). Ограничения $(Z - \zeta)_{c_{\max}} < \frac{h_g}{3}$ и $(\zeta - q)_{c_{\max}} \leq \frac{h_{\text{ш}}}{3}$ определяются аналогично, только вместо $\ddot{Z}_c$ берутся Z_c и ζ_c .

Для каждого участка расчетного маршрута протяженностью S_i и выбранных параметров подвески рассчитывается максималь-

ная скорость, при которой выполняются три условия:
 $\ddot{Z}_{c_{\max}} < \ddot{Z}_{c_{\text{дон}}}; (Z - \zeta)_{c_{\max}} < 0,33h_g; (\zeta - q)_{c_{\max}} < 0,33h_{\text{ш}}.$

Максимальная скорость для всего расчетного маршрута

$$V_{a_{\max}} = \frac{\sum S_i}{\sum \frac{S_i}{V_{a_{\max i}}}}.$$

Оптимизация параметров подвески C_p , h_g , k и m может быть проведена по критерию $V_{a_{\max}}$ методом Хука – Дживса, как рассмотрено выше. Начальную точку поиска определяют ориентировочные (базовые) значения параметров подвески.

В связи с большим диапазоном изменения микрорельефа пути для автомобилей высокой проходимости целесообразно применение подвески с регулируемыми параметрами, в частности с регулируемыми значениями C_p , k и h_g . Для перспективных автомобилей следует ориентироваться на поэтапное осуществление такого регулирования. Сначала лучше использовать ручное регулирование (водителем с помощью указателя) ориентировочных параметров C_p , k и h_g для типичных видов поверхностей движения и субъективных ощущений колебаний. Для получения рекомендуемых параметров C_p , k и h_g для типичных условий можно использовать рассмотренный метод оптимизации к отдельному участку пути. В последующем возможно использование автоматических систем регулирования на базе микропроцессорной техники, использование систем с возможностями обучения.

Параметры двигателя и трансмиссии

Выбор оптимальных параметров двигателя и трансмиссии для автомобилей высокой проходимости и специальных автомобилей осуществляется: во-первых, для полной реализации возможностей двигателя по обеспечению максимальной проходимости; во-вторых, для получения максимальной производительности и экономичности в тяжелых дорожных условиях. Первая задача является специфической для рассматриваемых автомобилей. Для решения второй задачи могут быть использованы методы теории авто-

мобиля, разработанные для обычных автомобилей, но отличающиеся методикой определения затрат энергии на движение.

При решении первой задачи в качестве критерия оптимизации можно использовать вероятностный показатель Π_b проходимости. Существенное влияние на показатель Π_b оказывают: схема трансмиссии; число и размещение распределительных механизмов (дифференциалов); коэффициенты блокировки дифференциалов (характер распределения момента при установке других распределительных механизмов); максимальная мощность двигателя. Все эти параметры можно включать в число варьируемых. Выбор независимых параметров, характеризующих условия движения, – проблема, к настоящему времени мало разрешенная. Влияние на величину Π_b варьируемых параметров трансмиссии характерно для неодинаковых условий взаимодействия различных колес с опорной поверхностью (грунтом, дорогой).

Заданными являются степень неоднородности (различия) характеристик грунта под различными колесами; кривизна в плане и уклоны отдельных участков расчетного маршрута. Неоднородность характеристик грунта под разными колесами может быть задана при применении метода Монте-Карло. При решении задачи для каждого колеса берется очередное случайное число и по интегральной кривой распределения определяется расчетное значение основного параметра грунта (W или γ_r) или дороги (ϕ). Радиус кривизны в плане и угол уклона выбирают аналогично, но не для каждого колеса, а для отрезка маршрута.

Для расчета показателя Π_b может быть использована математическая модель, алгоритм которой приведен на рис. 79, со следующими дополнениями. Для учета влияния мощности двигателя на глубину колеи при расчете значений Z_i [уравнение (13)] вводится коэффициент динамичности K_d [уравнение (19)]. Время действия нагрузки определяется по уравнению $t = (\ell + \ell_k)n_o / V_a$; значение V_a – по уравнению (109а), при этом принимается $S_6 = 0$; f_a – из результатов решения при оптимизации параметров движителя.

При определении сил сопротивления качению дополнительно рассчитывается сопротивление, вызываемое кривизной пути. Влияние свойств дифференциалов (распределительных механизмов) на суммарную силу тяги всех колес учитывается в формулах (60), (65).

