

Н. Н. Романюк

**СНИЖЕНИЕ УПЛОТНЯЮЩЕГО
ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОЧВУ МОБИЛЬНЫХ
ЭНЕРГОСРЕДСТВ**

Минск
БГАТУ
2020

Романюк, Н. Н. Снижение уплотняющего воздействия на почву мобильных энергосредств / Н. Н. Романюк. – Минск : БГАТУ, 2020. – 200 с. : ил. – ISBN 978-985-25-0025-8.

В монографии рассмотрены актуальные вопросы снижения уплотнения почвы мобильными энергосредствами. Предложена математическая модель вибродинамического процесса взаимодействия системы «пневмоколенный движитель – почва» в виде эквивалентной одно- и двухмассовой колебательной систем, учитывающая параметры колебательной системы трактора, реологические свойства почвы и микронеровности рельефа опорной поверхности.

Приведены оригинальные конструкции системы подрессоривания (движителей, подвесок, гасителей колебаний) мобильных энергосредств, использование которых позволит повысить надежность, долговечность работы, плавность хода и проходимость машинно-тракторного агрегата, улучшить условия работы оператора и др.

Адресуется научным, инженерным и производственным работникам, специализирующимся в агропромышленной сфере, а также студентам аграрных и технических вузов, магистрантам, аспирантам и преподавателям, интересующимся проблемами снижения уплотнения почв и проектированием движителей и подвесок мобильных энергосредств.

Табл. 12. Ил. 53. Библиогр.: 165 назв.

Рекомендовано к изданию научно-техническим советом
Учреждения образования «Белорусский государственный
аграрный технический университет»
(протокол № 1 от 03 января 2019 г.)

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой
«Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод» Белорусского
национального технического университета *А. И. Бобровник*;
доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой теоретической механики и теории механизмов
и машин УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет» *А. Н. Орда*

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
ГЛАВА 1. УПЛОТНЯЮЩЕЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ДВИЖИТЕЛЕЙ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ НА ПОЧВУ	10
1.1. Подверженность почв Республики Беларусь воздействию машинно-тракторных агрегатов	10
1.2. Влияние статических и вибродинамических нагрузок на изменение свойств почвогрунтов	16
1.3. Взаимодействие пневмоколесных движителей с почвой	25
1.4. Колебания мобильных энергосредств в условиях эксплуатации	30
ГЛАВА 2. МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ СРЕД	36
2.1. Модели идеальных тел	36
2.2. Механико-математические модели почвогрунтов	38
2.3. Обоснование выбора реологической модели почвы, учитывающей ее упругие и вязкие свойства ..	45
2.4. Деформирование почвогрунтов, описываемых моделью Кельвина, при вертикальном вибродинамическом нагружении	45
2.5. Методика определения физических, физико-механических и реологических свойств почвы, представленной в виде модели Кельвина	60
2.5.1. Влажность почвы	60
2.5.2. Плотность почвы	62
2.5.3. Коэффициент пористости почвы	63
2.5.4. Воздухопроницаемость почвы	63
2.5.5. Твердость почвы	66
2.5.6. Статический модуль упругости почвы	67
2.5.7. Динамический модуль упругости почвы	67
2.5.8. Коэффициент вязкости почвы	68
ГЛАВА 3. ВИБРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ПНЕВМОКОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ	72
3.1. Движение пневмоколесных тракторов по неровностям опорной поверхности	72

3.2. Неровности поверхности полей, подготовленных под посев	79
3.3. Математическая модель вибродинамического процесса взаимодействия системы «пневмоколесный движитель – почва»	86
3.4. Математическое моделирование процесса уплотнения почвы пневмоколесными движителями от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок МТА	89
3.5. Методика определения параметров эквивалентной колебательной системы тракторов (подвески и шин)	94
3.5.1. Методика определения параметров подвески	94
3.5.2. Методика определения параметров сжимаемости пневматической шины	95
ГЛАВА 4. ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	100
4.1. Факторы и критерии отклика	100
4.2. Критерии подобия вертикального вибродинамического воздействия пневмоколесных движителей на почву	101
4.3. Выбор конструкции и параметров экспериментальной установки, проведение исследований	112
ГЛАВА 5. ПУТИ СНИЖЕНИЯ УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ	120
5.1. Выбор параметров пневмоколесных движителей с допустимым воздействием на почву	120
5.2. Меры по снижению уплотнения почв от действующих нагрузок эксплуатируемой сельскохозяйственной техники	121
5.3. Моделирование систем машин с учетом экологической безопасности агроландшафтов	125
5.3.1. Циклы и периоды жизни машин	125
5.3.2. Учет параметров машин в оценке равновесия агроэкосистем	129
5.4. Инженерные решения по совершенствованию системы подрессоривания мобильных энергосредств для почвощадающего воздействия	133

5.4.1. Инновационные конструкции двигателей мобильных энергосредств	133
5.4.2. Инновационные конструкции подвесок, гасителей колебаний мобильных энергосредств .	145
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	160
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	163
ПРИЛОЖЕНИЕ. Программа «Расчет плотности почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных двигателей»	178

ВВЕДЕНИЕ

В связи с обострившимся экологическим кризисом планеты одной из главных проблем является охрана природы. Она весьма многогранна – здесь и нарушение стабильности процессов за счет интенсивной антропогенной деятельности, а также пересмотр социально-этнических норм и ценностей. Особенную роль в развитии экологического кризиса играют агроэкологические системы, поведение которых во многом зависит от агрофизического состояния почвы.

Почва – сложная открытая система, являющаяся компонентом биосферы, находится в постоянном массо- и энергообмене с окружающей средой, где непрерывно идут химические и механические процессы за счет прямых и обратных связей, которые формируют ее свойства и являются индикатором информационных сообщений ее состояния. Связь между ее компонентами настолько прочна, что незначительные изменения одних неизбежно ведут к изменению других, а при интенсивных изменениях между ними меняется состав почвы в целом.

Обработка почвы является одним из наиболее энергоемких и дорогих процессов в растениеводстве. Она требует 180–320 кВт·ч/га, что соответствует 50–80 кг/га дизельного топлива и составляет 20–25 % от его общей потребности в сельском хозяйстве. При применяемых в хозяйствах технологиях и машинах стоимость обработки почвы составляет 45–48 долл./га [1, 2].

В растениеводстве наибольшая доля расхода топлива приходится на вспашку – до 50 % от расхода топлива на проведение механизированных полевых работ. Однако в последние годы в Республике Беларусь намечается тенденция перехода от ежегодной вспашки на всю глубину пахотного горизонта к чередованию вспашки с другими, менее энергоемкими приемами основной обработки или даже к полному отказу от вспашки. Такой подход к основной обработке экономически обоснован и широко практикуется во многих зарубежных странах (страны ЕС, США, Канада, Австралия, Казахстан и др.). При снижении энергозатрат на основную обработку увеличивается доля энергозатрат на предпосевную обработку и посев, что является стимулом к снижению энергоемкости этих технологических операций.

Экономия топлива является значительным резервом повышения эффективности хозяйствования. Резерв экономии нефтепродуктов

является резервом экономии валютных средств, а задача повышения топливной экономичности народного хозяйства имеет государственное значение.

Вред, наносимый деятельностью людей окружающей среде, не столь очевиден. Это связано с тем, что зачастую негативные факторы воздействуют на конечный объект окружающей среды опосредованно, через цепочку промежуточных звеньев, а результат проявляется спустя весьма значительный промежуток времени: образование плужной подошвы – несколько лет; минерализация почвы – от нескольких лет до нескольких десятилетий. Разрушение структуры почвы ходовыми системами и рабочими органами почвообрабатывающих машинно-тракторных агрегатов ведет к увеличению интенсивности смыва почвы и удобрений. Попадая в водоемы, они вызывают обильный рост водной растительности. Массовое зарастание водоемов может привести к изменению микроклимата региона [3].

Основная обработка, предпосевная обработка и посев оказывают значительное влияние на состояние почвы. Это и положительное влияние (создание условий для роста культурных растений и получения высоких урожаев) и отрицательное (разрушение структуры почвы, угнетение почвенной фауны и пр.), что ведет к деградации почв в долгосрочном периоде. Кроме того, ходовые системы энергетических средств, уплотняя почву, вызывают целый ряд негативных явлений. Отрицательное влияние машинно-тракторных агрегатов на почву более губительно в весеннее время при проведении предпосевной обработки и сева яровых культур. Это обстоятельство отражено в ГОСТ 26955–86 [4], где указано, что в весенний период давление ходовых систем колесных и гусеничных тракторов на почву должно быть на 14–20 % (в зависимости от влажности) меньше, чем в летне-осенний период. Нормы воздействия на почву большинства современных энергонасыщенных тракторов в базовом исполнении превышают установленные в ГОСТ 26955–86 пределы.

При выполнении различных сельскохозяйственных операций площадь, покрываемая колесами машинно-тракторных агрегатов (МТА), превышает площадь самого поля. Без учета уборочно-транспортных работ при возделывании озимой пшеницы площадь, покрываемая колесами МТА, на 1 га достигает в среднем 22–26 тыс. м², при возделывании кукурузы – 18–30 тыс. м², сахарной свеклы – 30–32 тыс. м². Однако количество проходов по одному и тому же

месту поля неодинаково. При возделывании озимой пшеницы свыше 30 % площади поля подвергается двукратному воздействию ходовыми системами МТА, 20 % – шестикратному и 2 % – восьмикратному. Не уплотняется лишь 10 % площади поля. Поворотные полосы прикатываются колесами и гусеницами сельскохозяйственной техники до 20 раз в течение одного года.

Под воздействием движителей МТА плотность почвы повышается на $100 \dots 300 \text{ кг/м}^3$, твердость – в 3...5 раз и более, количество агрономически ценных агрегатов уменьшается на 10...20 %. Особенно пагубное влияние оказывает перемещение по полям тяжеловесных транспортных средств, в частности, комбайнов. Соппротивление обработки почвы при этом возрастает в 1,5...1,9 раза, а степень ее крошения ухудшается более чем в 1,5 раза [5, 6, 7].

Переуплотнение почвы ведет к ухудшению условий жизнедеятельности почвенной микрофлоры, к снижению скорости разложения растительных остатков и, как следствие, к снижению ее биологической активности.

В настоящее время сохраняется тенденция к повышению удельной энергонасыщенности машинно-тракторных агрегатов (МТА), происходит усложнение машин и их функциональных возможностей, которое приводит к увеличению числа их узлов и массы, необходимой для развития требуемого тягового усилия. За последние десятилетия отмечается увеличение массы тракторов и сельскохозяйственных машин на 200 % и 60 %, соответственно [8].

Повышение скорости движения, проезд тракторов поперек периодически повторяющихся борозд поля, которые имеют волнообразный профиль, приводит к увеличению амплитуд колебаний, ускорений различных точек МТА и вертикальных вибродинамических нагрузок, действующих на них со стороны опорной поверхности, которые передаются через движители на почву.

Низкочастотные случайные колебания агрегата приводят к тому, что вертикальная вибродинамическая нагрузка на ось колеса возрастает в 2–2,7 раза по сравнению с соответствующей статической. При этом нагрузки возрастают с большими ускорениями, достигающими $0,1-0,4g$. Возросшие вертикальные вибродинамические нагрузки приводят к дополнительному сдвигу, переупаковке частиц, разрушают структуру почвы, увеличивают ее плотность и количество пылевидных фракций, а, в конечном итоге, все это ведет к воздушно-водному

голоданию растений и нарушению экологии агроландшафтов. В результате воздействия движителей МТА происходит уплотняющая деформация почвы, глубина которой варьируется от 0,2–0,3 м до 1 м в зависимости от типа почв и прикладываемых нагрузок. При многократном воздействии на почву идет накопление уплотнения как в пахотном, так и подпахотном горизонтах [9, 10].

В связи с этим задача по снижению уплотняющего воздействия пневмоколесных движителей от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок является актуальной.

Применявшиеся до сих пор методы исследования физико-механических свойств почв уже не могут удовлетворять новому уровню исследований. Необходимо разработать такие методы, которые будут учитывать время и скорость воздействия на почву движителей, моделировать явления и прогнозировать процессы уплотнения на разных почвах с учетом их реологических свойств, что в конечном итоге позволит учитывать скорости протекания деформации и прогнозировать ее величины в зависимости от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок.

Для прогнозирования показателей воздействия на почву ходовых систем проектируемых машин необходимы теоретические и экспериментальные исследования, учитывающие параметры колебательной системы трактора, реологические свойства почвы и рельеф ее поверхности.

На основании проведенных исследований предложены оригинальные конструкции движителей, подвесок, гасителей колебаний мобильных энергосредств, использование которых позволит повысить надежность, долговечность работы, плавность хода и проходимость машинно-тракторного агрегата, улучшить условия работы оператора, снизить величину вертикальных вибродинамических нагрузок на опорную поверхность и уплотнение почвы, а, следовательно, сохранить экологию агроэколандшафтов.

ГЛАВА 1. УПЛОТНЯЮЩЕЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ДВИЖИТЕЛЕЙ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ НА ПОЧВУ

1.1. Подверженность почв Республики Беларусь воздействию машинно-тракторных агрегатов

Уровень воздействия машинно-тракторных агрегатов (МТА) на почву зависит от ее свойств. Наиболее устойчивы почвы, имеющие ярко выраженную прочную структуру, высокое содержание гумуса. К таким почвам можно отнести черноземы.

Республика Беларусь характеризуется неоднородным почвенным покровом, ее общая земельная площадь – 20759 тыс. га. Сельскохозяйственные угодья занимают 9332,7 тыс. га, из них пашня – 6230,1 тыс. га (66,7 %), сады и ягодники – 145,8 тыс. га (1,6 %), сенокосы и пастбища – 2974,8 тыс. га (31,7 %). На пашне преобладают дерново-подзолистые (51,7 %) и дерново-подзолистые заболоченные (36,5 %) почвы [11].

Почва состоит из твердой, жидкой и газообразной фаз. Влияние твердых частиц на ее физико-механические свойства будет проявляться тем сильнее, чем меньше их размер, а, следовательно, и больше суммарная поверхность в единице объема почвенной системы, что послужило главным признаком классификации почв.

В Беларуси применяется классификация почв, предложенная Н. А. Качинским, по которой условно разделяют все твердые частицы на физический песок ($d > 0,01$ мм) и физическую глину ($d < 0,01$ мм). В табл. 1.1 приведена классификация почв по процентному содержанию физического песка и физической глины [12].

Большинство почв имеет слоистую структуру. Верхний слой (фон) включает корни растительности и органические отложения. К таким фонам относятся: целина, задернелая пахота, а также стерня растений. Фон также создается за счет обработки почвы органами сельскохозяйственных орудий. Верхний и подстилающий слои обладают неодинаковыми свойствами. Однако, если толщина слоя соизмерима с глубиной следа, то двухслойную структуру с достаточной степенью точности можно рассматривать как однослойную.

Механический состав почвы значительно влияет на тягово-сцепные качества МТА. При взаимодействии движителей с почвой происходит ее смятие, сдвиг в различных направлениях, в результате

чего в ней возникают поля нормальных и касательных напряжений, распространяющихся как в стороны от приложения нагрузки, так и на глубину. От способности почв выдерживать указанные нагрузки зависят глубина следа используемого МТА и сила сцепления.

Таблица 1.1

Классификация почв и пород по механическому составу [12]

Краткое название почвы по механическому составу	Содержание физической глины в почве, %			Содержание физического песка в почве, %		
	подзол-истого типа	степного типа	солонцы и сильно солонцеватая	подзолистого типа	степного типа	солонцы и сильно солонцеватая
Песчаная:						
рыхло-песчаная	0-5	0-5	0-5	100-95	100-95	100-95
связно-песчаная	5-10	5-10	5-10	95-90	95-90	95-90
супесчаная	10-20	10-20	10-15	90-80	90-80	90-85
Суглинистая:						
легкосуглинистая	20-30	20-30	15-20	80-70	80-70	85-80
среднесуглинистая	30-40	30-45	20-30	70-60	70-55	80-70
тяжелосуглинистая	40-50	45-60	30-40	60-50	55-40	70-60
Глинистая:						
легкоглинистая	50-65	60-75	40-50	50-35	40-25	60-50
среднеглинистая	65-80	75-85	50-65	35-20	25-15	50-35
тяжелоглинистая	80	85	65	20	15	35

Почвы обладают упругими и вязкими свойствами. Изменение их физико-механических свойств происходит под действием нагрузок за счет переупаковки частиц, а также изменения среднего расстояния между ними. После снятия нагрузок упругие деформации стараются вернуть частицы почвы в свое первоначальное положение.

Большое влияние на характер взаимодействия движителей МТА с почвой оказывает влажность. При повышенной влажности трение и сцепление частиц почвы падают, и уменьшается ее несущая способность.

Для роста и развития растений в равной степени требуются питание, вода и воздух. К основным физическим свойствам почвы относят: плотность, структурное состояние, твердость, пористость и др. [7, с. 12].

Плотность является одной из основных агрономических характеристик почвы, которая отражает ее строение, водно-физические свойства, а также и биологическую активность. От плотности почвы зависят воздушный, водный, тепловой, питательный режимы, а, следовательно, жизнедеятельность почвенной флоры и фауны. Процесс обработки почвы должен быть направлен на регулирование ее оптимальной плотности, зависящей не только от ее гранулометрического состава, но и от выращиваемой культуры. Многими учеными доказано, что оптимальная плотность пахотного горизонта для большинства культур находится в пределах 1100 – 1300 кг/м³ [13, 14].

В табл. 1.2 приводится равновесная и оптимальная плотность почвы для полевых культур [13, с. 19].

Таблица 1.2

Равновесная и оптимальная плотность почвы для культур [13]

Почва	Механический состав	Плотность почвы, кг/м ³		
		равновесная	оптимальная для культур	
			пропашных	пропашных
Дерново-подзолистая	Песчаная связная	1500–1600	-	1400–1500
Дерново-подзолистая	Супесчаная	1300–1400	1200–1350	1100–1450
Дерново-подзолистая	Суглинистая	1350–1500	1100–1300	1000–1200
Дерново-карбонатная	Суглинистая	1400–1500	1100–1250	1000–1200
Дерново-глеватая	Суглинистая	1400	1200–1400	-
Луговая пойменная	Суглинистая	1150–1200	-	1000–1200
Болотная	Степень разложения торфа 35–40 %	170–180	-	230–250
Серая лесная	Тяжелосуглинистая	1400	1150–1250	1000–1200
Чернозем	Суглинистая	1000–1300	1200–1300	1000–1300

При разном уровне увлажнения на почвах одного и того же типа величина оптимальной плотности неодинакова. Исследования, проведенные А. И. Пупониным [13], показали, что в годы с нормальным и недостаточным увлажнением в пахотном слое дерново-подзолистой среднесуглинистой почвы плотность для ячменя равнялась

1200...1250 кг/м³, а при повышенном увлажнении – 1100...1200 кг/м³. Это связано с воздействием на урожай водно-воздушного режима, который может быть оптимальным при разных значениях плотности почвы, в зависимости от действия метеорологических и других факторов. Неблагоприятное влияние большой плотности почвы на урожайность сельскохозяйственных культур уменьшается и при высокой обеспеченности растений элементами питания.

При внесении минеральных удобрений показатель оптимальной плотности увеличивается на 100...200 кг/м³ [13, с. 18]. Анализируя данные табл. 1.2, а также результаты исследований, проведенных учеными [5, 15...17], следует, что равновесная плотность дерново-подзолистых почв выше оптимальной, что можно объяснить содержанием в ней большого количества пыли, а также влиянием тяжелых сельскохозяйственных машин.

При уплотнении почв движителями идет разрушение почвенной структуры, уменьшается количество некапиллярных пор, что приводит к снижению коэффициента фильтрации и увеличению испарения почвенной влаги [17]. По данным И. Б. Ревута [16], при уплотнении тяжелосуглинистого чернозема с 1000 до 1600 кг/м³ общее количество пор размером более 60 мкм уменьшается с 18,3 до 1,1 %. В процессе уплотнения уменьшается не только общее количество пор, но и их размер. Многими исследованиями [18...20] установлено, что корневые волоски не могут расти, если поры почвы меньше 10 мкм. Поры менее 3 мкм недоступны и для микроорганизмов. W. Gruber [21] установил, что при увеличении плотности почвы с 1620–1690 кг/м³ до 1820–1860 кг/м³ суточный прирост массы корней озимого ячменя в слое 50–100 мм уменьшился в два раза, а в слое 100–150 мм уже почти в 10 раз.

И. Б. Ревут [22] приводит данные о том, что при увеличении плотности чернозема с 1100 до 1640 кг/м³ скорость фильтрации влаги снижается в 1000–5000 раз. Эти факторы отрицательно влияют на изменение питательного режима растений и, в конечном итоге, уменьшают урожайность сельскохозяйственных культур.

Г. Александров, Н. Королев [23], исследуя влияние движителей тракторов К-700, ДТ-75 и МТЗ-50 на изменение структуры минеральной почвы, пришли к выводу, что после прохода трактора наибольшему изменению подвергаются мелкие фракции почвы размером 0,5 мм

и менее, процентное увеличение которых после прохода исследуемых тракторов характеризует распыляющее действие движителей на почву, причем колесные тракторы сильнее распыляют почву в следах, чем гусеничные.

Связь степени уплотнения с механической прочностью и водопрочностью почвенной структуры отмечается многими авторами [24, 25]. Ими было установлено, что микроструктурные почвы сжимаются сильнее макроструктурных.

В исследованиях В. Н. Шептухова [26] показано, что при многократном проезде МТА по почве разрушение структуры наблюдается на глубину до 500 мм. После вспашки уплотненных участков, содержание агрегатов крупнее 10 мм на них было на 15–20 % выше, чем на контрольном участке, а также на 10 % уменьшилось содержание более ценных агрегатов размером от 0,25 до 10 мм. Особенно сильному уплотнению подверглись верхние слои пахотного горизонта, где плотность составила 1500–1520 кг/м³.

В опытах, проведенных А. М. Кононовым на дерново-подзолистой почве при влажности 19 % и плотности 1090 кг/м³, показано, что плотность почвы в следах трактора МТЗ-50 увеличилась до 1400 кг/м³, ДТ-75 – до 1400 – 1430 кг/м³, а К-700 – до 1410 – 1460 кг/м³ [17, с. 30].

Г. Д. Белов и А. П. Подолько [27] отмечают, что большое влияние на плотность почвы оказывает ее влажность: «...при влажности почвы 24,9 % объемная масса почвы после однократного прохода Т-74 увеличилась на 290 кг/м³, а при влажности 27,5 % – всего на 50 кг/м³. Пятый проход МТЗ-80 при влажности почвы 24,7 % в слое 0...200 мм увеличил объемную массу на 580 кг/м³, при влажности 24,7 % – только на 230 кг/м³. Следовательно, наибольшее уплотнение достигается при оптимальной влажности; сухая или очень влажная почва менее уплотняется по следу трактора. При влажности свыше 26 % на почве остается колея глубиной до 100...120 мм» [27, с. 6].

Исследования, проведенные И. С. Нагорским [28], показывают, что в слое 300–500 мм дерново-подзолистые почвы имеют плотность близкую к критической 1470–1690 кг/м³. При этом проблема переуплотнения усугубляется еще и тем, что 50–70 % пахотных земель расположены на эрозионно-опасных склонах. Из-за переуплотненного подпахотного слоя при интенсивном снеготаянии, ливнях на таких почвах развиваются эрозионные процессы, при этом выносятся за пределы поля удобрения, происходит загрязнение среды.

Объем потерь почвы с посевных площадей США из-за эрозии в 1982 г. был 3 млрд тонн в год, в том числе из-за водной эрозии 1,8 млрд тонн в год (60 %) и ветровой 1,2 млрд тонн в год (40 %). Это означает, что средние потери почвы с 1 га пашни составили 20 тонн в год [29, с. 44].

В опытах [30] по изучению различного количества проходов тракторов ДТ-75, Т-150К и К-700 на уплотнение пахотного и подпахотного слоев дерново-подзолистой суглинистой почвы на ее плодородие показано, что при передвижении тракторов по физически спелой почве уплотняющая деформация распространяется на глубину до 400 мм. При суммарном многократном воздействии движителей МТА на почву зафиксировано накопление уплотнения в пахотном и подпахотном слоях. Отмечается также, что уплотняющая деформация распространяется как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении. В горизонтальном направлении деформация в зависимости от типа движителя, массы трактора и влажности почвы распространяется на 350–700 мм. Наибольшее уплотнение отмечено по оси следа трактора, по мере удаления от него уплотнение почвы уменьшается.

В. В. Кацыгин [31] обобщил результаты экспериментальных исследований по влиянию механических свойств почв на их уплотнение и на их основании разработал теорию деформирования почв в зависимости от их механического состава и влажности, а В. В. Гуськов [32] использовал эти данные для обоснования оптимальных параметров тракторов.

В исследованиях многих ученых показано переуплотнение дерново-подзолистой почвы в колее. При проходе трактора Т-74 плотность почвы в слое 0–200 мм повысилась на 110 кг/м^3 , при проходе МТЗ-50 – на 150 кг/м^3 , Т-150К – на 230 кг/м^3 и К-700 – на 360 кг/м^3 . Деформация почвы при проходе трактора К-700 прослеживается на глубину до 600 мм [33].

Установлено [34], что трактор МТЗ-50 с прицепом 1-ПТУ-3,5 образовывал колею глубиной до 110 мм и повышал плотность в колее в слоях 0–100 и 100–200 мм соответственно на 320 кг/м^3 и 310 кг/м^3 . Во время боронования трактор К-700 оставлял колею, плотность почвы в которой была выше на $320\text{--}210 \text{ кг/м}^3$, чем вне колее.

Уплотнение почв движителями ведет к повышению ее твердости. При посеве зерновых трактором К-700 твердость была выше на 1,18–1,28 МПа в слое 0–100 мм и на 0,68–1,04 МПа в слое 150–250 мм, чем вне колее [35]. По следу трактора ДТ-75 твердость была выше на 0,2–0,8 МПа.

А. В. Королевым [36] отмечено уменьшение в дерново-подзолистой почве по следу трактора нитратных форм азота.

Переуплотненные участки почвы создают повышенное сопротивление при последующих обработках, что ведет к снижению производительности и увеличению расхода топлива. Вспашка и последующая обработка предварительно уплотненной почвы хотя и позволяет снизить ее плотность до $900\text{--}1000 \text{ кг/м}^3$, но сопровождается глыбообразованием, одновременно возрастают затраты энергии на ее последующую обработку. Отмечено [5, с. 19–20], что по следам гусеничных тракторов сопротивление вспашке возрастет на 16–25 %, тяжелых колесных тракторов и автомобилей – на 46–65 %, транспортных агрегатов – на 72–90 %. Для получения приблизительно равных показателей крошения почвы в колее после прохода Т-150К и за ее пределами требуется приложить усилие разрушения, различающееся в 10 раз.

Вопросы энергосберегающих технологий и комплектования МТА со сниженным воздействием на почву рассмотрены в работах [7, 13, 38...42] и др.

На основе обобщения многих экспериментальных данных А. Н. Орда [37] разработал рекомендации по формированию и эксплуатации МТА со сниженным уровнем уплотняющего воздействия на почву.

1.2. Влияние статических и вибродинамических нагрузок на изменение свойств почвогрунтов

Различные принципы уплотнения почвогрунтов можно упрощенно представить как статическое давление, удар и вибрацию [43, с. 48], представленные на рис. 1.1.

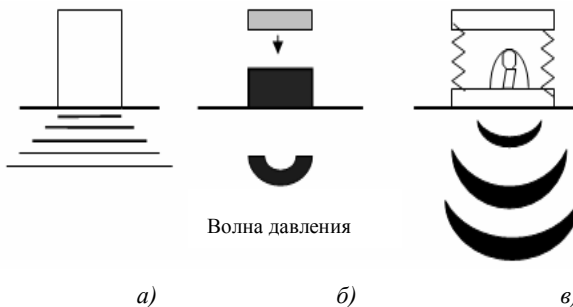


Рис. 1.1. Виды уплотнения почвы [43, с. 48]:
а) – статическое давление; б) – удар; в) – вибрация

Экспериментальное изучение деформируемости почв от статических нагрузок проводилось многими учеными [7, 37, 44...49]. Зависимость осадки почвы h_n от нормальной вертикальной нагрузки σ (рис. 1.2) при этом носит нелинейный характер [48, с. 34].

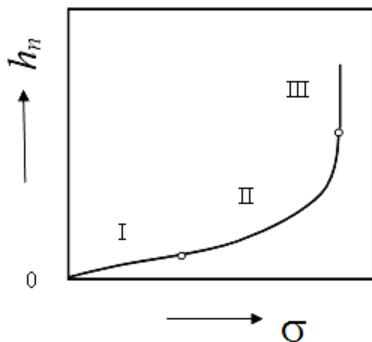


Рис. 1.2. Кривая осадки почвы под штампом [48]

На кривой можно выделить три характерных участка, отображающих особенности взаимодействия между внешними вертикальными нагрузками σ и внутренними силами сопротивления почвы. На участке I кривая близка к наклонной прямой – здесь происходит уплотнение почвы. На участке II осадка почвы растет быстрее, чем внешняя нагрузка – почва не только уплотняется, но в ней возникают очаги местных сдвигов; по мере роста внешней нагрузки напряжения сдвига становятся в ряде мест больше внутреннего трения и сцепления между частицами почвы, в результате чего рост осадки постепенно становится все более интенсивным. На участке III начинается пластическое течение почвы: весь массив, вовлеченный в деформации, охвачен сдвигами; уплотнение почвы прекращается, и вся она из-под колес и гусениц выдавливается в стороны. Участок III кривой представлен на рис. 1.2 вертикальной прямой; на этом участке условно принято, что осадка прогрессирует без повышения внешней нагрузки. Соотношение участков определяется состоянием почвы и размерами штампа.

Для установления зависимости распределения давления, действующего в пределах контактной поверхности колеса и почвы, необходимо установить связь между давлениями и деформациями опорного основания.

Для нахождения деформации почвы (h_n , м) в зависимости от действующей вертикальной нормальной нагрузки (σ , Па) (давления p) В. П. Горячкин и М. Н. Летошнев предложили следующую зависимость [50, с. 245]:

$$\sigma = p = ch_n^{\mu_n}, 0 \leq \mu_n \leq 1, \quad (1.1)$$

где c – коэффициент, учитывающий свойства почвы, Н/м³;
 μ_n – показатель деформируемости почвы.

Ограничение применения данной формулы состоит в том, что параметры c и μ_n зависят от размеров штампа.

М. Г. Беккером [46, с. 10] предложена формула, позволяющая полнее отразить физическую сущность процесса деформации почвы штампом:

$$\sigma = p = \left(k_\varphi + \frac{k_c}{b} \right) h_n^{\mu_n}, \quad (1.2)$$

где k_φ, k_c – коэффициенты, учитывающие связность и трение в почве;

b – ширина штампа, м.

В. В. Кацыгин [31] для выражения закона деформации почвы предложил гиперболическую зависимость:

$$\sigma = p = p_0 \cdot th \frac{k}{p_0} h_n, \quad (1.3)$$

где p_0 – предел несущей способности почвы, Па: $p_0 = A_0 + B_0 \frac{\Pi}{F}$;

k – коэффициент объемного смятия почвы, Н/м³;

A_0, B_0 – константы, определяющие сопротивление срезу и сжатию почвы;

Π, F – периметр (м) и площадь (м²) пятна контакта, соответственно.

С. С. Корчунов [51] предлагает следующую зависимость:

$$\sigma = p = p_0 \left(1 - e^{h_n/k}\right). \quad (1.4)$$

Однако формулу (1.4) можно получить из преобразований формулы (1.3).

Приведенные формулы эмпирические, в них отсутствует время, и поэтому деформации почвы являются либо упругими, либо упруго-пластическими, с ростом которых до определенных пределов почва уплотняется.

Исследования по влиянию вертикальных вибродинамических нагрузок на уплотнение почвы практически не проводились. Все опыты были проведены на вибростендах и при помощи штампов, моделирующих систему «фундамент–грунт».

Многими исследователями (Л. С. Амарян, Д. Д. Баркан, Н. Д. Красников, Г. М. Ляхов, О. А. Савинов, Н. Я. Хархута, Н. Lorentz и др.) доказано, что механические свойства грунтов зависят от параметров вертикальной вибродинамической нагрузки, т. е. интенсивности давлений амплитудного и частотного диапазонов.

Д. Д. Барканом [52] и О. А. Савиновым [53], а позднее и другими учеными [54, 55], были проведены опыты по изучению уплотнения песчаного грунта под действием вибрации и одновременном влиянии статической и вибродинамической нагрузки. Исследовалось влияние разных факторов на процесс виброуплотнения грунтов и проведены опыты на песках разной влажности.

В работе Д. Д. Баркана [52] говорится, что «...при действии вибрации в грунте возникает физическое явление, которое вызывает изменение сил трения и сцепления в нем, а последнее приводит к разрушению структуры грунта и дальнейшему его уплотнению». Исследования вибрационного воздействия на сухие пески показали, что при определенных значениях вибрации силы частоты сопротивления сдвигу падают на 30–50 % благодаря снижению сил, которые удерживают частицы в равновесии. Все это приводит к разрушению структуры и перемещению частиц, которые принимают более устойчивое положение, потому что при увеличении ускорения колебаний до какой-то границы значение коэффициента внутреннего трения (f_T) резко уменьшается и стремится к некоторому значению, зависящему от свойств грунта (рис. 1.3).

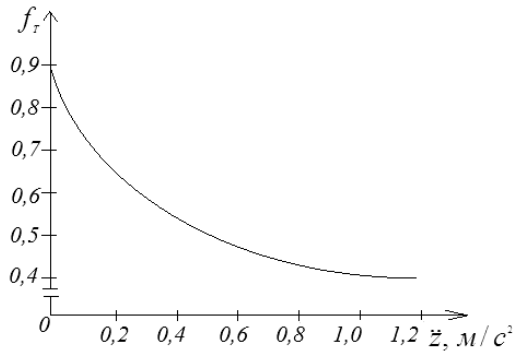


Рис. 1.3. Зависимость коэффициента внутреннего трения (f_T) от значения ускорения (\ddot{z}) [52, с. 39]

При вибрировании с некоторым ускорением грунт постоянно уплотняется и достигает определенного значения по плотности, которая зависит от значения ускорения колебаний и не всегда равна своему максимальному значению. Пористость грунта снижается при увеличении ускорения колебания и каждому вибродинамическому воздействию соответствует своя предельная плотность, названная Д. Д. Барканом «порогом вибрационного уплотнения». «Наибольшее влияние на прочность грунтов оказывают динамическое и статическое напряжения, которые определяются для данного грунта амплитудой колебаний и весом пригрузки. С увеличением частоты вибраций при прочих равных условиях грунт может потерять устойчивость при меньших значениях вертикальных динамического и статического давлений. С увеличением амплитуды колебаний остаточные деформации возрастают: сначала медленно, а затем все быстрее. При приближении амплитуды колебаний к некоторому критическому значению осадки резко возрастают и прочность грунта нарушается» [52, с. 48].

Исследуя влияние вибрации на уплотнение грунтов различной влажности, Н. Я. Хархута [55] сделал вывод, что сухие и полностью насыщенные водой пески уплотняются более интенсивно, вследствие меньшей связности и прочности структуры.

Существенное влияние на изменение грунта при вибродинамических воздействиях оказывает статическая пригрузка. О. А. Савинов [53] отмечает, что при отсутствии статической нагрузки, уплотнение несвязанного грунта начинается при малых вибрациях. Постепенное увеличение колебаний приводит почти к полному его уплотнению.

Уплотнение грунтов вибрацией происходит только тогда, когда степень их плотности не больше максимальной для данного состояния, что является критерием для оценки его уплотнения [56, с. 260]:

$$D < D_0, \quad (1.5)$$

где $D_0 = \frac{e_{\max} - e_0}{e_{\max} - e_{\min}}$ – максимальная структурная плотность;

e_{\max}, e_{\min}, e_0 – коэффициенты пористости, соответствующие максимальному уплотнению грунта, наиболее рыхлому состоянию его и исследуемого образца до вибрации, соответственно.

Исследования по влиянию вибрации на изменение свойств почвогрунта проводились с песками в сухом, влажном и насыщенном состоянии.

Л. С. Амарян [57] проводил исследования по определению влияния вибрации на уплотнение торфа, результаты показали, что уплотнение торфа зависит от времени вибрирования, частоты, амплитуды колебаний, нагрузки (рис. 1.4), опыты проводились при следующих параметрах колебаний: $p = 25$ кПа, $A = 0,82$ мм, $\omega = 125$ с⁻¹.

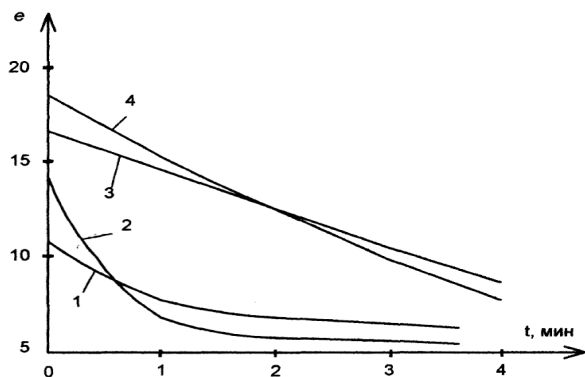


Рис. 1.4. График зависимости коэффициента пористости (e) от времени деформирования (t) при разной влажности торфа [57, с. 78]:
 1 – $W = 20$ %; 2 – $W = 52$ %; 3 – $W = 122$ %; 4 – $W = 630$ %

Из рис. 1.4 видно, что при малом влагосодержании торфа ($W = 20$ %, кривая 1) уплотнение протекает быстро и после 40 с практически

прекращается, при $W = 52\%$ (кривая 2) время виброуплотнения до предельной плотности возрастает в 2 раза. Если в торфе присутствует подвижная влага, виброуплотнение сопровождается отжатием воды из пор, что приводит к замедлению процесса консолидации во времени (кривые 3 и 4). При влажности $W = 100\text{--}150\%$ процесс виброуплотнения прекращается в течение 30–60 с, а для влагонасыщенного имеет длительный характер – 5 мин и более.

На рис. 1.5 представлена зависимость коэффициента пористости от внешней нагрузки при разной влажности торфа. Влияние вибрации на процесс уплотнения торфа проявляется более интенсивно при малых давлениях и высокой влажности. С ростом внешнего давления эффект вибрирования постепенно снижается, указывая на появление в контактах частиц значительных сил трения, которые препятствуют свободному скольжению вибрируемых фракций.

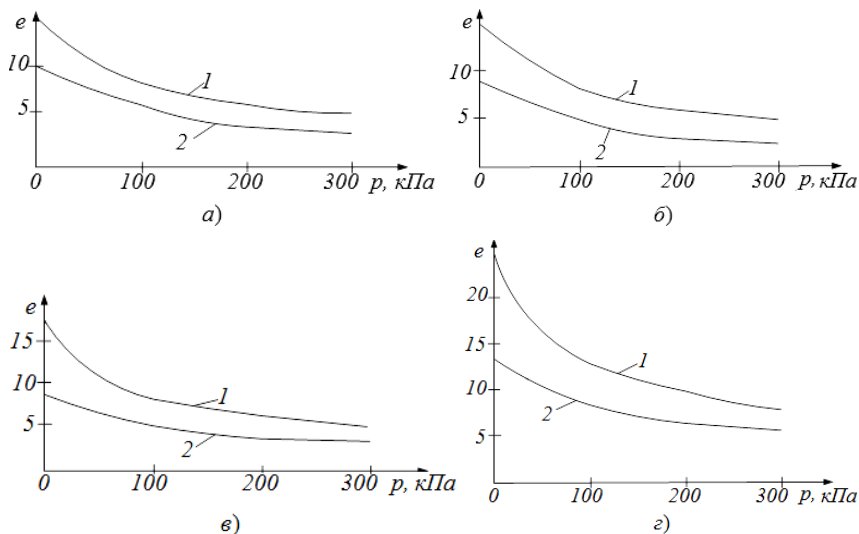


Рис. 1.5. Зависимость коэффициента пористости (e) от внешней нагрузки (p) при разной влажности торфа W [57, с. 79]

а) – $W = 20\%$; б) – $W = 52\%$; в) – $W = 122\%$; г) – $W = 630\%$;

1 – без вибрации; 2 – с вибрацией

При изучении влияния амплитуды и частоты колебаний на процесс виброуплотнения торфа было установлено, что с увеличением амплитуды от 0,16 до 10 мм плотность возрастает весьма интенсивно

и достигает величины 745 кг/м^3 , т. е. наибольшее уплотнение наблюдается при давлении 40–60 кПа, частоте 50–60 Гц и амплитуде колебаний 10 мм [57, с. 79].

Исследования, проведенные Д. Д. Барканом [52] для фундаментов, показали, что собственные частоты колебаний системы масса-грунт располагаются в диапазоне 5–25 Гц.

При воздействии на почву сельскохозяйственных движителей также возникают собственные колебания почв с частотой 1,4–1,6 Гц до глубины 0,8 м, при которых возможно резкое их уплотнение [33].

Для анализа уплотнения почв от действующих вертикальных нагрузок движителей был создан ряд моделей почвогрунтов: упруголинейные; модели, учитывающие демпфирующие свойства грунтов; нелинейноупругие и упругопластичные. Упруголинейными моделями занимались Д. Д. Баркан [52], Н. Lorentz [58], О. А. Савинов [59] и др. В основу этой модели принят ряд допущений, согласно которым тело, которое нагружает почвогрунт, – абсолютно жесткое и недеформируемое, почвогрунт – невесомый, связь между напряжением и деформацией почвогрунта – линейная, силы неупругого сопротивления почвогрунта, которые определяют затухание колебаний, принимаются пропорциональными первой степени скорости перемещений. Вся поставленная задача сводится к задаче о колебаниях твердого массивного тела, которое опирается на невесомые пружины. Уравнение вертикальных колебаний (z) массы (m , кг) на почвогрунте имеет выражение [60]:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \lambda_z^2 z = P_z(t) / m, \quad (1.6)$$

где $D < D_0$, n – коэффициент затухания колебательной системы, с^{-1} ;

λ_z – круговая частота собственных вертикальных колебаний, с^{-1} ;

$P_z(t)$ – возмущающая сила, Н.

При рассмотрении демпфирующих (вязких) свойств почвогрунтов учитывают, что в реальных условиях при колебаниях наблюдаются необратимые потери энергии на преодоление внутренних сил неупругого сопротивления, на распространение упругих волн от источника колебаний и на пластические деформации почвогрунта и его сдвиг.

Для описания этих законов часто используются модели Максвелла и Фойгта [37, 49, 61...64, 73 и др.].

Д. И. Золоторевская в своих трудах [61, 62] связь между напряжением (σ) и относительной деформацией (ε) почвы находит по зависимости:

$$\sigma = qT \frac{d\varepsilon}{dt} - T \frac{d\sigma}{dt}, \quad (1.7)$$

где T , q – механические характеристики почвы, зависящие от плотности ρ и частоты вращения колеса ω_k :
 $1/T = 3,14 + 0,9\omega_k - 1,6\rho$; $q = 23,8\rho - 15,6$;
 t – время, с.

Анализируя формулу (1.7), необходимо отметить, что данное уравнение соответствует модели Максвелла с коэффициентами q и T , которые зависят от плотности почвы и угловой скорости качения колеса и принимаются постоянными при одном проходе по почве колеса с постоянной скоростью.

А. Ю. Ишлинский [63] также использует уравнение Максвелла:

$$\sigma = \frac{1}{\nu} \frac{dh}{dt} - \frac{K_{\text{упр}}}{\nu} \frac{d\sigma}{dt}, \quad (1.8)$$

где ν , $K_{\text{упр}}$ – вязкость почвы и коэффициент ее упругости.

Н. Я. Хархута предлагает применять модель Фойгта [64, с. 33]:

$$\sigma = \frac{\varepsilon}{\left[1/U + 1/\Pi_n + 1/(\eta_0\chi) \ln(1 + 0,5\chi t) \right]}, \quad (1.9)$$

где U, Π_n – модули упругой и необратимой (независимой от t) деформаций, Па;

η_0 – коэффициент вязкого сопротивления в начале процесса, Па·с;

t – время, с;

η – коэффициент вязкости, зависящий от времени, Па·с;
 $\chi = (\eta - \eta_0) / (\eta_0 t)$, с⁻¹.

1.3. Взаимодействие пневмоколесных движителей с почвой

Процесс механического воздействия пневмоколесных движителей сельскохозяйственной техники существенно отличается от вдавливания в почву плоского штампа.

В этой области хорошо известны работы В. П. Горячкина [65], В. В. Кацыгина [31, 66], Г. С. Горина [66], И. П. Ксеновича [67], В. А. Скотникова [50, 67], Н. А. Ульянова [68], М. И. Ляско [67, 69], В. Ф. Бабкова [45], И. И. Водяника [49], Е. А. Чудакова [48], Я. С. Агейкина [44], В. А. Русанова [7], В. И. Кнороза [71], Ю. В. Чигарева [72, 73], А. Н. Орды [37, 66], А. М. Кононова [17] и других ученых.

Согласно этим исследованиям, деформацию почвы колесом можно подразделять на три вида: вертикальные перемещения почвы; смещение почвы в направлении движения; боковое смещение.

Основным видом деформации почв является вертикальное перемещение (уплотнение). Существенно усложняет процесс взаимодействия колеса с почвой деформация шины, так как она приводит к изменению формы контактной поверхности и характера распределений давлений в контакте.

Форма пятна контакта автомобильной шины с почвогрунтом впервые была исследована А. Л. Маршаком [74]. Результаты показали, что при качении колеса набегающая часть поверхности контакта в продольном сечении близка к дуге окружности. Радиус этой окружности больше радиуса недеформированной шины, а центр смещен вперед относительно оси колеса.

Я. С. Агейкин [44] показал, что многие выводы А. Л. Маршака справедливы лишь для сравнительно жестких шин.

Как показывают исследования Н. А. Ульянова, В. И. Кнороза, А. М. Кононова, В. В. Кацыгина, давление колеса на почву зависит от большого количества факторов: габаритов колеса, давления воздуха в шине, формы протектора и его коэффициента насыщенности, а также физико-механических свойств почвы.

Среднее давление колеса на почву В. И. Кнороз [71] предлагает определять по следующей формуле:

$$q_c = \frac{G}{\pi \cdot h \cdot \sqrt{2R_{\text{ш}}D}}, \quad (1.10)$$

где G – нагрузка на колесо, Н;
 D – диаметр колеса, м;
 $R_{\text{ш}}$ – радиус боковины шины, м;
 h – деформация шины, м.

К недостатком формулы (1.10) можно отнести то, что она не учитывает влияние внутришинного давления и реологические характеристики контактных поверхностей.

М. И. Ляско [69] предлагает для определения величины максимального давления движителя на почву (q_{max}) зависимость:

$$q_{\text{max}} = \sigma_{z\text{max}} K'_z, \quad (1.11)$$

$$\sigma_{z\text{max}} = \frac{Kh_{z\text{max}}}{h_k}, \quad (1.12)$$

где $\sigma_{z\text{max}}$ – максимальное напряжение на глубине z , Па;

K'_z – коэффициент затухания напряжений по глубине, зависящий от отношения глубины слоя z , в котором определяется напряжение, к ширине следа колеса b ;

K – масштаб записи датчика, Па;

h_k – высота контрольного сигнала по осциллограмме, м;

$h_{z\text{max}}$ – высота максимальной ординаты эпюры на осциллограмме, м.

Значения коэффициента K'_z при различном отношении z/b приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Значения коэффициента K'_z в зависимости от отношения z/b [69]

z/b	0	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
K'_z	1	1,04	1,07	1,14	1,22	1,31

Впервые исследование давления колеса на почву было проведено В. Ф. Бабковым [45] при помощи специального динамометрического колеса, которое позволяло определять характер изменения давлений, нормальных и касательных напряжений на различных почвах в зоне средней линии пятна контакта.

На рис. 1.6 показаны кривые распределения σ_z в связном почвогрунте при работе колесного движителя с шиной размером 16,00–20 модели И-156. Полученные данные распределения вертикальных нормальных напряжений в процессе эксперимента [68] хорошо согласуются с формулами (1.11) – (1.12).

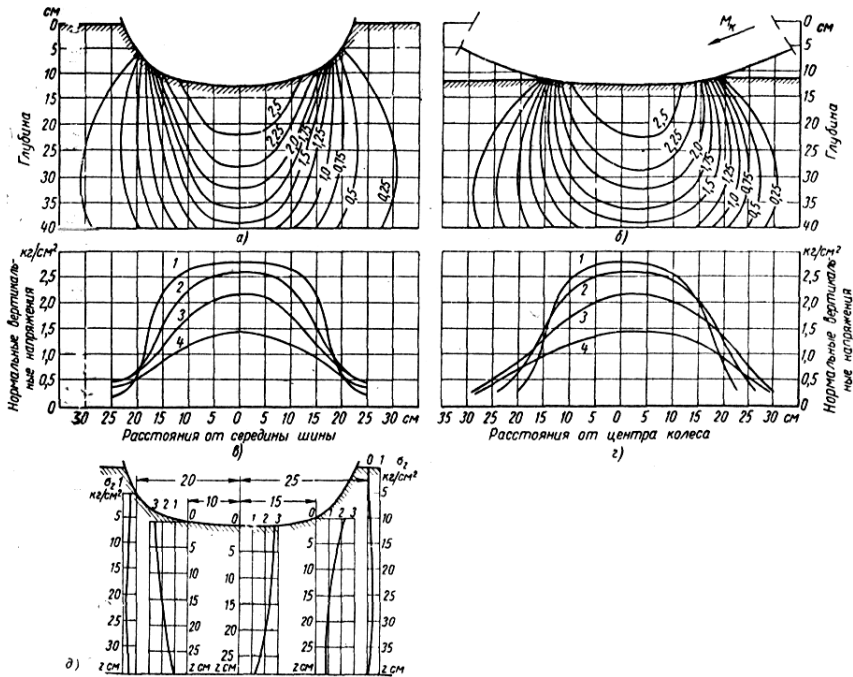


Рис. 1.6. Кривые распределения вертикальных нормальных напряжений в почвогрунте [68]

Н. Я. Хархута [64] предлагает для определения максимального давления колесного движителя на поверхность любой жесткости зависимость:

$$q_{\max} = \sqrt{\frac{q}{\pi^2 R(v_1 + v_2)}}, \quad (1.13)$$

где $q = G/B$ – линейное контактное давление, Н/м;

G – нагрузка на колесо, Н;

R, B – радиус и ширина шины, соответственно, м;

v_1, v_2 – коэффициенты упругости почвы и шины, м²/Н.

В основу вывода формулы (1.13) положены предположения, что зависимость между приложенной вертикальной нагрузкой на колесо, деформацией шины и опорной поверхностью носят линейный характер.

Анализ исследований И. И. Водяника [49] показывает, что наиболее полно судить о деформируемости пневматических шин и почв помогают реологические модели (рис. 1.7).

Из условий их совместного деформирования давление в контакте определяется по формуле [49]:

$$\sigma = \varepsilon_1 E_1 \pm \dot{\varepsilon}_1 \mu_1 \pm \nu E_1, \quad (1.14)$$

где $\varepsilon_1, \dot{\varepsilon}_1$ – относительная деформация пневматической шины и ее скорость распространения (с⁻¹), соответственно;

E_1 – модуль деформации пневматической шины, Па;

μ_1 – вязкость шины, Па·с;

ν – коэффициент, показывающий, какую часть модуля составляют напряжения, обусловленные постоянным внутренним трением в шине.

А. Н. Орда [37], исследуя процесс колееобразования и уплотнения почвы колесными движителями, пришел к выводу о пропорциональности между уплотнением верхнего слоя почвы и давлением на нее.

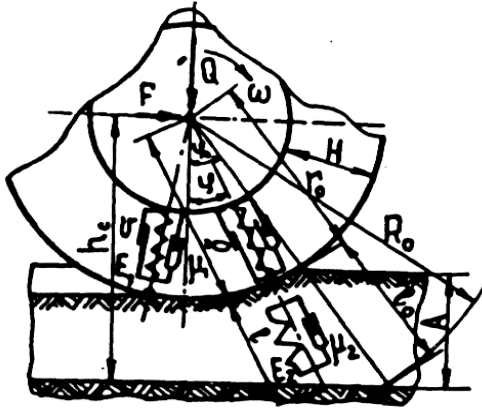


Рис. 1.7. Схема взаимодействия пневматической шины с почвой и реологические модели контактирующих тел [49, с. 32]:

Q – нормальная нагрузка на колесо; r_0 – свободный радиус колеса; l_0 – начальная длина элементарного объема почвы; H – толщина шины; E_2 – модуль деформации почвы; μ_1, μ_2 – вязкость шины и почвы соответственно; A – деформируемый слой почвы; R_0 – расстояние от центра колеса до элементарного объема почвы; φ_0 – угол контакта колеса; ω – угловая скорость вращения колеса; h_c – расстояние от центра колеса до деформируемого слоя почвы

Распределение плотности по глубине определяется экспоненциальной зависимостью:

$$\rho_x = \rho_{\Pi} \left(1 + \frac{\beta}{K} \sigma_0 e^{-\beta x} \right), \quad (1.15)$$

где ρ_x – плотность почвы на глубине x , кг/м^3 ;

ρ_{Π} – исходная плотность почвы, кг/м^3 ;

β – коэффициент распределения напряжений, м^{-1} ;

K – коэффициент объемного смятия, Н/м^3 ;

σ_0 – давление колес в контакте с почвой, Па.

Уплотняющее воздействие движителей на почву А. Н. Орда [37] предлагает оценить распределением плотности по глубине и высотой уплотняемого слоя:

$$X_h = \frac{1}{\beta} \ln \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_h} \right), \quad (1.16)$$

где σ_h – напряжение, при котором происходят только упругие деформации, Па.

Исследования А. Н. Орды [37] показали, что для снижения уплотнения почвы целесообразно увеличить количество осей при сохранении постоянной нагрузки, приходящейся на ходовую систему.

Наименьшие глубина колеи и уплотнение почвы достигаются при равномерном распределении массы по осям ходовой системы. При небольших отклонениях от единицы отношения нагрузки q_1 , приходящейся на передние колеса, к средней ($q_1 / q_{cp} = 0,9 \dots 1,1$) приращение плотности почвы мало ощутимо. При $q_1 / q_{cp} > 1,2 \dots 1,4$ и $q_1 / q_{cp} < 0,6 \dots 0,6$ уплотнение почвы по сравнению со случаем равномерного распределения массы значительно возрастает [37].

Исследования В. И. Кнороза [75, с. 47] показывают, что при движении автомобиля по грунтовой дороге амплитуда колебаний нагрузки при основном отклонении составляет $\pm 30\%$, а максимальная вертикальная нагрузка превышает статическую в 2,7 раза.

Уровень низкочастотных колебаний машины тесно связан с компоновкой всех ее узлов, агрегатов, характеристикой пневматических шин – все эти факторы и определяют давление МТА на почву.

1.4. Колебания мобильных энергосредств в условиях эксплуатации

В последнее время рабочие скорости МТА намного повысились, в связи с чем возросли вертикальные вибродинамические нагрузки движителей на опорное основание, в том числе и почву. Особое внимание уделяется влиянию колебаний техники на качество выполнения технологических операций. Ведутся интенсивные исследования по вопросам гашения колебаний МТА с целью обеспечения удовлетворительных условий труда водителей, а также совершенствования конструкций подвесок сельскохозяйственной

техники и плавности хода. Решению этих проблем посвящены работы Г. С. Горина [76], Ю. Л. Волошина [77], Д. А. Попова [78, 79], Е. Я. Улицкого и В. Д. Цвика [80], С. П. Тимошенко [81] и др.

Большое влияние на колебания МТА при их движении оказывают неровности поверхности. Данной проблемой занимались В. Я. Анилович [82], Л. А. Гоberman [83], Р. В. Ротенберг [84], И. Г. Пархиловский [85], Я. М. Певзнер [86], В. И. Субботин [87], Л. Н. Кутин [88] и другие.

Теория колебаний применялась в основном для гашения колебаний транспортных машин, поэтому при применении ее к сельскохозяйственной технике необходимо учитывать их особенности и условия эксплуатации.

Основной причиной, вызывающей колебания сельскохозяйственной техники, является неровность сельскохозяйственных полей; их профиль имеет случайный вид и может быть описан с помощью методов теории случайных функций.

Статистический анализ профилей полей, проведенный В. И. Субботиным [87], Л. Н. Кутиным [88], В. И. Кравченко [6], позволил установить наиболее часто встречающиеся неровности, которые можно принимать как типичные при расчетах и экспериментальных исследованиях тракторов на плавность. Результаты выглядят следующим образом: типичные длины оснований неровностей сельскохозяйственных полей, т. е. расстояния между бороздами поля лежат в пределах от 0,5 до 1 м, а наиболее часто встречающиеся расстояния между бороздами пропашных культур – около 0,7 м. Основные неровности полевых и грунтовых проселочных дорог, щебеночных и гравийных шоссе имеют длину в основном от 0,7 до 2 м, не превосходящую 3 м. Высота большинства неровностей равна 0,05 – 0,08 м, а максимальная высота – 0,15 – 0,30 м.

Экспериментальному исследованию случайных низкочастотных колебаний, возникающих при движении машинно-тракторных агрегатов, посвящены работы [9, 77, 78, 80, 82, 89]. Уровни колебаний измеряются в основном на остова трактора и на рабочем месте водителя. Результаты исследований показывают, что среднеквадратические ускорения на раме современных тракторов находятся в диапазоне 0,1–0,4 g. В табл. 1.4 представлены данные об уровне ускорений на серийных тракторах [89].

Уровень ускорений на серийных тракторах [89]

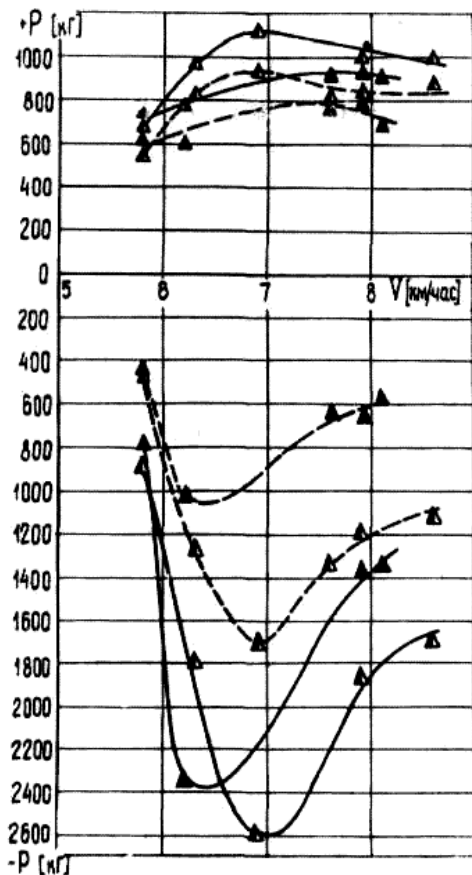
Трактор	Место измерения	\ddot{z} , доли "g"	Коэффициент передачи $k = \ddot{z}_{\text{сид}} / \ddot{z}_{\text{ос}}$	Доминирующие частоты, Гц
Т-40	Сиденье/ пол.каб.	0,25/0,20	1,25	4–8/4
МТЗ-52	Сиденье/ пол.каб.	0,32/0,26	1,20	4,5–9,5/4,5
МТЗ-82	Сиденье/ пол.каб.	0,26/0,23	1,15	3,5–15/3,5–4
Т-150К	Сиденье/ пол.каб.	0,21/0,17	1,22	3,5– 4/0,5-4

Повышение уровня колебаний мобильных энергосредств приводит к росту вертикальных вибродинамических нагрузок, приходящихся на ось колеса.

Н. Ф. Бобиковым и Ю. Л. Волошиным проведены исследования плавности хода трактора Т-40 [90]. На рис. 1.8 представлены значения вертикальных динамических нагрузок на оси качения переднего моста в зависимости от скорости движения трактора с дополнительными грузами при культивации [90, с. 32]. Кривые в пределах 6,0...7,5 км/ч имеют резко выраженную зону резонанса.

Основная энергия колебаний приходится на диапазон частот, определяемый амплитудно-частотной характеристикой трактора и зависящий от параметров компоновки трактора и его системы подвески.

К немногим работам, в которых делается попытка связать повышение уплотнения почвы с возросшими вертикальными вибродинамическими нагрузками на мобильное энергосредство, следует отнести исследования, выполненные Э. Ю. Нугисом [33], В. И. Кравченко [6, 60], Р. Х. Бахтеевым [9], В. Denfors [91], Т. Karczewski [92], D. T. Tran и Т. Muro [93].



\blacktriangle – трактор поддресорен с грузами; \blacktriangle – трактор неподдресорен с грузами;
 ----- – средние; ——— – максимальные

Рис. 1.8. Вертикальные динамические нагрузки на оси качения переднего моста трактора Т-40 при культивации поперек борозд [90, с. 32]

Исследования, проведенные В. И. Кравченко [6] для трактора К-700 в диапазоне скоростей 1,0–3,3 м/с, показывают, что наибольшим колебаниям подвергается поддресорная масса (кабина).

Ускорения неподдресорных масс находятся примерно на одном уровне, причем большие значения преобладают на передней оси. Средние значения ускорений растут с увеличением скорости движения, достигая 0,003–0,007 м/с² [6].

При работе трактора в направлении поперек основной обработки колебания его масс достигают ускорений в 2,5–3 раза выше, чем для направления движения вдоль основной обработки. Распределение дисперсии ускорений неподдрессорной и поддрессорной масс трактора на скоростях 3,6–12,0 км/ч показывает, что частота находится в интервале от 8 до 16 с⁻¹. Частота, на которой происходит максимальное вертикальное вибродинамическое воздействие, мало изменяется с увеличением скорости, а это приводит к волнообразному уплотнению почвы [6, с. 49–51].

Результаты полевых исследований, выполненных В. А. Русановым [7] с использованием натуральных объектов (ДТ-75М, Т-150, Т-150К, К-701), штампов и одометров на мощных черноземах и дерново-подзолистой среднесуглинистой почве, показали, что уплотнение почвы на 70–90 % определяется величиной σ_{zm} – максимального напряжения на глубине z , которое необходимо знать для оценки уплотняющего воздействия движителей. Пренебрежение этим в прошлом привело к существенно большему уплотнению почвы движителями тракторов Т-150 и ДТ-75С по сравнению с их предшественниками Т-74 и ДТ-75М, так как при относительно небольшом возрастании среднего давления, максимальные давления на почву возросли почти пропорционально увеличению нагрузки на опорный каток, которая повысилась на 20–30 %.

Р. Х. Бахтеев [9] предлагает для определения средних напряжений в пятне контакта шины с почвой σ_c использовать выражение:

$$\sigma_c = q_c(t) = \frac{G_D(t)}{F(t)}, \quad (1.17)$$

где $G_D(t)$ – мгновенное значение вертикальной нагрузки, приходящейся на ось колеса трактора, Н;

$q_c(t)$ – среднее давление шины на почву при $G_D(t)$, Па;

$F(t)$ – мгновенное значение величины пятна контакта шины с почвой, м².

Мгновенные значения вертикальной нагрузки на ось трактора можно определить с помощью формулы (3.1) [9, с. 82]:

$$G_D(t) = M(g \pm \ddot{\xi}), \quad (1.18)$$

где M – масса, нагружающая ось колеса, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$\ddot{\xi}$ – значение вертикального ускорения колебаний оси колеса трактора, м/с^2 .

Анализ результатов экспериментальных исследований по определению нагрузок на оси качения колес трактора [8] показывает, что с увеличением скорости движения и давления воздуха в шине величина ускорений осей качения трактора возрастает. Она колеблется в диапазоне $0,02 \dots 0,38 g$ и зависит от микрорельефа неровностей опорной поверхности. Значения вертикальных вибродинамических нагрузок больше статических на 38–40 %.

Из исследований В. Denfors [91] также следует, что вертикальные вибродинамические нагрузки при высоких скоростях движения машин увеличивают степень уплотнения почвы на 40 %, по сравнению со статическими нагрузками.

ГЛАВА 2. МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ СРЕД

2.1. Модели идеальных тел

Точность расчетных методов оптимизации конструктивных параметров и режимов работы тракторов, сельскохозяйственных машин и машинно-тракторных агрегатов определяется в первую очередь выбором рациональных математических моделей деформирования почв [73].

Выполнено большое число экспериментальных и теоретических исследований с целью выявления связей между напряжениями и деформациями в почвах и выбора уравнений для описания этих связей (определяющих уравнений). Однако многие полученные результаты не согласованы между собой. При решении конкретных задач (об определении характеристик взаимодействия колесных и гусеничных движителей с почвой, об уплотнении почв движителями машин и др.) определяющие уравнения почв принимаются не всегда достаточно обоснованно, условия и границы их применимости не устанавливаются. Этим объясняется большое число предложений эмпирических формул и моделей деформируемости почв.

Закономерности деформирования различных тел изучает реология. Вопросам реологических моделей сред посвящено большое количество работ [49, 61, 62, 73, 94...97] и др.

Большую помощь при отыскании из экспериментальных данных реологического уравнения сложного тела оказывает построение механико-математической модели, свойства которой, пусть даже приближенно, отражают поведение реального материала и описываются в виде зависимости силы от удлинения. Заменяя силу на напряжение, а удлинение на деформацию, получают реологическое уравнение.

Для описания закономерностей деформирования используют свойства трех идеальных тел, представленных на рис. 2.1.

Упругие свойства тел отображают моделью в виде упругого элемента (рис. 2.1, *a*) – пружины, обозначаемого символом H . Модуль упругости пружины обозначим E . При действии нагрузки подобный элемент мгновенно приобретает конечную относительную деформацию (ϵ), величина которой связана с прилагаемой нагрузкой (σ , Па) законом Гука:

$$\sigma = E\varepsilon. \quad (2.1)$$

Эта связь будет всегда одинакова как при возрастании, так и при уменьшении напряжения. Поскольку в механике относительную деформацию принято называть просто деформацией, то в дальнейшем мы также будем использовать это выражение.

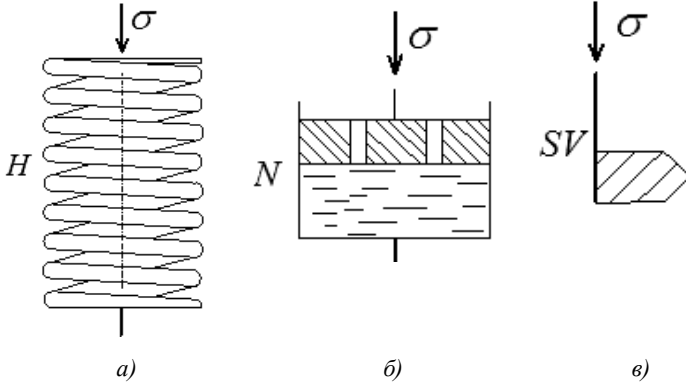


Рис. 2.1. Механические модели:

а) – упругое тело Гука; б) – вязкое тело Ньютона, в) – пластическое тело Сен-Венана

Вязкие свойства тел отображают моделью в виде цилиндра, наполненного жидкостью, в которую погружается дырчатый поршень (рис. 2.1, б), и обозначают символом N .

Принимается, что сила сопротивления жидкости движению поршня прямо пропорциональна скорости движения, т. е. скорости деформации элемента:

$$\dot{\varepsilon} = d\varepsilon / dt. \quad (2.2)$$

Если коэффициент пропорциональности (вязкости) обозначить η (Па·с), то связь напряжения (σ) со скоростью ($\dot{\varepsilon}$) деформации имеет вид:

$$\sigma = \eta \cdot \dot{\varepsilon}. \quad (2.3)$$

При действии нагрузки, мгновенно возрастающей при $t = 0$ от нуля до какой-то конечной величины, поршень не испытывает деформации (в момент $t = 0$). Она возникает только при действии нагрузок в течение некоторого конечного промежутка времени.

При снятии нагрузки деформация не сохраняется, однако восстановление начального положения осуществляется в течение конечного промежутка времени.

Пластические свойства отображаются элементом сухого трения (рис. 2.1, *в*), обозначаемого символом (SV) и подчиняющимся закону Сен-Венана:

$$\sigma = \sigma_T, \quad (2.4)$$

где σ_T – напряжение, до превышения которого деформация не возникает, Па.

2.2. Механико-математические модели почвогрунтов

Комбинации идеальных тел (модели), полученные последовательным и параллельным соединением, по своим свойствам приближаются к реальным телам и строятся на основе изучения свойств реальных тел.

При описании деформирования почв от действующих статических нагрузок наибольшее распространение получили модели Максвелла и Фойгта [37, 49, 55, 61...63, 72, 73, 95].

Модель Максвелла включает два основных элемента – пружину H и демпфер N , соединенные последовательно (рис. 2.2, *а*). Деформация элемента среды (почвогрунта) данной модели ε будет равна сумме деформаций пружины (H) ε_1 и демпфера (N) ε_2 . Напряжение в обоих элементах одинаково.

Учитывая формулы (2.1) и (2.3), получим:

$$\varepsilon_1 = \dot{\sigma} / E, \quad \varepsilon_2 = \sigma / \eta. \quad (2.5)$$

Связь между общей деформацией почвы и напряжением имеет вид:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \dot{\sigma} / E + \sigma / \eta, \quad (2.6)$$

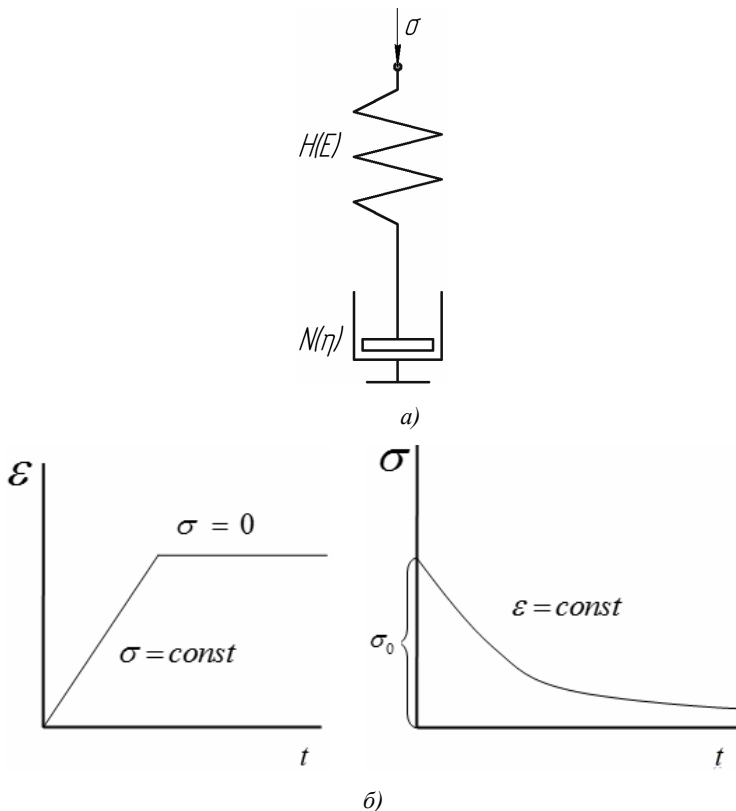


Рис. 2.2. Модель Максвелла (а), ползучесть и релаксация тела Максвелла (б)

Приняв $T_r = \eta / E_0$ – время релаксации, получим:

$$\sigma + T_r \cdot \dot{\sigma} = \eta \cdot \dot{\varepsilon}. \quad (2.7)$$

При постоянной деформации $\varepsilon = const$ решение уравнения (2.7) при начальном условии $t = 0$ и $\sigma = \sigma_0$ будет иметь вид:

$$\sigma = \sigma_0 e^{\frac{-t}{T_r}}. \quad (2.8)$$

Согласно уравнению (2.8), напряжение снижается во времени от начального значения σ_0 до нуля (рис. 2.2, б). При $\dot{\sigma} = const$ уравнение (2.7) переходит в уравнение (2.3), соответствующее непрерывному

нарастанию деформации с постоянной скоростью (рис. 2.2, б), поэтому тело Максвелла можно считать телом, обладающим свойством релаксации, но не проявляющим свойства последействия.

В модели Фойгта пружина (H) и демпфер (N) соединены параллельно (рис. 2.3, а) и их деформации равны между собой, а напряжения различны.

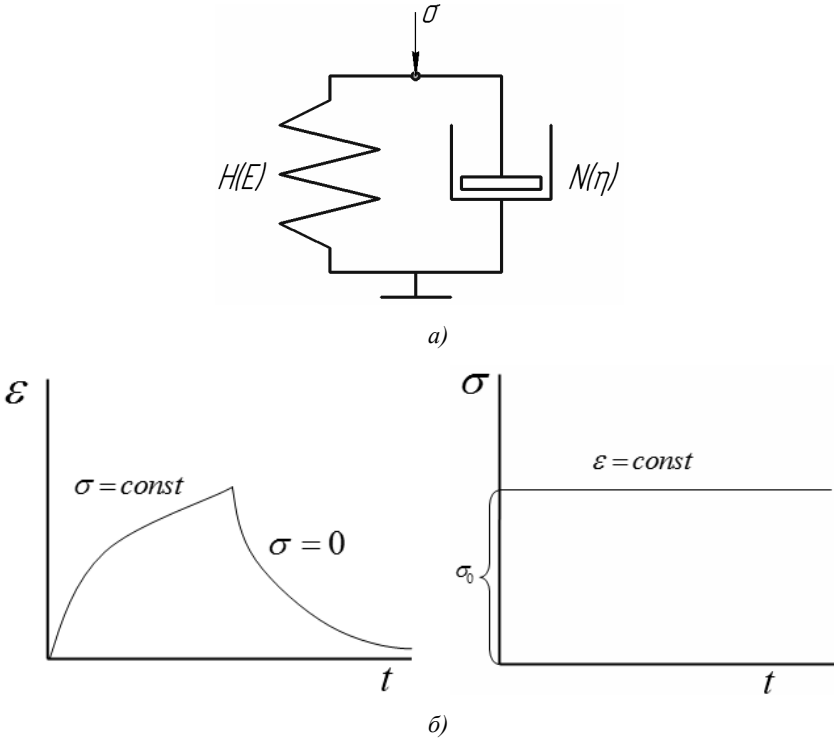


Рис. 2.3. Модель Фойгта (а), ползучесть и релаксация тела Фойгта (б)

Связь между напряжением и деформацией в данной модели имеет вид:

$$\sigma = E\epsilon + \eta\dot{\epsilon}. \quad (2.9)$$

При $\sigma = const$ зависимость (2.9) после интегрирования примет вид:

$$\epsilon = Ce^{\frac{-E\infty t}{\eta}}. \quad (2.10)$$

Постоянная C при начальных условиях $t = 0 \Rightarrow \varepsilon = 0$ откуда $C = -\sigma / E_\infty$. Закономерность изменения деформации во времени примет вид:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_\infty} (1 - e^{-\frac{E_\infty}{\eta} t}). \quad (2.11)$$

Уравнение (2.11) описывает возрастание деформации (рис. 2.3, б) от нуля до конечного, стабилизированного значения $\varepsilon_\infty = \sigma / E_\infty$. Вследствие этого E_∞ следует рассматривать как предельно-длительный модуль упругости (сдвига). Величину $T_p = \eta / E_\infty$ называют временем последствия (запаздывания деформации). При $\varepsilon = const$ напряжение остается постоянным: $\sigma = E_\infty \varepsilon$ (рис. 2.3, б), поэтому тело Фойгта можно назвать телом, обладающим свойствами последствия, но не проявляющим свойства релаксации.

Рассмотрим модель Кельвина, называемую также *обобщенной вязкоупругой средой* [94, 95]. Элемент среды представляет собой соединение двух пружин (H_1, H_2) и одного демпфера (N) (рис. 2.4, а).

Если в момент времени $t = 0$ к элементу среды приложить нагрузку σ , то, вследствие сжатия пружины 1 (H_1), в элементе мгновенно возникает конечная деформация ε_1 :

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma}{E_D}, \quad (2.12)$$

где E_D – модуль упругости пружины 1 (H_1), который соответствует модулю упругости элемента среды при динамическом нагружении, Па.

Сжатие пружины 1 физически выражает деформацию, связанную со сжатием цементирующих пленок солей и водных пленок, расположенных между отдельными частицами почвы.

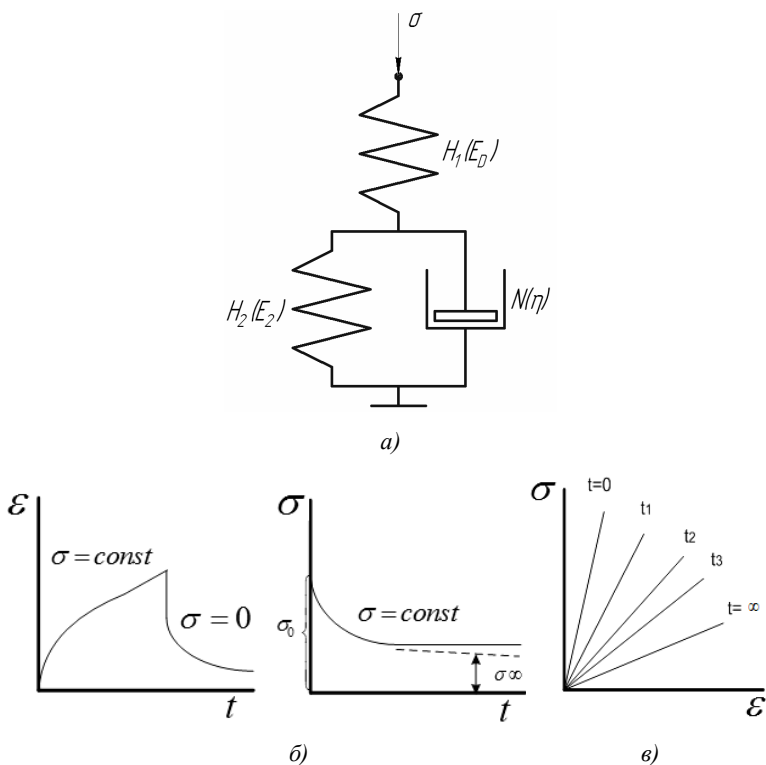


Рис. 2.4. Модель Кельвина (а); ползучесть и релаксация тела Кельвина (б); изменение во времени модуля деформации E (в)

Процесс сжатия пружины 1 обратим. Пружина 2 (H_2) в момент приложения ударной нагрузки никаких деформаций не испытывает, так как ее сжатию препятствует демпфер.

Если нагрузка сохраняется, то происходит постепенное сжатие пружины 2 (H_2) и демпфера (N), их деформации (ϵ_2) в любой момент времени равны между собой, и связь между напряжением и деформацией имеет вид:

$$\sigma = E_2 \epsilon_2 + \eta \dot{\epsilon}_2. \quad (2.13)$$

Деформация пружины 2 (H_2) и демпфера (N) выражает смещение частиц почвогрунтов, их переупаковку. После снятия нагрузки частицы почвы не возвращаются к исходному положению. Это объясняется

тем, что воздух, заключенный в порах, сжимается лишь на несколько процентов и не в состоянии при снятии нагрузки преодолеть силы трения между частицами и вернуть почву к начальному объему.

Рассмотрим, как протекает процесс сжатия элемента почвенной среды.

Деформация среды ε при $t \rightarrow \infty$ равна сумме деформаций обоих элементов:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \frac{\sigma}{E_D} + \frac{\sigma}{E_2}, \quad (2.14)$$

где E_2 – модуль упругости пружины 2 (H_2), Па.

Приняв $\frac{1}{E_D} + \frac{1}{E_2} = \frac{1}{E_C}$, получим предельную деформацию элемента среды (почвы) при $t \Rightarrow \infty$:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_C}, \quad (2.15)$$

где E_C – статический модуль упругости почвы, Па.

С учетом сжатия обеих пружин и поршня связь между напряжением в элементе среды (почве) и его деформацией в любой момент времени имеет вид:

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_1 + \dot{\varepsilon}_2 = \frac{\dot{\sigma}}{E_D} + \frac{\sigma}{\eta} - \frac{E_2 \varepsilon_2}{\eta}. \quad (2.16)$$

Учитывая, что $\varepsilon_2 = \varepsilon - \varepsilon_1$, получим:

$$\mu \varepsilon + \dot{\varepsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E_D} + \frac{\mu \sigma}{E_C}, \quad (2.17)$$

где $\mu = \frac{E_2}{\eta} = \frac{E_D E_C}{(E_D - E_C) \eta}$ – параметр вязкости почвы, с^{-1} .

Пусть время релаксации: $T_r = \frac{\eta}{E_D + E_C}$, тогда при постоянной нагрузке $\sigma = \text{const}$ решение уравнения (2.17) примет вид:

$$\varepsilon = \exp\left(-\frac{E_C}{E_D} \frac{1}{T_r} t\right) + \frac{\sigma}{E_C}. \quad (2.18)$$

Отсюда, при начальном условии $\varepsilon = \varepsilon_0$ при $t = 0$, получим уравнение упругого последействия в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_C} - \sigma \left(\frac{1}{E_C} - \frac{1}{E_D} \right) e^{\frac{-t}{T_P}}, \quad (2.19)$$

где $T_P = \frac{E_D}{E_C} T_r$.

При $t = 0$ уравнение (2.19) примет вид: $\varepsilon_1 = \sigma / E_D$, а при $t = \infty$ получим $\varepsilon_\infty = \sigma / E_C$.

Следовательно, выражение (2.19) можно переписать в виде:

$$\varepsilon = \varepsilon_\infty - (\varepsilon_\infty - \varepsilon_1) e^{\frac{-t}{T_P}}. \quad (2.20)$$

Из рис. 2.4, в видно, что модуль деформации E_D определяет связь между напряжением и мгновенной деформацией ε_1 , а модуль деформации E_C – между напряжением и конечной, стабилизированной деформацией ε_∞ .

Для случая разгрузки $\sigma = 0$ уравнение (2.17) имеет решение:

$$\varepsilon = [\varepsilon_1 - \sigma_1 / E_D] \exp[-(t - t_1) / T_P], \quad (2.21)$$

где σ_1 и ε_1 – соответственно напряжение и деформация, в момент разгрузки t_1 .

При постоянной деформации $\varepsilon = const$ уравнение (2.17) описывает релаксацию напряжений (рис. 2.4, б):

$$\sigma = E_C \varepsilon + (E_D - E_C) \varepsilon e^{\frac{-t}{T}} = \sigma_C + (\sigma_D - \sigma_C) e^{\frac{-t}{T}}, \quad (2.22)$$

где σ_D – начальное значение напряжения (при $t = 0$), Па;

σ_C – конечное значение напряжения (при $t = \infty$), Па.

Обобщенное уравнение (2.17) описывает как процесс упругого последствия, так и процесс релаксации, причем в отличие от (2.9) оно учитывает мгновенную деформацию, а в отличие от (2.6–2.7) предусматривает падение напряжения не до нуля, а до некоторой конечной величины.

2.3. Обоснование выбора реологической модели почвы, учитывающей ее упругие и вязкие свойства

Проанализируем рассмотренные выше модели вязкоупругих тел.

Модель Максвелла

При $\dot{\sigma} = const$ уравнение (2.7) переходит в уравнение (2.3). Из последнего следует, что приложение стационарной нагрузки к среде Максвелла вызывает неограниченную деформацию, происходящую с постоянной скоростью. Однако в реальных средах, в том числе почве, величина деформации при действии стационарной сжимающей нагрузки стремится не к бесконечности, как это следует из уравнения (2.3), а к определенному конечному пределу.

Модель Фойгта

При $\varepsilon = const$ из уравнения (2.11) следует, что с течением времени деформация стремится к нулю, т. е. тело является несжимаемым.

Модель Кельвина или обобщенной вязкоупругой среды

Данная модель учитывает как процесс упругого последствия, так и процесс релаксации.

Проведенный анализ механико-математических моделей показывает, что среда Кельвина наиболее точно описывает напряженное и деформированное состояние почвогрунтов.

2.4. Деформирование почвогрунтов, описываемых моделью Кельвина, при вертикальном вибродинамическом нагружении

Вертикальное вибродинамическое воздействие колеса на почву носит сложный характер, который трудно описать математически. Для упрощения применения математического аппарата, нагрузки от движителей на почву можно представить как:

- ударные (импульсные), возникающие при движении на каменистых полях или при переезде поперек борозд;
- периодические (синусоидальные), возникающие при движении на выровненных полях.

При ударной нагрузке в начальный момент времени $t=0$ нагрузка скачком возрастает от нуля до σ_m , а затем меняется по уравнениям [95, с. 79]:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_m \left(1 - \frac{t}{\theta}\right) \text{ при } 0 \leq t \leq \theta; \\ \sigma &= 0 \quad \text{при } 0 \geq t, t \geq \theta, \end{aligned} \quad (2.23)$$

где θ – полупериод колебаний, с.

Подставив формулу (2.23) в (2.17), получим:

$$\dot{\varepsilon} + \mu\varepsilon = -\frac{\sigma_m}{E_D\theta} + \frac{\mu\sigma_m}{E_C} - \frac{\mu\sigma_m t}{E_C\theta}. \quad (2.24)$$

Приняв $B_0 = \frac{\mu\sigma_m}{E_C\theta}$, c^{-2} ; $D_0 = \frac{\sigma_m}{E_D\theta} \left(1 - \frac{E_D}{E_C}\mu t\right)$, c^{-1} и, подставив их в уравнение (2.24), получим:

$$\dot{\varepsilon} + \mu\varepsilon = -B_0 t - D_0. \quad (2.25)$$

Решение уравнения (2.25) имеет вид [98]:

$$\varepsilon(t) = -\frac{D_0}{\mu} - \frac{B_0}{\mu^2}(\mu t - 1) + C_0 e^{-\mu t}. \quad (2.26)$$

Найдем C_0 при начальном условии $\varepsilon(0) = \frac{\sigma_m}{E_D}$,

тогда $C_0 = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{D_0}{\mu} - \frac{B_0}{\mu^2}$.

Найдем параметры волны, создаваемые ударной нагрузкой.

Воспользуемся переменными Лагранжа r , t . Основные уравнения движения имеют вид:

$$\frac{\partial u}{\partial t} - \frac{\partial \sigma}{\rho_0 \partial r} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = 0, \quad (2.27)$$

где ρ_0 – начальная плотность среды, кг/м³;

u – скорость частиц, м/с;

r – пространственная координата, м.

От начального сечения при $t = 0$ станет распространяться ударный фронт. Перед фронтом волны – невозмущенная среда с параметрами $\sigma = 0$, $\dot{\sigma} = 0$, $\rho = \rho_0$. При ударном сжатии на фронте вязкие свойства не проявляются, среда ведет себя как линейно-упругая.

Скорость фронта поэтому постоянна: $C_D = \sqrt{\frac{E_D}{\rho_0}}$. Из соотношений

на скачке следует:

$$\sigma = Au, \quad (2.28)$$

где $A = C_D \rho_0$.

Характеристические соотношения в такой среде имеют вид:

$$\begin{cases} d\sigma \pm C_D \rho_0 du = C_D^2 \rho_0 g(\sigma, \varepsilon) d \text{ при } \dot{r} = \pm C_D, \\ d\sigma - C_D^2 \rho_0 d\varepsilon = C_D^2 \rho_0 g(\sigma, \varepsilon) dt \text{ при } \dot{r} = \pm C_D, \\ g(\sigma, \varepsilon) = \frac{\sigma}{\eta} - \frac{E_D E_C (\varepsilon - \sigma / E_D)}{(E_D - E_C) \eta}. \end{cases} \quad (2.29)$$

Задача сводится к интегрированию системы (2.27), замыкаемой уравнением (2.17). Граничные условия: в начальном сечении выполняются уравнения (2.23), на фронте волны – (2.28).

Введем безразмерные переменные Лагранжа и безразмерные величины [95]:

$$\begin{cases} x = \frac{\mu r}{C_D}, \quad \tau = \mu t, \quad \sigma_0 = \frac{\sigma}{\sigma_m}, \\ u^0 = \frac{u}{u_m}, \quad \varepsilon^0 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_m}. \end{cases} \quad (2.30)$$

$$\text{При этом: } u_m = \frac{-\sigma_m}{C_D \rho_0}, \quad \varepsilon_m = \frac{\sigma_m}{E_D}, \quad \frac{dx}{dt} = \frac{1}{C_D} \cdot \frac{dr}{dt}.$$

В новых переменных основные уравнения движения имеют вид:

$$\frac{\partial u^0}{\partial \tau} + \frac{\partial \sigma^0}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial u^0}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon^0}{\partial \tau} = 0. \quad (2.31)$$

Нагрузка в начальном сечении:

$$\sigma^0 = 1 - \frac{\tau}{\mu\theta}, \quad 0 \leq \tau \leq \mu\theta.$$

Уравнение линии фронта волны:

$$x = \tau.$$

Условие на фронте волны:

$$\sigma^0 = u^0 = \varepsilon^0.$$

Уравнение, определяющее поведение среды:

$$\dot{\varepsilon}^0 + \varepsilon^0 = \dot{\sigma}^0 + \gamma\sigma^0, \quad (2.32)$$

где $\gamma = \frac{E_D}{E_C}$.

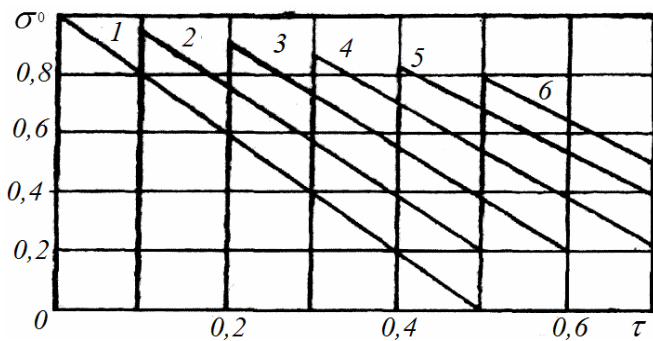
Характеристические соотношения в безразмерных переменных имеют вид:

$$\begin{cases} d\sigma^0 \pm du^0 = (\varepsilon^0 - \gamma\sigma^0)d\tau \text{ вдоль линий } dx = \pm d\tau, \\ d\sigma^0 - d\varepsilon^0 = (\varepsilon^0 - \gamma\sigma^0)d\tau \text{ вдоль линий } dx = 0. \end{cases} \quad (2.33)$$

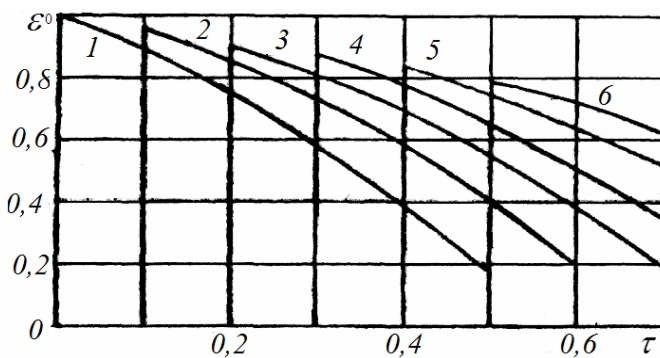
В размерных переменных решение зависит от четырех параметров, характеризующих почвогрунт: E_D , E_C , η , ρ_0 – и двух параметров, определяющих нагрузку в начальном сечении: σ_m и θ . В безразмерных переменных задача содержит два определяющих безразмерных параметра: γ и $\mu\theta$. Уменьшение числа параметров позволяет результаты одного расчета применять к ряду сред и нагрузок. Г. М. Ляховым [95] были просчитаны три варианта при $\mu\theta$ равных 0,5; 1,25 и 50. Во всех случаях принято $\gamma = 2$.

Результаты расчета напряжения, деформации и скорости частиц при $\mu\theta = 0,5$ приведены на рис. 2.5, *a*, *b* и *в* соответственно. Кривые 1–6 во всех случаях относятся к расстояниям x , равным соответственно 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5.

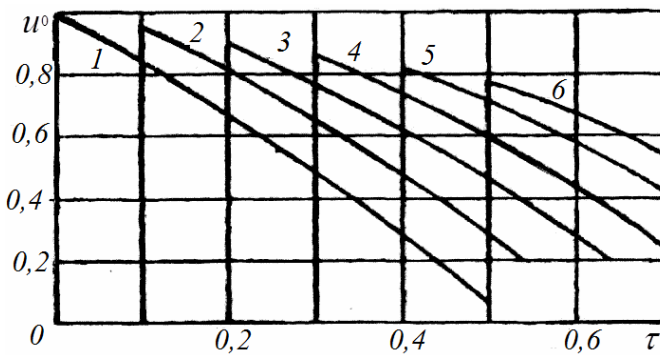
Из рис. 2.5 следует, что на всех рассмотренных расстояниях волна остается ударной, максимальные значения напряжения, деформации и скорости частиц достигаются на фронте волны.



a)



б)



в)

Рис. 2.5. Изменение во времени в различных сечениях среды при $\mu\theta = 0,5$:
 а) – напряжения; б) – деформации; в) – скорости частиц

За фронтом волны все эти величины убывают, напряжение – по линейному закону, остальные параметры – по нелинейным законам, более медленно, чем напряжение. Запаздывание экстремальных значений деформации и скорости частиц относительно напряжения не имеет места, однако наблюдается запаздывание в убывании этих величин за фронтом волны.

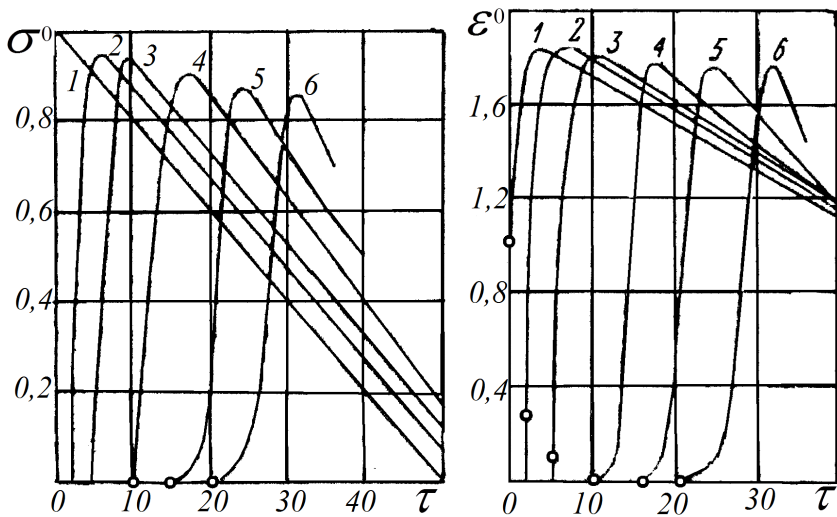
Результаты расчета напряжения, деформации и скорости частиц при $\mu\theta = 50$ даны на рис. 2.6, *a*, *b* и *в* соответственно.

В этом случае характер волны иной, чем при $\mu\theta = 0,5$. Впереди волны движется предвестник со скачком напряжения и других параметров. Кружками отмечены параметры волны па предвестнике. За скачком происходит дальнейшее нарастание напряжения, деформации и скорости частиц до экстремальных значений, а затем их уменьшение. Скачок на предвестнике иссякает практически до нуля, когда экстремальные значения параметров еще велики.

На всех расстояниях наблюдается запаздывание во времени достижения максимума деформации и скорости частиц относительно максимума напряжения. Запаздывание наиболее велико в начальном сечении. По мере распространения волны запаздывание уменьшается.