В случаях образования глубины колеи больше дорожного просвета необходимо использовать дополнительный блок программ (см. рис. 82).

При решении второй задачи в качестве целевой функции можно применять показатель эффективности $\Pi_3 = G_{\text{тр}} V_a / Q_s$. Он существенно зависит от параметров трансмиссии и двигателя (в большинстве случаев с экстремумом), является комплексным показателем, отражающим как производительность автомобиля, так и топливную экономичность.

Однако принятая при этом одинаковая весомость его составляющих (производительность и расход хода топлива) не соответствует реальным условиям использования автомобиля. Последнее может быть учтено введением показателей степени α и β

$$\Pi_3 = (G_{\text{тр}} V_a)^\alpha / Q_s^\beta.$$

К варьируемым параметрам, подлежащим оптимизации, можно отнести диапазон D_m передаточных чисел; число передач $n_{\text{кп}}$; характеристику разбивки передаточных чисел Δu в коробке передач; передаточное число u_0 главной передачи; тип двигателя; максимальную мощность $N_{e_{\text{max}}}$ и соответствующую ей частоту вращения n_N . Остальные параметры системы «двигатель – трансмиссия – двигатель» и параметры, характеризующие внешние условия движения, рассматриваются как постоянные. В качестве параметров движителя берутся параметры, полученные в результате оптимизации движителя. Параметры поверхностей движения те же, что и при оптимизации движителя. Математическая модель приведена на рис. 83.

Оптимизацию параметров двигателя и трансмиссии следует проводить по двум критериям (Π_v и Π_3). Выбор критерия зависит от назначения автомобиля, приоритета отдаваемого (Π_v) или эффективности (Π_3).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебник отражает состояние развития теории проходимости колесных машин.

Охватывает все вопросы, касающиеся использования колесных машин вне дорог с твердым покрытием.

Развитие теории проходимости колесных машин происходит путем последовательного приближения вновь разрабатываемых математических моделей и методов расчета к реально происходящим процессам взаимодействия колесной машины с грунтом. В настоящем учебнике по-новому или впервые решены вопросы:

- оценка статистических характеристик грунтовых поверхностей и формирования расчетного маршрута для оценки проходимости КМ;

- взаимодействие отдельных колес и колесной машины с грунтом с учетом криволинейности траектории и геометрических неровностей поверхности;

- влияние конструктивных параметров КМ на все эксплуатационные свойства при движении вне дорог;

- методика выбора рациональных конструктивных параметров КМ для использования в конкретных дорожно-грунтовых условиях.

Материалы учебника имеют особенно важное значение для условий нашей страны со слаборазвитой дорожной сетью и существенно различными в различных регионах свойствами грунтовых поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин Я.С. Проходимость автомобилей. – М: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Агейкин Я.С., Вольская Н.С. Динамика колесной машины при движении по неровной грунтовой поверхности. – М.: МГИУ, 2003. – 124 с.
3. Агейкин Я.С., Вольская Н.С. Моделирование движения автомобиля по мягким грунтам: проблемы и решения // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 10. – С. 24–25.
4. Агейкин Я.С., Кольга А.Д. Повышение эффективности колесного движителя путем изменения угла наклона колеса к оси вращения // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – № 9. – С. 87–90.
5. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
6. Бабков В.Ф., Бируля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. – М.: Автотрансиздат, 1959. – 189 с.
7. Барахтанов Л.В., Беляков В.В., Кравец В.И. Проходимость автомобиля. – Н. Новгород: НГТУ, 1996. – 200 с.
8. Беккер М.Г. Введение в теорию систем «местность–машина». – М.: Машиностроение, 1973. – 520 с.
9. Беляков В.В. Влияние химической природы снега на физические свойства снежного покрова как поверхности движения // Проектирование, испытания, эксплуатация и маркетинг автотранспортной техники. – Н. Новгород: НГТУ, 1997. С. 71–82.
10. Вольская Н.С. Оценка проходимости колесных машин при движении по неровной грунтовой поверхности. – М.: МГИУ, 2007. – 215 с.
11. Гришкевич А.И. Автомобили. Теория. – Минск: Высшая школа, 1986. – 207 с.
12. Золотов А.Г. Анализ бездорожных транспортно-технологических средств // Бездорожные транспортно-технологические средства. – Новосибирск, 1988. С. 102–114.