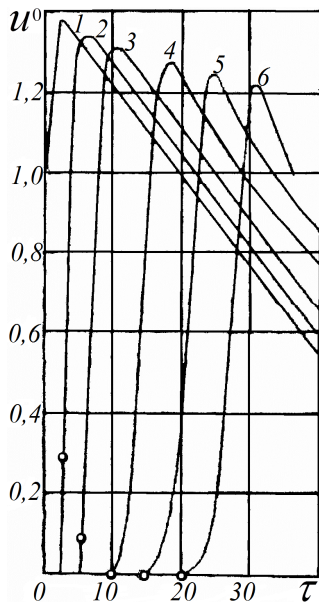
При $\mu\theta = 50$, как и при $\mu\theta = 0,5$, наблюдается запаздывание в убывании деформации и скорости частиц относительно напряжения.

Таким образом, при действии ударной нагрузки в зависимости от значения $\mu\theta$ могут образоваться волны двух видов – короткие и длинные. Короткие волны при распространении остаются ударными. Максимальные значения напряжения, деформации и скорости частиц достигаются на фронте волны. Скорость фронта (при линейной динамической диаграмме сжатия) постоянна, соответствует C_D . Длинные волны при распространении размываются. При этом максимальные значения напряжения, деформации и скорости частиц достигаются сначала на фронте (предвестнике), затем за фронтом волны. Скорость распространения максимума σ , ϵ и u по мере распространения волны меняется.



а)

б)



в)

Рис. 2.6. Изменение во времени в различных сечениях среды при $\mu\theta = 50$:
 а) напряжения; б) – деформации; в) – скорости частиц

Согласно (2.26), условие убывания деформации при $t=0$, т. е. условие образования коротких волн имеет вид

$$\begin{cases} \dot{\varepsilon}(0) = \frac{-B}{\mu} - \mu C < 0, \\ \mu\theta < \frac{E_C}{E_D - E_C} = \frac{1}{\gamma - 1}. \end{cases} \quad (2.34)$$

Из уравнений 2.34 получим, что при значениях γ , равных 1,02; 1,1; 2 и 4, волны будут короткими при $\mu\theta$, меньших 50, 10, 1 и 1/3 соответственно. При уменьшении γ , т. е. различия между модулями динамического и статического сжатия среды, значения $\mu\theta$, при которых волны являются короткими, увеличиваются.

В средах с малой пористостью значения γ обычно меньше, а μ больше, чем в средах с большой пористостью. Отсюда следует, что в средах с малой пористостью волны могут оставаться короткими как в большем, так и в меньшем интервале длительности нагрузки, чем в средах с большой пористостью в зависимости от соотношения между величинами γ и μ .

При перемещении движителей по периодически повторяющимся неровностям напряжение изменяется по формулам [95]:

$$\begin{aligned} \sigma &= 0 \text{ при } t \leq 0, \\ \sigma &= \sigma_m \sin \lambda t = \sigma_m \sin \frac{2\pi t}{T} \text{ при } 0 \leq t \leq \infty, \end{aligned} \quad (2.35)$$

где T – период вынужденных колебаний, с;

$\lambda = 2\pi/T$ – угловая частота вынужденных колебаний, с^{-1} ;

σ_m – максимальное напряжение в пятне контакта движителя с почвой, Па.

Решая совместно уравнения (2.17) и (2.35), получим:

$$\dot{\varepsilon} + \mu\varepsilon = \frac{\sigma_m}{E_D} \lambda \cos \lambda t + \frac{\mu \sigma_m}{E_C} \sin \lambda t. \quad (2.36)$$

Приняв, что $K = \sigma_m \lambda / E_C, c^{-1}$; $L = \mu \sigma_m / E_C, c^{-1}$ и, подставив их в уравнение (2.36), найдем изменение относительной деформации почвы [99]:

$$\varepsilon(t) = \frac{K(\lambda \sin \lambda t + \mu \cos \lambda t)}{\lambda^2 + \mu^2} + \frac{L(\mu \sin \lambda t - \lambda \cos \lambda t)}{\lambda^2 + \mu^2} + C e^{-\mu t}. \quad (2.37)$$

Найдем C при начальном условии $\varepsilon(0) = \frac{\sigma_m}{E_D}$, получим:

$$\frac{\sigma_m}{E_D} = \frac{K\mu}{\lambda^2 + \mu^2} - \frac{L\lambda}{\lambda^2 + \mu^2} + C \Rightarrow C = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{L\lambda - K\mu}{\lambda^2 + \mu^2}.$$

Основные уравнения движения сплошной среды в переменных Лагранжа находятся из уравнения (2.27).

Уравнение (2.17) часто пишется в виде:

$$\sigma + \tau_\sigma \dot{\sigma} = E_C(\varepsilon + \tau_\varepsilon \dot{\varepsilon}), \quad (2.38)$$

где $\tau_\sigma = \frac{E_C}{\mu E_D}$ – время релаксации напряжения при постоянной деформации;

$\tau_\varepsilon = \frac{1}{\mu}$ – время релаксации деформации при постоянном напряжении.

Решение задачи сводится к интегрированию системы (2.27), замыкаемой уравнением (2.17), с граничными условиями: в начальном сечении выполняется (2.35), на фронте волны, где не проявляется вязкость,

$$\sigma = -C_D \rho_0 u = 0, \quad C_D = \sqrt{\frac{E_D}{\rho_0}}, \quad (2.39)$$

где C_D – скорость начала возмущения, определяемая динамической диаграммой сжатия.

Параметры волны в среде зависят от шести размерных постоянных: $E_D, E_C, \eta, \rho_0, \sigma_m, \theta$.

Воспользуемся безразмерными переменными Лагранжа, которые находятся по формуле (2.30).

В этих переменных основные уравнения, нагрузка в начальном сечении и условие на фронте волны, принимают вид [95]:

$$\begin{cases} \frac{\partial u^0}{\partial \tau} + \frac{\partial \sigma^0}{\partial x} = 0, & \frac{\partial u^0}{\partial x} + \frac{\partial \varepsilon^0}{\partial \tau} = 0, \\ \sigma^0 = \sin \omega^0 \tau, & \sigma^0 = u^0 = \varepsilon^0 = 0, \end{cases} \quad (2.40)$$

где $\omega^0 = \frac{\pi}{\mu\theta} = \frac{\omega}{\mu}$ – безразмерная круговая частота;

θ – полупериод колебаний;

$f = \theta / 2$ – частота колебания;

$\omega = \lambda = \pi / \theta$ – угловая частота колебания.

Уравнение, определяющее поведение среды (почвы) будет иметь вид:

$$\frac{\partial \varepsilon^0}{\partial \tau} + \varepsilon^0 = \frac{\partial \sigma^0}{\partial \tau} + \gamma \sigma^0. \quad (2.41)$$

В новых переменных задача содержит два безразмерных параметра $\mu\theta$ и γ .

Для характеристики угасания волны (напряжения) введем размерный и безразмерный коэффициенты поглощения α и α^0 , а также декремент поглощения Δ :

$$\begin{cases} \alpha = \ln \frac{\sigma_{i-1} / \sigma_i}{r_i - r_{i-1}}, \\ \alpha^0 = \ln \frac{\sigma_{i-1}^0 / \sigma_i^0}{x_i - x_{i-1}}, & \alpha C_D = \alpha^0 \mu, \\ \Delta = \frac{\alpha c_m}{f} = 2\alpha c_m \theta = \frac{2\alpha^0 \mu \theta c_m}{C_D}, \end{cases} \quad (2.42)$$

где i – номер точки среды;

c_m – скорость распространения первого максимума напряжения.

В каждой точке среды, как показано ниже, сначала возникают неустановившиеся (несинусоидальные) и лишь потом установившиеся (синусоидальные) колебания. Поэтому введенные величины имеют по два значения, соответствующие этим процессам. Отметим их индексами n и S . В грунтах γ меняется примерно в интервале от 1,5 до 5, а μ от 150 до 5000 с^{-1} . Для горных пород имеются сведения о динамическом и статическом модуле сжатия, а также ограниченные данные о значении μ . На основе этих данных примерно можно принять, что γ лежит в интервале от 1 до 1,7, а μ от 104 до 109 с^{-1} [100].

В расчетах, проведенных Г. М. Ляховым, γ менялось от 1,02 до 4, а μ – на семь порядков, что позволило ему исследовать широкий интервал колебаний нагрузки и значений γ и μ . Уравнения (2.17 и 2.27) – гиперболического типа. Характеристические соотношения определяются по формуле (2.29).

На рис. 2.7 представлены графики 0...5 колебаний напряжения $\sigma^0(\tau)$ в точках среды с координатами x , равными 0; 10; 20; 30; 40 и 50 соответственно, при $\mu\theta = 10$ и $\gamma = 2$ [95, 100].

В каждой точке, кроме нулевой, где нагрузка задана, первое колебание существенно несинусоидальное. Последующие колебания – синусоидальные.

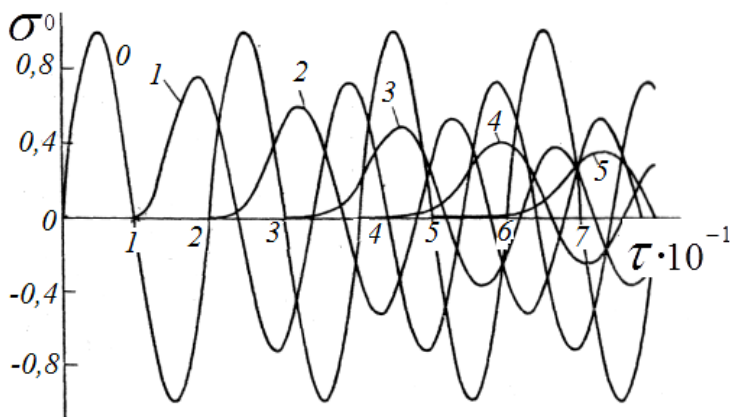


Рис. 2.7. Изменение напряжения в различных точках среды при $\gamma = 2$ и $\mu\theta = 10$

Первое колебание отличается от последующих большей длительностью Δt нарастания напряжения до максимума и большей амплитудой. По мере распространения происходит размывание волны – величина Δt увеличивается, крутизна профиля волны уменьшается, амплитуда первого и последующих колебаний также уменьшается. При последующих колебаниях $\Delta t = \mu\theta/2$, т. е. частота такая же, как в начальном сечении. На достаточном удалении (точки $x=4$ и 5) имеется участок, где после прихода фронта волны (предвестника) напряжение практически остается равным нулю в течение некоторого времени. Фронт волны движется со скоростью c_D , первый максимум – со скоростью $c_m < c_D$. При $\mu = 500\text{с}^{-1}$ и $c_D = 200\text{ м/с}$, что соответствует песчаным почвогрунтам средней плотности и влажности, графики на рис. 2.7 относятся к $\theta = 10^{-2}\text{ с}$. Расстояние $x=10$ эквивалентно $r = 4\text{ м}$.

На рис. 2.8 даны графики 0...5 колебаний скорости частиц (массовой скорости) $u^0(\tau)$ в точках среды x , равных 0; 10; 20; 30; 40 и 50 соответственно, при $\mu\theta = 10$ и $\gamma = 2$.

Из сопоставления с графиками на рис. 2.7 следует, что скорость частиц и напряжение меняются с расстоянием и временем аналогично, но происходит небольшое запаздывание во времени скорости относительно напряжения.

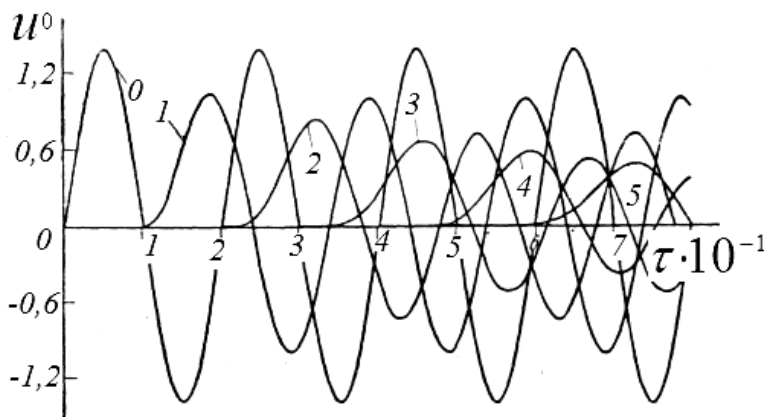


Рис. 2.8. Изменение скорости частиц в различных точках среды при $\gamma = 2$ и $\mu\theta = 10$

При переходе от безразмерной к размерной скорости частиц нужно учитывать не только значение c_D , как в случае напряжения, но и значение плотности среды ρ_0 .

При $c_D = 200$ м/с, $\rho_0 = 1600$ кг/м³ и $\sigma_m = 105$ Н/м² максимальная скорость частиц u в начальном сечении равна 0,42 м/с, на расстоянии $r = 4$ м – 0,33 м/с. В среде Гука при тех же условиях во всех точках $u = 0,31$ м/с.

На рис. 2.9 представлены графики напряжения $\sigma^0(\tau)$ в тех же точках среды, что и на рис. 2.7, но при $\mu\theta = 10$ и $\gamma = 1,1$. В этом случае характер волн несколько иной. Амплитуды первого и последнего колебаний во всех точках среды практически одинаковы.

Скорость первого максимума $c_m < c_D$, однако различие этих скоростей меньше, чем при $\gamma = 2$. Участки, где после прихода фронта напряжение некоторое время остается близким к нулю, отсутствуют. Угасание амплитуды с безразмерным расстоянием происходит существенно медленнее, чем в случае $\gamma = 2$.

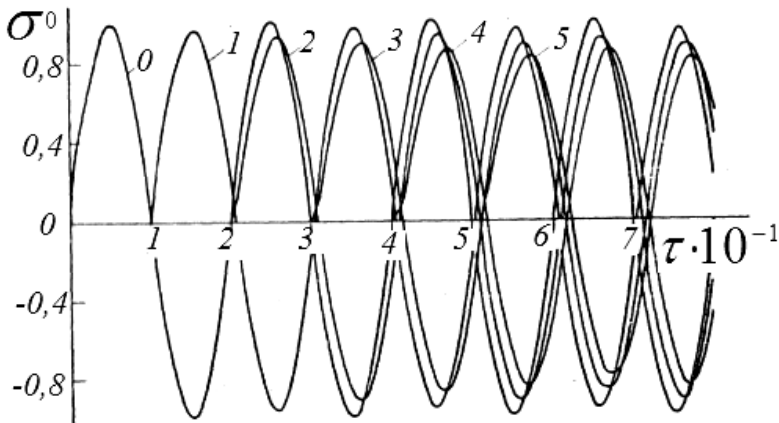


Рис. 2.9. Изменение напряжения в различных точках среды при $\gamma = 1,1$ и $\mu\theta = 10$

При $\mu = 105$ с⁻¹ и $c_D = 5000$ м/с, что соответствует пористым горным породам, графики на рис. 2.9 относятся к $\theta = 10^{-4}$ с, расстояние $x = 10$ эквивалентно $r = 0,5$ м.

Из сопоставления графиков рис. 2.7 и рис. 2.9 следует, что на тех же размерных расстояниях максимальное напряжение в горной породе больше, чем в почвогрунте, несмотря на уменьшение θ на два порядка. Размывание волны в этом случае существенно меньше.

Угасание волн возрастает с увеличением γ и с уменьшением $\mu\theta$. Увеличение γ соответствует увеличению различия между диаграммами динамического и статического сжатия, что имеет место при возрастании пористости среды (почвы). Уменьшение $\mu\theta$ при постоянном θ , т. е. уменьшение параметра вязкости μ , связано обычно с уменьшением прочностных характеристик среды. В мягких почвогрунтах μ на несколько порядков меньше, чем в прочных горных породах. Уменьшение $\mu\theta$ при постоянном μ означает увеличение частоты колебаний нагрузки, создающей волну.

Влажность почвогрунтов может меняться. Увеличение влажности обуславливает уменьшение свободного порового пространства, т. е. сближение диаграмм динамического и статического сжатия и уменьшение γ . Повышение влажности приводит, следовательно, к уменьшению интенсивности угасания волн.

Зная реологические свойства почвы, способ приложения и величину нагрузки, используя формулы (2.26) или (2.37), можно прогнозировать протекание деформации, а, следовательно, изменение плотности почвы.

Зависимость относительной деформации почвы от ее реологических свойств и параметров ударной и синусоидальной нагрузок представлена в табл. 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1

Зависимость относительной деформации почвы от ее реологических свойств и параметров ударной нагрузки (при $t = 0,05$ с)

ε	E_c , кПа	η , кПа·с	σ_m , кПа	θ , с	λ , с ⁻¹	V_k , м/с
0,120865	700	8,5	120	0,167	18,84	3
0,105673	800	8,5	120	0,167	18,84	3
0,093875	900	8,5	120	0,167	18,84	3
0,084446	1000	8,5	120	0,167	18,84	3
0,076738	1100	8,5	120	0,167	18,84	3
0,120686	700	6,5	120	0,167	18,84	3

ε	E_C , кПа	η , кПа·с	σ_m , кПа	θ , с	λ , с ⁻¹	V_k , м/с
0,120865	700	8,5	120	0,167	18,84	3
0,121045	700	10,5	120	0,167	18,84	3
0,121224	700	12,5	120	0,167	18,84	3
0,121401	700	14,5	120	0,167	18,84	3
0,120865	700	8,5	120	0,167	18,84	3
0,161154	700	8,5	160	0,167	18,84	3
0,201442	700	8,5	200	0,167	18,84	3
0,241731	700	8,5	240	0,167	18,84	3
0,282019	700	8,5	280	0,167	18,84	3
0,154540	700	8,5	120	0,500	6,28	3
0,137652	700	8,5	120	0,250	12,56	3
0,120865	700	8,5	120	0,167	18,84	3
0,103876	700	8,5	120	0,125	25,12	3
0,086988	700	8,5	120	0,100	31,4	3
0,120420	700	8,5	120	0,167	18,84	1
0,120661	700	8,5	120	0,167	18,84	2
0,120865	700	8,5	120	0,167	18,84	3
0,121046	700	8,5	120	0,167	18,84	4
0,121209	700	8,5	120	0,167	18,84	5

Таблица 2.2

Зависимость относительной деформации почвы от ее реологических свойств и параметров синусоидальной нагрузки (при $t = 0,05$ с)

ε	E_C , кПа	η , кПа·с	σ_m , кПа	λ , с ⁻¹	V_k , м/с
0,091416	700	8,5	80	18,84	3
0,080106	800	8,5	80	18,84	3
0,071285	900	8,5	80	18,84	3
0,064214	1000	8,5	80	18,84	3
0,058418	1100	8,5	80	18,84	3
0,091666	700	6,5	80	18,84	3
0,091416	700	8,5	80	18,84	3
0,091159	700	10,5	80	18,84	3
0,090897	700	12,5	80	18,84	3
0,090631	700	14,5	80	18,84	3
0,091416	700	8,5	80	18,84	3
0,137124	700	8,5	120	18,84	3
0,182832	700	8,5	160	18,84	3

ε	E_C , кПа	η , кПа · с	σ_m , кПа	λ , с ⁻¹	V_k , м/с
0,228540	700	8,5	200	18,84	3
0,274249	700	8,5	240	18,84	3
0,034789	700	8,5	80	6,28	3
0,066261	700	8,5	80	12,56	3
0,091416	700	8,5	80	18,84	3
0,107861	700	8,5	80	25,12	3
0,114034	700	8,5	80	31,4	3
0,092017	700	8,5	80	18,84	1
0,091695	700	8,5	80	18,84	2
0,091416	700	8,5	80	18,84	3
0,091168	700	8,5	80	18,84	4
0,090942	700	8,5	80	18,84	5

Анализ табл. 2.1 и 2.2 показывает, что наибольшее влияние на процесс уплотнения оказывает максимальное напряжение в пятне контакта движителя с почвой σ_m .

2.5. Методика определения физических, физико-механических и реологических свойств почвы, представленной в виде модели Кельвина

Физические и физико-механические свойства почвы определяются согласно ГОСТ 20915–75 «Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний» до и после проведения опытов во всех исследованиях. Отбор проб почвы проводится в пяти случайно расположенных точках учета.

2.5.1. Влажность почвы

Отбор проб почвы с ненарушенной структурой для определения ее плотности осуществляется цилиндром-буром (рис. 2.10).

Перед взятием пробы верхняя часть почвы выравнивается. Затем цилиндр-бур ударами молотка или руками погружается в почву. При погружении необходимо избегать прессования почвы, что достигается конусообразностью бура. По окончании вдавливания цилиндр-бур поворачивают на 1–2 оборота, слегка раскачивая из

стороны в сторону, и извлекают из почвы. Далее цилиндр-бур очищают снаружи от налипшей почвы, а также срезают почву по краям цилиндра. Взятую пробу выталкивают с помощью выталкивателя в полиэтиленовый мешок, взвешивают на весах типа ВЛТК-500, перемешивают и отбирают навеску 30–40 г в бюксу для последующего определения ее влажности. Бюксы пронумеровываются и взвешиваются с точностью до 0,01 г.



Рис. 2.10. Приспособления для отбора проб почвы

Пробы с почвой взвешиваются и помещаются в сушильный шкаф, где высушиваются при температуре 105 °С до постоянной массы.

Абсолютная влажность (W) определяется в %, по формуле [101, с. 149]:

$$W = \frac{m_w}{m_c} \cdot 100\%, \quad (2.43)$$

где m_w – количество воды в образце, кг;

m_c – масса абсолютно сухой почвы, кг.

Количество воды в образце подсчитывают как разность между массой почвы до сушки и массой абсолютно сухой почвы этой же пробы.

Масса абсолютно сухой почвы m_c при известной влажности (W , %) находится по формуле [101, с. 149]:

$$m_c = \frac{m_n \cdot 100}{100 + W}, \quad (2.44)$$

где m_n – масса влажной почвы естественной структуры, кг.

2.5.2. Плотность почвы

Плотность почвы естественной структуры (ρ) – есть масса почвы (m_n), включая все ее фазы (твердую, жидкую, газообразную), к их объему [101, с. 105] и определяется по формуле:

$$\rho = \frac{m_n}{V}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.45)$$

где V – объем образца почвы, м^3 .

Под плотностью твердой фазы почвы понимают отношение массы твердых частиц (m_c) почвы к их объему (V_c) и определяют по формуле [101, с. 88]:

$$\rho_s = \frac{m_c}{V_c}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (2.46)$$

Плотность твердой фазы почвы чаще всего определяется пикнометрическим методом. При наличии в почве таких минералов как кварц, ортоклаз, плагиоклаз, каолинит, мусковит, биотит ρ_s колеблется в пределах 2550–3000 $\text{кг}/\text{м}^3$ [101, с. 89].

Плотность скелета почвы (ρ_d) – отношение массы сухой почвы (m_c) ненарушенного сложения к ее объему (V) и определяется по формуле [101, с. 95]:

$$\rho_d = \frac{m_c}{V} = \frac{\rho}{1 + 0,01W}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}. \quad (2.47)$$

2.5.3. Коэффициент пористости почвы

Коэффициент пористости почвы (пористость) – отношение объема пор (V_n) к общему объему (V), определяют по формуле [101, с. 105]:

$$e = \frac{V_n}{V} \cdot 100 \% = \frac{\rho_s - \rho_d}{\rho_s} \cdot 100\% . \quad (2.48)$$

Пористость, размер и форма пор зависят от гранулометрического состава – величины и формы механических элементов, структуры почвы – количества, величины и формы структурных отдельных частей, а также от расположения их относительно друг друга.

2.5.4. Воздухопроницаемость почвы

Для аэробных микробиологических процессов почвы, нормального развития корневой системы растений необходим воздух, содержание которого в почве подвержено сильным колебаниям и зависит от ряда причин – типа почвы, ее влажности и степени уплотнения. О достаточном или недостаточном режиме воздухообмена в почве можно судить по воздухопроницаемости.

Воздухопроницаемостью называется скорость проникновения воздуха в почвенную толщу. В природных условиях это происходит под влиянием атмосферного давления или воды, затопляющей поверхность почвы в период снеготаяния, ливневых дождей и т. д.

В лабораторных условиях воздухопроницаемость может быть определена методом пропускания воздуха комнатной температуры через стандартный цилиндрический почвенный образец [102]. Она определяется по формуле:

$$B = \frac{V_a \cdot h_0}{F_0 \cdot p_a \cdot t}, \quad \frac{\text{м}^4}{\text{Н} \cdot \text{с}}, \quad (2.49)$$

где V_a – объем воздуха, прошедшего через образец, м^3 ;

h_0 – высота образца, м;

F_0 – площадь поперечного сечения образца, м^2 ;

p_a – давление воздуха перед образцом, $\text{Н}/\text{м}^2$;

t – время прохождения воздуха через образец, с.

Воздухопроницаемость в лабораторных условиях удобно определять на приборе Главлитмаша модели 042 М (рис. 2.11) [102].

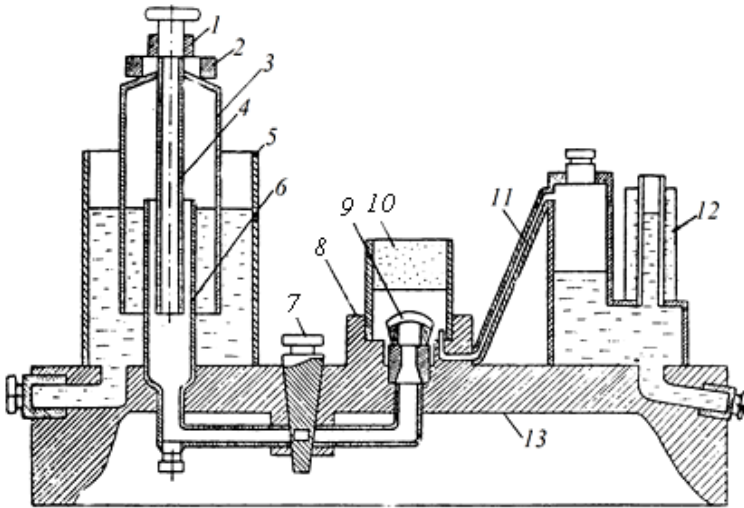


Рис. 2.11. Прибор для определения воздухопроницаемости почв:
 1, 2 – грузовые кольца; 3 – колокол; 4, 6 – трубка; 5 – бак; 7 – трехходовой кран;
 8 – чаша; 9 – сменный ниппель; 10 – гильза; 11 – соединительное отверстие;
 12 – манометр; 13 – станина

Данный прибор состоит из следующих составных частей: грузовые кольца 1 и 2, колокола 3 с трубкой 4, находящихся внутри бака 5 с трубкой 6, гильзы 10 с почвенным образцом, сменных ниппелей 9, чаши 8, в которую устанавливается гильза 10 с почвенным образцом, трехходового крана 7, соединительного отверстия 11, манометра 12, станины 13.

При опускании колокола в бак трубка 4 входит в трубку 6. До начала испытания в бак 5 наливают воду и в нее опускают колокол 3. Воздух из-под колокола под действием груза 2 выходит через трубку 6 и трехходовой кран 7, позволяющий:

- удерживать воздух под колоколом;
- выпускать воздух из-под колокола;
- выпускать воздух из-под колокола через почвенный образец.

В чашу 8 устанавливают ниппели 9 с отверстиями диаметром 0,5 или 1,5 мм. Первый ниппель используют при испытании почв с невысокой воздухопроницаемостью. Чаша 8 через отверстие 11 соединяется с манометром 12.

Перед испытанием прибор устанавливают по уровню в горизонтальное положение. Затем наливают воду в манометр до отметки шкалы «0», дают возможность воде стечь и устанавливают нулевое деление шкалы точно по уровню воды в трубке. После этого наливают воду в бак, чтобы уровень ее был на 120 мм ниже его верхней кромки, и устанавливают кран в положение «закрыто». Затем опускают колокол 3 в воду, при этом отметка «X» колокола должна стать на уровень верхней кромки бака – это достигается добавлением или уменьшением воды в баке 5. После чего проверяют давление под колоколом 3 с грузом. Для этого колокол 3 вновь поднимают до отметки «X», гильзу 10 одевают на резиновую пробку затвора, а верхнее отверстие гильзы 10 перекрывают резиновой пробкой и трехходовой кран 7 ставят в положение «испытание», при этом манометр 12 должен показывать давление $10 \pm 0,1$ см водяного столба. Определение воздухопроницаемости на данном приборе можно проводить нормальным и ускоренным методами.

Нормальный метод. Данный метод производится без груза колокола, с регистрацией времени по секундомеру.

Перед испытанием трехходовой кран 7 устанавливается в положение «открыто» и плавно поднимается колокол 3 до отметки «X», после чего кран 7 ставится в положение «закрыто». Надевают на пробку затвора гильзу 10 с почвенным образцом и ставят кран 7 в положение «испытание». В момент прохождения колокола 3 отметки «0» пускают в ход секундомер, при прохождении колоколом 3 отметки «1000» фиксируют показания манометра 12, при прохождении отметки «2000» останавливают секундомер. Далее, подставив в формулу (2.49) постоянные величины $V_g = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, $F_0 = 19,635 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, получим выражение для подсчета воздухопроницаемости при стандартных условиях испытания, в котором давление определяется по манометру в момент прохождения колоколом 3 отметки «1000», t – время опускания колокола до момента прохождения отметки «2000», h_i – высота образца, зависящая от степени уплотнения (в каждом опыте определяется отдельно).

Ускоренный метод. Данный метод производится с установкой грузового кольца 2 и дополнительного сопротивления в виде ниппелей с отверстиями 0,5 или 1,5 мм. Ниппель с отверстием 1,5 мм применяется при испытании почв с воздухопроницаемостью более 49 единиц,

а с отверстием 0,5 мм – менее 49 единиц. При этом измеряют манометром *12* только давление, по величине которого, пользуясь таблицей прибора, определяют воздухопроницаемость почв.

Порядок испытания при ускоренном методе заключается в следующем: вначале поднимается колокол *3* до отметки «0» и кран *7* ставится в положение «закрыто». После чего гильзу *10* с почвенным образцом надевают на пробку затвора и, поставив кран *7* в положение «испытание» при опускании колокола *3*, фиксируют показания манометра *12*. Затем по таблице, прикрепленной к баку, в зависимости от показания манометра *12* и размера ниппеля определяют величину воздухопроницаемости почвы.

2.5.5. Твердость почвы

Для оценки твердости почвы используется ударник ДорНИИ (рис. 2.12).

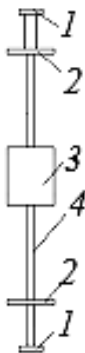


Рис. 2.12. Ударник ДорНИИ:
1 – наконечник; *2* – буртик; *3* – груз; *4* – стержень

Прибор состоит из стержня *4*, буртика *2*, груза *3* массой 2,5 кг и двух наконечников *1* с круглым поперечным сечением с диаметрами плунжера $d_1 = 36$ мм и $d_2 = 25,4$ мм.

Принцип работы ударника ДорНИИ заключается в следующем: груз *3* массой 2,5 кг падает с высоты 0,4 м на буртик *2*, производя за каждый удар работу, равную 10 Дж.

Твердость почвы определяется количеством ударов $C_{уд}$, необходимых для погружения в почву плоского цилиндрического наконечника *1* на глубину 0,1 м.

Для минеральных почв применяется плунжер с диаметром наконечника $d_2 = 25,4$ мм.

2.5.6. Статический модуль упругости почвы

Исследованиями многих ученых [68, 103...106] установлено, что при взаимодействии пневматических движителей (колес) с деформируемой опорной поверхностью главным параметром оценки деформируемости почвогрунта служит его сжимаемость, которая характеризуется статическим E_C и динамическим E_D модулями упругости. Для определения E_C наиболее распространенными способами являются:

– вдавливание жесткого штампа в почву под действием вертикальной статической нагрузки, рекомендуемый многими учеными [103, 105];

– экспресс-метод [104, 106].

Первый способ требует больших затрат и специальных установок. Поэтому каждый раз перед началом проведения экспериментальных исследований определять статический модуль упругости E_C этим способом не практично.

Экспресс-метод определения деформационных свойств почвы, разработанный в МАДИ А. Н. Зелениным [104] и И. И. Зайдельманом [106], существенно упрощает задачу. При использовании этого метода в полевых условиях определяют только влажность почвы (W) и число ударов ($C_{уд}$) твердомера ДорНИИ (см. рис. 2.12), а статический модуль упругости (E_C) вычисляют по номограммам, построенным А. Н. Зелениным и И. И. Зайдельманом [104, 106].

2.5.7. Динамический модуль упругости почвы

При кратковременном приложении вертикальной нагрузки почва уплотняется вследствие большего проявления ее вязких свойств, вызывающих дополнительное сопротивление деформированию. Г. И. Покровский [107] предложил оценивать прочность почвы при действии кратковременных нагрузок динамическим модулем упругости E_D , который определяется из выражения:

$$E_D = E_C + \frac{B_0}{t}, \quad (2.50)$$

где B_0 – некоторый постоянный коэффициент, зависящий от вида почвы, ее плотности и влажности, Па · с;

t – время действия нагрузки, с.

Основываясь на этой закономерности, Н. А. Ульянов [108, с. 51] получил формулу, которая позволяет рассчитывать E_D при различной скорости поступательного движения колесного движителя:

$$E_D = E_C (1 + \Omega \sqrt{3.6V_k}), \quad (2.51)$$

где Ω – коэффициент, зависящий от свойств почвы, (для связной $\Omega = 0,09 \div 0,11$, для несвязной $\Omega = 0,06 \div 0,08$);

V_k – скорость поступательного движения колеса, м/с.

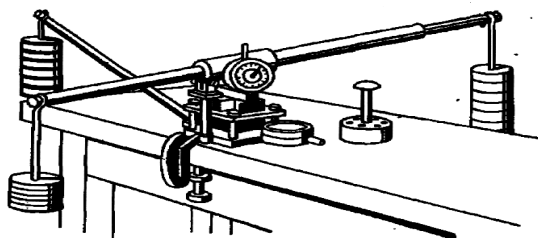
2.5.8. Коэффициент вязкости почвы

Вязкость впервые была рассмотрена Ньютоном в 1687 году, установившим, что сопротивление жидкости при течении, возникающее из-за недостаточного проскальзывания частиц жидкости, пропорционально скорости сдвига, с которой эти частицы перемещаются относительно друг друга.

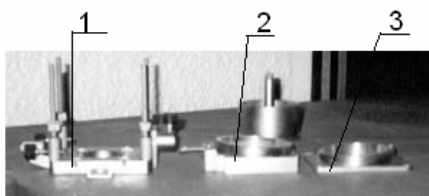
С. С. Вялов называет вязкость «внутренним трением» [94, с. 111], подчеркивая этим принципиальное отличие этого явления от внешнего трения твердых тел, которое возникает при трении движителя по опорной поверхности. Силы внешнего трения воспринимаются как реакция опоры, действующая на движитель в точке плоскости контакта. Силы внутреннего трения или вязкости возникают как напряжения сдвига, действующие только в слоях, подверженных деформации.

Вязкое течение возникает при любом напряжении сдвига, большем нуля, и развивается с постоянной скоростью $\dot{\epsilon} = d\epsilon/dt = const$, причем эта скорость прямо пропорциональна напряжению сдвига; деформация вязкого течения полностью необратима.

Для определения вязких характеристик почв используется прибор Литвинова П-10С (рис. 2.13).



a)



б)

Рис. 2.13. Прибор Литвинова для испытания почв на сдвиг:

a) – общий вид; б) – основные составные части:

1 – основание; 2 – подвижная каретка; 3 – неподвижная каретка

Прибор состоит из основной части, включающей основание 1, подвижную 2 и неподвижную 3 каретки, разрезную гильзу, верхний направляющий цилиндр и верхний дренажный поршень; приспособления для замачивания образцов и приспособления для перемещения образцов почвогрунта из компрессионных гильз в прибор; рычага для горизонтальной нагрузки с подвеской и грузами; двух индикаторов часового типа ИЧ-10 с пределом измерения от 0 до 10 мм и ценой деления 0,01 мм; зажимного устройства для крепления опоры загрузочного узла; телескопической рычажной системы для вертикальной нагрузки, которая дает 25-кратное увеличение нагрузки для штока прибора и 5-кратное уменьшение при загрузке противовеса. Прибор монтируют на столе или на консолях из толстых досок или двутавровых балках.

Сопротивление почвы сдвигу определяют обычно на образцах пахотного и подпахотного горизонтов с естественным сложением, взятых непосредственно в поле или из монолита.

На рис. 2.14 показано формирование граничного слоя, (H – его толщина) между верхней и нижней частями прибора.

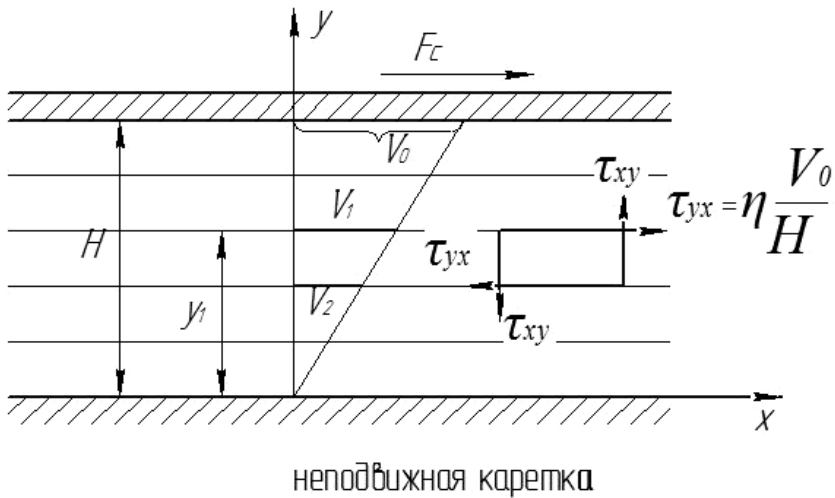


Рис. 2.14. Распределение скоростей частиц в граничном слое почвы [109]

Рассмотрим «течение» почвы при приложении силы F_c к подвижной части прибора. Частицы почвы, ближайšie к подвижной части прибора, «прилипают» к ней и перемещаются со скоростью V_0 (см. рис. 2.14), увлекая за собой частицы почвы следующих слоев.

Частицы почвы, граничащие с неподвижной частью прибора, остаются неподвижными, как бы прилипая к ней [109]. Каждый слой почвы движется со своей скоростью V_j , пропорциональной расстоянию y_j . Таким образом, градиент скорости будет равен:

$$\frac{V_j - V_{j-1}}{y_j - y_{j-1}} = \frac{dV}{dy}. \quad (2.52)$$

Вследствие взаимодействия слоев почвы между ними возникают напряжения сдвига τ (внутреннее трение), уравнивающие силу F_c , т. е.:

$$\tau = \frac{F_c}{S_c}, \quad (2.53)$$

где S_c – площадь сдвига.

Очевидно, что напряжение τ будет пропорционально градиенту скорости:

$$\tau = \eta \frac{dV}{dy}. \quad (2.54)$$

Градиент скорости $\frac{dV}{dy} = \frac{V_0}{H}$ можно выразить как $\frac{1}{H} \left(\frac{du_0}{dt} \right)$, где u_0 – перемещение частиц почвы вдоль оси X . Принимая высоту H постоянной и учитывая, что $u_0 / H = \varepsilon$, можно получить следующее выражение для градиента скорости:

$$\frac{1}{H} \left(\frac{du}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{u_0}{H} \right) = \frac{d\varepsilon}{dt}. \quad (2.55)$$

Иными словами, $\frac{dV}{dy} = \frac{d\varepsilon}{dt}$, т. е. соотношение (2.54) будет идентично чистому сдвигу:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\varepsilon}. \quad (2.56)$$

Используя уравнение (2.56), можно определить коэффициент вязкости η , физический смысл которого – величина, численно равная силе трения между двумя слоями почвы с площадью, равной единице, при градиенте скорости, равном единице.

ГЛАВА 3. ВИБРОДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ПНЕВМОКОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ

3.1. Движение пневмоколесных тракторов по неровностям опорной поверхности

В сложном взаимодействии системы «машинно-тракторный агрегат – почва – растение» наибольшему регулированию поддается сельскохозяйственная машина, в меньшей степени – почва и очень слабо – растение.

Создание современной сельскохозяйственной техники, удовлетворяющей условиям агротехнической проходимости, обеспечивающей надежное сохранение плодородия земли, невозможно без широкого и глубокого изучения законов механики почв. Поэтому конструирование машин, а также их движителей должно вестись с учетом их влияния на деформативные свойства почвы.

Движение тракторов по неровностям полей вызывает вибрации их подпрессоренных и неподпрессоренных частей. Из многообразия вибраций выделяют те, которые происходят с частотой менее 22 Гц, называемые колебаниями. Считается, что колебания воспринимаются человеком раздельно, а вибрации слитно [110].

При движении техники по неровностям возникают вибрации корпуса и колес с частотами до 20 Гц. Вибрации с большей частотой порождаются не столько движением по неровностям, сколько внутренними причинами, а именно динамическими импульсами от двигателя, вызываемыми неравномерностью его работы, переменами давления газов в цилиндрах [110].

Задачи исследования колебаний сельскохозяйственной техники тесно связаны с задачами расчета колебаний и плавности хода автомобилей, которым посвящены работы [77, 84, 86, 90, 110...114] и другие.

Рассмотрим движение пневмоколесного трактора по опорной поверхности с подпрессоренным передним мостом, представляющим собой колебательную систему (рис. 3.1).

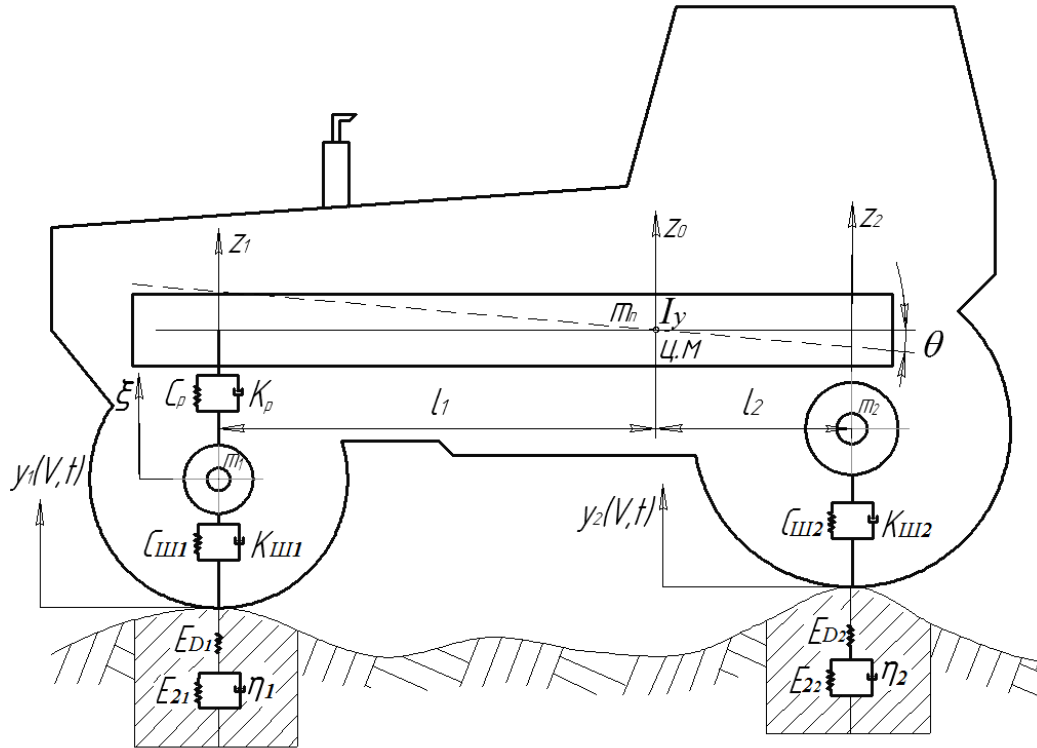


Рис. 3.1. Математическая модель взаимодействия пневмоколесного трактора с почвой, представленной в виде среды Кельвина

На рис. 3.1 приняты следующие обозначения:

m_n – поддрессоренная масса остова трактора, рассматриваемая как твердое тело, в которое включены массы с вторичным поддрессированием (двигатель, сиденья и т. п.), кг;

m_1, m_2 – неподрессоренные массы передней и задней осей трактора, соответственно, кг;

z_1, z_2 – вертикальные перемещения точек остова над передней и задней осями трактора, соответственно, м;

θ – угловые продольные перемещения поддрессоренной массы;

ξ – вертикальное перемещение передних колес трактора, м;

I_Y – момент инерции поддрессоренной массы трактора относительно продольной оси, проходящей через центр тяжести трактора, кг/м²;

C_p – коэффициент жесткости подвески передней оси трактора, Н/м;

K_p – коэффициент демпфирования (сопротивления) подвески передней оси трактора, Н·с/м;

$C_{ш1}, C_{ш2}$ – коэффициенты жесткости шин передних и задних колес трактора, соответственно, Н/м;

$K_{ш1}, K_{ш2}$ – коэффициенты демпфирования (сопротивления) шин передних и задних колес трактора, соответственно, Н·с/м;

l_1, l_2 – расстояния от центра масс (ц. м.) поддрессоренной массы до передней и задней осей трактора вдоль продольной оси, соответственно, м;

$y_1(V_K, t); y_2(V_K, t)$ – вертикальные перемещения точек контакта передних и задних колес трактора, соответственно, с почвой, вызванные неровностями ее поверхности, м;

E_{D1}, E_{D2} – динамические модули упругости почвы под передними и задними колесами соответственно, Па;

E_{21}, E_{22} – модули упругости почвы под передними и задними колесами, соответственно, Па;

η_1, η_2 – коэффициенты вязкости почвы под передними и задними колесами, соответственно, Па·с.

Действительные системы подрессоривания колесных машин, в большинстве случаев нелинейны, т. е. жесткости подвески и шин, коэффициенты сопротивления непостоянны, т. к. зависят от перемещений. Колеса имеют с опорной поверхностью не точечный контакт, а по площадке. Согласно исследованиям А. А. Хачатурова [115, с. 78], Б. Л. Бухина [27, с. 7], контакт колеса с почвой можно принять точечным, при этом учет реальной длины контакта производится путем осреднения случайного процесса, моделирующего возмущения, создаваемые полевыми неровностями.

С целью получения линейной модели предположим, что отклонения координат от статического положения небольшие и можно применять следующие допущения [116, с. 206]:

1 – колеса трактора с поверхностью поля имеют точечный контакт, а координаты точек контакта y полностью копируют микропрофиль;

2 – нагрузочные характеристики упругих элементов, подвески и амортизаторов линейны или линеаризованы, коэффициенты жесткости C_p и демпфирования K_p постоянны;

3 – все диссипативные силы подвески, включая трение, учитываются эквивалентными коэффициентами демпфирования, входящими в величину K_p ;

4 – шины выступают в виде упругодемпфирующей модели Фойгта с постоянными коэффициентами $C_{ш}$ и $K_{ш}$;

5 – характеристики и параметры подвески и шин правых и левых колес одинаковы, т. е. $C_{пл} = C_{пн}, C_{шл} = C_{шп}, K_{пл} = K_{пн}, K_{шл} = K_{шп}$;

6 – силы сопротивления качению и сопротивления воздуха не учитываются.

Предполагается, что микропрофиль изменяется относительно основного горизонтального уровня, а в горизонтальном направлении трактор движется с постоянной скоростью. Из рис. 3.1 видно, что силы, действующие на подрессорную m_n и неподрессорные массы m_1 и m_2 , обусловлены относительными перемещениями и скоростями: $z - \xi$; $\xi - y$ и $\dot{z} - \dot{\xi}$; $\dot{\xi} - \dot{y}$.

Относительные перемещения будут формировать потенциальные упругие силы, относительные скорости – диссипативные силы. Вертикальные и угловые колебания системы (см. рис. 3.1) можно описать с помощью уравнения Лагранжа II рода [110, с. 208]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_R}{\partial \dot{\xi}_i} \right) - \frac{\partial W_R}{\partial \xi_i} + \frac{\partial W_P}{\partial \xi_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \xi_i} = Q_i, \quad (3.1)$$

где W_R и W_P – кинетическая и потенциальная энергии системы;

Φ – диссипативная функция (функция рассеяния энергии), характеризующая потери энергии под действием сил сопротивлений;

ξ_i – обобщенная координата;

Q_i – обобщенная сила, соответствующая i -й обобщенной координате.

Примем, что $Q_i = 0$, так как нет больше никаких сил, кроме тех, которые связаны с изменением W_R , W_P и Φ . В качестве обобщенных координат для исследования движения трактора выбирают вертикальные координаты центра подрессоренной массы z_0 и осей колес ξ_i , угол наклона корпуса к горизонтальной плоскости θ (вместо z_0 и θ можно принять z_1 и z_2).

При определении потенциальной энергии отсчет деформаций подвески и шин будем вести от положения статического равновесия, при котором статическая нагрузка на упругие элементы уравновешена упругой силой, вызванной деформацией, а потенциальная энергия в положении равновесия равна нулю. Уравнения, определяющие кинетическую и потенциальную энергию, а также диссипативную функцию, будут иметь вид [110, с. 209]:

кинетическая энергия:

$$W_R = \frac{1}{2} \left(m_n \dot{z}_0^2 + I_y \dot{\theta}^2 + \sum_{i=1}^2 m_i \dot{\xi}_i^2 \right); \quad (3.2)$$

потенциальная энергия:

$$W_P = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 2C_{Pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i)^2 + \sum_{i=1}^2 2C_{шi} (y_i - \xi_i)^2 \right]; \quad (3.3)$$

диссипативная функция:

$$\Phi = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^2 2K_{Pi} (\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta}l_i)^2 + \sum_{i=1}^2 2K_{Шi} (\dot{y}_i - \dot{\xi}_i)^2 \right]. \quad (3.4)$$

Продифференцируем уравнения (3.2)–(3.4) по обобщенным координатам:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_R}{\partial \dot{z}_0} \right) = m_n \ddot{z}_0; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_R}{\partial \dot{\theta}} \right) = I_y \ddot{\theta}; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_R}{\partial \dot{\xi}_i} \right) = m_i \ddot{\xi}_i;$$

$$\frac{\partial W_P}{\partial z_0} = -\sum_{i=1}^2 2C_{Pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i); \quad \frac{\partial W_P}{\partial \theta} = -\sum_{i=1}^2 2C_{Pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i) l_i;$$

$$\frac{\partial W_P}{\partial \xi_i} = 2C_{Pi} (\xi_i - z_0 - \theta l_i) - 2C_{Шi} (y_i - \xi_i); \quad \frac{\partial \Phi}{\partial z_0} = -2K_{Pi} (\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta}l_i);$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = -2K_{Pi} (\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta}l_i) l_i; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\xi}_i} = 2K_{Pi} (\dot{\xi}_i - \dot{z}_0 - \dot{\theta}l_i) - 2K_{Шi} (\dot{y}_i - \dot{\xi}_i).$$

Подставив значения производных в уравнение (3.1), получим систему дифференциальных уравнений колебаний трактора в вертикальной плоскости:

$$m_n \ddot{z}_0 + \sum_{i=1}^2 2K_{Pi} (\dot{z}_0 + \dot{\theta}l_i - \dot{\xi}_i) l_i + \sum_{i=2}^2 2C_{Pi} (z_0 + \theta l_i - \xi_i) = 0; \quad (3.5)$$

$$I_y \ddot{\theta} + \sum_{i=1}^2 2K_{Pi} (\dot{z}_0 + \dot{\theta}l_i - \dot{\xi}_i) l_i + \sum_{i=2}^2 2C_{Pi} (z_0 + \theta l_i - \xi_i) l_i = 0; \quad (3.6)$$

$$m_i \ddot{\xi}_i + 2(K_{Pi} + K_{Шi}) \dot{\xi}_i + 2(C_{Pi} + C_{Шi}) \xi_i + 2K_{Pi} (\dot{z}_0 + \dot{\theta}l_i) - 2C_{Pi} (z_0 + \theta l_i) = 2K_{Шi} \dot{y}_i + 2C_{Шi} y_i, \quad (3.7)$$

где $i = 1; 2$ – соответственно передняя и задняя ось трактора;
 m_i – неподрессоренная масса i -й оси (i -й пары колес), кг;

C_{Pi} – коэффициент жесткости i -й подвески, Н/м;

$C_{Шi}$ – коэффициент жесткости i -й шины, Н/м;

K_{P_i} – коэффициент демпфирования (сопротивления) подвески,
 $H \cdot c / M$;

$K_{Ш_i}$ – коэффициент демпфирования (сопротивления) i -й шины,
 $H \cdot c / M$.

Разделив все члены уравнения (3.5) на m_n , а уравнения (3.6) на I_y , приняв в уравнении (3.7) все неподрессоренные массы одинаковыми, получим уравнение колебаний в общем виде пневмоколесного трактора в вертикальной плоскости [110, с. 210]:

$$\ddot{z}_0 + h_n \dot{z}_0 + \omega_n^2 z_0 + K_n \dot{\theta} + C_n \theta = \frac{1}{m_n} \sum_{i=1}^2 (2K_{P_i} \dot{\xi}_i + 2C_{P_i} \xi_i); \quad (3.8)$$

$$\ddot{\theta} + h_{ny} \dot{\theta} + \omega_{ny}^2 \theta + K_y \dot{z}_0 + C_y z_0 = \frac{1}{I_y} \sum_{i=1}^2 (2K_{P_i} l_i \dot{\xi}_i + 2C_{P_i} l_i \xi_i); \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} & (\ddot{\xi}_i + h_{ni} \dot{\xi}_i + \omega_{ni}^2 \xi_i) - h_{n0} \dot{z}_0 - \omega_{n0}^2 z_0 - h_{n0} l_i \dot{\theta} - \\ & - \omega_{ni}^2 l_i \theta = \frac{1}{m_i} (2K_{Ш_i} \dot{y}_i + 2C_{Ш_i} y_i), \end{aligned} \quad (3.10)$$

где $\omega_n^2 = \sum_{i=1}^2 2C_{P_i} / m_n$, $\omega_{ny}^2 = \sum_{i=1}^2 2C_{P_i} l_i^2 / I_y$, $\omega_{ni}^2 = 2(C_{P_i} + C_{Ш_i}) / m_i$ – соответственно парциальные частоты вертикальных, продольно-угловых колебаний подрессоренной массы и вертикальных колебаний неподрессоренных масс;

$h_n = \sum_{i=1}^2 2K_{P_i} / m_n$, $h_{ny} = \sum_{i=1}^2 2K_{P_i} l_i^2 / I_y$, $h_{ni} = 2(K_{P_i} + K_{Ш_i}) / m_i$ – пар-

циальные коэффициенты затухания вертикальных и продольно-угловых колебаний подрессоренной массы, вертикальных колебаний неподрессоренных масс соответственно; остальные коэффициенты находятся так:

$$K_n = \sum_{i=1}^2 2K_{P_i} l_i / m_n; \quad C_n = \sum_{i=1}^2 2C_{P_i} l_i / m_n; \quad K_y = \sum_{i=1}^2 2K_{P_i} l_i / I_y;$$

$$C_y = \sum_{i=1}^2 2C_{Pi}l_i / I_y ; \quad h_{H0} = \sum_{i=1}^2 2K_{Pi} / m_i ; \quad \omega_{H0}^2 = \sum_{i=1}^2 2C_{Pi} / m_i .$$

Дифференциальное уравнение (3.10) показывает, что при кинематическом возбуждении со стороны неровности поверхности почвы возникают не только колебания неподрессоренных масс, но и вертикальные, и продольно-угловые колебания поддрессоренной массы. Принятые обобщенные координаты z_0 , θ и ξ взаимосвязаны между собой. Правая часть уравнения (3.7) представляет собой силы, которые являются следствием кинематического возбуждения со стороны опорной поверхности, формирующегося за счет движения трактора по неровностям опорной поверхности (микропрофилю):

$$Q_{yi} = 2K_{\text{шл}}\dot{y}_i + 2C_{\text{шл}}y_i. \quad (3.11)$$

Сила, действующая со стороны почвы на любую ось, равна:

$$Q_{yi} = 2K_{\text{шл}}\dot{y}_i(t - \tau_i) + 2C_{\text{шл}}y_i(t - \tau_i), \quad (3.12)$$

где $\tau_i = (|l_1| - |l_i|) / V_k$ – запаздывание воздействия на систему при переезде колесами i -й оси той же точки неровности поля относительно времени переезда колесами первой оси, с ;

V_k – скорость движения трактора, м/с.

Анализ уравнений (3.10) – (3.12) показывает, что одним из основных внешних воздействий, которые влияют на величину вертикальных вибродинамических нагрузок, являются микронеровности поверхности поля.

3.2. Неровности поверхности полей, подготовленных под посев

Для изучения влияния неровностей полей как источника возмущающего воздействия на движение сельскохозяйственных МТА необходимо установить их закономерности и определить статистические характеристики.

Профиль полей подразделяют на три составляющие: макропрофиль, микропрофиль и шероховатости, что обусловлено различным

воздействием их на МГА. Макропрофиль, состоящий из длинных плавных неровностей (длина волны 100 м и более), практически не вызывает колебаний трактора. Микропрофиль состоит из неровностей (длина волны от 0,1 до 100 м) и предопределяет колебания на подвеске. Шероховатости поверхности поля, имеющие длину волны менее 0,1 м, сглаживаются шинами и заметно не влияют на спектр вибрации пневмоколесных сельскохозяйственных машин. Поэтому микропрофиль агрофона является одним из основных факторов, оказывающих влияние на формирование возмущающего воздействия на машину [113, с. 11].

Существуют различные способы снятия микропрофиля поверхности. Наиболее точным, но и самым трудоемким является способ профилирования при помощи оптического нивелира типа НА-1 и мерной рейки. В наших экспериментах запись микропрофиля поля проводилась от туго натянутой между опорными кольями лески на высоте 300 мм от поверхности поля.

Выбор длины участка L_y для снятия профилограммы проводился с таким расчетом, чтобы погрешность определения корреляционной функции $R_f(l)$ и спектральной плотности $S_f(\lambda_1)$ неровностей полей не превышала 5 % [6, с. 41].

Длину L_y исследуемого участка выбирали с учетом значения низшей частоты (λ_n) возмущающего воздействия по зависимости [6, с. 41]:

$$L_y \geq 10 \cdot l_{\max}, \quad (3.13)$$

где l_{\max} – наибольшая длина неровности, м.

Приняв за предельное значение величину максимального сдвига, и, исходя из значения низшей частоты ($\lambda_n = 0,9 \div 1,2 \text{ с}^{-1}$), l_{\max} находим по формуле [6, с. 41]:

$$l_{\max} = \frac{2\pi}{\lambda_n} = 5 \div 7 \text{ м}. \quad (3.14)$$

С учетом формулы (3.13), длина участка L_y для снятия профилограммы $L_y \geq 50 \text{ м}$.

Интервал измерения высоты неровностей выбирали с учетом того, что число точек измерений на самой короткой длине неровностей должно быть не менее 5–10, поэтому расстояние между измеряемыми точками было принято равным $\Delta l = 0,1$ м. Полученная реализация микропрофиля поверхности поля была скорректирована с учетом выявленного существенного диапазона частот и разбита на 5 отрезков.

Для определения вертикальных вибродинамических нагрузок, возникающих при движении по неровностям, был исследован микропрофиль поверхностей полей, подготовленных под посев.

Профилирование поверхности поля проводилось в двух направлениях:

- поперек предыдущей обработки;
- вдоль предыдущей обработки.

По ординатам микропрофиля y_i определялось математическое ожидание или среднее значение для двух направлений обработки по формуле [117, с. 19]:

$$y_c = \frac{1}{n} \sum y_i. \quad (3.15)$$

где n – число реализаций.

После этого определялась система центрированных чисел [117, с. 19]:

$$\bar{y}_i = y_i - y_c. \quad (3.16)$$

Функция корреляции $R_f(l)$, характеризующая взаимосвязь случайных значений функции по длине участка, находилась по зависимости [117, с. 19]:

$$R_f(l) = R_f(j\Delta l) = \frac{1}{n-j} \sum_{i=1}^{n-j} \bar{y}_i \cdot \bar{y}_{i+j}, \quad (3.17)$$

где $j = 0, 1, 2, 3, \dots$

В расчетах принято пользоваться нормированной корреляционной функцией, которая находится по формуле [110, с. 201]:

$$\rho(l) = \frac{R_f(l)}{D_x}, \quad (3.18)$$

где $D_x = R_f(0)$ – дисперсия, m^2 .

После проведенных вычислений были построены графики нормированных корреляционных функций (рис. 3.2).

Полученные экспериментальным путем корреляционные функции микрорельефа поверхности поля можно аппроксимировать выражением вида [110, с. 201]:

$$\rho(l) = A_1 e^{-\alpha_1 l} + A_2 e^{-\alpha_2 l} \cos \beta_1 l, \quad (3.19)$$

где A_1 и A_2 – безразмерные коэффициенты, $A_1 + A_2 = 1$;

α_1 и α_2 – коэффициенты, характеризующие затухание, m^{-1} ;

β_1 – коэффициент, характеризующий колебательный процесс, m^{-1} .

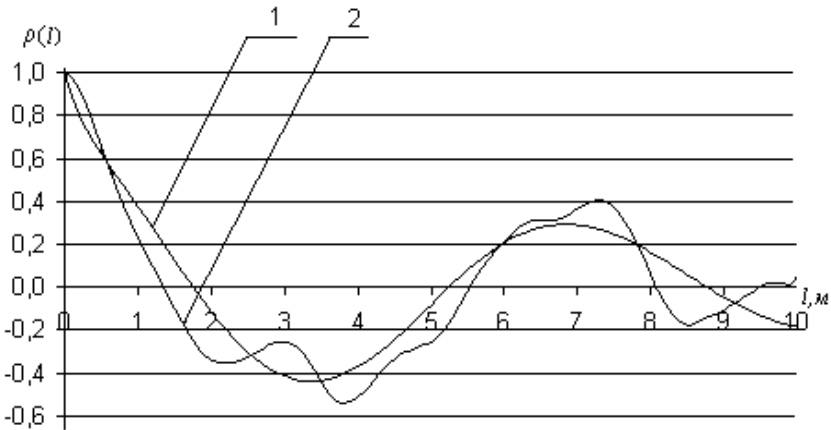


Рис. 3.2. Нормированные корреляционные функции микропрофиля поверхности поля, подготовленного под посев, при профилировании вдоль предыдущей обработки:

1 – по аппроксимирующей аналитической зависимости;

2 – по результатам обработки измерений сечений

На основании уравнения (3.19) получены нормированные корреляционные функции при профилировании [118]:

– вдоль предыдущей обработки ($D_x = 339 \text{ мм}^2$):

$$\rho(l) = 0,344e^{-1,119/l} + 0,656^{-0,039/l} \cos 0,299l, \quad (3.20)$$

– поперек предыдущей обработки ($D_x = 824 \text{ мм}^2$):

$$\rho(l) = 0,424e^{-2,043/l} + 0,576e^{-0,086/l} \cos 0,484l. \quad (3.21)$$

Выявлено, что закон распределения ординат функции $\rho(l)$ близок к нормальному. Для определения спектральной плотности воздействия $S_f(\lambda)$, являющейся конечной целью статистического исследования микропрофиля, важной при исследовании динамических систем, необходимо перейти от корреляционной функции микропрофиля $\rho(l)$ к корреляционной функции воздействия микропрофиля на сельскохозяйственную технику $\rho(\tau)$. Если задаться скоростью движения V_k и использовать соотношение:

$$\tau = l / V_k, \quad (3.22)$$

где τ – промежуток времени, с;

l – длина неровности, м;

V_k – скорость трактора, м/с,

то можно перейти от аргумента l к аргументу τ .

Очевидно, что при скорости $V_k = 1 \text{ м/с}$ коэффициенты α_1 , α_2 и β_1 в выражении (3.19) остаются без изменения. Для любой скорости $V_k \neq 1 \text{ м/с}$ справедливы соотношения:

$$\alpha = \alpha_1 V_k, c^{-1}; \quad \alpha' = \alpha_2 V_k, c^{-1}; \quad \beta = \beta_1 V_k, c^{-1}. \quad (3.23)$$

Коэффициенты α, α', β позволяют судить о характере микронеровностей. Большие значения α, α' говорят о большой крутизне корреляционной функции, а, значит, о большом энергетическом уровне высокочастотных составляющих спектра неровностей, т. е. преобладании коротких волн. Рост коэффициента β ведет к увеличению частоты периодической составляющей.

С учетом уравнений (3.23) можно написать выражение нормированной корреляционной функции воздействия микропрофиля, соответствующее выражению (3.19):

$$\rho(\tau) = A_1 e^{-\alpha|\tau|} + A_2 e^{-\alpha'|\tau|} \cos \beta \tau. \quad (3.24)$$

Связь между корреляционной функцией и спектральной плотностью $S_f(\lambda_1)$, являющейся важной статистической характеристикой микропрофиля, дающей представление о частоте повторения длин неровностей и о преобладающих частотах, устанавливается с помощью косинус-преобразования Фурье [110, с. 202]:

$$S_f^n(\lambda_1) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \rho(\tau) \cos \lambda_1 \tau d\tau, \quad (3.25)$$

где $S_f^n(\lambda_1)$ – нормированная спектральная плотность,

$$S_f^n(\lambda_1) = \frac{S_f(\lambda_1)}{D_x}, \quad (3.26)$$

где λ_1 – волновая частота микропрофиля, с^{-1} .

На рис. 3.3 и 3.4 представлены полученные на основании исследований кривые нормированных корреляционных функций микропрофилей полей, подготовленных под посев, и нормированные спектральные плотности при $V_K = 3 \text{ м/с}$, зависящие от направления измерений.

Анализ рис. 3.3 и 3.4 показывает, что основной спектр частот микропрофилей полей, подготовленных под посев, находится в диапазоне $0 \dots 3 \text{ с}^{-1}$. Средние значения высот неровностей колеблются в пределах $0,02 \dots 0,05 \text{ м}$ при измерении вдоль и $0,03 \dots 0,07 \text{ м}$ – поперек основной обработки. Приведенные данные могут быть использованы для классификации полей по критериям $\alpha, \alpha', \beta, D_x$ и установления оценок энергетических параметров одних и тех же МТА при движении вдоль и поперек предыдущей обработки полей, подготовленных под посев.

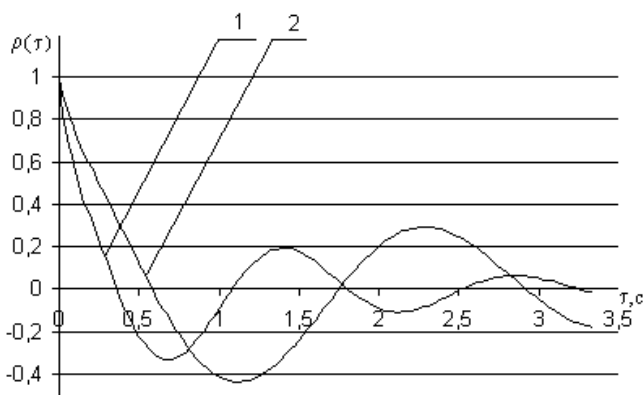


Рис. 3.3. Нормированные корреляционные функции микропрофилей полей, подготовленных под посев:

1 – поперек предыдущей обработки; 2 – вдоль предыдущей обработки

На оси ординат на рис. 3.4 отложено не $S_f^n(\lambda_1)$, а $\sqrt{S_f^n(\lambda_1)}$.

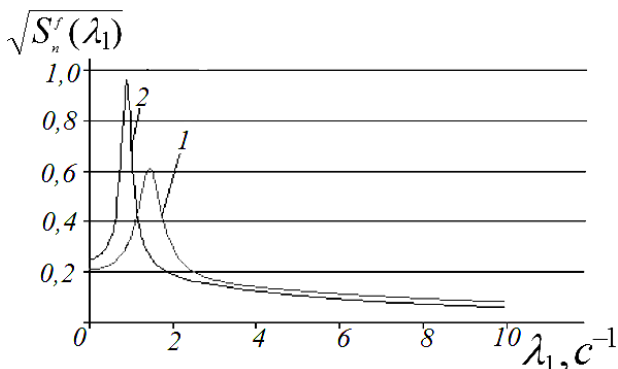


Рис. 3.4. Нормированные спектральные плотности микропрофилей полей, подготовленных под посев:

1 – поперек предыдущей обработки; 2 – вдоль предыдущей обработки

Они также показывают, что рассмотренные поля возбуждают значительные колебания МТА в вертикальной плоскости, поэтому для снижения уплотнения почвы необходимы технические решения, уменьшающие вертикальные вибродинамические нагрузки пневмоколесных движителей.

3.3. Математическая модель вибродинамического процесса взаимодействия системы «пневмоколесный движитель – почва»

Уплотнение почвы зависит от многих факторов: массы МТА, скорости движения, рельефа опорной поверхности и свойств самой почвы (физических, физико-механических и реологических). Повышение скорости движения приводит к увеличению амплитуд колебаний, ускорений различных точек МТА и вертикальных вибродинамических нагрузок, которые передаются через движители на почву.

Для нахождения мгновенного значения вертикальной нагрузки $G_D(t)$, приходящейся на ось колеса, воспользуемся формулой (1.18), анализ которой показывает, что снизить вертикальные вибродинамические нагрузки можно за счет уменьшения:

- массы МТА (что весьма проблематично);
- ускорения колебаний оси колеса $\ddot{\xi}$.

Рассмотрим качение пневмоколесного движителя в виде двух-массовой эквивалентной колебательной системы в случае наличия подвески (рис. 3.5) и одномассовой – без подвески (рис. 3.6) по почве, представленной в виде механико-математической модели Кельвина.

Влиянием тракториста на колебания пренебрегаем, так как оно мало. Примем, что силы сопротивления в подвеске пропорциональны скорости колебаний остова трактора.

Для описания продольного профиля пути чаще всего используются периодические функции [76, 77, 110]:

$$y = y_{\max} \sin \lambda t, \quad (3.27)$$

где y_{\max} – максимальная высота неровности поверхности, м;

$\lambda = 2\pi V_K / l$ – угловая частота вынужденных колебаний, с^{-1} ;

V_K – скорость движения колеса, м/с;

$L = 2l$ – длина волны неровности поверхности, м.

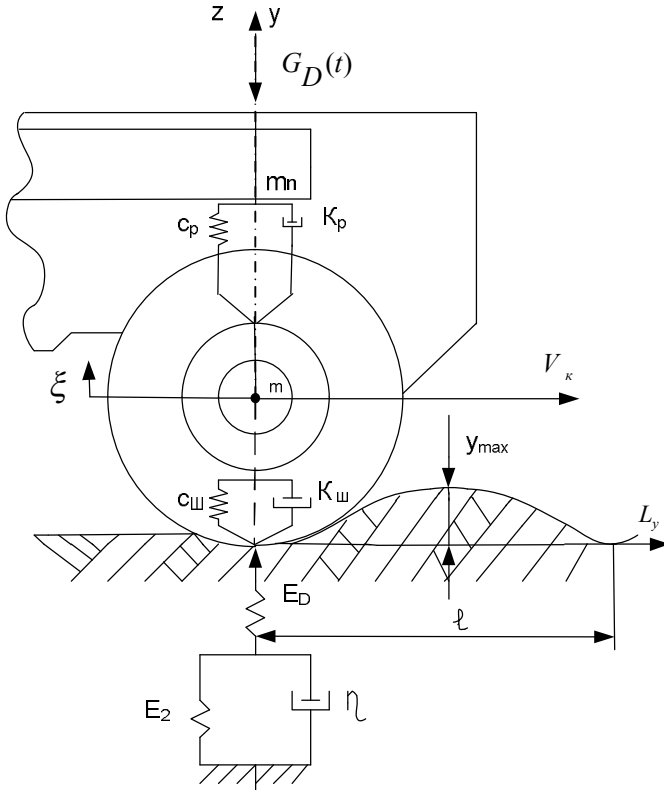


Рис. 3.5. Схема взаимодействия пневмоколесного движителя в виде эквивалентной двухмассовой колебательной системы с почвой

Используя уравнения (3.8)–(3.10), запишем уравнения колебаний одиночного пневмоколесного движителя при наличии подвески в вертикальной плоскости, выраженные через вертикальное перемещение z подрессоренной массы и вертикальное перемещение оси колеса ξ (см. рис. 3.5) при движении по опорной поверхности, заданной уравнением (3.27) [119]:

$$\begin{cases} \ddot{z} + 2h_{II}\dot{z} + \omega_{II}^2 z - 2h_{II}\dot{\xi} - \omega_{II}^2 \xi = 0, \\ \ddot{\xi} + 2h_{II}\dot{\xi} + \omega_{II}^2 \xi - 2h_{Ho}\dot{z} - \omega_{Ho}^2 z = Q_y / m = 2h_{ш}\dot{y} + \omega_{ш}^2 y, \end{cases} \quad (3.28)$$

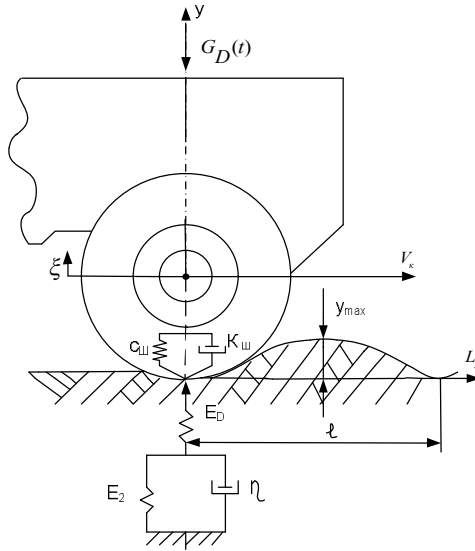


Рис. 3.6. Схема взаимодействия пневмоколесного движителя в виде эквивалентной одномассовой колебательной системы с почвой

где z, \dot{z}, \ddot{z} – амплитуда, скорость и ускорение колебаний поддрессоренной массы, соответственно, м, м/с, м/с²;

$\xi, \dot{\xi}, \ddot{\xi}$ – амплитуда, скорость и ускорение колебаний оси колеса, соответственно, м, м/с, м/с²;

$$h_{II} = \frac{K_P}{2m_n}, \quad h_H = \frac{K_P + K_{III}}{2m}, \quad h_{III} = \frac{K_{III}}{2m} \quad \text{– коэффициенты затухания}$$

вертикальных колебаний поддрессоренной, неподдрессоренной масс и шины, соответственно, с⁻¹;

K_P, K_{III} – коэффициенты демпфирования подвески и шины, соответственно, Н·с/м;

m_n, m – поддрессоренная и неподдрессоренная массы, соответственно, кг;

$$\omega_{II} = \sqrt{\frac{C_P}{m_n}}, \quad \omega_H = \sqrt{\frac{C_P + C_{III}}{m}}, \quad \omega_{III} = \sqrt{\frac{C_{III}}{m}} \quad \text{– частота вертикальных}$$

колебаний поддрессоренной, неподдрессоренной масс и шины, соответственно, с⁻¹;

$C_p, C_{ш}$ – коэффициент жесткости подвески и шины, соответственно, Н/м;

$$h_{Ho} = \frac{K_p}{2m} \text{ – коэффициент затухания, } c^{-1};$$

$$\omega_{Ho} = \sqrt{\frac{C_p}{m}} \text{ – частота колебаний, } c^{-1};$$

Q_y – возмущающая сила со стороны неровностей поверхности поля, Н.

При отсутствии подвески уравнение колебаний одиночного пневмоколесного движителя в вертикальной плоскости, заданного в виде одномассовой эквивалентной колебательной системы (см. рис. 3.6) при движении по поверхности, заданной уравнением (3.27), имеет вид [119]:

$$\ddot{\xi} + 2h_{ш_0}\dot{\xi} + \omega_{ш_0}^2\xi = Q_y / M = 2h_{ш_0}\dot{y} + \omega_{ш_0}^2y, \quad (3.29)$$

где $h_{ш_0} = K_{ш} / (2M)$ – коэффициент затухания вертикальных колебаний шины, c^{-1} ;

$\omega_{ш_0} = \sqrt{C_{ш} / M}$ – частота свободных (собственных) колебаний шины, c^{-1} ;

$M = m_n + m$ – масса, нагружающая ось колеса, кг.

3.4. Математическое моделирование процесса уплотнения почвы пневмоколесными движителями от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок МТА

Для определения плотности почвы после воздействия на нее сельскохозяйственных движителей воспользуемся формулой, предложенной А. Ю. Ишлинским [63, с. 289]:

$$\rho_k = \frac{\rho_n}{1 - \varepsilon}, \quad (3.30)$$

где ρ_n и ρ_k – плотность почвы до воздействия (исходная) и после воздействия (конечная) движителя, соответственно, $кг/м^3$;

ε – относительная деформация почвы.

Согласно [69], максимальное напряжение σ_m в пятне контакта движителя с почвой равно максимальному давлению движителя на почву (q_{\max})

$$\sigma_m = q_{\max} . \quad (3.31)$$

По ГОСТ 26953–86 «Техника сельскохозяйственная мобильная. Методы определения воздействия движителей на почву» максимальное давление пневмоколесного движителя на почву равно

$$q_{\max} = q_c \cdot k_2, \quad (3.32)$$

где q_c – среднее давление пневмоколесного движителя на почву, Па;

$k_2 = 1,5$ – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины.

Мгновенное среднее давление шины на почву равно

$$q_c(t) = \frac{G_D(t)}{F_{kn}(t)}, \quad (3.33)$$

где $G_D(t)$ – мгновенное значение вертикальной нагрузки, Н;

$F_{kn}(t)$ – мгновенное значение площади пятна контакта шины с почвой, м².

Мгновенное значение вертикальной нагрузки

$$G_D(t) = M(g \pm \ddot{\xi}). \quad (3.34)$$

Мгновенное значение площади пятна контакта шины с почвой по ГОСТ 26953–86 равно

$$F_{kn}(t) = F_{kn} = F_k \cdot \kappa_1, \quad (3.35)$$

где F_{kn} – площадь контакта шины колеса с почвой, м²;

F_k – контурная площадь контакта протектора шины на жестком основании (ГОСТ 7057–2001), м²;

κ_1 – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины колеса (табл. 3.1).

Зависимость K_1 от наружного диаметра шины

Наружный диаметр шины, мм	K_1
До 600 включительно	1,60
Свыше 600 до 800 включительно	1,40
Свыше 800 до 1000 включительно	1,30
Свыше 1000 до 1200 включительно	1,20
Свыше 1200 до 1500 включительно	1,15
Свыше 1500	1,10

Согласно [67], площадь пятна контакта шины на жестком основании F_k :

$$F_k = \alpha_{\text{ш}} \pi a b, \quad (3.36)$$

где $\alpha_{\text{ш}}$ – коэффициент, учитывающий отличие формы отпечатка от эллипса, ($\alpha_{\text{ш}} \approx 1,02$ – для обычных шин; $\alpha_{\text{ш}} = 1,1$ – для шин с плоским протектором);

a – половина длины пятна контакта шины на жестком основании, м;

b – половина ширины пятна контакта шины на жестком основании, м.

Для расчета параметров пятна контакта (a и b), необходимо знать деформацию шины h на жестком основании при соответствующей мгновенной нагрузке на единичный движитель [120, с. 67]:

$$h = \frac{G_D(t)}{\pi p_w \sqrt{B_w D}}, \quad \text{м}, \quad (3.37)$$

где p_w – давление воздуха в шине, Па;

B_w, D – ширина профиля и наружный диаметр шины, соответственно, м.

Рассчитываем размеры пятна контакта на жестком основании. Половина длины пятна контакта a , согласно [67]:

$$a = K_0 \sqrt{Dh - h^2}, \quad (3.38)$$

где K_0 – эмпирический коэффициент, учитывающий уменьшение длины контакта от расчетной, (для арочных шин – 0,81; для шин: при $D \leq 900$ мм – 0,7; при $900 < D \leq 1100$ мм – 0,75; при $D > 1100$ мм – 0,79).

Половина ширины пятна контакта для шин обычного профиля [120, с. 73]:

$$b = \sqrt{B_u \cdot h - h^2}. \quad (3.39)$$

Для шин с плоским или близким к плоскому протектором [67]:

$$b = 1,3 \sqrt{2R_{np} \cdot h - h^2}. \quad (3.40)$$

где $R_{np} = \frac{B_u + H}{2,5}$; $H = \frac{D - d}{2}$ – высота профиля шины, м;

d – номинальный посадочный диаметр обода, м.

Используя формулы (1.11), (2.26), (2.37), (3.28), (3.29) и (3.30)–(3.40), можно найти плотность почвы после воздействия на нее движителей.

На основании вышеизложенной методики составлена программа «Расчет плотности почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей», написанная в среде Borland Delphi version 7.0 (Приложение).

На рис. 3.7 показаны величины вертикальных вибродинамических нагрузок на оси качения заднего моста трактора МТЗ-82 при движении по полю, подготовленному под посев, при $l = 1$ м; $y_{\max} = 0,04$ м; $p_w = 80$ кПа в зависимости от скорости движения V_k , на рис. 3.8 средние значения давлений шины 15,5 R38 на почву в зависимости от скорости движения V_k и внутришинного давления p_w .

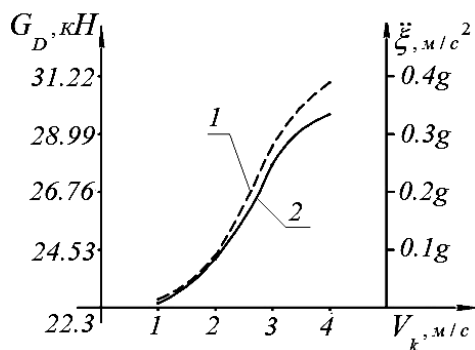


Рис. 3.7. Вертикальные вибродинамические нагрузки на оси качения заднего моста трактора МТЗ-82:

1 – диагональные шины 15,5-38; 2 – радиальные шины 15,5R38

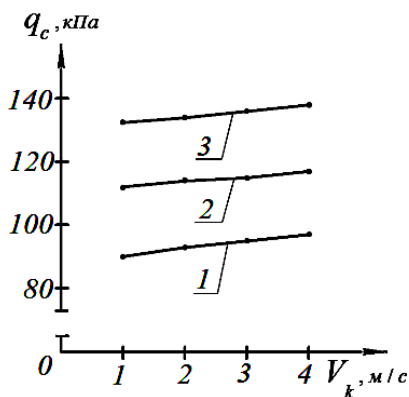


Рис. 3.8. Средние значения давлений шины 15,5R38 на почву:

1 – $p_w = 80$ кПа; 2 – $p_w = 100$ кПа; 3 – $p_w = 120$ кПа

Проведенные исследования [10] показывают:

– значения ускорений колебаний оси колеса $\ddot{\xi}$ у радиальных шин меньше, чем у диагональных;

– двухмассовая эквивалентная колебательная система имеет преимущества по сравнению с одномассовой, так как при наличии подвески значение ускорений колебаний оси колеса $\ddot{\xi}$ значительно меньше;

– к повышению ускорений колебаний оси колеса $\ddot{\xi}$ ведут увеличения: высоты неровности поверхности y_{\max} , скорости движения V_K , внутришинного давления p_w и уменьшение длины волны неровности поверхности L .

Снизить ускорение колебаний оси колеса можно за счет:

- замены диагональных шин радиальными;
- выравнивания поверхности поля (уменьшения максимальной высоты y_{\max} и увеличения длины волны L неровности поверхности);
- снижения внутришинного давления до 80 кПа;
- для одномассовой эквивалентной колебательной системы – разработать и использовать специальные шины с повышенной демпфирующей способностью и увеличенным статическим прогибом;
- для двухмассовой эквивалентной колебательной системы правильно подобрать параметры системы подрессоривания;
- увеличения площади контакта шины колеса с почвой $F_{\text{кп}}$ (полугусеничный ход).

3.5. Методика определения параметров эквивалентной колебательной системы тракторов (подвески и шин)

3.5.1. Методика определения параметров подвески

Ведущие колеса современных тракторов оснащены шинами низкого давления большого размера, обладающими удовлетворительными амортизирующими свойствами, поэтому упругие элементы в подвесках задних колес обычно отсутствуют.

Передние направляющие колеса небольшого размера с шинами низкого давления чаще всего снабжаются упругими элементами. Наибольшее распространение получили металлические упругие элементы, в качестве которых служат цилиндрические пружины, листовые рессоры и торсионы.

Согласно данным профессора И. Б. Барского [121, с. 17], жесткость подвески C_p должна удовлетворять соотношению:

$$\frac{C_{\text{ш}}}{C_p} = 2 \dots 3. \quad (3.41)$$

При $\frac{C_{ш}}{C_p} \leq 2...3$ эффективность рессоры снижается, если

$\frac{C_{ш}}{C_p} \geq 2...3$, то размеры такой рессоры окажутся большими и в этом

случае придется отказаться от удовлетворения независимости угловых и вертикальных колебаний [121, с. 17].

Коэффициент сопротивления (демпфирования) подвески K_p определяют по соотношению [121, с. 62]:

$$K_p = \psi_k \sqrt{2C_p \cdot m_n}, \quad (3.42)$$

где ψ_k – коэффициент затухания колебаний (для колесных тракторов $\psi_k = 0,3...0,6$) [121, с. 62];

m_n – подрессоренная масса трактора.

3.5.2. Методика определения параметров сжимаемости пневматической шины

Для большинства конструкций пневмоколесных сельскохозяйственных тракторов шина в колебательной системе является единственным упругим и одновременно демпфирующим элементом, полностью определяющим колебания и плавность хода трактора.

В основу большинства исследований демпфирования пневматических шин положена механико-математическая модель Фойгта. В этом случае поглощающую способность шины принимают пропорциональной суммарной скорости деформации ее элементарных масс [120, 122] и оценивают коэффициентом демпфирования (сопротивления) шины $K_{ш}$, который определяется из эксперимента при переезде шиной любого единичного препятствия с последующей записью процесса колебаний, либо при сбрасывании собранной шины на опорную поверхность с помощью стендового устройства по формуле [120, с. 82]:

$$K_{ш} = 2\nu m_1, \quad (3.43)$$

где $\nu = \ln \frac{a_n}{a_{n+1}}$ – логарифмический декремент затухания;

a_n, a_{n+1} – две последовательные амплитуды;

m_1 – масса колеса, кг.

Исследования, проведенные В. П. Бойковым, показывают, что $K_{\text{ш}}$ величина не постоянная, она уменьшается с увеличением давления воздуха в шине [120].

Коэффициент жесткости шин $C_{\text{ш}}$ зависит от коэффициента нормальной жесткости шины C_r и типа опорной поверхности, с которой контактирует колесо.

При качении колес по деформируемой поверхности в качестве характеристики жесткости взаимодействующих тел (колес и поверхности качения) пользуются величиной, которую называют опорной жесткостью поверхности качения.

Опорная жесткость зависит как от упругих свойств колесной шины и твердости поверхности качения, так и от геометрических параметров колеса.

Для пневмоколесных движителей опорную жесткость $C_{\text{оп}}$, численно равную отношению вертикальной нагрузки на колесо G к деформации поверхности качения, определяют по формуле, предложенной Л. А. Гоберманом [42, с. 35]:

$$C_{\text{оп}} = \xi' \sqrt[3]{\frac{GDB_{\text{ш}}^2}{(1 + \beta_1 p_w) k_0^2}}, \quad (3.44)$$

где ξ' – коэффициент, зависящий от рисунка протектора шины ($\xi' = 1,5$);

$k_0 = 1,5 / \kappa$ – константа, характеризующая сопротивление почвы смятию, $\text{м}^3/\text{Н}$;

κ – коэффициент объемного смятия почвы, $\text{Н}/\text{м}^3$;

β_1 – коэффициент ($\beta_1 = 10^{-5}$), $\text{м}^2/\text{Н}$.

В табл. 3.2 приведены значения κ и k_0 для различных поверхностей качения.

Значения k и k_0 для различных поверхностей качения [83, с. 33]

Поверхность качения	$k \cdot 10^7, \frac{\text{Н}}{\text{М}^3}$	$k_0 \cdot 10^{-7}, \frac{\text{М}^3}{\text{Н}}$
Асфальт	$0,55 \cdot 10^5$	$2,7 \cdot 10^{-5}$
Сухая грунтовая дорога	$0,92 \cdot 10^2$	$2,3 \cdot 10^{-2}$
Свежевспаханное поле	1,25	1,3
Сухой песок	1,44	3,4

Коэффициент жесткости $C_{\text{ш}}$ определяется по формуле [83, с. 35]:

$$C_{\text{ш}} = \frac{C_r}{1 + C_r / C_{\text{он}}} = \frac{C_{\text{он}}}{1 + C_{\text{он}} / C_r}, \quad (3.45)$$

где C_r – коэффициент нормальной жесткости шины, $\frac{\text{Н}}{\text{М}}$ [83, с. 35]:

$$C_r = \frac{G_{\kappa}}{h_{\text{ш}}} = \pi p_w \sqrt{B_{\text{ш}} D}, \quad (3.46)$$

где $h_{\text{ш}}$ – деформация шины, м.

Из формулы (3.46) следует, что C_r в определенных пределах можно регулировать изменением давления воздуха в шине.

В частном случае, когда величина $C_{\text{он}}$ велика по сравнению с величиной C_r (при качении пневматика по асфальтированной поверхности), можно принять $C_{\text{ш}} = C_r$. Если C_r велика по сравнению с опорной жесткостью $C_{\text{он}}$ (для колес с жестким ободом), то $C_{\text{ш}} = C_{\text{он}}$.

Ю. В. Чигарев и А. Н. Орда [123] для определения коэффициента объемного смятия почвы предлагают использовать тестер (рис. 3.9).

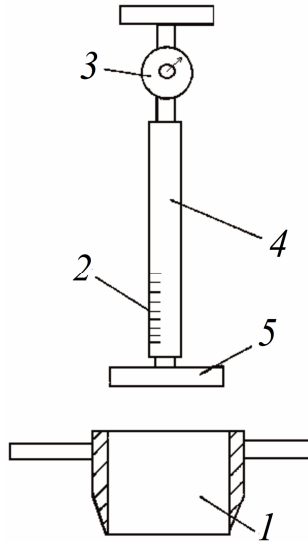


Рис. 3.9. Тестер для изучения уплотнения почв:

1 – полое кольцо; 2 – измерительная линейка; 3 – силоизмерительное устройство (динамометр); 4 – стержень; 5 – цилиндрический плунжер

Тестер включает ограничительное цилиндрическое полое кольцо 1, препятствующее сдвигу почвы в сторону от плунжера, цилиндрический плунжер 5 со стержнем 4, силоизмерительное устройство (динамометр) 3 и измерительную линейку 2.

Полый цилиндр 1 с помощью рукоятки или другого приспособления заглубляется в почву. После этого производится деформирование почвы плунжером 5. При этом замеряется давление на почву и перемещение плунжера. При исследовании плотной почвы ($\rho = 1350 - 1600 \text{ кг/м}^3$) вместо измерительной линейки 2 применяется индикатор. С помощью динамометра 3 создается давление на плунжер 5, равное давлению колес трактора на почву:

$$q_{\text{п}} = G_{\text{п}} / F_{\text{п}}, \quad (3.47)$$

где $q_{\text{п}}$ – давление плунжера на почву, Па;

$G_{\text{п}}$ – усилие, создаваемое на плунжер, Н;

$F_{\text{п}}$ – площадь опорной поверхности плунжера, м^2 .

Затем определяется проникновение плунжера в почву, т. е. величина деформации почвы h_n . По величине деформации почвы (учитывая то, что ограничительное кольцо препятствует сдвигу почвы в стороны) оценивается ее уплотнение. При нахождении соотношения между деформацией почвы в цилиндре l и ее уплотнением допускается, что по глубине плотность почвы распределяется равномерно, когда отношение высоты цилиндра к диаметру больше двух [37]. Зависимость между деформацией и уплотнением почвы имеет вид:

$$h_n = H_u (1 - \rho_n / \rho_k), \quad (3.48)$$

где H_u – высота цилиндра, м.

По показаниям прибора определяется коэффициент объемного смятия:

$$\kappa = G_{\Pi} / (F_{\Pi} h_n). \quad (3.49)$$

С помощью тестера можно не только определять коэффициент объемного смятия, но и оценить уплотнение почвы, создаваемое движителем в реальных почвенных условиях, а также по плотности почвы после прохода трактора можно определить величину давления движителя на почву. Исходя из величины уплотнения, можно рекомендовать тип трактора при формировании МГА, в зависимости от состояния почвенного фона [37, с. 199].

ГЛАВА 4. ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

4.1. Факторы и критерии отклика

Сущность планирования эксперимента методом физического моделирования заключается в том, что при изучении объекта исследования вначале между независимыми факторами устанавливается связь в критериальной форме с помощью теории подобия и анализа размерностей. Здесь же производится сокращение числа независимых переменных и представление их в форме, удобной для раскрытия физической сущности изучаемого процесса, с последующим пересчетом по формулам при моделировании. Затем с помощью теории планирования эксперимента устанавливается связь между критериями подобия в виде регрессионной модели первого или второго порядка и проводится анализ полученной модели [37, 124, 125].

Зависимость изучаемого признака от факторов будет иметь вид [125, с. 65]:

$$y = \varphi(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad (4.1)$$

где y – критерий отклика, являющийся оценкой изучаемого процесса;

x_1, x_2, \dots, x_n – независимые факторы (переменные).

Факторы, влияющие на уплотнение почвы пневмоколесными двигателями:

G – нагрузка, действующая на ось колеса, Н;

f – частота колебаний, Гц;

$B_{\text{ш}}$ – ширина колеса, м;

D – диаметр колеса, м;

p_w – давление воздуха в шине, Па;

$K_{\text{ш}}$ – коэффициент демпфирования (сопротивления) шины, Н·с/м;

$C_{\text{ш}}$ – коэффициент жесткости шины, Н/м;

K_p – коэффициент демпфирования (сопротивления) подвески, Н·с/м;
 C_p – коэффициент жесткости подвески, Н/м;
 V_k – скорость движения трактора, м/с;
 E_D, E_C – динамический и статический модули упругости почвы, Па;
 η – коэффициент вязкости почвы, Па·с.

Критерием отклика, характеризующим уплотнение, почвы будет являться ρ_k / ρ_n .

Согласно (4.1), зависимость критерия отклика от факторов будет иметь вид:

$$\frac{\rho_k}{\rho_n} = \varphi(G, f, B_{ш}, D, p_w, K_{ш}, C_{ш}, K_p, C_p, V_k, E_D, E_C, \eta). \quad (4.2)$$

4.2. Критерии подобия вертикального вибродинамического воздействия пневмоколесных движителей на почву

Использование моделирования для исследований значительно сокращает сроки испытаний и существенно снижает материальные затраты. Однако получение при этом достоверных результатов базируется на соблюдении подобия по большому числу параметров, определяющих взаимодействие колеса с почвой. При исследовании процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой теорию подобия принимали: В. И. Баловнев [126, 127], Ю. В. Луканин [128], Ю. А. Брянский [129], Е. Д. Каран [129], М. Г. Беккер [46], И. П. Керов [130], А. Н. Орда [37] и многие другие ученые.

Критерии, определяющие приближенное подобие процесса взаимодействия движителя с почвой, имеют вид [127, с. 365]:

$$\frac{V^2}{gl}; \frac{c_{np}}{\gamma l^2}; \varphi_{сц}; f_n; \varphi; \delta; K_{сц}; \eta_m; K_m, \quad (4.3)$$

где V – скорость протекания процесса, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

l – определяющий линейный размер системы, м;
 C_{np} – приведенная жесткость системы, Н/м;
 γ – объемный вес среды, кг/м³;
 $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления;
 f_n – коэффициент сопротивления передвижению;
 $\varphi = P_k / G$ – относительная сила тяги на крюке;
 δ – коэффициент буксования;
 $K_{сц}$ – коэффициент распределения сцепного веса;
 η_m – механический КПД системы;
 K_m – коэффициент приведения массы.