13. Кошарный Н.Ф. Техничко-эксплуатационные свойства автомобилей высокой проходимости. – Киев: Выща школа. Головное издательство, 1981. – 208 с.
14. Ларин В.В. Зависимости изменения основных физико-механических показателей почвенно-грунтовых поверхностей // Известия вузов. Машиностроение. – 1987. – № 3. – С. 82–86.
15. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
16. Наумов В.Н., Батанов А.Ф., Рождественский Ю.Л. Основы теории проходимости транспортных вездеходов. – М.: МГТУ им. И.Э. Баумана, 1988. – 120 с.
17. Немчинов М.В. Сцепные качества дорожных покрытий и безопасность движения автомобилей. – М.: Транспорт, 1985. – 231 с.
18. Передвижение по грунтам Луны и планет / В.В. Громов, Н.А. Забавников, А.Л. Кемурджиан и др. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
19. Петров В.А. Основы теории качения пневматического колеса // Вестник машиностроения. – 1986. – № 2. – С. 4–44.
20. Петрушов В.А., Яценко Н.Н. О сопротивлении качению колеса с пневматической шиной // Вестник машиностроения. – 1987. – № 12. – С. 31–36.
21. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 314 с.
22. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля. – М.: Академия проблем качества, 1999. – 152 с.
23. Реклейтис Г. Оптимизация в технике. – М.: Мир, 1986. – 349 с.
24. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
25. Сапожников В.В. Уточненный метод оценки напряженного состояния грунта под действием автомобиля высокой проходимости // Межвузовский сборник научных трудов. Теория, проектирование и испытание автомобиля. – М.: МАМИ, 1982. С. 18–24.

26. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
27. Соколовский В. В. Статика сыпучей среды. – М.: Физматгиз, 1960. – 244 с.
28. Снегоходные машины / Л.В. Барахтанов, В.И. Ершов, А.П. Куляшов и др. – Горький: Волго-Вятское кн. изд-во, 1986. – 191 с.
29. Таболян В.В., Шуклин С.А. О влиянии удельной мощности на скоростные свойства полноприводного автомобиля КраЗ // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 12. – С. 6–8.
30. Тарасик В.П. Проектирование колесных тягово-транспортных машин. – Минск: Высшая школа, 1984. – 163 с.
31. Терцаги К. Механика грунтов в инженерной практике. – М.: Госстройиздат, 1958. – 403 с.
32. Токарев А.А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобилей высокой проходимости. – М.: Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.
33. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва-урожай. – М.: Агропромиздат, 1985. – 304 с.
34. Чистов А.Г., Коваленко А.П., Абрамов В.Н. Диагональные и радиальные шины с регулируемым давлением воздуха // Автомобильная промышленность. – 1988. – № 7. – С. 18–19.
35. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. – М.: Агробизнесцентр, 2007. – 336 с.
36. Ястребов Г.Ю., Вольская Н.С. Оценка деформируемости и сцепных свойств грунтов при расчете проходимости колесных и гусеничных тракторов // Межвузовский сборник. Повышение технического уровня тракторного и сельскохозяйственного машиностроения. – Барнаул, 1989. С. 3–11.
37. Golob T.V. Development of a terrain strength measuring system // Journal of Terramechanics. – 1981. – T. 8. – P. 109–118.

Учебное издание

**Яков Семёнович Агейкин, Наталья Станиславовна Вольская,
Илья Викторович Чичекин**

ПРОХОДИМОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Учебник

Редактор *Н.А. Киселёва*

Компьютерная верстка: *В.В. Кулик*

Оформление обложки: *И.Е. Эффа*

Санитарно-эпидемиологическое заключение
№ 77.99.60.953.Д.006314.05.07 от 31.05.2007

Подписано в печать 05.03.10

Формат бумаги 60×84/16. Изд. № 54/09-у

Усл. печ. л. 17,0. Уч.-изд. л. 18,25. Тираж 100. Заказ № 79

Издательство МГИУ, 115280, Москва, Автозаводская, 16
www.izdat.msiu.ru; e-mail: izdat@msiu.ru; тел. (495) 677-23-15

**По вопросам приобретения продукции
издательства МГИУ обращаться по адресу:**

115280, Москва, Автозаводская, 16
www.izdat.msiu.ru; e-mail: izdat@msiu.ru; тел. (495) 677-23-15

Отпечатано в типографии издательства МГИУ

ISBN 978-5-2760-1741-9



9 785276 017419