Определяющим параметром, характеризующим зависимость между прикладываемой вертикальной нагрузкой и осадкой почвы, является модуль деформации почвы E и, когда он не зависит от линейных размеров системы, определяющий критерий подобия имеет вид [127, с. 366]:

$$\frac{E}{P_{уд}} = idem. \quad (4.4)$$

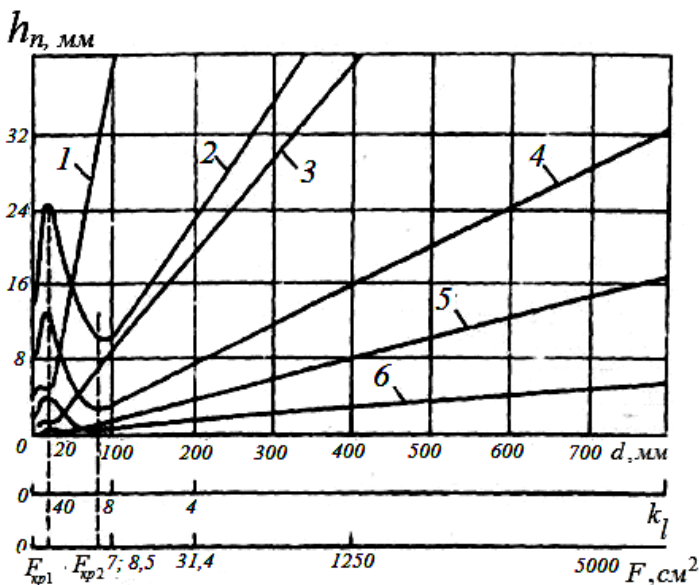
Когда исследования проводятся в оригинале среды, т. е. $E = const$, соответствующее условие моделирования будет иметь вид [127, с. 366]:

$$P_{уд.м} = P_{уд.н}, \quad (4.5)$$

где $P_{уд.м}$, $P_{уд.н}$ – давление (Па) модели и оригинала соответственно.

Данные положения обоснованы экспериментами по вдавливаю геометрически подобных штампов в почву.

Результаты опытов, выполненные В. И. Баловневым [127, с. 367], приведены на рис. 4.1.



- 1 - $p_{уд} = 0,2$ МПа; 2 - $p_{уд} = 0,14$ МПа; 3 - $p_{уд} = 0,08$ МПа;
 4 - $p_{уд} = 0,07$ МПа; 5 - $p_{уд} = 0,04$ МПа; 6 - $p_{уд} = 0,02$ МПа

Рис. 4.1. Зависимость осадки штампа h_n от его диаметра d , масштаба уменьшения линейных размеров k_l , площади F и давления $P_{уд}$ штампа на грунт – суглинок; плотность 1760 кг/м^3 , влажность 18% [127, с. 367]

Из рис. 4.1 видно, что существуют два критических значения опорной поверхности – $F_{кр1}$ и $F_{кр2}$. Это указывает на наличие трех разных зон, и только при $F > F_{кр2}$ и $p_{уд,пл}$ ($p_{уд} < p_{уд,пл}$ – максимальное давление, соответствующее фазе уплотнения) наблюдается прямо пропорциональная зависимость между осадкой штампа и его линейным размером.

В. И. Баловневым также доказано, что моделирование процессов взаимодействия движителя с почвой без изменения свойств среды возможно для различных почв в широком диапазоне изменения их свойств с учетом следующих ограничений [127, с. 368]:

$$F > F_{кр2}; K_l > [K_l]; p_{уд,м} < p_{уд,пл}. \quad (4.6)$$

Рассмотрим взаимодействие пневмоколесного движителя с почвой. Моделирование протекающих при этом процессов выполняется на приближенных физических моделях, сформированных с использованием методов регионального приближения фиктивных масс.

Трактор представим состоящим из двух подсистем [131, 132]: «почва – пневмоколесный движитель» (I) и «пневмоколесный движитель – остов трактора»(II) (рис. 4.2).

Почва, взаимодействующая с колесом, представлена в виде реологического тела Кельвина, характеризующегося коэффициентом вязкости (η) и модулями статической (E_C) и динамической (E_D) упругости. Со стороны колеса на почву действует давление. Весом почвы пренебрегают. Процесс деформирования почвы рассматривают как неустановившийся.

Пневматическое колесо представлено в виде тела Фойгта, физико-механические свойства которого обеспечивают развитие требуемого давления на почву ($p_{уд}$). При моделировании веса трактора как системы с пневмоколесным движителем необходимо рассмотреть условия моделирования отдельно для каждой из указанных подсистем.

Реологический эквивалент для первой подсистемы (I) взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой представлен на рис. 4.2.

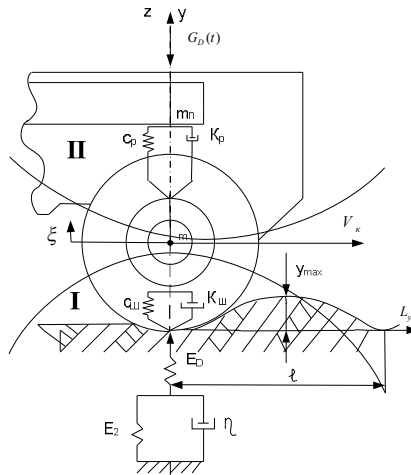


Рис. 4.2. Реологический эквивалент процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой [131, с. 2]

Напряженное состояние почвы под колесом, характеризующееся уравнением (2.17), согласно [126, с. 82, табл. III. 1] можно представить в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} \sigma_y = p_{yд} = \varepsilon_D E_D, \\ \sigma_y = p_{yд} = \varepsilon_2 E_2 + \eta \dot{\varepsilon}_2. \end{cases} \quad (4.7)$$

Уравнения (4.7) в форме интегральных аналогов могут быть записаны следующим образом:

$$\begin{aligned} p_{yд} &\sim \varepsilon_D E_D, \\ p_{yд} &\sim \varepsilon_2 E_2 \sim \eta \frac{dV_k}{dl}. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Критерии подобия имеют вид:

$$\varepsilon_D; \frac{E_D}{p_{yд}}; \varepsilon_2; \frac{E_2}{p_{yд}}; \frac{\eta V_k}{lp_{yд}}. \quad (4.9)$$

Сократив одинаковые критерии и число критериев, содержащих параметр $p_{yд}$, получим следующие критерии подобия:

$$\varepsilon; \frac{E_c}{p_{yд}}; \frac{\eta V_k}{lE_c}. \quad (4.10)$$

Связи между масштабами параметров определяются соотношениями:

$$K_\varepsilon = 1; K_{E_c} = K_{p_{yд}}; K_\eta K_{V_k} = K_l K_{E_c}. \quad (4.11)$$

Для масштабной модели, характеризующейся разработкой почвы со свойствами оригинала, имеют место соотношения:

$$K_\varepsilon = 1; K_{E_c} = 1; K_\eta = 1. \quad (4.12)$$

Следовательно, подставив (4.12) в (4.11), получим:

$$K_{p_{yд}} = 1; K_{V_k} = K_l. \quad (4.13)$$

Моделирование всего трактора в целом требует включить в рассмотрение второй подсистемы «пневмоколесный движитель – остова трактора» (II) (рис. 4.2), соответствующие уравнения движения.

Уравнение движения колесного трактора по неровностям (3.27) и давление на почву можно записать в следующем виде [131, 132]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_n \ddot{z} + K_p \dot{z} + C_p z - K_p \dot{\xi} - C_p \xi = 0, \\ m \ddot{\xi} + (K_p + K_{III}) \dot{\xi} + (C_p + C_{III}) \xi - K_p \dot{z} - C_p z = \\ = Q_y = m K_{III} \dot{y} + m C_{III} y, \\ G - p_{yd} F = 0, \end{array} \right. \quad (4.14)$$

где G – вес, приходящийся на движитель, Н;

p_{yd} – давление, создаваемое движителем на почву, Па;

F – площадь пятна контакта движителя с почвой, м².

Формулу (4.14) приведем к виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_n \frac{d^2 z}{dt^2} + K_p \frac{dz}{dt} + C_p z - K_p \frac{d\xi}{dt} - C_p \xi = 0, \\ m \frac{d^2 \xi}{dt^2} + (K_p + K_{III}) \frac{d\xi}{dt} + (C_p + C_{III}) \xi - K_p \frac{dz}{dt} - C_p z = Q_y, \\ G - p_{yd} F = 0. \end{array} \right. \quad (4.15)$$

Уравнения (4.15) в форме интегральных аналогов могут быть записаны следующим образом:

$$\frac{ml}{t^2} \sim \frac{K_p l}{t} \sim \frac{K_{III} l}{t} \sim C_p l \sim C_{III} l \sim \frac{mV^2}{l}, \quad G \sim p_{yd} l^2. \quad (4.16)$$

Из (4.16) запишем критерии подобия, которые будут иметь вид:

$$\frac{G}{p_{yd} l^2}, \quad \frac{gK_p l}{GV_k}, \quad \frac{gK_{III} l}{GV_k}, \quad \frac{gC_p l^2}{GV_k}, \quad \frac{gC_{III} l^2}{GV_k}. \quad (4.17)$$

Учитывая критерий $\frac{E_c}{p_{yd}}$, получим следующие критерии:

$$\frac{G}{E_c l^2}, \quad \frac{gK_p l}{GV_k}, \quad \frac{gK_{III} l}{GV_k}, \quad \frac{gC_p l^2}{GV_k}, \quad \frac{gC_{III} l^2}{GV_k}. \quad (4.18)$$

Связи между масштабами параметров определяются соотношениями:

$$K_{Ec} K_l^2 = K_G; K_g K_{K_p} K_l = K_G K_{V_k}; K_g K_{K_{ш}} K_l = K_G K_{V_k};$$

$$K_g K_{C_p} K_l^2 = K_G K_{V_k}^2; K_g K_{C_{ш}} K_l^2 = K_G K_{V_k}^2. \quad (4.19)$$

При исследовании в условиях использования среды оригинала действует соотношение:

$$K_g = 1. \quad (4.20)$$

Воспользовавшись ограничениями, следующими из анализа первой подсистемы: $K_{V_k} = K_l$, $K_{Ec} = 1$ получим:

$$K_G = K_l^2; K_{K_p} = K_l^2; K_{K_{ш}} = K_l^2; K_{C_p} = K_l^2; K_{C_{ш}} = K_l^2. \quad (4.21)$$

Критерии подобия шин наиболее полно освещены в работах В. Л. Бидермана [133] и В. И. Кнороза [122]. Первым условием подобия шин является их геометрическое подобие, т. е. подобие всех линейных размеров, в том числе и размеров обода. Вторым условием является силовое подобие, т. е. равенство напряжений, возникающих в нитях корда под воздействием внутреннего давления воздуха в шине, и если шины изготавливают из одинаковых материалов, то необходимо одинаковое давление воздуха в шинах. Силовое давление должно соблюдаться не только при нагружении давлением, но при нагружении шин подобными вертикальными нагрузками. А это значит, что величины прогиба шин должны быть подобны, т. е. отношения прогиба шины или радиальной деформации к ширине профиля шины должны быть равны между собой для модели и оригинала.

Уравнение Р. Хейдекеля [120, с. 67] в форме интегральных аналогов можно записать следующим образом:

$$G \sim p_w l^2. \quad (4.22)$$

Критерий подобия шин будет иметь вид:

$$\frac{p_w l^2}{G}. \quad (4.23)$$

Связь между масштабами параметров определяется соотношением:

$$K_G = K_{Pw} K_l^2. \quad (4.24)$$

При условии $K_{Pw} = 1$ (давление у модельной и оригинальной шин одинаково), получим $K_G = K_l^2$, что не противоречит условию анализа подсистемы «пневмоколесный движитель – остов трактора» (II) (см. рис. 4.2).

Огромное влияние на процесс уплотнения почвы оказывает частота колебаний, моделируют которую при помощи вибровозбудителя направленных действий.

Возмущающая сила вибратора направленного действия (суммарная центробежная сила) находится по зависимости [134, с. 20]:

$$F_g = F_{BA} \cdot \sin w_g t = m \cdot r \cdot w_g^2 \sin w_g t = 4\pi^2 \cdot m \cdot r \cdot f^2 \cdot \sin w_g t, \quad (4.25)$$

где $F_{BA} = mrw_g^2$ – амплитуда возмущающей силы, Н;

m – масса эксцентриков, кг;

r – эксцентриситет вращающихся масс, м;

$w_g = 2\pi f$ – угловая скорость вибратора, с^{-1} ;

f – частота колебаний вибратора, Гц.

Уравнение (4.25) в форме интегральных аналогов будет выглядеть следующим образом:

$$F_g \sim mlf^2. \quad (4.26)$$

Приняв, что $F = mV_k^2 / l$ и, подставив в (4.26), получим критерий подобия частоты колебаний:

$$\frac{fl}{V_k}. \quad (4.27)$$

Связь между масштабами параметров определяется соотношением:

$$K_f K_l = K_{V_k}. \quad (4.28)$$

Так как $K_l = K_{V_k}$, то из зависимости (4.28):

$$K_f = 1. \quad (4.29)$$

Следовательно, частота колебаний у модели и оригинала должна быть одинаковой.

Для нахождения безразмерных показателей оценки уплотнения почв воспользуемся уравнением (3.30), которое в форме интегральных аналогов запишется в следующем виде:

$$\rho_k \sim \rho_n \cdot \frac{1}{1-\varepsilon}. \quad (4.30)$$

Критерии подобия процесса уплотнения почвы будут иметь вид:

$$\frac{\rho_k}{\rho_n}, \varepsilon. \quad (4.31)$$

Связь между масштабами параметров определяется соотношениями:

$$K_{\rho_k} = K_{\rho_n}; \quad K_\varepsilon = 1. \quad (4.32)$$

В работах [37, 135] обоснована возможность и проведены исследования уплотнения почв в условиях лабораторных испытаний в почвенном канале.

С учетом найденных критериев подобия (4.10), (4.18), (4.23), (4.27) зависимость (4.2) примет вид [132]:

$$\frac{\rho_k}{\rho_n} = \varphi \left(\varepsilon; \frac{E_c}{p_{уд}}, \frac{\eta V_k}{l E_c}, \frac{G}{E_c l^2}, \frac{g K_p l}{G V_k}, \frac{g K_{III} l}{G V_k}, \frac{g C_p l^2}{G V_k^2}, \frac{g C_{III} l_2}{G V_k^2}, \frac{p_w l^2}{G}, \frac{fl}{V_k} \right). \quad (4.33)$$

Переход от параметров моделируемой к параметрам оригинальной машины приведен в табл. 4.1.

Найдем уравнение регрессии, связывающее изменение плотности почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок с основными параметрами колесной ходовой системы. Из критериальной зависимости (4.33) выберем факторы, которые оказывают наибольшее влияние на уплотнение почвы (некоторые получены умножением или делением друг на друга).

Зависимость изменения плотности почвы от факторов в критериальном виде примет вид [136]:

Таблица 4.1

Переход от параметров модели к параметрам оригинала в условиях приближенного моделирования процесса взаимодействия пневмоколесного движителя с почвой

Параметр	Переход от модели к оригиналу
Линейный размер	$l_n = l_m K_l$
Статический модуль упругости почвы	$E_{Cn} = E_{Cm}$
Коэффициент вязкости почвы	$\eta_n = \eta_m$
Плотность почвы	$\rho_n = \rho_m$
Ускорение свободного падения	$g_n = g_m$
Скорость движения	$V_n = V_m \cdot K_l$
Давление движителя на почву	$P_{уд,n} = P_{уд,m}$
Вес машины	$G_n = G_m \cdot K_l^2$
Давление воздуха в шине	$P_{wn} = P_{wm}$
Коэффициент жесткости подвески	$C_{Pn} = C_{Pm} \cdot K_l^2$
Коэффициент жесткости шины	$C_{Шn} = C_{Шm} \cdot K_l^2$
Коэффициент демпфирования подвески	$K_{Pn} = K_{Pm} \cdot K_l^2$
Коэффициент демпфирования шины	$K_{Шn} = K_{Шm} \cdot K_l^2$
Частота колебаний	$f_n = f_m$

$$\frac{\rho_k}{\rho_n} = \varphi \left(\frac{G}{E_C l^2}, \frac{p_w}{E_C}, \frac{\eta V_k}{l E_C}, \frac{f \eta}{E_C} \right), \quad (4.34)$$

где $G / (E_C l^2)$ – отношение веса трактора G , приходящегося на ось колеса, к произведению квадрата линейного размера l на статический модуль упругости почвы E_C ;

p_w / E_C – отношение давления воздуха в шине p_w к статическому модулю упругости почвы E_C ;

$\eta V_k / (lE_C)$ – отношение произведения скорости движения колеса V_k и коэффициента вязкости η почвы к произведению линейного размера l на статический модуль упругости почвы E_C ;

$f\eta / E_C$ – отношение произведения частоты колебаний f и коэффициента вязкости почвы η к статическому модулю упругости почвы E_C .

Уровни варьирования управляемых факторов определяются следующим образом [137].

Нагрузка G , приходящаяся на ось колеса, выбиралась из ТУ 38.10421 на шину 4,5–90 в зависимости от внутреннего давления в ней. Величина нагрузки на ось натурального образца найдется с учетом зависимости (см. табл. 4.1).

Пределы изменения давления воздуха в шине p_w определены исходя из требований, предъявляемых к шинам для выполнения различных сельскохозяйственных операций, а также аналогично [120]. Давление воздуха в натурном образце будет иметь те же значения (см. табл. 4.1).

Скорость движения колеса V_k определялась согласно [120, с. 14; 138, с. 49], в зависимости от выполняемой сельскохозяйственной операции, которая находится в пределах 3...12 км/ч (1...3 м/с). Согласно данным табл. 4.1, скорость движения колеса модельного образца должна быть в K_l раз меньше, чем у натурального.

Частоты колебаний модели и натурального образца должны быть одинаковыми (см. табл. 4.1). Из проведенных исследований видно, что основной спектр частот микропрофилей полей, подготовленных под посев, находится в диапазоне 0...3 с⁻¹. Согласно [80, 89] доминирующие частоты колебаний тракторов находятся в диапазоне 3–5 Гц, притом наиболее часто встречающиеся 4–5 Гц. Кроме того, важен и тот факт, что ощущения человека при частотах колебаний до 5 Гц пропорциональны ускорениям, а частоты колебаний колесных тракторов лежат именно в этих пределах [90, с. 4].

Как показал теоретический анализ, влияние данных факторов на уплотнение почвы носит нелинейный характер, поэтому для более точной формализации используется план второго порядка – полный

центральный композиционный ротатабельный эксперимент типа 2^4 , при котором варьирование факторов осуществляется на двух уровнях. Соответствуя требованиям ортогональности для четырех переменных, устанавливаем значения уровней в принятом масштабе и заносим в табл. 4.2 основные уровни изменения факторов. Центр эксперимента (нулевую точку) определяем согласно рекомендациям [124, 125].

Таблица 4.2

Значение факторов в кодированном и натуральном виде

Показатели	Кодированное значение	Факторы			
		нагрузка на ось, кН, $[G]$; X_1	давление воздуха в шине, кПа, $[p_w]$; X_2	скорость движения, м/с, $[V_k]$; X_3	частота колебаний, Гц, $[f]$; X_4
Верхний уровень	+1	1,80	120	1,4	5
Основной уровень (X_0)	0	1,45	100	1,1	4
Нижний уровень	-1	1,10	80	0,8	3
Интервал варьирования	ε_θ	0,35	20	0,3	1
Верхнее звездное плечо	+2	2,15	140	1,7	6
Нижнее звездное плечо	-2	0,75	60	0,5	2

4.3. Выбор конструкции и параметров экспериментальной установки, проведение исследований

Параметры и конструкция экспериментального лабораторного стенда по исследованию уплотнения почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок должна выбираться исходя из требований, предъявляемых методикой эксперимента и критериями подобия процессов деформации почвы.

Критический размер l_0 должен находиться в пределах 20–100 мм в зависимости от типа почвы и величины прикладываемой нагрузки [127, с. 368].

Ю. А. Брянский и Е. Д. Каран [129, с. 66] указывают на возможность испытания натурального (оригинального) колеса и модели на одинаковых почвенных поверхностях при условии $K_l < 4 \div 5$, потому что результаты испытания модели при соблюдении геометрического подобия шин дают в этих условиях хорошую количественную сходимость с результатами испытания натурной машины. Исходя из этих соображений, принимаем колесо 4.50-9.

Поскольку, на уплотнение почвы влияет не только наружный диаметр D , но и ширина профиля шины $B_{ш}$, согласно [37, с. 162] в качестве параметра линейного размера следует принимать выражение:

$$l_0 = \sqrt{D \cdot B_{ш}} . \quad (4.35)$$

Для исследования уплотнения почв от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей, предлагается оригинальный лабораторный стенд [139...143] рис. 4.3.

Стенд содержит: контейнер для почвы 5, имеющий возможность горизонтального перемещения, состоящий из неподвижных боковых стенок, часть одной из которых выполнена из оргстекла со шкалой для определения вертикального уплотнения почвы 4; ось 3 с колесом 2. На оси 3 установлена площадка с вибратором 1.

При перемещении контейнера 5, почва, находящаяся в нем, воздействует на колесо 2, преобразуя поступательное движение почвы во вращательное движение колеса 2.

Привод контейнера 5 осуществляется от электродвигателя 6 через червячный редуктор 8 и зубчато-реечное зацепление 7. Скорость передвижения контейнера 5 регулируется за счет изменения передаточного отношения цепной передачи 9.

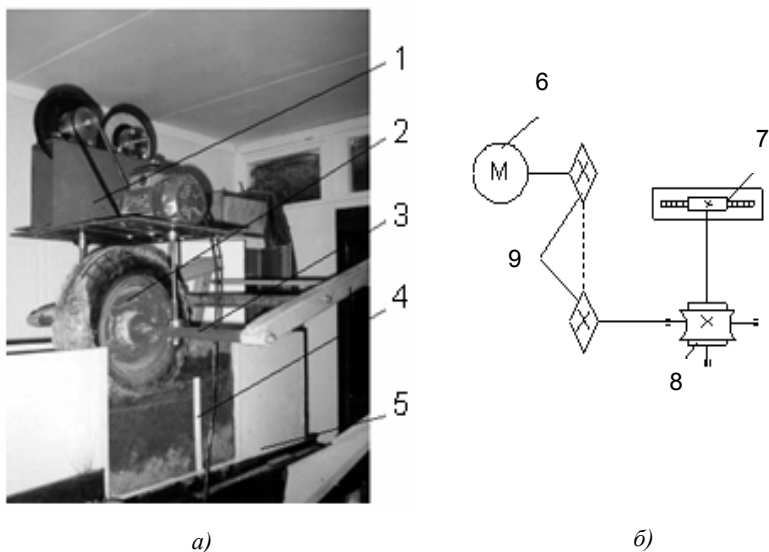


Рис. 4.3. Стенд для исследования уплотнения почв от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей:

а) – общий вид; б) – привод колеса:

1 – вибратор; 2 – колесо; 3 – ось колеса; 4 – шкала для определения вертикального уплотнения почвы; 5 – контейнер для почвы; 6 – электродвигатель; 7 – зубчато-реечное зацепление; 8 – червячный редуктор; 9 – цепная передача

Вертикальные вибродинамические нагрузки создаются при помощи вибратора направленного действия (рис. 4.4), который устанавливается на площадку 1. Два вала 2 с одинаковыми эксцентриками 5 вращаются в противоположных направляющих синхронно и синфазно, что обеспечивается двумя дисками 4, представляющими собой фрикционную передачу. Горизонтальные составляющие центробежных сил каждого из эксцентриков в любом положении взаимно уравновешиваются, а вертикальные – складываются, давая суммарную вертикальную направленную периодическую возмущающую силу [144, с. 8].

Привод вибратора осуществляется от электродвигателя 7 через ременную передачу 6, имеющую сменные шкивы 3. Частота колебаний зависит от числа оборотов вала вибратора. Изменение оборотов вала вибратора осуществляется при помощи сменных шкивов 3 различного диаметра.

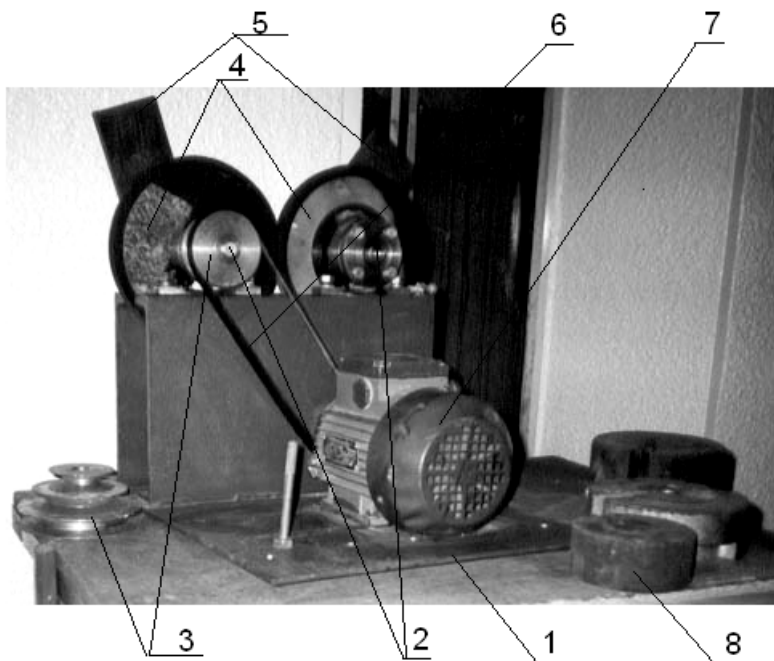


Рис. 4.4. Вибровозбудитель направленных действий:

1 – площадка; 2 – валы; 3 – сменные шкивы; 4 – диски; 5 – эксцентрики;
6 – ременная передача; 7 – электродвигатель; 8 – сменные грузы

Нагрузка на ось колеса создается при помощи сменных грузов 8, устанавливаемых на площадку 1 или ось колеса.

На основании планирования полного центрального композиционного ротатбельного эксперимента проведены исследования на лабораторном стенде на дерново-подзолистой супесчаной почве при плотности $\rho_n = 1126 \text{ кг/м}^3$ и влажности $W = 12 \%$ ($E_c = 700 \text{ кПа}$, $\eta = 8,5 \text{ кПа} \cdot \text{с}$); во втором случае в почву вносилась солома при дозе 2000 кг/га ($\rho_n = 1090 \text{ кг/м}^3$, $W = 10,8 \%$, $E_c = 800 \text{ кПа}$, $\eta = 7,5 \text{ кПа} \cdot \text{с}$) [10].

Получены нелинейные критериальные уравнения, связывающие плотность почвы, нагрузку на колесо, давление воздуха в шине, скорость движения, частоту колебаний и реологические свойства почвы:

– для первого случая [10]:

$$\begin{aligned} \frac{p_k}{p_n} = & 3.0960 - 29,2267 \left(\frac{G}{E_c l^2} \right) - 9,4376 \left(\frac{p_w}{E_c} \right) - \\ & - 13,5640 \left(\frac{\eta V_k}{l E_c} \right) - 18,4907 \left(\frac{f \eta}{E_c} \right) + 423,5759 \left(\frac{G}{E_c l^2} \right)^2 + \\ & + 38,1194 \left(\frac{p_w}{E_c} \right)^2 + 124,4404 \left(\frac{\eta V_k}{l E_c} \right)^2 + 190,2330 \left(\frac{f \eta}{E_c} \right)^2; \end{aligned} \quad (4.36)$$

– для второго случая [10]:

$$\begin{aligned} \frac{p_k}{p_n} = & 3.1188 - 32,9675 \left(\frac{G}{E_c l^2} \right) - 10,9273 \left(\frac{p_w}{E_c} \right) - \\ & - 18,6537 \left(\frac{\eta V_k}{l E_c} \right) - 23,8208 \left(\frac{f \eta}{E_c} \right) + 545,8198 \left(\frac{G}{E_c l^2} \right)^2 + \\ & + 49,3125 \left(\frac{p_w}{E_c} \right)^2 + 207,0060 \left(\frac{\eta V_k}{l E_c} \right)^2 + 317,6103 \left(\frac{f \eta}{E_c} \right)^2. \end{aligned} \quad (4.37)$$

Адекватность уравнений регрессии результатам эксперимента проверялась по критерию Фишера. Наименьшее уплотнение почвы в первом и во втором экспериментах наблюдается тогда, когда все критерии подобия находятся на основном (нулевом) уровне. Внесение послеуборочных остатков соломы ведет к уменьшению уплотнения почвы. Снижение внутришинного давления с 120 до 80 кПа позволит уменьшить уплотняемость почв на 6–8 % [10].

В табл. 4.3 приведены результаты опытов по определению изменения основных свойств почвы от статической и ударной нагрузок, проведенные на приборе, представляющем собой лабораторный деформатор, состоящий из станины, штока, груза, подъемника груза, бойка и гильзы [98].

Плотность почвы рассчитывалась по формуле (3.30), относительная деформация почвы ε – по формуле (2.26). Статическое давление, создаваемое грузом массой 10 кг на почвенный образец, составило 46,5 кПа, при ударной нагрузке этот же груз падал с высоты 100 мм. Статический модуль упругости почвы составил $E_c = 7 \cdot 10^5$ Па, коэффициент вязкости $\eta = 8,5$ кПа·с.

Таблица 4.3

Влияние количества уплотняющих воздействий деформатора на свойства почвы

Кол-во воздействий	Нагрузка на образец							
	Статическая			Ударная				
	эксперимент. плотность, кг/м ³	воздухопроницаемость (B)	пористость (e), %	плотность, кг/м ³		погрешность, %	B	e, %
				эксперимент	расчет			
$W_1 = 12 \%$								
0	1126	2450	61,3	1126	1126	-	2450	61,3
1	1372	1050	52,9	1427	1444	1,17	358	51,0
2	1408	650	51,6	1486	1496	0,67	219	49,0
3	1417	440	51,3	1518	1507	0,72	156	47,9
$W_2 = 17 \%$								
0	1132	1620	62,8	1132	1132	-	1620	62,8
1	1435	173	52,8	1568	1508	3,83	105	48,5
2	1521	119	50,0	1644	1613	1,9	65	46,0
3	1602	56	47,3	1684	1699	0,88	40	44,6
4	1680	44	44,8	1713	1782	3,87	36	43,7

В табл. 4.4 показано изменение плотности почвы ($\rho_n = 1126 \text{ кг/м}^3$, влажность $W = 12 \%$, статический модуль упругости $E_C = 7 \cdot 10^5 \text{ Па}$, коэффициент вязкости $\eta = 8,5 \text{ кПа} \cdot \text{с}$) при деформировании ее колесом 4.5–9 (наружный диаметр $D = 0,462 \text{ м}$, ширина профиля шины $B_{\text{ш}} = 0,130 \text{ м}$) в зависимости от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок, найденное в процессе эксперимента и рассчитанное с помощью программы «Расчет плотности почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей» (Приложение).

Таблица 4.4

Изменение свойств почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок

Нагрузка на ось колеса, $[G]$, Н	Давление воздуха в шине, $[p_{\text{ш}}]$, кПа	Скорость движения колеса, $[V_{\text{к}}]$, м/с	Частота колебаний вибратора, $[f]$, Гц	Плотность почвы, ρ , кг/м ³			Плотность скелета почвы, ρ_d	Пористость почвы, e , %	Воздухопроницаемость почвы, $[B]$
				эксперимент	расчет	погрешность, %			
1100	80	0,8	3	1310	1302	0,6	1170	54,1	1080
1800	80	0,8	3	1322	1316	0,5	1180	53,7	358
1100	120	0,8	3	1400	1398	0,1	1250	51,0	240
1800	120	0,8	3	1416	1413	0,2	1264	50,4	219
1100	80	1,4	3	1296	1301	0,4	1157	54,6	1320
1800	80	1,4	3	1310	1315	0,4	1170	54,1	980
1100	120	1,4	3	1380	1397	1,2	1232	51,7	350
1800	120	1,4	3	1400	1412	0,9	1250	51,0	240
1100	80	0,8	5	1322	1361	3,0	1180	53,7	313
1800	80	0,8	5	1336	1382	3,4	1193	53,2	219
1100	120	0,8	5	1416	1494	5,5	1264	50,4	156
1800	120	0,8	5	1430	1516	6,0	1277	49,9	105
1100	80	1,4	5	1310	1360	3,8	1170	54,1	358
1800	80	1,4	5	1322	1382	4,5	1180	53,7	163
1100	120	1,4	5	1402	1493	6,5	1252	50,9	102
1800	120	1,4	5	1416	1515	7,0	1264	50,4	82
750	100	1,1	4	1342	1392	3,7	1198	53,0	358
2150	100	1,1	4	1374	1430	4,1	1227	51,9	198
1450	60	1,1	4	1270	1298	2,2	1134	55,5	1620
1450	140	1,1	4	1464	1545	5,5	1307	48,7	36
1450	100	0,5	4	1358	1410	3,8	1213	52,4	219
1450	100	1,7	4	1344	1408	4,8	1200	52,9	313
1450	100	1,1	2	1334	1282	4,1	1191	53,3	456
1450	100	1,1	6	1370	1423	3,9	1223	52,0	63
1450	100	1,1	4	1355	1410	4,1	1210	52,5	219

Анализ табл. 4.3 и 4.4 показывает, что плотность почвы, определенная при помощи формул и найденная в процессе эксперимента, отличается не более чем на 7 %.

По сравнению со статическими вертикальные вибродинамические нагрузки больше уплотняют почву и нарушают ее структуру. Воздухопроницаемость почвы, которая является одним из главных факторов ее биологической активности, после одного уплотняющего воздействия при статической нагрузке уменьшилась более чем в два раза и в семь раз при ударной нагрузке (см. табл. 4.3). Увеличение частоты колебаний также ведет к более острому воздушному голоданию почвы (см. табл. 4.4).

ГЛАВА 5. ПУТИ СНИЖЕНИЯ УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА ПОЧВУ

5.1. Выбор параметров пневмоколесных движителей с допустимым воздействием на почву

На рис. 5.1 показано последовательное влияние переуплотнения почвы на ее эрозию, параметры агроэкосистемы и биосферу [145].

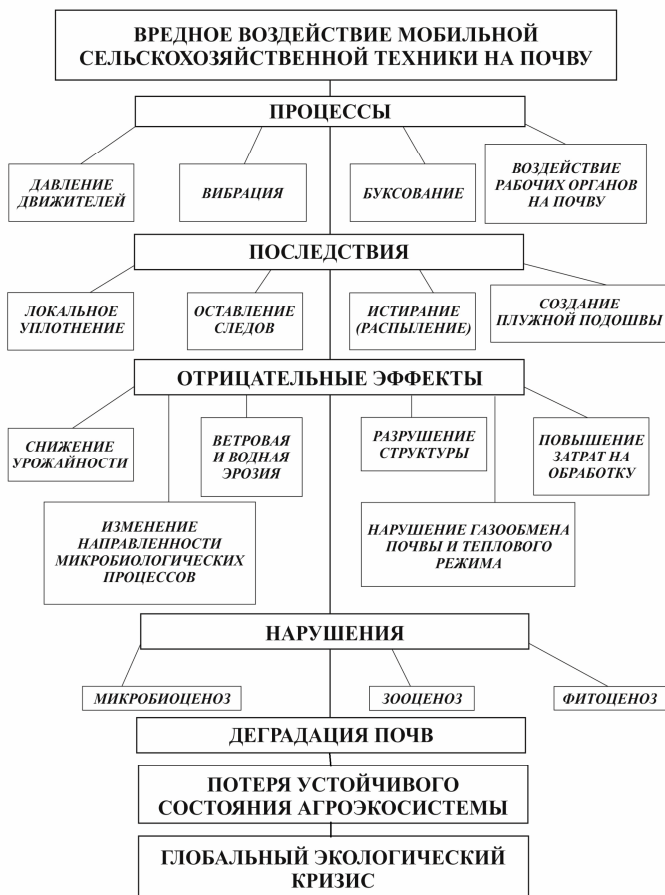


Рис. 5.1. Структурная схема воздействия движителей на почву и его последствия

Поэтому при выборе параметров пневмоколесных движителей с допустимым воздействием на почву необходимо, чтобы их максимальное давление на почву не превышало допустимого, согласно ГОСТ 26955–86 ($q_{\max} \leq q_{\text{доп}}$), и плотность почвы после прохода движителей не превышала оптимальной ($\rho_{\kappa} \leq \rho_{\text{опт}}$).

Для этих целей составлена программа «Расчет плотности почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей» (Приложение), алгоритм (блок-схема) которой представлен на рис. 5.2.

Рассмотрим, как происходит процесс выбора параметров пневмоколесных движителей. После ввода физических, физико-механических и реологических свойств почвы, а также параметров колебательной системы пневмоколесных движителей, вначале рассчитывается ускорение колебаний оси колеса ($\ddot{\xi}$) пневмоколесного движителя. Зная значение $\ddot{\xi}$, находим величину вертикальной вибродинамической нагрузки на ось колеса и максимальное давление движителя на почву q_{\max} . Если расчетное давление q_{\max} превышает $q_{\text{доп}}$, заданное ГОСТ 26955–86, то вначале уменьшается скорость движения трактора V_k , затем давление воздуха в шинах p_w . На вводе корректируются параметры колебательной системы трактора (жесткостные и демпфирующие характеристики шин и подвески при ее наличии) до тех пор, пока не будут соблюдаться условия $q_{\max} \leq q_{\text{доп}}$ и $\rho_{\kappa} \leq \rho_{\text{опт}}$.

5.2. Меры по снижению уплотнения почв от действующих нагрузок эксплуатируемой сельскохозяйственной техники

Меры по снижению уплотнения почв можно разделить на:

- организационно-технологические мероприятия;
- агротехнические приемы;
- конструктивные.

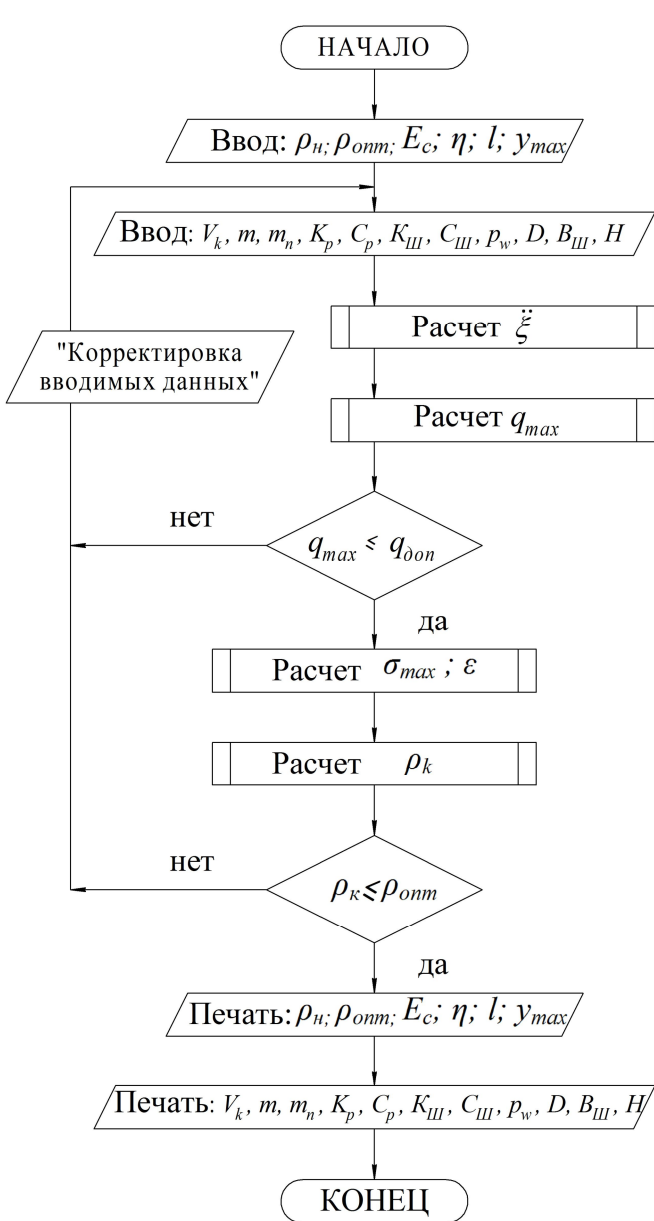


Рис. 5.2. Алгоритм выбора параметров пневмоколесных движителей с допустимым воздействием на почву

Организационно-технологические мероприятия предусматривают разработку и внедрение технологий возделывания сельскохозяйственных культур с минимальными проходами по полям тяжелой техники (применение широкозахватных агрегатов, использование агрегатов с рабочими органами-двигателями, выбор способов движения с минимальной площадью уплотнения, внедрение мостового земледелия).

Агротехнические приемы по повышению устойчивости почв к уплотнению и их разуплотнению способствуют повышению урожайности культур, уменьшению энергетических и трудовых затрат благодаря совмещению операций в одной машине и применению пестицидов. Такая система называется минимальной обработкой почвы и развивается в трех направлениях [49, с. 128]:

- замена традиционной глубокой обработки почвы поверхностной;
- частичная или полная замена некоторых видов механической обработки внесением гербицидов для уничтожения сорняков;
- совмещение нескольких технологических операций в один процесс (применение комбинированных почвообрабатывающих и посевных агрегатов или машин с комбинированными рабочими органами).

Целью *конструктивных мероприятий* является совершенствование комбинированных почвообрабатывающих агрегатов и ходовых систем, давление на почву которых должно соответствовать ГОСТ 26955–86. Для уменьшения контактных давлений можно применять колеса со сдвоенными шинами, широкопрофильные, арочные и флотационные шины [49, с. 133], а также использовать колеса низкого давления и повышенного демпфирования.

На рис. 5.3 представлен комбинированный агрегат для противоэрозионной обработки почвы [146], использование которого позволит снизить износ плоскорежущих узкозахватных лап, уменьшить расход топлива, улучшить агрофизическое состояние почвы, сохранить ее плодородие, вследствие изменения глубины хода узкозахватных лап в зависимости от удельного сопротивления почвы.

Агрегат для противоэрозионной обработки почвы включает навеску 1, опорные колеса 10 с регулировочными винтами 2, несущую систему 3, на которой по схеме последовательного расположения установлены сменные рабочие органы: дисковые батареи 9, плоскорежущие узкозахватные лапы 8, закрепленные с помощью шарнирно соединенного параллелограммного механизма 4 и регулируемые на определенную глубину обработки почвы жесткостью пружин 5, штангово-зубчатый каток 7, барабан-выравниватель 6.

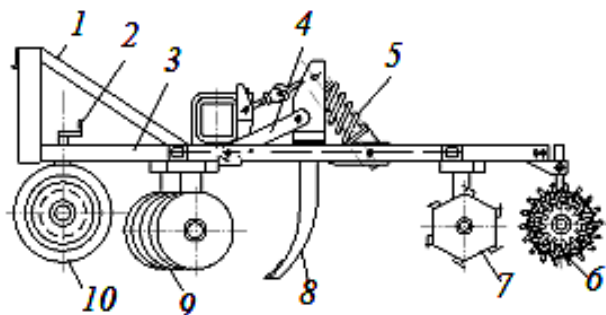


Рис. 5.3. Комбинированный агрегат для противозерозионной обработки почвы [146]: 1 – навеска; 2 – регулировочный винт; 3 – несущая система; 4 – параллелограммный механизм; 5 – пружина; 6 – барабан-выравниватель; 7 – штангово-зубчатый каток; 8 – плоскорежущие узкозахватные лапы; 9 – дисковые батареи; 10 – опорные колеса

Устройство работает следующим образом.

Агрегат навешивается на трактор с помощью навески 1. Глубина обработки почвы изменяется высотой расположения опорных колес 10 относительно несущей системы 3 при помощи регулировочных винтов 2. Плоскорежущие узкозахватные лапы 8 закреплены на несущей системе 3 не жестко, а через шарнирно соединенные звенья, образуя при этом параллелограммный механизм 4, таким образом, они могут перемещаться в вертикальной плоскости. Геометрические особенности формы лап 8 выполнены таким образом, что они стремятся максимально заглубиться в почву. Ограничивает заглубление сила, создаваемая жесткостью пружин 5.

От плотности почвы зависит удельное сопротивление ее обработки. При уменьшении плотности почвы удельное сопротивление обработки уменьшается и за счет того, что сила, действующая на плоскорежущую узкозахватную лапу 8, не может сжать пружину 5, обработка ведется на меньшей глубине. С увеличением плотности почвы удельное сопротивление обработки увеличивается, пружины 5 сжимаются и плоскорежущие узкозахватные лапы 8 обрабатывают ее на большую глубину.

В результате глубокое рыхление ведется лишь на участках почвы с повышенной плотностью. Это ведет к уменьшению износа плоскорежущих узкозахватных лап, снижению расхода топлива, улучшению агрофизического состояния почвы и сохранению ее плодородия вследствие изменения глубины хода узкозахватных лап в зависимости от удельного сопротивления почвы.

5.3. Моделирование систем машин с учетом экологической безопасности агроландшафтов

5.3.1. Циклы и периоды жизни машин

Система машин – это совокупность машин, удовлетворяющих определенным требованиям. В сельскохозяйственном производстве она должна формироваться в соответствии с новыми требованиями к агротехнологиям и охране окружающей среды. Чем выше уровень техники, тем больше своих функций человек стремится передать машине. Возникают взаимосвязи между человеком, машиной и средой. Именно интеграция таких взаимодействий создает технические системы [147].

Техника является средством реализации технологий. Технология – это последовательный перечень операций с указанием средств, сроков их выполнения и агротехнических требований. Выбор технологии определяется экономическими и экологическими аспектами, климатическими условиями.

В основе создания системы машин необходимо учитывать их взаимодействие со средой (почвой). С одной стороны, среда (почва) и ее состояние влияют на работу машины, а с другой – машины влияют на изменение физического состояния среды. Такие связи вызывают необходимость рассматривать задачи взаимодействия среды (почвы) и машины.

В сельскохозяйственных средах особую актуальность имеют решения задач трибологии, в том числе задачи о контакте колеса (двигателя) с почвой, задачи износа орудий.

Каждая машина имеет цикл и период своего существования (жизни), зависящий от технологии и состояния среды, и это необходимо учитывать при обосновании системы машин.

Цикл – это измеряемая продолжительность службы сельскохозяйственной техники, связанная с процессом ее эксплуатации.

Период – это промежуток времени выполнения той или иной технологии сельскохозяйственного производства, фиксирующий повторения с определенным интервалом.

В технологиях земледелия существуют циклы взаимодействия сельскохозяйственной техники со средой (поле, луг, пастбище, дорога и др.), которые характеризуются временем жизни не только машин, но и среды.

В последние годы, как известно, возросло число земель непригодных для земледелия. Одной из причин ускоренной деградации почв является ее переуплотнение энергонасыщенными машинно-тракторными агрегатами. В определении цикла существенную роль играет время. Необходимо уменьшить его потери, чтобы увеличить интенсивность развития производства.

В пределах цикла жизни машин наблюдается наращивание объемов их выпуска до максимума (рис. 5.4), а затем происходит некоторая стабилизация в течение более или менее продолжительного периода времени.

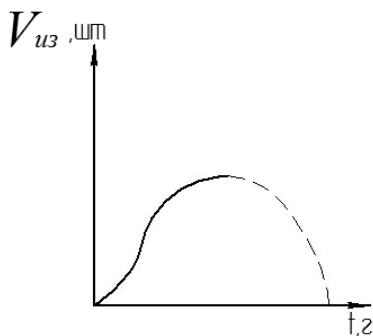


Рис. 5.4. Объем выпуска изделий ($V_{из}$, штук) в производстве в зависимости от времени (t , годы)

Наконец, с некоторого момента времени начинается спад объемов выпуска до полного прекращения их производства (меняются модели сельскохозяйственной техники, машин, орудий и т. д.).

Пропорционально темпам роста объема выпуска машин изменяются их параметры, объем потребляемых материалов, технические характеристики.

Модели изучения циклов жизни машин используют методы регрессивного и интерактивного анализа, расчета математического ожидания, дисперсии и стандартного отклонения (ошибки).

Экономические циклы жизни машин оказывают существенное воздействие на организацию среды. В рыночной экономике одновременно с циклами жизни новых промышленных изделий рассматривают циклы жизни промышленных корпораций, которые включают четыре важнейшие функции: финансовую, маркетинг, производственную и управленческую. Благодаря использованию теории цикла жизни промышленных корпораций прогнозируется их развитие.

Взаимодействие системы машин с почвой (агрolandшафтами) происходит, как правило, циклически. При этом функционирование машины со средой происходит со своим внутренним циклом жизни. Классическими примерами внутренних циклов, которые имеют достаточно общие закономерности для многих физических процессов, являются зависимости изменения мощности (N) на валу двигателей от момента нагрузки ($M_{\text{дв}}$) (рис. 5.5).

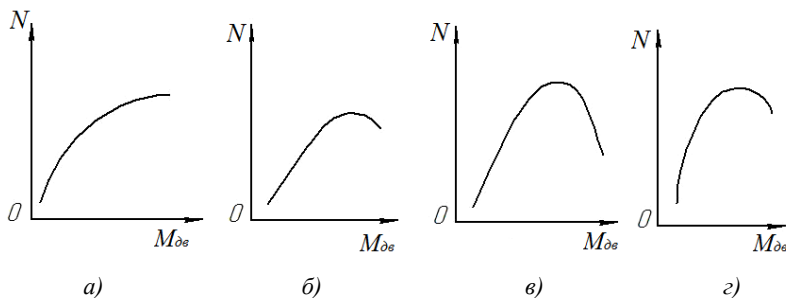


Рис. 5.5. Механические характеристики: а) – электродвигателя постоянного тока с последовательной обмоткой возбуждения; б) – асинхронного короткозамкнутого двигателя с повышенным скольжением; в) – поршневого парового двигателя; з) – поршневого двигателя внутреннего сгорания

В установившихся режимах, как это видно из рис. 5.5, внутренний цикл жизни машин в общем виде можно охарактеризовать тремя фазами: восходящей, стабильной и нисходящей. Очевидно, что аналогичный характер будет для внутреннего цикла при построении зависимости биологической активности почвы от механического давления со стороны сельскохозяйственной техники. Средами функционирования, где осуществляется преобразовательная функция машин, являются технологическая, организационная, природная среда. В них на машины оказывают действие силы сопротивления, которые могут иметь как полезное, так и отрицательное влияние. Зависимость изменения сил воздействия машин на среды часто носит вид экспоненты или параболы.

Применение машин позволяет перевести среду в различные состояния (фазы). Например, при уплотнении почв при первой фазе происходит уплотнение за счет уменьшения пор, затем образуется устойчивый равноупругий массив, прекращается колебание частиц и, наконец, образуются остаточные деформации.

Первая фаза сред может быть описана моделями процессов диффузии, вторая – моделями волновых процессов, третья – моделями остаточных деформаций, возникающих в средах, причем для третьей фазы, как правило, необходимо предусмотреть средства управления, которые могут содержать почвошадящие технологии.

Для обеспечения взаимодействий между средой и машиной должны быть созданы необходимые связи по обеспечению целенаправленного функционирования машины, учтены экологические факторы от ее действия на среду.

Повышение эффективности производства сельскохозяйственной продукции связано с интенсификацией процессов производства на основе комплексной механизации и внедрения систем машин, отвечающих современным требованиям экологической безопасности сельскохозяйственных сред. Применение комплексной механизации тесно связано с научно обоснованной системой машин, за счет которой обеспечивается механизация всех основных и вспомогательных работ по возделыванию и уборке сельскохозяйственных культур.

Таким образом, система машин характеризуется циклами и периодами жизни, которые могут зависеть от многих факторов, в том числе, и от физического состояния среды взаимодействия. В то же самое время состояние среды, ее изменение во многом определяются характером механического, химического и климатического нагружения. Понятно, что механическое нагружение связано с системой машин и технологией. Переуплотнение почв ведет к их ускоренной эрозии. Почвы, как главный компонент агроэкосистемы, оказывают существенное влияние на устойчивость их равновесия.

За свой цикл жизни агроэкосистема может пройти несколько фаз развития. Первые фазы характеризуются устойчивыми состояниями, когда внешние механические и климатические воздействия не могут вывести агроэкосистему из устойчивого положения. В физике такое состояние характеризуется «потенциальной ямой». Положение шарика является устойчивым (рис. 5.6, *a*), так как после приложения к нему возмущений он через некоторое время возвращается в первоначальное положение. Такие состояния могут быть у почв с ненарушенной структурой, высоким содержанием гумуса, т. е. у плодородных почв.

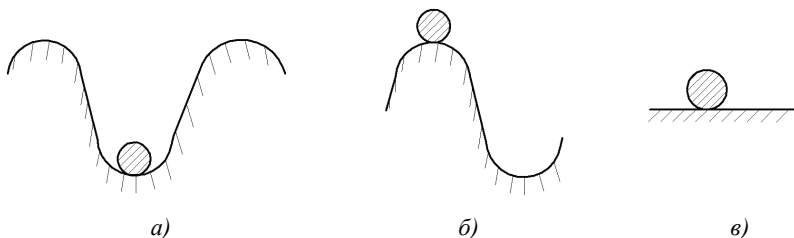


Рис. 5.6. Различные состояния сред:

а) – устойчивое; б) – неустойчивое; в) – безразличное равновесие

Положение характеризуется неустойчивым состоянием равновесия, когда даже очень малые возмущения выводят шарик из исходного положения, в которое он уже не возвращается (это относится к переуплотненным почвам, с нарушенной структурой, с низким содержанием гумуса) (рис. 5.6, б). К сожалению, число таких почв растет. Наконец, последняя стадия развития характеризуется безразличным равновесием (рис. 5.6, в). Таким состоянием отмечены земли непригодные для земледелия (пустыни), и их число непрерывно растет.

Поэтому в обосновании системы машин должно быть учтено ее влияние на экологическую безопасность агроландшафтов.

5.3.2. Учет параметров машин в оценке равновесия агроэкосистем

Рассмотрим влияние процесса воздухопроницаемости почвы на поведение агроэкосистем.

Поскольку рассматриваемые экосистемы являются открытыми, то изменение энтропии такой системы выражается суммой энтропии, полученной внутри системы ($d_i S$), и энтропии, поступающей извне ($d_e S$) [148]:

$$dS = d_i S + d_e S. \quad (5.1)$$

Аппроксимируем поверхность почвенного массива некоторой агроэкологической системы совокупностью ячеек $\sum_{i=1}^m N_i = N$ (модель Изинга) [159]. Пусть p_i – закономерности нахождения ячеек в зависимости от воздухопроницаемости B_i (безразмерная величина).

Воздухопроницаемость рассматриваемого почвенного массива (B) найдем по зависимости:

$$B = \sum_{i=1}^m p_i B_i, \quad (p_i = \frac{N_i}{N}), \quad (5.2)$$

при этом

$$\sum_{i=1}^m p_i = 1. \quad (5.3)$$

В соответствии с [148] энтропия рассматриваемой системы:

$$S = -K \sum_{i=1}^m p_i \ln p_i, \quad (5.4)$$

где K – постоянная Больцмана.

Умножим уравнение (5.3) на $(\alpha - 1)$, а (5.2) – на $\lambda_2 = \beta E_s$, где $\beta = \frac{1}{KT}$, T – температура, $\alpha = const$, E_s – внутренняя энергия.

Путем преобразований аналогичных [148], подставив полученные уравнения в соотношение (5.4), получим:

$$S = \alpha K + \frac{E_s B}{T}. \quad (5.5)$$

Согласно [150] установлено, что воздухопроницаемость почвы зависит от массы эксплуатируемой техники, количества проходов, физическо-механических свойств почвы и геометрических параметров движителя:

$$B = B_0(1 - H); \quad H = 1 - \exp\left(-\frac{GM_0 n}{D_0^2 a_1 r}\right), \quad (5.6)$$

где B_0 – воздухопроницаемость агротехнически неповрежденной почвы;

G – нагрузка на ось колеса, Н;

M_0 – математическое ожидание модуля деформации почвы;

a_1 – проекция длины линии контакта на горизонтальную ось, м;
 r – радиус колеса, м;
 n – количество проходов техники по следу;
 D_0 – дисперсия модуля деформации почвы.

Параметр H характеризует вероятность агротехнической повреждаемости почвы.

На рис. 5.7 показана зависимость воздухопроницаемости почвы от количества механических воздействий.

Изменение энтропии культурного биоценоза зависит от интенсивности антропогенного воздействия, в том числе и от количества проходов техники, т. е. $S = S(n)$. Накоплению антропогенных изменений в почве (в том числе и изменению воздухопроницаемости) противодействуют реактивные функции охраны живой подсистемы, которая стремится к природному самовосстановлению.

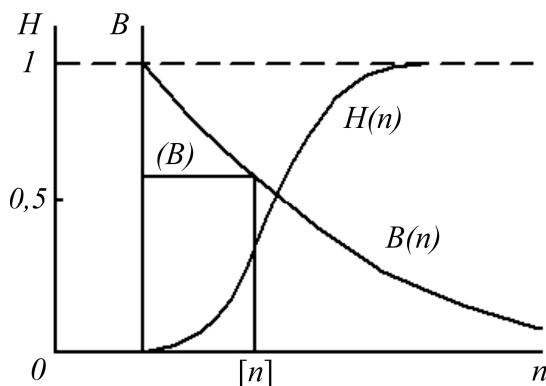


Рис. 5.7. Зависимость воздухопроницаемости почвы от количества механических воздействий

Однако при постоянно действующем техногенезе (с перегрузками, которые превышают допустимые) может произойти снижение природных замкнутых функций саморегулируемой подсистемы, в результате чего наступает экстремальная ситуация. При этом агроэкологическая система теряет экологическое равновесие в локальном или всеобщерегиональном масштабе.

Пусть dS/dn – интенсивность изменения энтропии (σ). Тогда можно записать [148]:

$$\sigma_3 = \frac{dS}{dn} = \frac{\partial S}{\partial B} \frac{dB}{dn}, \quad (5.7)$$

или

$$\sigma_3 = XI, \quad (5.8)$$

где $X = \frac{\partial S}{\partial B}$ – сила аэробного потока;

$I = \frac{dB}{dn}$ – аэробный поток.

Связь между X и I обычно выражается через кинетический коэффициент R_k :

$$I = R_k X, \quad (5.9)$$

где R_k с учетом (5.6) будет:

$$R_k = \frac{B_0 \Delta K T}{E_3} \exp(-\Delta n), \quad (5.10)$$

где

$$\Delta = \frac{GM_0}{D_0^2 a_1 r}. \quad (5.11)$$

В случае рассмотрения поведения экосистемы в виде многомерного процесса интенсивность энтропии будет зависеть от многих экстенсивных переменных, поэтому в общем случае:

$$\sigma_3 = \sum_{i=1}^m X_i I_i, \quad (5.12)$$

а связь между потоками и силами будет:

$$I_i = \sum_{j=1}^m R_{ij} X_j, \quad (5.13)$$

где R_{ij} – кинетические коэффициенты.

Подставив (5.9) в (5.8), получим:

$$\sigma_y = R_k X^2. \quad (5.14)$$

Продифференцировав (5.14) дважды по X , получим:

$$\frac{1}{2} \frac{\partial^2 \sigma_y}{dX^2} R_k < 0. \quad (5.15)$$

В соответствии с соотношениями (5.6) воздухопроницаемость почвы будет монотонно изменяться при увеличении частоты механического воздействия и постоянной нагрузке (G) (см. рис. 5.7).

Функция агротехнической повреждаемости почвы или вероятность экологической опасности H , также монотонно изменяется на заданном интервале в зависимости от количества проходов техники по следу n .

Эксперименты показывают, что нижняя граница допускаемой нормы уплотнения почвы, которая сохраняет нормальные аэробные условия, должна соответствовать $H = 0,3 - 0,4$. Дальнейшее снижение воздухопроницаемости приводит к значительному снижению роста сельскохозяйственных культур, задержке произрастания семян, гибели микроорганизмов, неустойчивому положению экосистемы.

Из соотношения (5.15) следует, что интенсивность возрастания энтропии максимальная, т. е. положение саморегулируемой подсистемы неустойчивое. Следовательно, неустойчивым будет и положение агроэкологической системы.

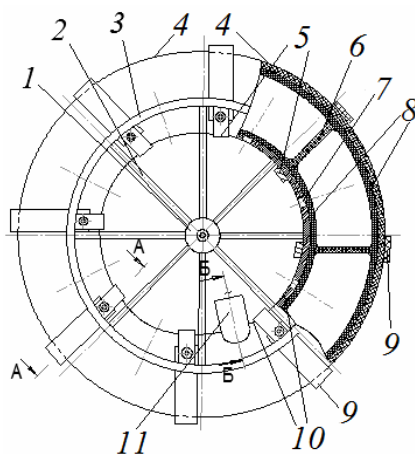
5.4. Инженерные решения по совершенствованию системы подрессоривания мобильных энергосредств для почвощадающего воздействия

5.4.1. Инновационные конструкции движителей мобильных энергосредств

Для снижения уплотнения почв мобильными энергетическими средствами, уменьшения вертикальных вибродинамических нагрузок на элементы ходовой части в Белорусском государственном аграрном техническом университете разработаны и запатентованы конструкции колес низкого давления и повышенного демпфирования [151...155].

К ступице 1 (рис. 5.8) присоединены спицы 2, охваченные по периферии ободьями 3, соединенными ложементами 5 с присоединенным к ним с внутренней стороны диском 10. Диск 10 охватывает по контуру камеру 8 и шину 4. На внутренней стороне ложементов 5 с помощью болтов 13 с гайками 12 и диска 10 закреплены грунтозацепы 9. Камера 8 разделена на секторы герметичными перегородками 6. В плоскости симметрии диска 10 имеются радиальные отверстия 7 с закрепленными в них дросселирующими трубками 14, каждая из которых соединена с пневматическим демпфером 11, включающим закрепленный на диске 10 корпус 18, присоединенную к дросселирующей трубке 14 своим ближайшим к диску 10 неподвижным основанием 22 сильфонную камеру 21 и установленные на ее подвижном основании 15 наружные тарельчатые пружины 16 с расположенной внутри них цилиндрической пружиной сжатия 17, упирающиеся в нажимной диск 20, положение которого относительно корпуса 18 регулируется винтом 19.

В зависимости от микрорельефа опорной поверхности, пневматический демпфер 11 настраивают на определенное давление срабатывания за счет изменения усилия тарельчатых пружин 16 и цилиндрической пружины сжатия 17, величина которого регулируется винтом 19. Цилиндрическая пружина сжатия 17 создает дополнительную жесткость и одновременно стабилизирует положение тарельчатых пружин 16 относительно их оси симметрии. Количество пневматических демпферов 11 равно числу секторов камеры 8.



a)

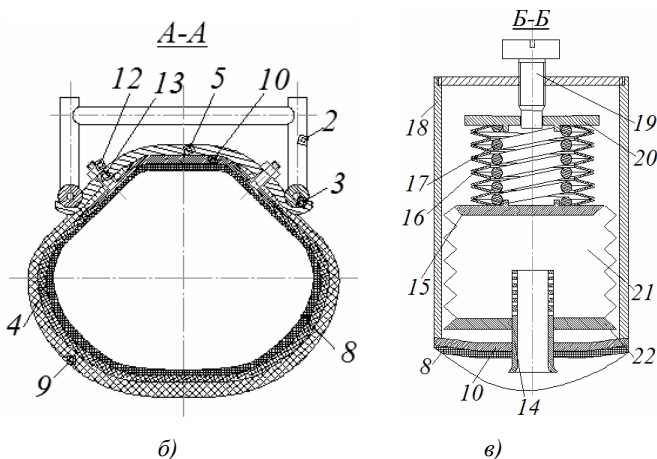


Рис. 5.8. Колесо низкого давления и повышенного демпфирования [151]:
 а) – общий вид колеса сбоку, выполненный с разрезом; б) – разрез А-А;
 в) – разрез Б-Б

Колесо низкого давления и повышенного демпфирования работает следующим образом.

При наездах на препятствия и колебаниях мобильного энергосредства часть воздуха из взаимодействующего с препятствием сектора камеры 8 через отверстие в дросселирующей трубке 14 поступает в сифонную камеру 21, которая увеличивается в объеме.

Усилие через подвижное основание 15 передается тарельчатым пружинам 16 и цилиндрической пружине сжатия 17, сжимая их.

Уменьшение объема воздуха во взаимодействующем с препятствием секторе камеры 8 приводит к увеличению пятна контакта колеса с опорной поверхностью, а, следовательно, к повышению его демпфирующих свойств, т. е. способности гасить ударные воздействия неровностей микропрофиля опорной поверхности и, таким образом, уменьшать колебания неподрессоренных масс за счет повышенной деформации шины (уменьшаются вертикальные перемещения и ускорения колебаний оси колеса). После преодоления препятствия тарельчатые пружины 16 и цилиндрическая пружина сжатия 17 разжимаются, сифонная камера 21 уменьшается в объеме и воздух через отверстие в дросселирующей трубке 14 поступает обратно в соответствующий сектор камеры 8.

Дросселирование воздуха создает необходимые энергетические потери, а включение в работу тарельчатых пружин 16 и цилиндрической пружины сжатия 17 ведет к снижению частоты собственных

колебаний мобильного средства, а, следовательно, и уменьшению вертикальных вибродинамических нагрузок на элементы ходовой части, что позволит существенно повысить производительность труда и долговечность работы мобильных энергосредств, улучшить условия работы оператора, снизить уплотнение почвы.

Для повышения проходимости мобильных энергосредств на рыхлых, слабонесущих почвах предлагается конструкция колесного движителя [156...158].

Колесный движитель [156] (рис. 5.9) содержит пневматическую шину 1, обод 2, грунтозацепы-толкатели 3, диск 4, на поверхности которого концентрично относительно его центра на расстоянии "а" от наружной окружности движителя симметрично расположены пальцы 9. Каждый грунтозацеп-толкатель 3 состоит из серьги 8 для шарнирного крепления к пальцу 9, штанги 7 и башмака 6 для взаимодействия с грунтом.

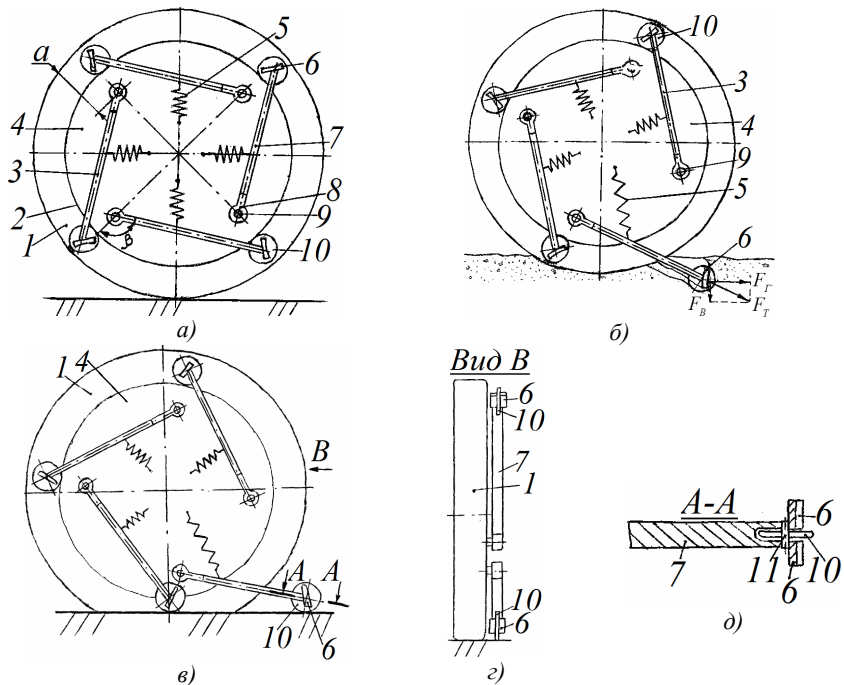


Рис. 5.9. Колесный движитель [156]:

а) – в неактивном состоянии, при движении по дорогам с твердым покрытием с малой деформацией шины, вид сбоку; б) – в движении по слабонесущим почвам, вид сбоку; в) – при движении по дорогам с твердым покрытием с большой деформацией шины, вид сбоку; г) – вид В; д) – разрез А-А

Грунтозацепы-толкатели 3 расположены под углом β к осевым линиям колеса и имеют длину, большую, чем величина "а". Каждый грунтозацеп-толкатель 3 подпружинен относительно диска 4 колеса при помощи пружины 5 и может поворачиваться относительно пальца 9 в плоскости диска 4 на угол, величина которого ограничена возвратным действием пружины 5. На штанге 7 внутри башмака 6, разделяя его на две одинаковые части, установлен в вертикальной плоскости с возможностью вращения на оси 11 малый диск 10, диаметр которого больше высоты башмака 6 и охватывает его в вертикальной проекции по контуру.

При движении по твердой поверхности дорожного покрытия при достаточном давлении в шинах 1 каждый грунтозацеп-толкатель 3 при помощи пружины 5 находится в неактивном состоянии так, что башмак 6 и малый диск 10 не контактируют с поверхностью.

При движении в условиях бездорожья колесный движитель погружается в почвогрунт на определенную глубину таким образом, что при повороте колеса башмак 6 также погружается в почвогрунт. При этом малый диск 10 в силу своей незначительной толщины не препятствует этому.

В случае начала буксования за счет увеличения окружной скорости колесного движителя грунтозацеп-толкатель 3 получает дополнительный момент и погружается на большую глубину. При дальнейшем повороте колесного движителя почвогрунт под башмаком 6 уплотняется и препятствует дальнейшему движению грунтозацепа-толкателя 3, тем самым создается необходимая опора для толкающего действия грунтозацепа-толкателя 3, получив которую, транспортное средство за счет действия реакции на горизонтальную составляющую F_r от силы F_T приостанавливает буксование и движется вперед.

При дальнейшем повороте колесного движителя за счет того, что грунтозацеп-толкатель 3 может поворачиваться относительно пальца 9 в плоскости, параллельной плоскости диска 4, действие силы F_r продолжается до тех пор, пока следующий грунтозацеп-толкатель 3 не получит опору. После этого наступает момент, когда действие удерживающей силы ослабевает настолько, что силы возвратного действия пружины 5 и реакции на вертикальную составляющую F_B действия силы F_r заставляют грунтозацеп-толкатель 3 вернуться в нерабочее состояние.

При движении по дороге с твердым покрытием при недостаточном давлении в шинах *1* малые диски *10*, контактируя с твердой поверхностью, перекатываются по ней, препятствуя контакту с ней башмаков *6* и предотвращая повреждение ими твердого покрытия.

Колесный движитель [157] (рис. 5.10) содержит пневматическую шину *1*, обод *2*, грунтозацепы-толкатели *3*, диск *4*, на поверхности которого концентрично относительно его центра на расстоянии "*a*" от наружной окружности движителя симметрично расположены пальцы *10*.

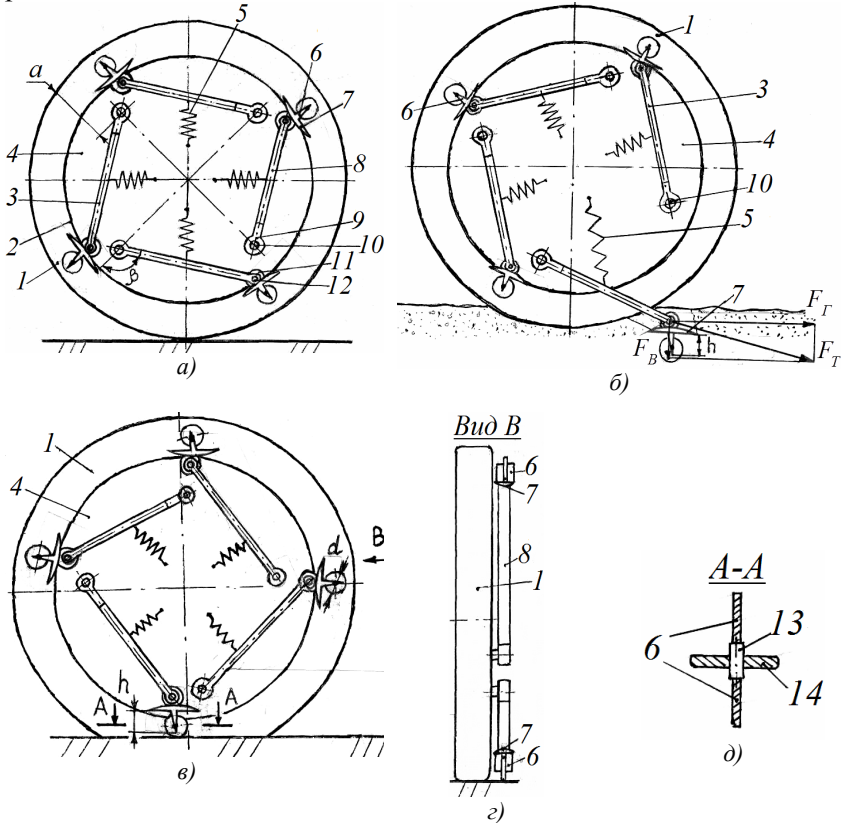


Рис. 5.10. Колесный движитель [157]:

а) – в неактивном состоянии, при движении по дорогам с твердым покрытием с малой деформацией шины, вид сбоку; *б)* – в движении по слабонесущим почвам, вид сбоку; *в)* – при движении по дорогам с твердым покрытием с большой деформацией шины, вид сбоку; *з)* – вид В; *д)* – разрез А-А

Каждый грунтозацеп-толкатель 3 состоит из серьги 9 для шарнирного крепления к пальцу 10 штанги 8 и опорного башмака, который содержит площадку 7 и жестко установленную перпендикулярно к ней пластину-почвозацеп 6. Опорный башмак шарнирно закреплен на свободном конце штанги 8 с помощью прикрепленной к площадке 7 серьги 11 и пальца 12, что позволяет опорному башмаку поворачиваться в плоскости, параллельной плоскости диска 4. Грунтозацепы-толкатели 3 расположены под углом β к радиальным линиям колеса и имеют длину, большую, чем величина "а".

Каждый грунтозацеп-толкатель 3 подпружинен относительно диска 4 при помощи пружины растяжения 5 и может поворачиваться относительно пальца 10 в плоскости, параллельной плоскости диска 4 на угол, величина которого ограничена возвратным действием пружины 5. На опорном башмаке внутри пластины-почвозацепа 6 в средней части установлен в плоскости, параллельной плоскости диска 4, с возможностью вращения вокруг закрепленной на пластине-почвозацепе горизонтальной оси 13 малый диск 14, диаметр d которого больше высоты пластины-почвозацепа h .

При движении по твердой поверхности дорожного покрытия при достаточном давлении в шинах каждый грунтозацеп-толкатель 3 при помощи пружины 5 находится в неактивном состоянии так, что пластина-почвозацеп 6 и закрепленный на горизонтальной оси 13 малый диск 14 не контактируют с поверхностью. При движении в условиях бездорожья колесный движитель погружается в почвогрунт на определенную глубину таким образом, что при повороте колеса опорная площадка 7 башмака также погружается в почвогрунт вместе с пластиной-почвозацепом 6. При этом малый диск 14 в силу своей незначительной толщины не препятствует этому.

В случае начала буксования, за счет увеличения окружной скорости колесного движителя, грунтозацеп-толкатель 3 получает дополнительный момент и опорная площадка 7 погружается на большую глубину. При дальнейшем повороте колесного движителя почвогрунт под опорной площадкой 7 уплотняется и создается необходимая опора для толкающего действия грунтозацепа силой F_T , получив которую, транспортное средство за счет действия реакции на горизонтальную составляющую F_T от силы F_T приостанавливает буксование и движется вперед. При дальнейшем повороте колесного движителя за

счет того, что грунтозацеп-толкатель может поворачиваться относительно пальца в плоскости, параллельной плоскости диска, действие силы F_T продолжается до тех пор, пока следующий грунтозацеп-толкатель не получит опору. После этого наступает момент, когда действие удерживающей силы ослабевает настолько, что силы возвратного действия пружины 5 и реакции со стороны почвогрунта на вертикальную составляющую F_B от силы F_T заставляют грунтозацеп-толкатель 3 вернуться в нерабочее состояние.

При движении по дороге с твердым покрытием при недостаточном давлении в шинах малые диски 14, контактируя с твердой поверхностью перекатываются по ней препятствуя контакту с твердой поверхностью пластин-почвозацепов 6 и предотвращая повреждение ими твердого покрытия.

На рис. 5.11 представлена оригинальная конструкция движителя колесного [158].

Движитель колесный содержит пневматическую шину 1, обод 2, грунтозацепы-толкатели 3, диск 4, на поверхности которого концентрично относительно его центра на расстоянии "а" от наружной окружности движителя симметрично расположены пальцы 9.

Каждый грунтозацеп-толкатель состоит из серьги 8 для шарнирного крепления к пальцу 9, штанги 7 и опорного башмака 6 для взаимодействия с почвогрунтом. Грунтозацепы-толкатели 3 расположены под углом β к осевым линиям колеса и имеют длину, большую, чем величина "а".

Каждый грунтозацеп-толкатель 3 подпружинен относительно диска 4 колеса при помощи пружины 5 и может поворачиваться относительно пальца 9 в плоскости диска 4 на угол, величина которого ограничена возвратным действием пружины 5. Горизонтальные образующие задней контактирующей с почвой опорной поверхности башмака 6 составляют с параллельной диску 4 вертикальной продольной плоскостью угол 45 градусов, причем внутренняя, расположенная вплотную к движителю, кромка башмака 6 выполнена ближе к центру диска 4, чем наружная.

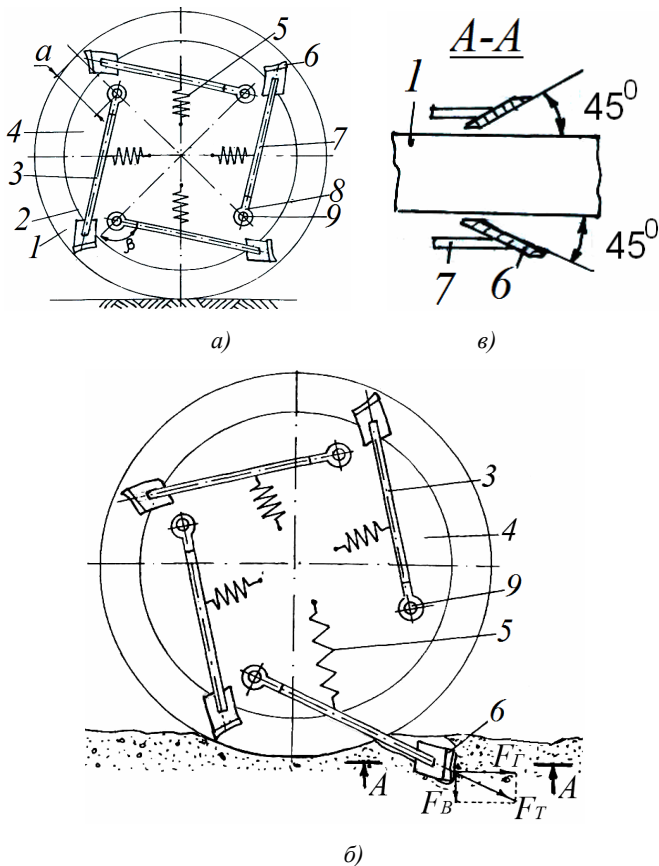


Рис. 5.11. Движитель колесный [158]:

a) – в неактивном состоянии, при движении по дорогам с твердым покрытием с малой деформацией шины, вид сбоку; *б)* – в движении по слабонесущим почвам, вид сбоку; *в)* – разрез *A-A*

При движении по твердой поверхности дорожного покрытия при достаточном давлении в шинах каждый грунтозацеп-толкатель *3* при помощи пружины *5* находится в неактивном состоянии так, что башмак *б* не контактирует с поверхностью.

При движении в условиях бездорожья колесный движитель погружается в почвогрунт на определенную глубину и уплотняет его под собой. При повороте колеса башмак *б* также погружается в почвогрунт. В случае начала буксования за счет увеличения окружной

скорости колесного движителя грунтозацеп-толкатель 3 получает дополнительный момент и погружается на большую глубину. При дальнейшем повороте колесного движителя почвогрунт под опорным башмаком 6 уплотняется и за счет его расположения под углом 45 градусов к вертикальной плоскости большим углом трения стали по почвогрунту смещается в сторону уплотненной пневматической шиной 1 колеи и получает с ее стороны подпор, препятствующий дальнейшему движению грунтозацепа 3. Тем самым создается необходимая опора для толкающего действия грунтозацепа, получив которую, транспортное средство за счет действия реакции на горизонтальную составляющую F_T от силы F_T в вертикальной плоскости приостанавливает буксование и движется вперед. При дальнейшем повороте колесного движителя за счет того, что грунтозацеп-толкатель 3 может поворачиваться относительно пальца 9 в плоскости, параллельной плоскости диска 4, действие силы F_T продолжается до тех пор, пока следующий грунтозацеп-толкатель 3 не получит опору. После этого наступает момент, когда действие удерживающей силы ослабевает настолько, что силы возвратного действия пружины 5 и реакции в вертикальной плоскости на вертикальную составляющую F_B действия силы F_T , заставляют грунтозацеп-толкатель 3 вернуться в нерабочее состояние.

На рис. 5.12 представлена оригинальная конструкция бескамерной шины колеса [159], позволяющая повысить ее упругие свойства и расширить эксплуатационные возможности.

Шина бескамерного колеса, содержит тороидальную оболочку 1, образующую тороидальную полость 4, заполненную примыкающими друг к другу упругими, выполненными, например, из резины базовыми шарами 6.

Базовые шары 6 имеют диаметр D , соизмеримый с поперечным размером тороидальной полости 4 шины. Дополнительно тороидальная полость 4 заполнена упругими шарами 2, 3 и 7 с меньшими диаметрами d_1 , d_2 и d_3 . Базовые шары 6 установлены на выполненном из жесткого материала, например, стали, торе 5, ось которого совпадает с осью шины и который образован вращением вокруг оси окружности, диаметр которой d_m в 8...10 раз меньше диаметра D базового шара 6. Центр ее тяжести при образовании тора 5 проходит через центры тяжести базовых шаров 6.

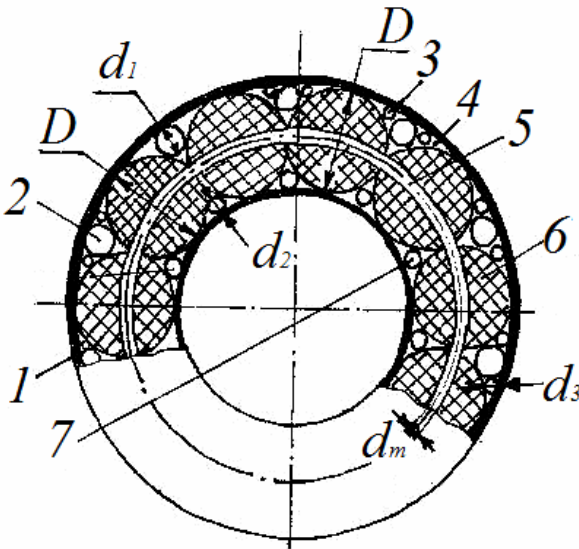


Рис. 5.12. Шина бескамерного колеса [159]

Такое выполнение базовых шаров 6 с тором 5 может производиться, например, во время их одновременной совместной вулканизации в литейной форме.

При контакте установленной на диск колеса шины с опорной поверхностью, в первую очередь, деформируется наиболее низко расположенный базовый шар 6 шины. При этом усилие деформации распространяется на жесткий тор 5, который, смещаясь в пространстве, деформирует в той или иной степени остальные базовые шары 6 шины, увеличивая ее упругие свойства в целом.

Предлагаемая конструкция позволяет сделать более упругой шину бескамерного колеса, что расширяет эксплуатационные возможности последнего.

На рис. 5.13 представлена оригинальная конструкция бескамерного колеса с элементами подрессоривания [160].

Бескамерное колесо с элементами подрессоривания состоит из шины 1 и диска 2, внутри шины 1 установлены упругие элементы 5 в виде полуколец, на концах которых выполнены прямоугольные сквозные окна 6.

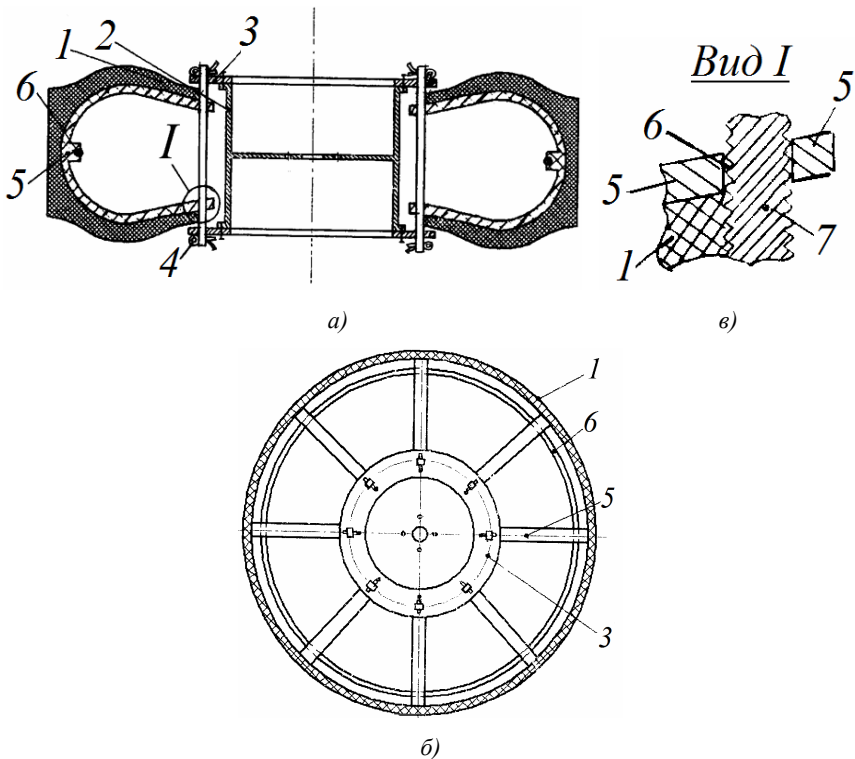


Рис. 5.13. Бескамерное колесо с элементами подрессоривания [160]:
 а) – общий вид колеса в разрезе по оси симметрии, перпендикулярной оси его вращения; б) – вид колеса в разрезе по его оси вращения; в) на фиг. 3 – узел I

В сквозные окна *б* вставлена упругая плоская пружина *7* прямоугольного сечения с наружными рифлеными поверхностями, концы которых закреплены с двух сторон по окружности в закрепленных на диске *2* боковых опорных кольцах *3* с помощью шплинтов *4*, а для обеспечения возможности удержания упругих элементов от смещения в продольном направлении предусмотрено фиксирующее кольцо *б*.

Бескамерное колесо с элементами подрессоривания работает следующим образом.

В шину монтируется диск в сборе с опорными кольцами *5* и упругими плоскими пружинами *7*.

Данная конструкция позволит продлить срок службы шины до полного истирания протектора.

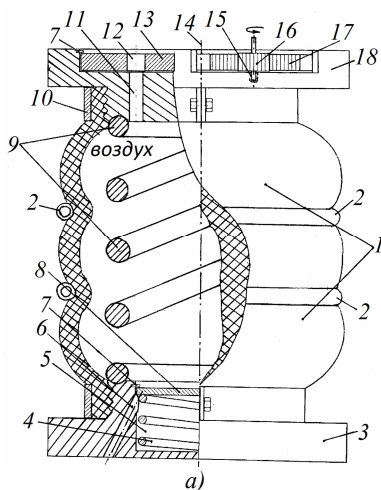
5.4.2. Инновационные конструкции подвесок, гасителей колебаний мобильных энергосредств

На рис 5.14 показана подвеска транспортного средства [161].

Подвеска транспортного средства включает цилиндрическую гофрированную резиновую мягкую оболочку 1, внутри которой симметрично ее оси симметрии расположен упругий элемент в виде цилиндрической винтовой пружины сжатия 9, которая соприкасается своими торцами с нижней поверхностью верхней опоры 18 и верхней поверхностью нижней опоры 3. Торцы гофрированной резиновой мягкой оболочки 1 замкнуты верхней опорой 18 и нижней опорой 3, которые представляют собой детали круглого сечения.

На их наружные цилиндрические стенки нанесены кольцевые проточки треугольного профиля для герметичного сопряжения с внутренней поверхностью торцов резинокордной оболочки 1.

Замыкание торцов гофрированной резиновой мягкой оболочки 1 и стенок опор 18 и 3 осуществляется замковыми кольцами, выполненными в виде хомутов (обручей) 10. Разъемы замковых колец имеют торцы, загнутые под углом 90 градусов, в которых выполнены отверстия для замыкания соединением «болт-гайка». Наружные поверхности днищ верхней и нижней опор имеют возможность жесткого крепления: опоры 18 – к раме, опоры 3 – к мосту транспортного средства. В корпусе верхней опоры 18 выполнена круглая центральная полость в виде стакана для размещения демпферного диска 13 и сквозные воздушные каналы 11, располагаемые по окружности стакана с заданным шагом.



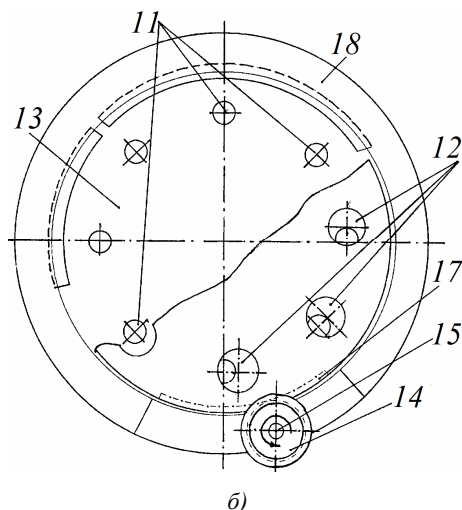


Рис. 5.14. Подвеска транспортного средства [161]:
а) – вид сбоку; б) – вид сверху

В верхней части стакана выполнена кольцевая канавка для стопорного кольца 7, фиксирующего положение демпферного диска 13 в стакане опоры 18.

В демпферном диске 13 по количеству каналов 11 стакана и с таким же шагом выполнены сквозные отверстия 12, располагаемые по его окружности таким образом, чтобы отверстия 11 и 12 имели возможность располагаться соосно относительно друг друга.

Диск 13 снабжен зубчатым сектором 17, в зацеплении с зубьями которого через окно, выполненное в опоре 18, находятся зубья зубчатого колеса 16. Ось 15 зубчатого колеса 16 вводится в несквозное отверстие, выполненное в опоре 18 с возможностью вращения относительно своей оси.

Ось 14 демпферного диска 13 посажена с помощью игольчатого подшипника в несквозное центральное отверстие, выполненное в опоре 18. В корпусе нижней опоры 3 выполнена круговая полость, образующая стакан 5, в который с возможностью вертикального перемещения помещаются плоский выпускной клапан 8 круглой формы и расположенная под ним клапанная пружина 4. Положение «закрыто» выпускного клапана 8 фиксируется с помощью стопорного кольца 7, расположенного в кольцевой проточке, выполненной в верхней ча-

сти стакана 5 опоры 3. Полость, образованная стаканом 5, соединяется с окружающей воздушной средой посредством нескольких наклонных воздушных каналов 6, выполненных в корпусе опоры 3.

К наружной цилиндрической поверхности гофрированной резиновой мягкой оболочки 1 параллельно ее торцов и симметрично перпендикулярной оси симметрии гофрированной резиновой мягкой оболочки ее плоскости симметрии присоединены с возможностью деформации не менее двух браслетных пружин 2.

Работает подвеска транспортного средства следующим образом.

В ненагруженном состоянии при равенстве давления воздуха в полости гофрированной резиновой мягкой оболочки 1 и атмосферного давления (или меньшем) под действием упругих сил клапанной пружины 4 выпускной клапан 8 внешней кромкой упирается в стопорное кольцо 7, перекрывая сообщение полости опоры 3 с атмосферой через воздушные каналы 6. В зависимости от положения демпферного диска 13 (угла его поворота относительно опоры 18) полость гофрированной резиновой мягкой оболочки 1 через воздушные каналы 11 опоры 18 и отверстия 12 в демпферном диске 13 может либо сообщаться с окружающей воздушной средой, либо не сообщаться с ней (когда диск 13 повернут на угол, при котором сечения отверстий 12 не совпадают с сечениями каналов 11). При наезде колеса транспортного средства на препятствие происходит ход сжатия. Преодолевая усилия пружины 9, опоры 18 и 3 перемещаются навстречу друг другу. Объем внутренней полости резиновой оболочки 1 уменьшается, давление в ней увеличивается. При незначительном ходе сжатия, когда вызванного им избыточного давления воздуха в оболочке 1 недостаточно для сжатия пружины 4 клапана 8 (клапан остается неподвижным), воздух может выходить в атмосферу через воздушные каналы 11 верхней опоры 18 и отверстия 12 демпферного диска 13.

При ходе сжатия, когда величины давления воздуха в полости гофрированной резиновой мягкой оболочки 1, передаваемого на внутреннюю поверхность клапана 8, достаточно для сжатия клапанной пружины 4, клапан 8, преодолевая усилия пружины 4 и перемещаясь вниз, открывает сообщение полости оболочки 1 с атмосферой через воздушные каналы 6. Воздух поступает из полости оболочки 1 в атмосферу через каналы 11 и отверстия 12 демпферного диска 13 воздушные каналы 6 опоры 3. Если воздушные каналы 11 перекрыты диском 13 – только через воздушные каналы 6.

При ходе отбоя осевая нагрузка на подвеску транспортного средства уменьшается, пружина 9 разжимается, отталкивает опоры 18 и 3 друг от друга, увеличивая объем полости оболочки 1 и создавая в ней разрежение. Под действием клапанной пружины 4 клапан 8 перекрывает поступление воздуха через воздушные каналы 6, заставляя его поступать в полость оболочки 1 только через отверстия 12 демпфирующего диска 13 и каналы 11 опоры 18, работая как сифон и гася вынужденные колебания подрессоренной массы транспортного средства. Брашлетные пружины 2 увеличивают упругие свойства цилиндрической гофрированной резиновой мягкой оболочки 1 и одновременно осуществляют ее центрирование относительно собственной оси симметрии.

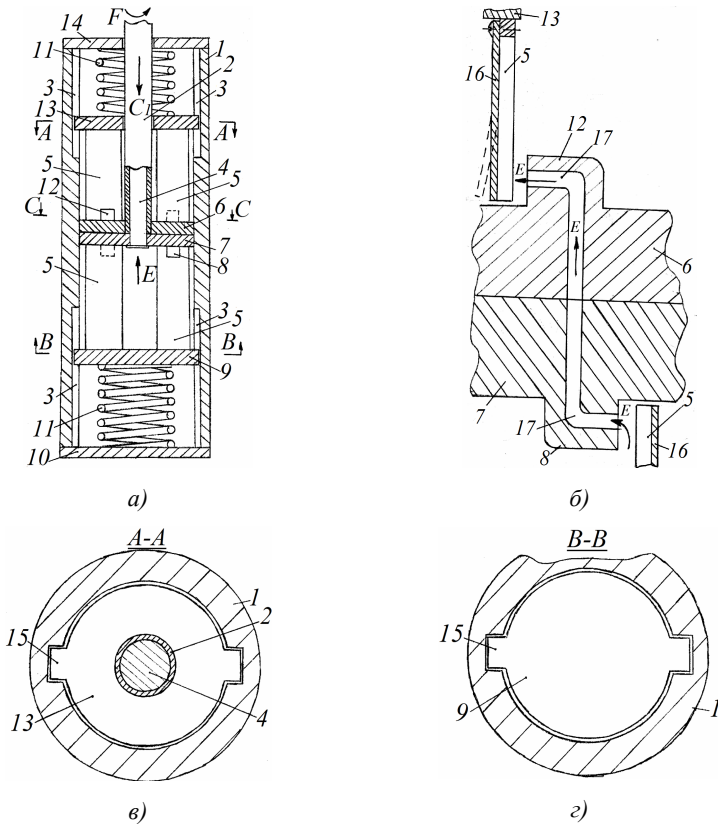
Регулирование демпфирующих свойств подвески транспортного средства осуществляется путем вращения зубчатого колеса 16 относительно своей оси 15. Находящийся в зацеплении с колесом 16 зубчатый сектор 17 демпферного диска 13 инициирует его поворот относительно оси 14. При этом оси отверстий 2 смещаются относительно осей воздушных каналов 11, уменьшая суммарную площадь сечения, через которое воздух поступает в оболочку 1 вплоть до полного перекрытия сообщения с окружающей воздушной средой.

Вращение зубчатого колеса 16 подвески осуществляется одним из способов – механическим или с помощью электронных приборов. Например, водитель с помощью механического привода из кабины транспортного средства вращает зубчатое колесо 16, изменяя демпфирующие свойства подвески. Автоматическое изменение демпфирующих свойств осуществляется электронным способом. На подвеске размещается датчик виброускорения (виброскорости или перемещения), сигнал от которого поступает в электронный блок-контроллер (бортовой компьютер), обрабатывается и передается на исполнительный механизм, например, электродвигатель, который связан с зубчатым колесом 16 с возможностью его вращения в любую сторону.

Материал оболочки предлагаемой подвески транспортного средства не нагревается, поскольку воздух проходит подвеску насквозь, поступая через одни воздушные каналы и выходя через другие, тем самым вентилируя внутреннюю полость оболочки.

Подвеска проста по конструкции, не требует амортизаторов, имеет возможность для регулирования ее демпфирующих свойств.

На рис. 5.15 представлен гидравлический демпфер [162], который состоит из рабочего цилиндра 1 с подвижно размещенным в нем поршнем, состоящим из двух в виде одинаковых по толщине дисков частей 6 и 7, снабженных соответственно на своих внешних поверхностях выступами 12 и 8 с каналами 17. Каналы верхних и нижних выступов соединены между собой вертикальным каналом, причем таких соединяющих выступы вертикальных каналов имеется два и они расположены по отношению друг к другу симметрично относительно вертикальной оси симметрии рабочего цилиндра. Части поршня 6 и 7 жестко присоединены к штокам кольцевого сечения 2 и сплошного круглого сечения 4 с возможностью их относительного перемещения. В рабочем цилиндре 1 выполнены вертикальные пазы 3, в которых подвижно расположены ползуны 15 соответственно верхнего 13 и нижнего 9 дисков.



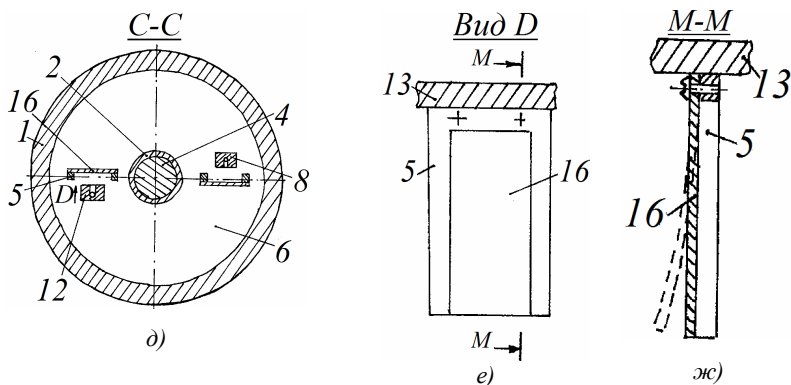


Рис. 5.15. Гидравлический демпфер [162]:

a) – общий вид; *б)* – местный разрез части поршня в месте примыкания его половин; *в)* – верхний диск демпфера в сечении *A-A*; *г)* – нижний диск в сечении *B-B*; *д)* – разрез *C-C*; *е)* – вид *D*; *ж)* разрез – *M-M*

К дискам 13 и 9 жестко присоединены ребра 5 и сами диски подпружинены пружинами сжатия 11 относительно днища 10 и крышки 14 рабочего цилиндра 1. Каналы 17 выступов 12 и 8 изогнуты под прямым углом в сторону и направлены перпендикулярно поверхности ребер 5. Ребра 5 выполнены с расположенными со стороны находящихся напротив них выступов вертикальными прямоугольными сплошными вырезами, при этом с противоположным этим выступам сторон ребер на каждом из них консольно закреплена со стороны места крепления ребра к наружной поверхности поршня плоская прямая пружина изгиба 16, выполненная по контуру ребра 5 и полностью перекрывающая своими размерами сплошной его вырез.

Работает гидравлический демпфер следующим образом.

Например, при режиме сжатия, когда штоки кольцевого сечения 2 и сплошного круглого сечения 4 совместно с поршнем, состоящим из двух частей 6 и 7, а также верхним диском 13, который движется в этом же направлении под действием своей пружины сжатия 11 в вертикальных направляющих 3 за счет размещения там своих ползунов 15, движутся поступательно по стрелке C_1 , рабочая жидкость устремляется по стрелкам *E* и ее струя с большой скоростью, истекая из канала 17 выступа 12, взаимодействует с ребрами 5, расположенными над поршнем.

Под действием давления, создаваемого струей рабочей жидкости, и за счет того, что такие ребра 5 являются за исключением

плоской прямой пружины изгиба 16 неподвижными в поперечной плоскости рабочего цилиндра 1, потому что они закреплены на верхнем диске 13, зафиксированном в вертикальных пазах 3 рабочего цилиндра 1 своими ползунами 15, часть поршня 6 получит угловой поворот совместно со штоком кольцевого сечения 2 по стрелке F , упруго его деформируя, демпфируя тем самым перемещение, вызванное нагрузкой, действующей по стрелке C_1 .

Одновременно прямые пружины изгиба 16 под действием давления, создаваемого струей рабочей жидкости, также деформируются (показано штриховыми линиями), улучшая демпфирующие характеристики демпфера. При таком режиме движения поршень, воздействует на ребра 5, которые жестко закреплены на нижнем диске 9, и он так же движется по стрелке C_1 , сжимая свою пружину сжатия 11. Как только действие нагрузки по стрелке C_1 прекратится, части поршня 6 и 7 совместно со штоками 2 и 4 под действием ранее сжатой пружины сжатия 11, находящейся под нижним диском 9, перемещаются в обратном стрелке C_1 направлении, а плоская пружина 16 возвращается в исходное положение. При этом рабочая жидкость меняет направление тока, истекая теперь в направлении, обратном стрелке E , что способствует воздействию ее струи на ребра 5, жестко закрепленные на нижнем диске 9. Но так как часть поршня 7 жестко соединена со штоком сплошного круглого сечения 4, то и он получает угловую упругую деформацию, как и соответствующие плоские пружины 16, гася тем самым усилие, возникающее при режиме отбоя демпфера.

Следует отметить, что число выступов 12 и 8, выполненных на частях поршня 6 и 7, может быть различным, например, более двух, и поэтому, чем больше каналов 17 будет иметь поршень и, следовательно, ребер 5, тем выше будет коэффициент демпфирования. Далее описанные выше процессы, протекающие при гашении колебаний, например, транспортных средств, где они могут быть использованы, будут повторяться неоднократно.

Преимущество предложенной конструкции демпфера состоит в том, что она позволяет, используя реактивные свойства истекающей из выступов поршня рабочей жидкости, получить достаточный эффект в части гашения колебаний транспортных средств.

На рис. 5.16 представлен гидравлический гаситель колебаний [163], который состоит из рабочего цилиндра 1, заполненного рабочей жидкостью 7. В стенках рабочего цилиндра 1 расположены вертикальные каналы 8, переходящие в горизонтальные участки 6.

Во внутренней полости рабочего цилиндра *1* подвижно размещены верхняя *9* и нижняя *10* половины поршня, каждая из которых соответственно с помощью шпонок *12* и *11* закреплена на полем *5* и сплошного сечения *4* штоках.

На внешних поверхностях верхней *9* и нижней *10* половин поршня жестко закреплены перегородки в виде радиальных ребер *3*. Радиальные ребра *3* выполнены с расположенными со стороны прикрепленных к ним верхней *9* и нижней *10* половин поршня вертикальными прямоугольными сквозными вырезами.

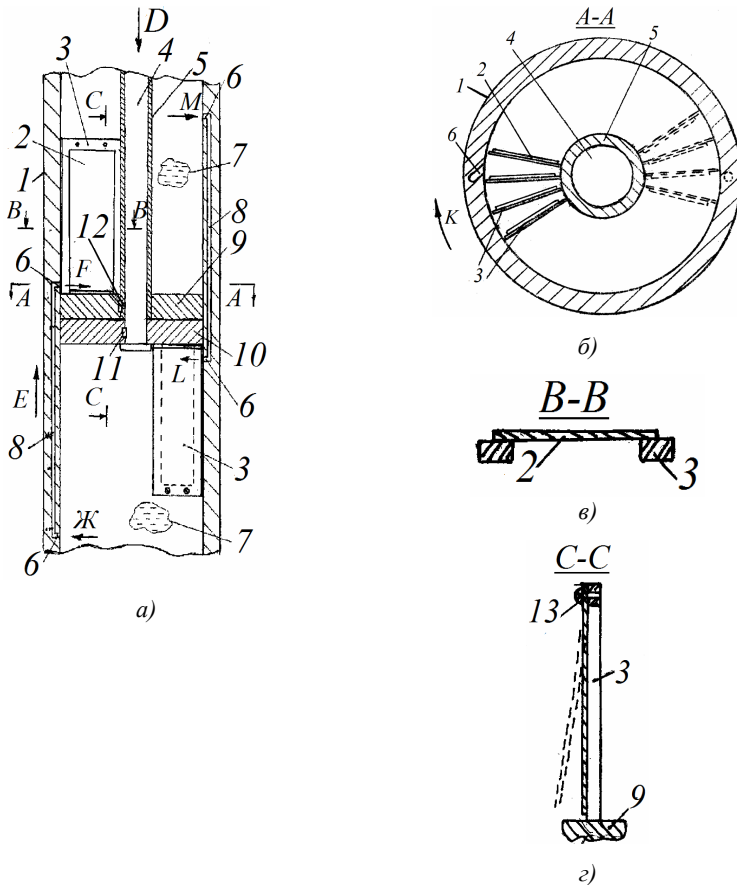


Рис. 5.16. Гидравлический гаситель колебаний [163]:
 а) – общий вид части гидравлического гасителя колебаний с разрезом ее продольной плоскостью; б) – сечение А-А; в) – разрез С-С

На каждом радиальном ребре 3 консольно закреплена с помощью винтов 13 со стороны грани ребра, противоположной месту крепления его к наружной поверхности поршня, и со стороны ребра, противоположной направлению тока рабочей жидкости плоская прямая пружина изгиба 2, перекрывающая своими размерами сплошной вырез ребра 3 и имеющая зазор относительно наружной поверхности поршня в месте крепления к ней ребра.

При поступательном движении полого 5 и сплошного сечения 4 штоков, например, в режиме сжатия гидравлического гасителя колебаний по стрелке *D* за счет того, что верхняя 9 и нижняя 10 половины поршня с помощью шпонок 12 и 11 жестко присоединены к последним, они также перемещаются по этой же стрелке.

При этом рабочая жидкость 7, находящаяся в подпоршневой полости рабочего цилиндра 1, поступает по стрелке *Ж* и, перемещаясь далее по стрелке *E*, истекает со значительной скоростью из горизонтального участка 6 по стрелке *F* в надпоршневую полость рабочего цилиндра 1. В этом случае ток рабочей жидкости 7, встречая на своем пути перегородки 3, расположенные на внешней поверхности верхней 9 половины поршня, оказывает на них давление, которые стремятся получить угловой поворот по стрелке *K*. Но так как они жестко связаны с верхней 9 половиной поршня, а последняя также жестко при помощи шпонки 12 соединена с полым штоком 5, то и он получает угловой поворот в этом же направлении, упруго деформируясь, и тем самым рассеивая энергию при рабочем ходе поршня гасителя колебаний. Одновременно прямые пружины изгиба 2 под действием давления, создаваемого струей рабочей жидкости, также деформируются (показано штриховыми линиями), улучшая демпфирующие характеристики демпфера. Следует отметить, что количество вертикальных каналов 8, переходящих в горизонтальные участки 6, может быть, так же, как и перегородок 3, значительное число, поэтому упругая угловая деформация полого штока 5 может быть значительной по величине и способной тем самым демпфировать высокие по значению динамические и ударные нагрузки. В режиме отбоя, то есть когда поршень будет перемещаться в направлении, обратном стрелке *D*, рабочая жидкость 7 будет поступать в горизонтальный участок 6 вертикального канала 8 по стрелке *M*, что позволит ей взаимодействовать с перегородками 3 и закрепленными на них прямыми пружинами изгиба 2, истекая по стрелке *L*. В этом случае будет подвержен закручиванию

шток 4 сплошного сечения, так же как и шток 5 полого сечения, демпфируя нагрузки. После исчезновения давления рабочей жидкости 7 под действием упругих сил полый 5 и сплошного сечения 4 штоки возвращаются в исходное положение. В дальнейшем описанные процессы могут повторяться неоднократно.

Предложенная конструкция гидравлического гасителя колебаний позволяет, используя реактивные свойства истекающей из выступов поршня рабочей жидкости, получить достаточный эффект в части гашения колебаний транспортных средств.

На рис. 5.17 представлен гидравлический гаситель колебаний для транспортного средства [164].

Гидравлический гаситель колебаний включает рабочий цилиндр 1, поршень 4, полый шток 3, резервуар 2 внутри полого штока 3, расположенные в периферийных полостях поршня 4 обратные клапаны 7 и 5, расположенный в центральной полости 14 поршня 4 предохранительный клапан 8 в виде шайбы с выполненным симметрично его оси симметрии центральным дроссельным отверстием 10, отверстие 11 в полой штоке 3 и сильфонный уплотнитель 12. Гидравлические контакты обратных клапанов 7 и 5 подключены к поршневой полости 6, вход обратного клапана 5 подключен к резервуару 2 внутри полого штока 3, а вход обратного клапана 7 подключен к поршневой полости 6. Вход предохранительного клапана 8 соединен с надпоршневой полостью 9, а выход – с резервуаром 2 внутри полого штока 3, полость внутри сильфонного уплотнителя 12 соединена с резервуаром 2 внутри полого штока 3 отверстием 11. Предохранительный клапан 8 в центральной полости 14 поршня 4 сопрягается своей верхней поверхностью с нижним торцом расположенной сверху винтовой цилиндрической пружины сжатия 17, а своей нижней посадочной поверхностью перекрывает канал подачи рабочей жидкости 13. В свою очередь, верхний торец винтовой цилиндрической пружины сжатия 17 соприкасается с верхней частью поршня 4 с возможностью прижатия предохранительного клапана 8 к его посадочному месту. В верхней части поршня 4 симметрично оси симметрии полого штока 3 выполнено центральное перепускное отверстие 15, причем полость 14 предохранительного клапана 8, винтовая цилиндрическая пружина сжатия 17, предохранительный клапан 8, его дроссельное отверстие 10 и верхняя часть канала 13 подачи рабочей жидкости к предохранительному клапану 8 также расположены симметрично оси симметрии полого штока 3.

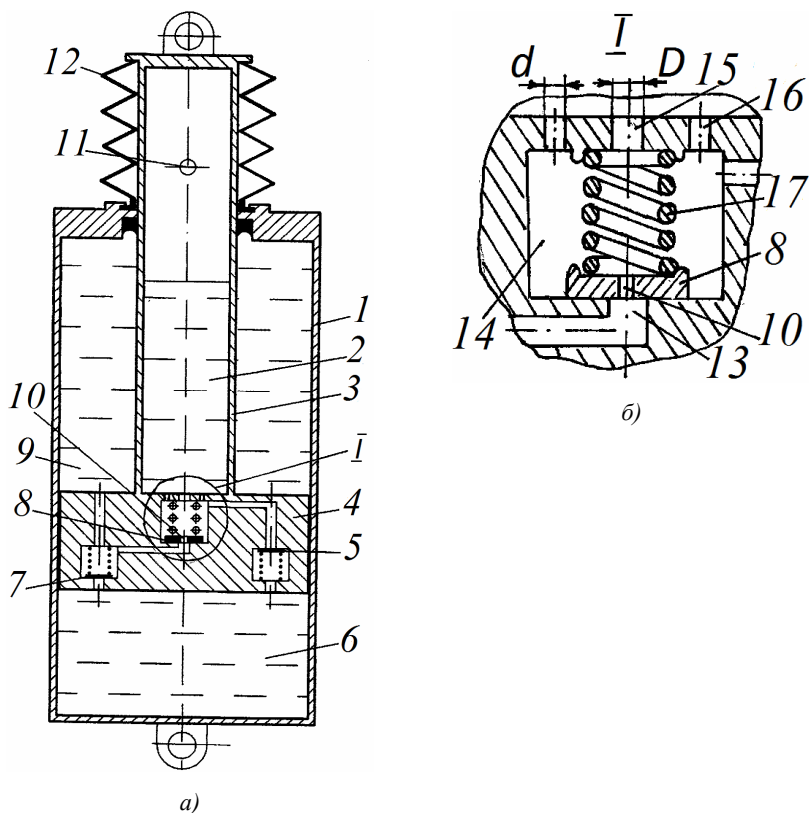


Рис. 5.17. Гидравлический гаситель колебаний для транспортного средства [164]:
 а) – схема гидравлического гасителя; б) – узел I

В верхней части поршня 4 симметрично оси симметрии полого штока 3 выполнены два периферийных отверстия 16, которые соединяют полость 2 внутри полого штока 3 и полость 14 предохранительного клапана 8, при этом эти отверстия находятся за пределами внутреннего и наружного контуров винтовой цилиндрической пружины сжатия 17, выполнены диаметром d , равным $D/\sqrt{2}$ (D -диаметр центрального перепускного отверстия).

Гидравлический гаситель колебаний для транспортного средства работает следующим образом.

При движении поршня 4 вниз (ход сжатия) в наполненном вязкой жидкостью рабочем цилиндре 1 обратный клапан 7 открыт и

жидкость из поршневой полости 6 перетекает в надпоршневую 9. Вследствие большего объема вытесняемой жидкости давление в надпоршневой полости 9 возрастает, поэтому избыток жидкости под давлением через центральное дроссельное отверстие 10 перетекает в резервуар 2 штока 3. При превышении установленного давления в надпоршневой полости 9 срабатывает предохранительный клапан 8, винтовая цилиндрическая пружина сжатия 17 сжимается вплоть до смыкания ее витков, открывая прямое сообщение надпоршневой полости 9 с резервуаром 2 полого штока 3 через два периферийных перепускных отверстия 16 в верхней части поршня 4. При движении поршня 4 вверх (ход растяжения) давление в надпоршневой полости 9 возрастает, поэтому избыток жидкости под давлением через центральное дроссельное отверстие 10 поступает в резервуар 2 полого штока 3, из которого вследствие разрежения в поршневой полости 6 жидкость поступает в поршневую полость 6 через обратный клапан 5. При превышении установленного давления в надпоршневой полости 9 также срабатывает предохранительный клапан 8, винтовая цилиндрическая пружина сжатия 17 сжимается вплоть до смыкания ее витков, открывая прямое сообщение надпоршневой полости 9 с резервуаром 2 полого штока 3 через два периферийных перепускных отверстия 16 в верхней части поршня 4. Сильфонное уплотнение 12 изолирует поверхность полого штока 3 от воздействия внешней среды и предотвращает потерю рабочей жидкости при недостаточной герметичности соединения рабочего цилиндра 1 с полым штоком 3. Таким образом, за счет применения полого штока 3, полость внутри которого служит резервуаром для рабочей жидкости, дроссельного узла с единым предохранительным клапаном 8 и единым центральным дроссельным отверстием 10, а также двух периферийных перепускных отверстий в верхней части поршня 4 упрощается конструкция гидравлического гасителя колебаний, а также уменьшаются его размеры и снижается масса.

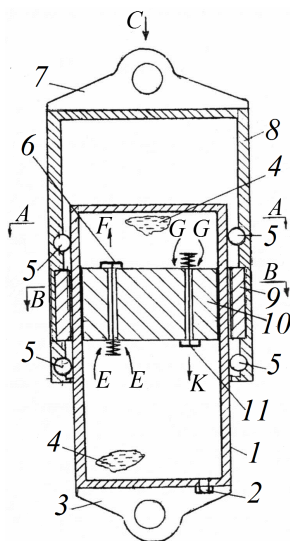
На рис. 5.18 представлен оригинальный магнитный гидравлический амортизатор [165], состоящий из рабочего цилиндра 1, в котором размещен поршень 10 с клапанами 11 и 6 и рабочая жидкость 4.

Цилиндр 1 подвижно размещен в защитном кожухе 8, снабженном телами качения 5 и магнитным кольцом 9, и имеет пробку 2 и кронштейн 3, а защитный кожух 8 – кронштейн 7. Поршень 10 выполнен из постоянного магнита, который расположен в рабочем цилиндре 1 таким образом, что магнитные северный N и южный S

полюса поршня 10 и магнитного кольца 9 расположены попарно напротив друг друга с возможностью их взаимного притяжения, причем поршень 10 соединен с возможностью относительного перемещения с внутренней поверхностью рабочего цилиндра 1 с помощью зубчатого шлицевого треугольного соединения 12.

Известно, что гидравлические амортизаторы устанавливают таким образом, чтобы защитный кожух своим кронштейном 7 был присоединен шарнирно к кузову (не показан), а рабочий цилиндр 1 своим кронштейном 3 также шарнирно закреплен на оси колес (ось колес не показана). При движении мобильного транспортного средства с указанным гидравлическим амортизатором и его колебаниях, вызванных микро- и макропрофилем дорог, при езде в период уборки по полям происходит два режима его работы: рабочий ход (сжатие) и отбой.

Рассмотрим сначала режим сжатия гидравлического амортизатора. Под действием динамической нагрузки защитный кожух 8 переместится по стрелке C и он своими телами качения 5 начнет контактировать с рабочим цилиндром 1 в режиме их качения, при этом за счет наличия магнитного кольца 9 и поршня 10, выполненного из постоянного магнита, жестко закрепленного на защитном кожухе 8, и совместно создаваемого ими магнитного поля, в этом же направлении переместится и поршень 10.



a)

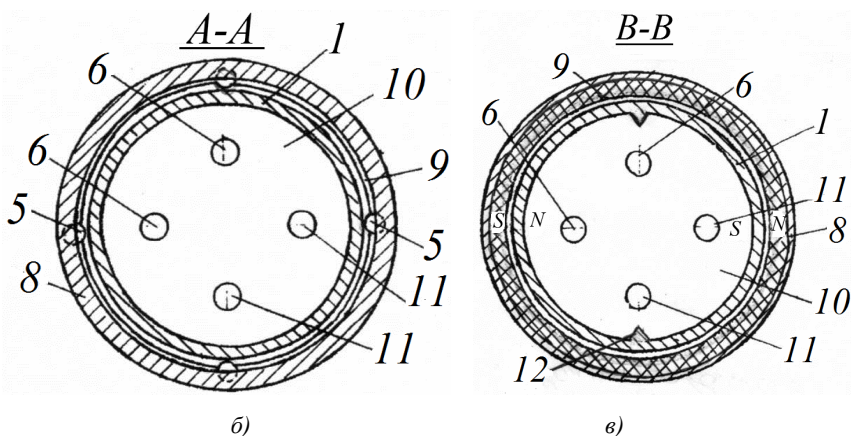


Рис. 5.18. Магнитный гидравлический амортизатор [165]:
 а) – общий вид магнитного гидравлического амортизатора в разрезе;
 б) – сечение А-А; в) – сечение В-В

Движение поршня 10 будет происходить с некоторым сопротивлением за счет того, что рабочая жидкость 4 поступит в канал поршня 10 по стрелке *E*, откроет клапаны 6 по стрелке *F* и будет перетекать в надпоршневую полость рабочего цилиндра 1. Следовательно, гидравлический амортизатор сдмпфирует динамическую нагрузку, приложенную к нему от кузова, действующую по стрелке *C*.

После того как динамическая нагрузка, действующая по стрелке *C*, исчезнет, под действием упругих сил, вызванных деформацией рессорного подвешивания автомобиля, происходит режим отбоя гидравлического амортизатора. В этом случае защитный кожух 8 начинает перемещаться не по стрелке *C*, а в обратном направлении, что приводит к перемещению поршня 10 в этом же направлении также за счет наличия магнитного поля, создаваемого магнитным кольцом 9 совместно с поршнем 10, выполненным из постоянного магнита.

При этом под действием давления рабочей жидкости 4 происходит ее ток в направлении стрелок *G* и открытие клапанов 11 по стрелке *K*, что способствует протеканию рабочей жидкости в подпоршневую полость поршня 10. Такое движение рабочей жидкости создает условия по демпфированию нагрузки, создаваемой подвеской автомобиля в режиме отбоя амортизатора. Следует отметить, что конструкция предположительного технического решения

исключает наличие штока поршня 10, а возможность его поступательного движения обеспечивается за счет наличия магнитной связи между поршнем 10, выполненным из постоянного магнита, и магнитным кольцом 9.

Использование данного магнитного гидравлического амортизатора позволит повысить его технологическую надежность и работоспособность, уменьшить величину вертикальных вибродинамических нагрузок на элементы ходовой части в зависимости от микро- и макропрофиля опорной поверхности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящее время сохраняется тенденция к повышению удельной энергонасыщенности машинно-тракторных агрегатов (МТА), происходит усложнение машин и их функциональных возможностей, которое приводит к увеличению числа их узлов и массы, необходимой для развития требуемого тягового усилия. За последние десятилетия отмечается увеличение массы тракторов и сельскохозяйственных машин на 200 % и 60 % соответственно.

Повышение скорости движения, проезд энергосредств поперек периодически повторяющихся борозд поля, которые имеют волнообразный профиль, приводит к увеличению амплитуд колебаний, ускорений различных точек МТА и вертикальных вибродинамических нагрузок, действующих на них со стороны опорной поверхности, которые передаются через движители на почву.

Низкочастотные случайные колебания агрегата приводят к тому, что вертикальная вибродинамическая нагрузка на ось колеса возрастает в 2–2,7 раза по сравнению с соответствующей статической. При этом нагрузки возрастают с большими ускорениями, достигающими 0,1–0,4 g. Возросшие вертикальные вибродинамические нагрузки приводят к дополнительному сдвигу, переупаковке частиц, разрушают структуру почвы, увеличивают ее плотность и количество пылевидных фракций, а, в конечном итоге, все это ведет к воздушно-водному голоданию растений. В результате воздействия движителей МТА происходит уплотняющая деформация почвы, глубина которой варьируется от 0,2–0,3 до 1 м в зависимости от типа почв и прикладываемых нагрузок. При многократном воздействии на почву идет накопление уплотнения как в пахотном, так и подпахотном горизонтах.

Проблема переуплотнения почв связана не только с восстановлением плодородия почв и увеличением урожайности сельскохозяйственных культур, но и с вопросом устойчивого поведения агроэкологических систем.

Применявшиеся до сих пор методы исследования физико-механических свойств почв уже не могут удовлетворять новому уровню исследований. Необходимо разрабатывать такие методы, которые будут учитывать время и скорость воздействия на почву движителей, моделировать явления и прогнозировать процессы уплотнения на разных почвах с учетом их реологических свойств,

что в конечном итоге позволит учитывать скорости протекания деформации и прогнозировать ее величины, в зависимости от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок.

Предложенная математическая модель вибродинамического процесса взаимодействия системы «пневмоколесный движитель – почва» в виде эквивалентной одно- и двухмассовой колебательной систем, учитывающая параметры колебательной системы трактора, реологические свойства почвы и микронеровности рельефа опорной поверхности, позволит на стадии проектирования новой машины определить изменение плотности почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей.

На основании проведенных исследований доказано, что механико-математическая модель почвы в виде среды Кельвина, в отличие от ранее используемых тел Максвелла и Фойгта, наиболее точно описывает ее напряженное и деформированное состояние.

Установлены основные критерии подобия, позволяющие проводить исследования по уплотнению почв от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей методом физического моделирования, на основании которых при помощи полученных масштабных соотношений можно перейти от параметров модели к параметрам проектируемой техники. При исследовании уплотнения почв от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок целесообразно использовать две подсистемы: «почва – пневмоколесный движитель» и «пневмоколесный движитель – олов трактора».

В результате проведенных экспериментальных исследований установлено, что внесение послеуборочных остатков соломы ведет к уменьшению уплотнения почвы. Снижение внутришинного давления с 120 до 80 кПа позволит уменьшить уплотняемость почв на 6–8 %.

Для реализации снижения уплотнения почв от действующих вибродинамических нагрузок предложен алгоритм выбора параметров пневмоколесных движителей с допустимым воздействием на почву, которые соответствуют требованиям ГОСТ 26955–86.

Рассматривается моделирование систем машин с учетом экологической безопасности агроландшафтов. Показано, что система машин характеризуется циклами и периодами жизни, которые зависят от многих факторов, в том числе, и от физического состояния среды взаимодействия. Представлено влияние параметров машин на поведение агроэкосистем.

В основе создания системы машин необходимо учитывать их взаимодействие со средой. С одной стороны, среда и ее состояние влияют на работу машины, с другой – машины влияют на изменение физического состояния среды.

Предложены оригинальные конструкции системы подрессоривания (двигателей, подвесок, гасителей колебаний) мобильных энергосредств, использование которых позволит повысить надежность, долговечность работы, плавность хода и проходимость машинно-тракторного агрегата, улучшить условия работы оператора, снизить величину вертикальных вибродинамических нагрузок на опорную поверхность и уплотнение почвы, а, следовательно, сохранить экологию агроэколандшафтов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Vilde, A. Energetic and economic estimation of soil tillage systems. *Folia Universitatis Agriculturae Stetinensis* 195. – Szczecin, 1999. – P. 213–222.

2. Vilde A., Pirs E. Criteria for the Estimation of the Efficiency of Agricultural Tractors in Field Crop Cultivation. *Proceedings of the 7th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, May 29–30, 2008, Jelgava, Latvia. Jelgava, 2008. – P. 147–153.

3. Агрэкологія. Методологія, тэхналогія, эканоміка / В. А. Черніков [і др.] ; пад агул. рэд. В. А. Чернікова, А. І. Чекереса. – М. : КолосС, 2004. – 400 с.

4. Техніка сельскагаспадарства мабільная. Нормы ўздзействія рухавікоў на пачву: ГОСТ 26955–86, введ. 01.01.1987, дата актуалізацыі 17.09.2018. – Мінск : Беларус. гос. ін-т стандартызацыі і сертыфікацыі, 2018. – 7 с.

5. Кушнарев, А.С. Механіка-тэхналагічныя асновы апрацоўкі пачвы / А. С. Кушнарев, В. І. Кочев. – Кіев : Урожай, 1989. – 144 с.

6. Кравченко, В. И. Уплотнение почв машинами / В. И. Кравченко. – Алма-Ата : Наука, 1986. – 96 с.

7. Русанов, В. А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути их решения / В. А. Русанов. – М. : Всерос. ин-т механіз. сел. хоз-ва, 1998. – 368 с.

8. Иванцова, Н. Н. Моделирование взаимодействия движителей с почвой и снижение уплотняющего воздействия при работе машинно-тракторных агрегатов : автореферат дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Н. Н. Иванцова; [Место защиты: Моск. гос. агроинженер. ун-т им. В. П. Горячкина]. – М., 2011. – 18 с.

9. Бахтеев, Р. Х. Влияние колебаний колесного трактора на величину давлений шины на почву : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Р. Х. Бахтеев. – М., 1985. – 167 л.

10. Романюк, Н. Н. Снижение уплотняющего воздействия на почву вертикальными вибродинамическими нагрузками пневмоколесных движителей : дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03, 05.20.01 / Н. Н. Романюк. – Минск : БГАТУ, 2008. – 206 л.

11. Заленский, В. А. Обработка почвы и плодородие / В. А. Заленский, Я. У. Яроцкий. – 2-е изд. – Минск : Беларусь, 2004. – 542 с.

12. Качинский, Н. А. Структура почвы / Н. А. Качинский. – М. : Москов. гос. ун-т, 1963. – 100 с.

13. Пупонин, А. И. Обработка почвы в интенсивном земледелии Нечерноземной зоны / А. И. Пупонин. – М. : Колос, 1984. – 184 с.
14. Роль оптимизации физических свойств почв Белоруссии в повышении урожайности сельскохозяйственных культур / Н. И. Афанасьев [и др.]. – Минск : БелНИИТИ, 1985. – 35 с.
15. Афанасьев, Н. И. Основные проблемы физики дерново-подзолистых почв БССР и пути их решения / Н. И. Афанасьев // Почвоведение. – 1990. – № 5. – С. 128–138.
16. Ревут, И. Б. Физика почв / И. Б. Ревут. – 2-е изд. – Л. : Колос, 1972. – 368 с.
17. Кононов, А. М. Исследования реализации тягово-сцепных качеств и агротехнической проходимости колесных тракторов на суглинистой почве Белоруссии : автореф. дис. ...д-ра техн. наук : 05.20.01 / А. М. Кононов ; Белорус. с.-х. акад. – Горки, 1974. – 43 с.
18. Виссер, О. А. Плотность почвы и урожай картофеля / О. А. Виссер // Вестн. с.-х. науки. – 1965. – № 2. – С. 35–37.
19. Уплотнение почв ходовыми системами машин / И. С. Рабочев [и др.] // Земледелие. – 1978. – № 5 – С. 74–78.
20. Phillips, R.E. Soil compaction in the field and corn froth / R. E. Phillips, Don Kirkham // J. Agronomy. – 1962. – № 1. – P. 20 – 40.
21. Gruber, W. Auswirkungen des Befahrens von Ackerflehen auf die Bodenstruktur / W. Gruber // Kuratorium Techn. Bauwesen in Landwirtschaft. – Darmstadt, 1990. – № 145. – P. 11.
22. Ревут, И. Б. Теоретическое обоснование новых элементов технологии обработки почвы / И. Б. Ревут // Теоретические вопросы обработки почв. – Л. : Гидрометиониздат, 1969. – № 2. – С. 6–19.
23. Александров, Г. Влияние ходовых органов тракторов на структуру почвы / Г. Александров, Н. Королев // Техника в сельском хозяйстве. – 1974. – № 11. – С. 83.
24. Атаманюк, А. К. Влияние уплотнения почвы на ее структурные свойства / А. К. Атаманюк // Вопросы исследования и использования почв Молдавии. – Кишинев, 1966. – № 4. – С. 182–186.
25. Общее земледелие / под общ. ред. С. А. Воробьева, Д. И. Бурова. – М. : Колос, 1964. – 439 с.
26. Шептухов, В. Н. Влияние уплотняющего действия сельскохозяйственных машин на изменение физических, физико-механических свойств и плодородия дерново-подзолистых и пойменных почв (на примере Московской области) : автореф. дис. ...канд. с.-х. наук : 06.01.03 / В. Н. Шептухов ; Почвен. ин-т им. В. В. Докучаева. – М., 1979. – 25 с.

27. Белов, Г. Д. Уплотнение почвы и урожайность зерновых / Г. Д. Белов, А. П. Подолько. – Минск : Ураджай, 1985. – 64 с.

28. Нагорский, И. С. Научные основы повышения эффективности интенсивных технологий в сельскохозяйственном производстве / И. С. Нагорский // Техника в сел. хоз-ве. – 1989. – № 3. – С. 8–10.

29. Шершневу, Е. С. Почвозащитные технологии в США / Е. С. Шершневу, С. Л. Иоаннесян // Земледелие. – 1993. – № 8. – С. 44–45.

30. Деформация дерново-подзолистой почвы ходовыми системами тракторов и урожай / А. И. Пупонин [и др.] // Земледелие. – 1981. – № 6. – С. 22–24.

31. Кацыгин, В. В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий / В. В. Кацыгин // Вопросы сельскохозяйственной техники. – Минск : Ураджай, 1964. – № 13. – С. 5–147.

32. Гуськов, В. В. Тракторы / В. В. Гуськов. – Минск : Выш. шк., 1977. – 384 с.

33. Нугис, Э. Методика экспериментальных исследований по определению уплотняющего воздействия ходовых устройств сельскохозяйственной техники на почву / Э. Нугис, Э. Янсоо // Сб. науч. тр. / Эстон. науч.-исслед. ин-т. – 1976. – Вып. 39. – С. 245–253.

34. Шехурдин, А. П. Уплотнение почвы ходовыми аппаратами тракторов и машин / А. П. Шехурдин, М. Я. Турушев // Механиз. и электриф. сел. хоз-ва. – 1974. – № 1. – С. 38–39.

35. Вражнов, А. В. Деформация почвы мощными тракторами / А. В. Вражнов // Земледелие. – 1965. – № 12. – С. 27–29.

36. Королев, А. В. Изменение сложения пахотного слоя почвы под действием колес трактора / А. В. Королев // Зап. Ленинград. с.-х. ин-та. – Л., 1967. – Вып. 2. – Т. 117. – С. 33–43.

37. Орда, А. Н. Эколого-энергетические основы формирования машинно-тракторных агрегатов : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / А. Н. Орда. – Минск, 1997. – 269 л.

38. Влияние почвенных условий на формирование машинно-тракторных агрегатов / И. Н. Шило [и др.] // Агропанорама. – 2006. – № 1. – С. 7–11.

39. Добышев, А. С. Энергоресурсосберегающая технология возделывания пропашных культур / А. С. Добышев, Ф. Ф. Зубиков // Агропанорама. – 2006. – № 6. – С. 25–28.

40. Крупчатников, Р. А. Снижение отрицательного воздействия на почву движителей малогабаритного трактора класса 0,2 : автореф. дис. ... канд. с.-х. наук : 06.01.01, 05.20.01 / Р. А. Крупчатников ; Курск. с.-х. акад. – Курск, 2004. – 17 с.

41. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства // В. В. Кацыгин [и др.]. – Минск : Наука и техника, 1982. – 272 с.

42. Шило, И. Н. Оптимизация стратегии технического оснащения сельскохозяйственного производства в условиях различных форм хозяйствования : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / И. Н. Шило; ЦНИИ механиз. и электриф. сел. хоз-ва. – Минск, 1993. – 36 с.

43. Форсблад, Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований / Л. Форсблад. – М. : Транспорт, 1987. – 188 с.

44. Агейкин, Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я. С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.

45. Бабков, В. Ф. Проходимость колесных машин по грунту / В. Ф. Бабков, А. К. Бируля, В. М. Сиденко. – М. : Автотрансиздат, 1959. – 190 с.

46. Беккер, М. Г. Введение в теорию систем местность – машина / М. Г. Беккер. – М. : Машиностроение, 1973. – 520 с.

47. Пигулевский, М. Х. Основы и методы экспериментального изучения почвенной деформации / М. Х. Пигулевский // Теория, конструкция и расчет с.-х. машин. – М. : Сельхозгиз, 1936. – 145 с.

48. Чудаков, Д. А. Основы теории трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – 2-е изд. – М. : Колос, 1972. – 384 с.

49. Водяник, И. И. Воздействие ходовых систем на почву / И. И. Водяник. – М. : Агропромиздат, 1990. – 172 с.

50. Скотников, В. А. Проходимость машин / В. А. Скотников, А. В. Пономарев, А. В. Климанов. – М. : Наука и техника, 1982. – 328 с.

51. Корчунов, С. С. Несущая способность и деформация низинной торфяной залежи / С. С. Корчунов // Тр. ВНИИТГП. – М.; Л. : Госэнергоиздат, 1948. – С. 32–43.

52. Баркан, Д. Д. Расчет и проектирование фундаментов под машины с динамическими нагрузками / Д. Д. Баркан. – Л. : Стройиздат, 1938. – 284 с.

53. Савинов, О. А. Расчеты свайных фундаментов энергетических сооружений на динамические нагрузки / О. А. Савинов. – Л. : Энергия, 1976. – 42 с.

54. Уплотнение грунтов и щебеночных оснований методом вибрирования : сб. науч. трудов / Дорож. НИИ. – М., 1966. – 20 с.
55. Хархута, Н. Я. Уплотнение грунтов вибрационными машинами / Н. Я. Хархута. – М. : Транспорт, 1975. – 185 с.
56. Баркан, Д. Д. Виброметод в строительстве / Д. Д. Баркан. – М. : Госстройиздат, 1959. – 315 с.
57. Амарян, Л. С. Прочность и деформируемость торфяных грунтов / Л. С. Амарян. – М. : Недра, 1969. – 191 с.
58. Lorentz, H. Grundbau dunamic / H. Lorentz. – Berlin, 1962. – P. 12.
59. Савинов, О. А. Современные конструкции фундаментов под машины и их расчет / О. А. Савинов. – Л. : Стройиздат, 1979. – 200 с.
60. Кравченко, В. И. Уплотнение при динамическом воздействии движителей тракторов на почву / В. И. Кравченко // Науч. тр. Украин. с.-х. акад. – 1979. – Вып. 212. – С. 57–61.
61. Золоторевская, Д. И. Взаимодействие колес с грунтом при последовательных проходах по одному следу / Д. И. Золоторевская // Изв. Тимирязев. с.-х. акад. – 1968. – № 3. – С. 202–211.
62. Золоторевская, Д. И. Взаимосвязь различных математических моделей деформирования почв / Д. И. Золоторевская // Механиз. и электриф. сел. хоз-ва. – 1983. – № 5. – С. 10–15.
63. Ишлинский, А. Ю. Механика вязкопластических и не вполне упругих тел / А. Ю. Ишлинский. – М. : Наука, 1985. – 360 с.
64. Хархута, Н. Я. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог / Н. Я. Хархута, Ю. М. Васильев. – М. : Транспорт, 1975. – 285 с.
65. Горячкин, В. П. Собрание сочинений : в 3 т. / В. П. Горячкин. – М. : Колос, 1965. – Т. 1 : Теория колес. – С. 262–268.
66. Перспективные мобильные энергетические средства для сельскохозяйственного производства // В. В. Кацыгин [и др.]. – Минск : Наука и техника, 1982. – 272 с.
67. Ксеневич, И. П. Ходовая система – почва – урожай / И. П. Ксеневич, В. А. Скотников, М. И. Ляско. – М. : Агропромиздат, 1985. – 304 с.
68. Ульянов, Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин : теория и расчет / Н. А. Ульянов. – М. : Машиностроение, 1982. – 279 с.
69. Ляско, М. И. Методика определения удельных давлений ходовых систем на почву / М. И. Ляско, Е. В. Рубенчик, Л. Н. Кутин // Реферат. сб. / ЦНИИТЭМ. – М., 1979. – № 7. – С. 6–11.

70. Агейкин, Я. С. Вездеходные колесные и комбинированные движители / Я. С. Агейкин. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.

71. Кнороз, В. И. О распределении давлений в контакте шины с опорной поверхностью / В. И. Кнороз, И. П. Петров // Науч. тр. / НАМИ. – 1965. – Вып. 79. – С. 74–81.

72. Чигарев, Ю. В. Определяющие параметры свойств почвы при ее уплотнении колесными движителями и их определение / Ю. В. Чигарев // Повышение проходимости сельскохозяйственной техники на почвах с низкой несущей способностью : сб. научн. тр. Белорус. с.-х. акад. – Горки, 1989. – С. 58–63.

73. Методология разработки теории системы сельскохозяйственных машин / Ю. В. Чигарев [и др.]. – Киров : ФГБНУ «НИИСХ Северо-Востока», 2014. – 176 с.

74. Маршак, А. Л. О профиле поверхности пневматических колес при контакте их с почвой / А. Л. Маршак // С.-х. машины. – 1956. – № 3. – С. 22–24.

75. Кнороз, В. И. Шины и колеса / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников. – М. : Машиностроение, 1975. – 184 с.

76. Горин, Г. С. Исследование и обоснование типа подвески гусеничного скоростного трактора класса 3 т: дис. ...канд. техн. наук : 195 / Г. С. Горин. – Минск, 1969. – 203 л.

77. Волошин, Ю. Л. К расчету оптимальной системы подрессоривания транспортных машин / Ю. Л. Волошин, А. В. Синева, Ю. В. Степанов // Тракторы и с.-х. машины. – 1977. – № 9. – С. 7–10.

78. Попов, Д. А. Методика испытания тракторов на плавность хода / Д. А. Попов, В. И. Субботин // Тракторы и с.-х. машины. – 1970. – № 5. – С. 3–5.

79. Попов, Д. А. Системы подрессоривания современных тракторов / Д. А. Попов. – М. : Машиностроение, 1974. – 172 с.

80. Улицкий, Е. Я. О влиянии колебаний колесного трактора на его эксплуатационные показатели / Е. Я. Улицкий, В. Д. Цвик // Всесоюз. ин-т механ. сел. хоз-ва. – 1978. – № 36. – С. 3–6.

81. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.

82. Анилович, В. Я. О методе расчета колебаний скоростных тракторов при езде по неровностям / В. Я. Анилович // Тракторы и с.-х. машины. – 1965. – № 6. – С. 15 – 18.

83. Гоберман, Л. А. Прикладная механика колесных машин / Л. А. Гоберман. – М. : Машиностроение, 1974. – 311 с.

84. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – 392 с.

85. Пархиловский, И. Г. Скоростные режимы движения на дорогах различного микропрофиля / И. Г. Пархиловский // Тр. Горьков. с.-х. ин-та. – 1979. – № 126. – С. 68–74.

86. Колебания автомобиля. Испытания и исследования / Я. М. Певзнер [и др.]. – М. : Машиностроение, 1979. – 208 с.

87. Субботин, В. И. Выбор участков неровных дорог и искусственных препятствий для испытания тракторов на плавность хода / В. И. Субботин // Вопросы исследования колебаний сельскохозяйственных тракторов : сб. тр. НАТИ / Гос. науч. исслед. трактор. ин-т ; под науч. ред. А. В. Васильева. – М. : 1966. – № 183. – С. 107–138.

88. Кутин, Л. Н. Оценка возмущающего воздействия микропрофиля дорог на подрессоренный остов трактора / Л. Н. Кутин // сб. тр. НАТИ / Гос. науч. исслед. трактор. ин-т ; под науч. ред. А. В. Васильева. – М. : 1970. – № 208. – С. 5–23.

89. Цвик, Б. Д. Исследование системы активной виброзащиты трактора при случайном воздействии : автореф. дис. ...канд. техн. наук : 05.20.01 / Б. Д. Цвик ; Всесоюз. ин-т механиз. сел. хоз-ва. – М., 1976. – 24 с.

90. Бобиков, Н. Ф. Исследование плавности хода трактора Т-40 / Н. Ф. Бобиков, Ю. Л. Волошин, Е. Г. Попов // Вопросы исследования колебаний сельскохозяйственных тракторов : сб. тр. НАТИ / Гос. науч. исслед. трактор. ин-т ; под науч. ред. А. В. Васильева. – М. : 1966. – № 183. – С. 3–34.

91. Denfors, B. Jord-fordon och maskiner. Hjultriket och risken for skadling pasning / B. Denfors. – Uppsala, 1970. – P. 18–20.

92. Karczewski, T. Wplyw predkosci przejazdu na zmiany zageszchaja gleby przen kola maszyn rolniczych-zeszyty problem Postepow Nauk roln / T. Karczewski. – Warszawa, 1978. – Z. 201. – S. 69–74.

93. Tran, D. T. Effect of an innovative vertical vibro – tracked vehicle on soil compaction / D. T. Tran, T. Muro // J. of Terramechanics. – 2004. – № 41. – P. 1–23.

94. Вялов, С. С. Реологические основы механики грунтов / С. С. Вялов. – М. : Высш. шк., 1978. – 447 с.

95. Ляхов, Г. М. Волны в грунтах и пористых многокомпонентных средах / Г. М. Ляхов. – М. : Наука, 1982. – 288 с.

96. Месчян, С. Р. Экспериментальная реология глинистых грунтов / С. Р. Месчян. – М. : Недра, 1985. – 342 с.

97. Рейнер, М. Реология / М. Рейнер. – М. : Наука, 1965. – 223 с.
98. Чигарев, Ю. В. Агротехническая повреждаемость почв при ударных нагрузках от эксплуатируемых сельскохозяйственных машин и орудий / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк // Вес. Акад. аграр. навук Рэсп. Беларусь. – 1997. – № 3. – С. 68–70.
99. Романюк, Н. Н. Определение деформации почвы от вибрационных нагрузок сельскохозяйственных движителей / Н. Н. Романюк // Моделирование и прогнозирование аграрных энергосберегающих процессов и технологий : материалы Междунар. науч.-технич. конф., Минск, 22–24 апреля 1998 г. : в 2 ч. / М-во сел. хоз-ва и продовол. Респ. Беларусь, Акад. аграр. наук Респ. Беларусь, Белорус. гос. аграр. техн. ун-т, Белорус. ассоц. агроинженеров, Агротехнаука ; редкол.: Ю. В. Чигарев, А. В. Крутов. – Минск, 1998. – Ч. 2. – С. 34–37.
100. Ляхов, Г. М. Продольные волны в линейных вязкоупругих средах / Г. М. Ляхов, К. С. Султанов // Изв. Акад. наук СССР, Физика Земли. – 1978. – № 8. – С. 46–53.
101. Вадюнина, А. Ф. Методы исследования физических свойств почв / А. Ф. Вадюнина, З. А. Корчагина. – М. : Агропромиздат, 1986. – 416 с.
102. Чигарев, Ю. В. Экспресс диагностика оценки агрофизического состояния почвы / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, А. С. Коротченко // Ekologiczne aspekty mechanizacji produkcji roslinnej : X Miedzynarodowe sympozjum, Warszawa-Melitopol, 3–5 wrzesnia 2003 г. / In-t Budownictwa Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa. – Warszawa-Melitopol, 2003. – P. 61–68.
103. Бируля, А. К. Эксплуатация автомобильных дорог / А. К. Бируля. – М. : Транспорт, 1966. – 326 с.
104. Зеленин, А. Н. Машины для земляных работ / А. Н. Зеленин, В. И. Баловнев, И. П. Керов. – М. : Машиностроение, 1975. – 422 с.
105. Черкасов, И. И. Механические свойства грунтов в дорожном строительстве / И. И. Черкасов. – М. : Транспорт, 1976. – 247 с.
106. Зайдельман, И. И. Физическое моделирование гусеничного движителя землеройно-транспортной машины и вопросы построения физико-математической модели системы : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.04 / И. И. Зайдельман. – М., 1974. – 214 л.
107. Покровский, Г. И. Трение и сцепление в грунтах / Г. И. Покровский. – М.; Л. : Госстойиздат, 1941. – 60 с.
108. Ульянов, Н. А. Основы теории и расчета колесного движителя землеройных машин / Н. А. Ульянов. – М. : Машгиз, 1961. – 208 с.

109. Чигарев, Ю. В. Способы снижения вибродинамических нагрузок, передаваемых машинно-тракторными агрегатами на почву / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, С. П. Адамчик // Агропанорама. – 2003. – № 4. – С. 7–10.

110. Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.

111. Гайцгори, М. М. Колебания колесных землеройно-транспортных машин / М. М. Гайцгори, Е. Ю. Малиновский. – М. : ЦНИИТЭстромаш, 1970. – 67 с.

112. Зимелев, Г. В. Теория автомобиля / Г. В. Зимелев. – М. : Mashgiz, 1959. – 312 с.

113. Полунгян, А. А. Колебания колесной машины и ее систем / А. А. Полунгян, А. Б. Фоминых, Л. Ф. Жеглов. – М. : Москов. гос. техн. ун-т, 1992. – 110 с.

114. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. – М. : Высш. шк., 1966. – 256 с.

115. Хачатуров, А. А. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / А. А. Хачатуров. – М. : Машиностроение, 1976. – 536 с.

116. Бухин, Б. Л. Динамические характеристики пневматических шин / Б. Л. Бухин, Г. И. Литинский, В. В. Шумаев. – М. : ЦНИИТ-ЭНефтехим, 1982. – 69 с.

117. Пархиловский, И. Г. Исследование вероятностных характеристик поверхностей распространенных типов дорог / И. Г. Пархиловский // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 8. – С. 18–22.

118. Исследование вероятностных характеристик микропрофиля поверхностей полей, подготовленных под посев / И. Н. Шилов [и др.] // Агропанорама. – 2008. – № 1. – С. 2–4.

119. Чигарев, Ю. В. Моделирование динамического взаимодействия пневмоколесных движителей с почвой в виде одно- и двухмассовой колебательной системы / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, И. Г. Рутковский // Теоретическая и прикладная механика. – 2006. – № 21. – С. 152–162.

120. Бойков, В. П. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин / В. П. Бойков, В. Н. Белковский. – М. : Агропромиздат, 1988. – 240 с.

121. Барский, И. Б. Расчет подвесок тракторов / И. Б. Барский, Р. А. Тепер, Ю. К. Колодий. – М. : Москов. автотехн. ин-т, 1979. – 67 с.
122. Кнороз, В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
123. Полевой прибор для экспресс-анализа разуплотняемости почв / Ю. В. Чигарев [и др.] // Проблемы механизации, электрификации сельского хозяйства и подготовки инженерных кадров : тез. науч.-техн. конф., Минск, 16–19 апр. 1991 г. / Белорус. ин-т механизации сел. хоз-ва. – Минск, 1991. – С. 59–60.
124. Мельников, С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рощин. – 2-е изд. – Л. : Колос, 1980. – 168 с.
125. Налимов, В. В. Теория эксперимента / В. В. Налимов. – М. : Наука, 1971. – 208 с.
126. Баловнев, В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Высш. шк., 1981. – 335 с.
127. Баловнев, В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев. – М. : Машиностроение, 1994. – 432 с.
128. Луканин, Ю. В. Теория подобия при деформации почв / Ю. В. Луканин // Ученые зап. фак. механиз. сел. хоз-ва. – Пенза, 1964. – № 8 – С. 146–157.
129. Брянский, Ю. А. Взаимодействие пневматических колес с деформируемыми опорными поверхностями / Ю. А. Брянский, Е. Д. Каран. – М. : ЦНИИТЭСтроймаш, 1971. – 71 с.
130. Керов, И. П. Применение теории подобия к расчету сопротивлений при движении в сыпучих телах и вязких средах / И. П. Керов // Тр. горно-геол. ин-та. – Новосибирск, 1957. – Вып. 19. – С. 299–317.
131. Теоретические основы при моделировании взаимодействия колесных движителей с почвой методом подобия / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк и др. // Агропанорама. – 2005. – № 4. – С. 2–4.
132. Чигарев, Ю. В. Исследование вибродинамического воздействия движителей колесных тракторов на почву методом физического моделирования / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, В. М. Микула // *Ekologiczne aspekty mechanizacji produkcji roslinnej : XI Miedzynarodowe sympozjum, Warszawa, 13–14 wrzesnia 2005 r. / Szkoła Glowna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie, Wydział Inzynierii produkcji. – Warszawa, 2005. – P. 67–73.*

133. Бидерман, В. Л. Автомобильные шины / В. Л. Бидерман. – М., 1963. – 384 с.

134. Цупак, А. В. Электропривод центрифуг и вибромеханизмов сельскохозяйственного назначения / А. В. Цупак. – Л., 1985. – 37 с.

135. Кожевников, Г. Н. Разработка метода физического моделирования процессов почвообработки в условиях почвенных каналов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / Г. Н. Кожевников ; Всесоюз. ин-т механиз. сел. хоз-ва. – М., 1971. – 30 с.

136. Шило, И. Н. Исследование влияния вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей на уплотнение почвы методом подобия / И. Н. Шило, Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк // Агропанорама. – 2007. – № 2. – С. 2–5.

137. Чигарев, Ю. В. Метод подобия в оценке динамического воздействия на почву сельскохозяйственных движителей / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк // Теоретическая и прикладная механика. – 2006. – № 21. – С. 217–225.

138. Эксплуатация машинно-тракторного парка : учеб. пособие для с.-х. вузов / А. П. Ляхов [и др.] ; под ред. Ю. В. Будько. – Минск : Ураджай, 1991. – 336 с.

139. Стенд для исследования взаимодействия колес с почвой при статическом и вибродинамическом характере нагружения : пат. 3002 Респ. Беларусь, МПК G 01M17/00 / Н. Н. Романюк, Ю. В. Чигарев, К. В. Сашко, А. Л. Вольский, С. И. Сыско, В. М. Микула ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u 20060112; заявл. 22.02.2006; опубл. 30.08.2006 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2006. – № 4. – С. 191.

140. Стенд для исследования взаимодействия колес с почвой при статическом и вибродинамическом характере нагружения : пат. 3301 Респ. Беларусь, МПК G 01M17/00 / Н. Н. Романюк, Ю. В. Чигарев, К. В. Сашко, А. Л. Вольский, И. Г. Рутковский, Ю. Ф. Вошило, А. В. Долгалев, Д. П. Полоз ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u 20060446; заявл. 04.07.2006; опубл. 28.02.07// Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 1. – С. 197–198.

141. Стенд для исследования взаимодействия колес с почвой при статическом и вибродинамическом характере нагружения : пат. 3686 Респ. Беларусь, МПК G 01M17/00 / Н. Н. Романюк, Ю. В. Чигарев, К. В. Сашко, И. Г. Рутковский, А. С. Коротченко, Д. В. Попко, А. В. Долгалев; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. –

№ и 20060861; заявл. 22.12.2006; опубл. 30.06.07// Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 3. – С. 224–225.

142. Стенд для исследования взаимодействия колес с почвой при статическом и вибродинамическом характере нагружения : пат. 3692 Респ. Беларусь, МПК G 01M17/00 / Н. Н. Романюк, Ю. В. Чигарев, К. В. Сашко, А. Л. Вольский; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20060881; заявл. 27.12.2006; опубл. 30.06.07// Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 3. – С. 225.

143. Стенд для исследования взаимодействия колес с почвой : инновац. пат. на изобр. 31580 А4 Респ. Казахстан, МПК G01M 17/00 / С. О. Нукешев (KZ); Н. Н. Романюк (BY); В. А. Агейчик (BY); Е. С. Ахметов (KZ); К. Д. Есхожин (KZ); В. Н. Романюк (BY); заявитель АО «Казахский агротехнический университет им. Сакена Сейфуллина». – № 2015/0050.1; заявл. 15.01.2015; зарегистрир. 16.02.2015 // Государственный реестр изобретений Респ. Казахстан. – 2016. – Бюл. № 12.

144. Быховский, И. И. Центробежный вибрационный привод строительных и дорожных машин / И. И. Быховский, А. М. Виленкин. – М. : ЦНИИТЭСтроймаш, 1968. – 58 с.

145. Чигарев, Ю. В. Уплотнение почвы машинно-тракторным агрегатом при неровном рельефе / Ю. В. Чигарев, И. Н. Шило, Н. Н. Романюк // Механика машин, механизмов и материалов. – 2008. – № 2 (3). – С. 29–34.

146. Комбинированный агрегат для противоэрозионной обработки почвы : пат. 3877 Респ. Беларусь, МПК А 01 В 79/00 / И. Н. Шило, Ю. В. Чигарев, А. С. Коротченко, Н. Н. Романюк; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20070182; заявл. 15.03.2007; опубл. 30.10.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 5. – С. 158–159.

147. Чигарев, Ю. В. Моделирование систем машин с учетом экологической безопасности агроландшафтов / Ю. В. Чигарев, И. Н. Шило, Н. Н. Романюк, М. И. Назарова // Агропанорама, 2007. – № 3. – С. 5–8.

148. Волькенштейн, М. В. Биофизика / М. В. Волькенштейн. – М. : Лань, 2008. – 608 с.

149. Займан, Дж. Модели беспорядка. Теоретическая физика однородно неупорядоченных систем / Дж. Займан. – М. : Мир, 1982. – 592 с.

150. Чыгароў, Ю. У. Ацэнка агратэхнічнага пашкоджання глебы пры тэхнічным дэфармаванні / Ю. У. Чыгароў // Весці АН БССР. – 1991. – № 3. – С. 51–55.

151. Колесо низкаго давления и повышенного демпфирования : пат. 12456 С2 Респ. Беларусь, МПК В60С11/02 / И. Н. Шило, Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, М. Г. Мелешко, А. Д. Кузнецов, И. Н. Усс, В. Г. Ермаленок; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20070717; заявл. 12.06.2007; опубл. 30.10.2009 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. 2009.– № 5. – С. 70.

152. Колесо низкаго давления и повышенного демпфирования : пат. 3685 Респ. Беларусь, МПК В 60В 15/00 / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, А. Д. Кузнецов, В. Г. Ермаленок; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20060860; заявл. 22.12.2006; опубл. 30.06.07// Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэл. уласнасці. – 2007. – № 3. – С. 189.

153. Колесо низкаго давления и повышенного демпфирования : пат. 3687 Респ. Беларусь, МПК В 60В 15/00, В 60С 11/00 / Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, А. Д. Кузнецов, В. Г. Ермаленок, Н. Н. Стасюкевич, К. В. Сашко; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20060864; заявл. 22.12.2006; опубл. 30.06.07// Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 3. – С. 189.

154. Колесо низкаго давления и повышенного демпфирования : пат. 4074 Респ. Беларусь, МПК В60С11/02 / И. Н. Шило, Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, К. В. Сашко, М. Г. Мелешко, А. Д. Кузнецов, И. Н. Усс, В. Г. Ермаленок; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20070423; заявл. 12.06.2007; опубл. 30.12.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 6. – С. 194–195.

155. Колесо низкаго давления и повышенного демпфирования : пат. 4075 Респ. Беларусь, МПК В60С11/02 / И. Н. Шило, Ю. В. Чигарев, Н. Н. Романюк, К. В. Сашко, М. Г. Мелешко, А. Д. Кузнецов, И. Н. Усс, В. Г. Ермаленок; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № и 20070424; заявл. 12.06.2007; опубл. 30.12.2007 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2007. – № 6. – С. 195.

156. Колесный движитель : пат. 15275 С2 Респ. Беларусь, МПК В 60В 15/08 ; В 60С 27/20 / И. Н. Шило, В. А. Агейчик, Н. Н. Романюк, А. В. Агейчик; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20091391; заявл. 30.09.2009; опубл. 30.12.2011 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2011. – № 6. – С. 93–94.

157. Колесный движитель : пат. 15955 С2 Респ. Беларусь, МПК В 60В 15/08 ; В 60С 27/20 / И.Н. Шило, В. А. Агейчик, Н. Н. Романюк,

А. В. Агейчик; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20100169; заявл. 08.02.2010; опубл. 30.06.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3. – С. 99–100.

158. Движитель колесный : пат. 15959 С2 Респ. Беларусь, МПК В 60В 15/08 ; В 60С 27/20 / И. Н. Шило, В. А. Агейчик, Н. Н. Романюк, А. В. Агейчик; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20100326; заявл. 05.03.2010; опубл. 30.06.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 3. – С. 100.

159. Шина бескамерного колеса : патент 17207 С1 Респ. Беларусь, МПК В 60С 7/10 ; В 60В 9/10 / И. Н. Шило, В. А. Агейчик, Н. Н. Романюк, А. В. Агейчик; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20110053; заявл. 14.01.2011; опубл. 30.06.2013 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – № 3. – С. 83–84.

160. Бескамерное колесо с элементами подрессоривания : инновационный пат. на изобр. 29605 А4 Респ. Казахстан, МПК В60В 9/12 / М. Ф. Баймухамедов (KZ); В. Г. Кушнир (KZ); О. А. Бенюх (KZ); Н. Н. Романюк (BY); В. А. Агейчик (BY); В. Н. Романюк (BY); заявитель Костанайский социально-технический университет имени академика Зулхарнай Алдамжара. – № 2014/0174.1; заявл. 14.02.2014; зарегистрир. 16.03.2015 // Государственный реестр изобретений Респ. Казахстан. – 2015. – Бюл. № 3.

161. Подвеска транспортного средства : пат. 9645 U Респ. Беларусь, МПК В 60G 11/00 ; F 16F 13/00 / И. Н. Шило (BY), Н. Н. Романюк (BY), В. А. Агейчик (BY), С. О. Нукешев (KZ), Д. З. Есхожин (KZ); заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u 20130358; заявл. 23.04.2013; опубл. 30.10.2013 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – № 5. – С. 183–184.

162. Гидравлический демпфер : пат. 19062 С1 Респ. Беларусь, МПК F 16F 9/14; F 16F 5/00 / И. Н. Шило, Н. Н. Романюк, В. А. Агейчик; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № а 20111290; заявл. 05.10.2011; опубл. 30.04.2015 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2015. – № 2. – С. 75.

163. Гидравлический гаситель колебаний : патент 8087 U Респ. Беларусь, МПК F16F9/14, F16F5/00 / И. Н. Шило, Н. Н. Романюк, В. А. Агейчик; заявитель Беларус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u 20110761; заявл. 05.10.2011; опубл. 30.04.2012 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 2. – С. 246.

164. Гидравлический гаситель колебаний для транспортного средства : пат. 9708 U Респ. Беларусь, МПК В 61F 5/10 ; F 16F 9/18 ; F 16F 9/34 / И. Н. Шило (BY), Н. Н. Романюк (BY), В. А. Агейчик (BY), С. О. Нукешев (KZ), Д. З. Есхожин (KZ), С. К. Тойгамбаев (KZ) ; заявитель Белорус. гос. аграр. техн. ун-т. – № u 20130389 ; заявл. 06.05.2013; опубл. 30.12.2013 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – № 6. – С. 196.

165. Магнитный гидравлический амортизатор : инновац. пат. на изобр. 29440 А4 Респ. Казахстан, МПК F16F9/19 / С. О. Нукешев (KZ), Н. Н. Романюк (BY), В. А. Агейчик (BY), В. Н. Романюк (BY), Д. З. Есхожин (KZ); заявитель Казахский агротехнический университет им. Сакена Сейфуллина. – № 2014/0316.1; заявл. 14.03.2014; зарегистрир. 25.12.2014 // Государственный реестр изобретений Респ. Казахстан. – 2014. – Бюл. № 12.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Программа «Расчет плотности почвы от действующих вертикальных вибродинамических нагрузок пневмоколесных движителей»

Программа написана в среде Borland Delphi version 7.0.
Текст программы:

```
unit Work;

interface

uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, StdCtrls, TeEngine, Series, ExtCtrls, TeeProcs, Chart,
  XPMan,
  Menus, ComCtrls, Math, ExtDlgs, Buttons;

type
  TForm1 = class(TForm)
    XPManifest1: TXPManifest;
    MainMenu1: TMainMenu;
    N1: TMenuItem;
    N2: TMenuItem;
    N3: TMenuItem;
    N4: TMenuItem;
    N6: TMenuItem;
    SaveDialog1: TSaveDialog;
    Label15: TLabel;
    Label28: TLabel;
    Label30: TLabel;
    N5: TMenuItem;
    PageControl1: TPageControl;
    TabSheet1: TTabSheet;
    GroupBox1: TGroupBox;
    Label1: TLabel;
```

Label2: TLabel;
Label3: TLabel;
Label11: TLabel;
Label12: TLabel;
Label27: TLabel;
Label25: TLabel;
Label29: TLabel;
Label31: TLabel;
Label51: TLabel;
Label39: TLabel;
Label40: TLabel;
Label42: TLabel;
Label43: TLabel;
Edit1: TEdit;
CheckBox1: TCheckBox;
Edit2: TEdit;
CheckBox2: TCheckBox;
Edit3: TEdit;
CheckBox3: TCheckBox;
Edit4: TEdit;
CheckBox4: TCheckBox;
CheckBox11: TCheckBox;
Edit11: TEdit;
CheckBox24: TCheckBox;
Edit24: TEdit;
CheckBox21: TCheckBox;
Edit21: TEdit;
Edit25: TEdit;
CheckBox25: TCheckBox;
CheckBox26: TCheckBox;
Edit26: TEdit;
CheckBox41: TCheckBox;
Edit41: TEdit;
CheckBox32: TCheckBox;
Edit32: TEdit;
CheckBox33: TCheckBox;
Edit33: TEdit;
CheckBox37: TCheckBox;

Edit37: TEdit;
GroupBox2: TGroupBox;
Label17: TLabel;
Label20: TLabel;
Label21: TLabel;
Label22: TLabel;
Label23: TLabel;
Label24: TLabel;
Label26: TLabel;
Label16: TLabel;
Label14: TLabel;
Label13: TLabel;
Label10: TLabel;
Label5: TLabel;
Label6: TLabel;
Label7: TLabel;
Label8: TLabel;
Label33: TLabel;
Edit16: TEdit;
CheckBox16: TCheckBox;
Edit17: TEdit;
CheckBox17: TCheckBox;
Edit18: TEdit;
CheckBox18: TCheckBox;
Edit19: TEdit;
CheckBox19: TCheckBox;
Edit20: TEdit;
CheckBox20: TCheckBox;
Edit22: TEdit;
CheckBox22: TCheckBox;
Edit23: TEdit;
CheckBox23: TCheckBox;
Edit13: TEdit;
CheckBox13: TCheckBox;
CheckBox12: TCheckBox;
Edit12: TEdit;
CheckBox10: TCheckBox;
Edit10: TEdit;

CheckBox8: TCheckBox;
CheckBox5: TCheckBox;
Edit5: TEdit;
CheckBox6: TCheckBox;
Edit6: TEdit;
CheckBox7: TCheckBox;
Edit7: TEdit;
Edit8: TEdit;
RadioGroup2: TRadioGroup;
GroupBox3: TGroupBox;
Label34: TLabel;
Label35: TLabel;
Label36: TLabel;
Label37: TLabel;
Label44: TLabel;
Label45: TLabel;
Label47: TLabel;
Label46: TLabel;
Label48: TLabel;
Label38: TLabel;
Label53: TLabel;
Label63: TLabel;
Label9: TLabel;
Label32: TLabel;
Edit27: TEdit;
CheckBox27: TCheckBox;
Edit28: TEdit;
CheckBox28: TCheckBox;
Edit29: TEdit;
CheckBox29: TCheckBox;
Edit30: TEdit;
CheckBox30: TCheckBox;
Edit31: TEdit;
CheckBox31: TCheckBox;
Edit36: TEdit;
CheckBox36: TCheckBox;
Edit38: TEdit;
CheckBox38: TCheckBox;

```
Edit39: TEdit;
CheckBox39: TCheckBox;
CheckBox43: TCheckBox;
Edit43: TEdit;
CheckBox40: TCheckBox;
Edit40: TEdit;
Button1: TButton;
RadioGroup1: TRadioGroup;
CheckBox9: TCheckBox;
Edit9: TEdit;
CheckBox14: TCheckBox;
Edit14: TEdit;
CheckBox42: TCheckBox;
Edit42: TEdit;
ListBox1: TListBox;
TabSheet3: TTabSheet;
Memo1: TMemo;
Label54: TLabel;
RadioGroup3: TRadioGroup;
CheckBox35: TCheckBox;
Label4: TLabel;
Edit35: TEdit;
CheckBox15: TCheckBox;
Label18: TLabel;
Label19: TLabel;
Edit15: TEdit;
Label50: TLabel;
CheckBox44: TCheckBox;
Label49: TLabel;
Edit44: TEdit;
Label41: TLabel;
CheckBox34: TCheckBox;
Edit34: TEdit;
procedure Button2Click(Sender: TObject);
procedure Button1Click(Sender: TObject);
procedure N2Click(Sender: TObject);
procedure CheckBox1Click(Sender: TObject);
procedure FormCreate(Sender: TObject);
```

```

procedure N6Click(Sender: TObject);
procedure N5Click(Sender: TObject);
procedure TabSheet2Show(Sender: TObject);

private
  { Private declarations }
  procedure Input(Mess:string);
  procedure EnterData;
public
  { Public declarations }
  procedure Save;
end;
const g = 9.8;
var
  Form1: TForm1;
  error:Boolean;
  Rk, R0, E, K, mi, t, L, C, Ed, Ec, ni, gm, Vk, ga, Gd, qc, C0, B0, D0,
  O, Fkp, zi, Fk, k1, a, b, alfa, pw, Bsh, D, k0, h, ropt, lbd, lm, n, wsh, M,
  ymax, qdop, Csh, A5, B5, C1, C2, Av, F5, betta, gamma, hsh, Ksh, Rpr
  :extended;
  FileName: String;
implementation

{$R *.dfm}
procedure TForm1.Input(Mess:string);
begin
  if pos( 'Ошибка' , mess ) <> 0 then error := true;
  ListBox1.Items.Add( mess );

end;

procedure TForm1.EnterData;
begin
if CheckBox1.Checked = true then Vk := StrToFloat( Edit1.Text ); //
if CheckBox2.Checked = true then Ec := StrToFloat( Edit2.Text ); //
if CheckBox3.Checked = true then Ed := StrToFloat( Edit3.Text ); //
if CheckBox4.Checked = true then ni := StrToFloat( Edit4.Text ); //
if CheckBox5.Checked = true then L := StrToFloat( Edit5.Text ); //

```

```

if CheckBox6.Checked = true then K := StrToFloat( Edit6.Text ); //
if CheckBox7.Checked = true then C := StrToFloat( Edit7.Text ); //
if CheckBox8.Checked = true then gm := StrToFloat( Edit8.Text ); //
if CheckBox9.Checked = true then A5 := StrToFloat( Edit9.Text ); //
if CheckBox10.Checked = true then mi :=StrToFloat( Edit10.Text ); //
if CheckBox11.Checked = true then R0 := StrToFloat(Edit11.Text); //
if CheckBox12.Checked = true then Rk := StrToFloat(Edit12.Text); //
if CheckBox13.Checked = true then E := StrToFloat( Edit13.Text ); //
if CheckBox14.Checked = true then B5 := StrToFloat(Edit14.Text ); //
if CheckBox15.Checked = true then ropt:= StrToFloat(Edit15.Text ); //
if CheckBox16.Checked = true then qc := StrToFloat(Edit16.Text ); //
if CheckBox17.Checked = true then Fkp:= StrToFloat(Edit17.Text); //
if CheckBox18.Checked = true then Fk := StrToFloat(Edit18.Text ); //
if CheckBox19.Checked = true then Gd := StrToFloat(Edit19.Text ); //
if CheckBox20.Checked = true then zi := StrToFloat( Edit20.Text ); //
if CheckBox21.Checked = true then D := StrToFloat( Edit21.Text ); //
if CheckBox22.Checked = true then a := StrToFloat( Edit22.Text ); //
if CheckBox23.Checked = true then b := StrToFloat( Edit23.Text ); //
if CheckBox24.Checked = true then M := StrToFloat( Edit24.Text ); //
if CheckBox25.Checked = true then pw := StrToFloat(Edit25.Text ); //
if CheckBox26.Checked = true then Bsh:= StrToFloat( Edit26.Text); //
if CheckBox27.Checked = true then h := StrToFloat( Edit27.Text ); //
if CheckBox28.Checked = true then wsh:= StrToFloat(Edit28.Text); //
if CheckBox29.Checked = true then lbd:= StrToFloat( Edit29.Text ); //
if CheckBox30.Checked = true then hsh:= StrToFloat( Edit30.Text); //
if CheckBox31.Checked = true then C1 := StrToFloat(Edit31.Text ); //
if CheckBox32.Checked = true then Ksh:= StrToFloat(Edit32.Text); //
if CheckBox33.Checked = true then Csh:= StrToFloat(Edit33.Text ); //
if CheckBox34.Checked = true then C2 := StrToFloat(Edit34.Text ); //
if CheckBox35.Checked = true then F5 := StrToFloat(Edit35.Text ); //
if CheckBox36.Checked = true then Av := StrToFloat(Edit36.Text ); //
if CheckBox37.Checked = true then lm := StrToFloat( Edit37.Text ); //
if CheckBox38.Checked = true then betta:=StrToFloat(Edit38.Text); //
if CheckBox39.Checked = true then gamma:=StrToFloat( Ed-
it39.Text ); //
if CheckBox40.Checked = true then n := StrToFloat( Edit40.Text ); //
if CheckBox41.Checked = true then ymax:= StrTo-
Float(Edit41.Text); //

```



```

if CheckBox42.Checked = true then alfa:= StrToFloat(Edit42.Text); //
if CheckBox43.Checked = true then t := StrToFloat( Edit43.Text ); //
if CheckBox44.Checked = true then qdop := StrToFloat( Ed-
it44.Text ); //

```

```
end;
```

```

procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
close;
end;

```

```

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
begin
//---- Ввод данных -----
EnterData;
ListBox1.Clear;
ListBox1.Font.Color := clBlack;
error := false;
if CheckBox29.Checked = false then
if lm = 0 then Input(' Ошибка!!! l = 0 (Деление на ноль)')
else lbd := 2*pi*Vk/lm
else lbd := strtfloat(Edit29.Text);
if CheckBox30.Checked = false then
if m < 0 then hsh := Ksh/(2* M)
else Input(' Ошибка!!! M = 0 (Деление на ноль)')
else hsh := strtfloat(Edit30.Text);

if CheckBox28.Checked = false then
if m < 0 then
if Csh/ M >= 0 then wsh := sqrt(Csh/ M)
else Input(' Ошибка!!! Csh / M < 0 (Подкоренное выражение
отрицательное)')
else Input(' Ошибка!!! M = 0 (Деление на ноль)')
else wsh := StrToFloat(Edit28.Text);

if CheckBox40.Checked = false then
if sqr(wsh) - sqr(hsh) >= 0 then n := sqrt(sqr(wsh) - sqr(hsh))

```

else Input(' Ошибка!!! $wsh^2 - hsh^2 < 0$ (Подкоренное выражение отрицательное)')

else n := StrToFloat(Edit40.Text);

if CheckBox9.Checked = false then

if $(4 * \text{sqr}(hsh * lbd) + \text{sqr}(\text{sqr}(wsh) - \text{sqr}(lbd))) < 0$ then

A5 := $-2 * hsh * \text{power}(lbd, 3) * \text{ymax} / (4 * \text{sqr}(hsh * lbd) + \text{sqr}(\text{sqr}(wsh) - \text{sqr}(lbd)))$

else Input(' Ошибка!!! $4 * hsh^2 * lbd^2 + (wsh^2 - lbd^2)^2 = 0$ (Деление на ноль)')

else A5 := StrToFloat(Edit9.Text);

if CheckBox14.Checked = false then

if $(4 * \text{sqr}(hsh * lbd) + \text{sqr}(\text{sqr}(wsh) - \text{sqr}(lbd))) < 0$ then

B5 := $(4 * \text{sqr}(hsh * lbd) * \text{ymax} + (\text{sqr}(wsh) + \text{sqr}(lbd)) * \text{sqr}(wsh) * \text{ymax}) / (4 * \text{sqr}(hsh * lbd) + \text{sqr}(\text{sqr}(wsh) - \text{sqr}(lbd)))$

else Input(' Ошибка!!! $4 * hsh^2 * lbd^2 + (wsh^2 - lbd^2)^2 = 0$ (Деление на ноль)')

else B5 := StrToFloat(Edit14.Text);

if CheckBox34.Checked = false then

if n < 0 then C2 := $(-A5 * hsh - B5 * lbd) / n$

else Input(' Ошибка!!! n = 0 (Деление на ноль)')

else C2 := StrToFloat(Edit34.Text);

if CheckBox31.Checked = false then

C1 := -A5

else C1 := StrToFloat(Edit31.Text);

if CheckBox36.Checked = false then

Av := $\text{sqr}(\text{sqr}(A5) + \text{sqr}(B5))$

else Av := StrToFloat(Edit36.Text);

if CheckBox35.Checked = false then

F5 := $\text{sqr}(\text{sqr}(C1) + \text{sqr}(C2))$

else F5 := StrToFloat(Edit35.Text);

if CheckBox38.Checked = false then

```

if C2 <> 0 then betta := arctan(C1/C2)
else Input(' Ошибка!!! C2 = 0 (Деление на ноль)')
else betta := StrToFloat(Edit38.Text);

if CheckBox39.Checked = false then
if B5 <> 0 then gamma := arctan (A5/B5)
else Input(' Ошибка!!! B = 0 (Деление на ноль)')
else gamma := StrToFloat(Edit39.Text);

if CheckBox20.Checked = false then
zi := F5*sqr(hsh)*exp(-hsh*t)*sin(n*t+betta)
-2*F5*n*hsh*exp(-hsh*t)*cos(n*t+betta)
-F5*sqr(n)*exp(-hsh*t)*sin(n*t+betta)
-Av*sqr(lbd)*sin(lbd*t-gamma)
else zi := StrToFloat(Edit20.Text);

if CheckBox19.Checked = false then Gd := m*(g-zi)
else gd := StrToFloat(Edit19.Text);

if CheckBox27.Checked = false then
if (Bsh*D) < 0 then Input(' Ошибка!!! Bsh*D < 0 (Подкоренное
выражение отрицательное)')
else
if (Bsh*D) = 0 then Input(' Ошибка!!! Bsh*D = 0 (Деление на
ноль)')
else
if pw = 0 then Input(' Ошибка!!! pw = 0 (Деление на ноль)')
else h := Gd/( pi*pw*sqr(Bsh*D) )
else h := StrToFloat(Edit27.Text);

if ( D <= 0.9 ) then k0:=0.7 ;
if ( D > 0.9 ) and ( D <= 1.1 ) then k0:=0.75 ;
if ( D > 1.1 ) then k0:=0.79;

Input( ' Ko = ' + FloatToStr( k0 ) );

if CheckBox22.Checked = false then
if (D*h - h*h) >= 0 then a := k0*sqr(D*h-sqr(h))

```

```
else Input(' Ошибка!!!  $D \cdot h - h^2 < 0$  (Подкоренное выражение отрицательное)')
```

```
else a := StrToFloat(Edit22.Text);
```

```
if CheckBox23.Checked = false then
```

```
if RadioGroup2.ItemIndex = 0 then
```

```
if  $(Bsh \cdot h - h^2) \geq 0$  then b := sqrt (Bsh*h-sqr(h))
```

```
else Input(' Ошибка!!!  $B \cdot h - h^2 < 0$  (Подкоренное выражение отрицательное)')
```

```
else
```

```
begin
```

```
Rpr := (Bsh + hsh)/2.5;
```

```
if  $(2 \cdot Rpr \cdot h - h^2) \geq 0$  then b := 1.3 * sqrt (2*Rpr*h-h*h)
```

```
else Input(' Ошибка!!!  $2 \cdot Rpr - h^2 < 0$  (Подкоренное выражение отрицательное)')
```

```
end
```

```
else b := StrToFloat(Edit23.Text);
```

```
if RadioGroup2.ItemIndex = 1 then alfa := 1.1
```

```
else alfa := 1.02;
```

```
Input(' альфа = ' + FloatToStr(alfa) );
```

```
if CheckBox18.Checked = false then Fk := alfa*a*b*pi
```

```
else Fk := StrToFloat(Edit18.Text);
```

```
if  $D \leq 0.6$  then k1:=1.6;
```

```
if  $(0.6 < D)$  and  $(D \leq 0.8)$  then k1:=1.4;
```

```
if  $(0.8 < D)$  and  $(D \leq 1)$  then k1:=1.3;
```

```
if  $(1 < D)$  and  $(D \leq 1.2)$  then k1:=1.2;
```

```
if  $(1.2 < D)$  and  $(D \leq 1.5)$  then k1:=1.15;
```

```
if  $(1.5 < D)$  then k1:=1.1;
```

```
Input(' K1 = '+FloatToStr(k1));
```

```
if CheckBox17.Checked = false then Fkp := Fk*k1
```

```
else Fkp := StrToFloat(Edit17.Text);
```

```

if CheckBox16.Checked = false then
if Fkp = 0 then Input(' Ошибка!!! Fkp = 0 (Деление на ноль)')
else qc:=Gd/fkp
else qc := StrToFloat(Edit16.Text);

if CheckBox8.Checked = false then gm := qc*1.5
else gm := StrToFloat(Edit8.Text);

if gm < qdop then Input(' gm < qdop, введите новые параметры
системы');

if RadioGroup1.ItemIndex = 0 then ga := 0.1
else ga := 0.07;

Input ('Используемый коэффициент, зависящий от свойств почвы
'+ FloatToStr(ga));

if CheckBox3.Checked = false then
if (Vk ) >= 0 then Ed := Ec* (1+ga*sqrt (3.6*Vk))
else Input(' Ошибка!!! Vk меньше 0!!!)
else ed := StrToFloat(Edit3.Text);

if CheckBox10.Checked = false then
if ni = 0 then Input(' Ошибка!!! Коэффициент вязкости равен 0
(Деление на ноль)')
else
if ( Ed = Ec ) then Input(' Ошибка!!! Ed - Ec = 0 (Деление на ноль)')
else mi := Ed*Ec /(( Ed-Ec ) *ni )
else mi := StrToFloat(Edit10.Text);

if CheckBox5.Checked = false then
if Ec = 0 then Input(' Ошибка!!! Ec = 0 (Деление на ноль)')
else L := mi*gm/Ec
else L := StrToFloat(Edit5.Text);

if CheckBox6.Checked = false then
if ( Ed = 0 ) then Input(' Ошибка!!! Ed = 0 (Деление на ноль)')
else K := gm*Ibd/Ed
else K := StrToFloat(Edit6.Text);

```

```

if CheckBox7.Checked = false then
if lbd = 0 then Input(' Ошибка!!! lbd = 0 (Деление на ноль)')
else
if mi = 0 then Input(' Ошибка!!! mi = 0 (Деление на ноль)')
else C := gm/Ed + ( L*lbd-K*mi )/( sqr(lbd)+sqr(mi) )
else C := StrToFloat(Edit7.Text);

```

```

case RadioGroup3.ItemIndex of
0:
begin
if CheckBox13.Checked = false then
if lbd = 0 then Input(' Ошибка!!! lbd = 0 (Деление на ноль)')
else
if mi = 0 then Input(' Ошибка!!! mi = 0 (Деление на ноль)')
else
E := K/ (sqr(lbd) + sqr(mi))* (lbd*sin(lbd*t) + mi*cos(lbd*t))+
      + L/ (sqr(lbd) + sqr(mi))* (mi*sin(lbd*t) - lbd*cos(lbd*t))+
      + C* exp ( -1*mi*t )
else E := StrToFloat(Edit13.Text);
end;

```

```

1:
begin
if Vk = 0 then Input(' Ошибка!!! Vk = 0 (Деление на ноль)')
else o := ymax/(2*vk);

```

```

if Ed = 0 then Input(' Ошибка!!! Ed = 0 (Деление на ноль)')
else
if mi = 0 then Input(' Ошибка!!! mi = 0 (Деление на ноль)')
else C0 := gm/Ed + D0/mi + B0/sqr(mi);

```

```

if Ec = 0 then Input(' Ошибка!!! Ec = 0 (Деление на ноль)')
else
if o = 0 then Input(' Ошибка!!! тетта = 0 (Деление на ноль)')
else B0 := mi*gm/(Ec*o);

```

```

if Ed = 0 then Input(' Ошибка!!! Ed = 0 (Деление на ноль)')
else
if o = 0 then Input(' Ошибка!!! тетта = 0 (Деление на ноль)')

```

```

else
if Ec = 0 then Input(' Ошибка!!! Ec = 0 (Деление на ноль)')
else D0 := gm/(Ed*o)*(1-Ed/Ec*mi*o);

if CheckBox13.Checked = false then
if mi = 0 then Input(' Ошибка!!! mi = 0 (Деление на ноль)')
else
E := -D0/mi - B0/sqr(mi)*(mi*t-1)+C0*exp(mi*t)
else E := StrToFloat(Edit13.Text);
end;
end;

if CheckBox12.Checked = false then
if E = 1 then Input(' Ошибка!!! E = 1 (Деление на ноль)')
else Rk := R0 / (1-E)
else rk := StrToFloat(Edit12.Text);
if rk < ropt then Input(' rk < ropt, введите новые параметры ходо-
вой системы');

//---- конец -----
//---- Вывод значений----
Edit1.Text := FloatToStr ( Vk ) ;
Edit2.Text := FloatToStr ( Ec ) ;
Edit3.Text := FloatToStr ( Ed ) ;
Edit4.Text := FloatToStr ( ni ) ;
Edit5.Text := FloatToStr ( L ) ;
Edit6.Text := FloatToStr ( K ) ;
Edit7.Text := FloatToStr ( C ) ;
Edit8.Text := FloatToStr ( gm ) ;
Edit9.Text := FloatToStr ( A5 ) ;
Edit10.Text := FloatToStr ( mi ) ;
Edit11.Text := FloatToStr ( R0 ) ;
Edit12.Text := FloatToStr ( Rk ) ;
Edit13.Text := FloatToStr ( E ) ;
Edit14.Text := FloatToStr ( B5 ) ;
Edit16.Text := FloatToStr ( qc ) ;
Edit17.Text := FloatToStr ( Fkp ) ;
Edit18.Text := FloatToStr ( Fk ) ;

```

```

Edit19.Text := FloatToStr ( Gd ) ;
Edit20.Text := FloatToStr ( zi ) ;
Edit21.Text := FloatToStr ( D ) ;
Edit22.Text := FloatToStr ( a ) ;
Edit23.Text := FloatToStr ( b ) ;
Edit24.Text := FloatToStr ( m ) ;
Edit25.Text := FloatToStr ( pw ) ;
Edit26.Text := FloatToStr ( Bsh ) ;
Edit27.Text := FloatToStr ( h ) ;
Edit28.Text := FloatToStr ( wsh ) ;
Edit29.Text := FloatToStr ( lbd ) ;
Edit30.Text := FloatToStr ( hsh ) ;
Edit31.Text := FloatToStr ( C1 ) ;
Edit32.Text := FloatToStr ( Ksh ) ;
Edit33.Text := FloatToStr ( Csh ) ;
Edit34.Text := FloatToStr ( C2 ) ;
Edit35.Text := FloatToStr ( F5 ) ;
Edit36.Text := FloatToStr ( Av ) ;
Edit37.Text := FloatToStr ( lm ) ;
Edit38.Text := FloatToStr ( betta ) ;
Edit39.Text := FloatToStr ( gamma ) ;
Edit40.Text := FloatToStr ( n ) ;
Edit41.Text := FloatToStr ( ymax ) ;
Edit42.Text := FloatToStr ( alfa ) ;
Edit43.Text := FloatToStr ( t ) ;
if error = true then ListBox1.Font.Color := clRed;
end;

```

```

procedure TForm1.N2Click(Sender: TObject);
begin
  close;
end;

```

```

procedure TForm1.CheckBox1Click(Sender: TObject);
var
  sName : string;
  sNameEdit : string;
  i: integer;

```



```

begin
  sName := (Sender as TCheckBox).Name;
  sNameEdit := 'Edit'+copy(sName,9,length(sName)-8);
  for i := 0 to ComponentCount -1 do
    if (Components[i] is TEdit) and (TEdit(Components[i]).name =
sNameEdit) then
      TEdit(Components[i]).Enabled := (Sender as TCheck-
Box).Checked;
    end;

```

```

procedure TForm1.FormCreate(Sender: TObject);

```

```

var

```

```

  txtFile: TextFile;

```

```

  strbuf: String;

```

```

begin

```

```

  EnterData;

```

```

  RadioGroup1.ItemIndex:=0;

```

```

  RadioGroup2.ItemIndex:=0;

```

```

  RadioGroup3.ItemIndex:=0;

```

```

  AssignFile(txtFile,'book.dat');

```

```

  reset(txtfile);

```

```

  while not eof(txtfile) do

```

```

  begin

```

```

    readln(txtFile, strbuf);

```

```

    Memo1.Lines.Add(strbuf);

```

```

  end;

```

```

  closefile(txtFile);

```

```

end;

```

```

procedure TForm1.Save;

```

```

var

```

```

txt:textfile;

```

```

begin

```

```

  FileName:=SaveDialog1.FileName;

```

```

  AssignFile(txt,FileName);

```

```

  Rewrite(txt);

```

```

  writeln(txt,'Date: '+ DateToStr(date));

```

```

  writeln(txt,'Time: '+ TimeToStr(now));

```

```

writeln(txt, '_____Дано:_____');
writeln(txt, 'Vk = ' + FloatToStr ( Vk ) );
writeln(txt, 'r0 = ' + FloatToStr ( R0 ) );
writeln(txt, 'Ec = ' + FloatToStr ( Ec ) );
writeln(txt, 'M = ' + FloatToStr ( m ) );
writeln(txt, 'ni = ' + FloatToStr ( ni ) );
writeln(txt, 'D = ' + FloatToStr ( D ) );
writeln(txt, 'pw = ' + FloatToStr ( pw ) );
writeln(txt, 'Bш = ' + FloatToStr ( Bsh ) );
writeln(txt, 'ymax = ' + FloatToStr ( ymax ) );
writeln(txt, 'Cш = ' + FloatToStr ( Csh ) );
writeln(txt, 'Kш = ' + FloatToStr ( Ksh ) );
writeln(txt, 'l = ' + FloatToStr ( lm ) );
writeln(txt, '_____Расчет:_____');
writeln(txt, 'Ed = ' + FloatToStr ( Ed ) );
writeln(txt, 'C1 = ' + FloatToStr ( C1 ) );
writeln(txt, 'C2 = ' + FloatToStr ( C2 ) );
writeln(txt, 'qk = ' + FloatToStr ( qc ) );
writeln(txt, 'Fкп = ' + FloatToStr ( Fkp ) );
writeln(txt, 'Fк = ' + FloatToStr ( Fk ) );
writeln(txt, 'Gдин = ' + FloatToStr ( Gd ) );
writeln(txt, 'zi = ' + FloatToStr ( zi ) );
writeln(txt, 'a = ' + FloatToStr ( a ) );
writeln(txt, 'b = ' + FloatToStr ( b ) );
writeln(txt, 'E = ' + FloatToStr ( E ) );
writeln(txt, 'rk = ' + FloatToStr ( Rk ) );
writeln(txt, 'mi = ' + FloatToStr ( mi ) );
writeln(txt, 'L = ' + FloatToStr ( L ) );
writeln(txt, 'K = ' + FloatToStr ( K ) );
writeln(txt, 'C = ' + FloatToStr ( C ) );
writeln(txt, 'Gm = ' + FloatToStr ( gm ) );
writeln(txt, 'A = ' + FloatToStr ( A5 ) );
writeln(txt, 'h = ' + FloatToStr ( h ) );
writeln(txt, 'wш = ' + FloatToStr ( wsh ) );
writeln(txt, 'lbd = ' + FloatToStr ( lbd ) );
writeln(txt, 'hш = ' + FloatToStr ( hsh ) );
writeln(txt, 'Av = ' + FloatToStr ( Av ) );
writeln(txt, 'beta = ' + FloatToStr ( beta ) );

```

```

writeln(txt,'gamma = ' + FloatToStr ( gamma ) );
writeln(txt,'n   = ' + FloatToStr ( n ) );
writeln(txt,'t   = ' + FloatToStr ( t ));
writeln(txt,'B   = ' + FloatToStr ( B5 ));
writeln(txt,'alfa = ' + FloatToStr ( alfa ));
writeln(txt,'F   = ' + FloatToStr ( F5 ));
writeln(txt, 'Коэффициент, зависящий от свойств почвы ' +
FloatToStr(ga) );
closefile(txt);
end;

```

```

procedure TForm1.N6Click(Sender: TObject);
begin
if SaveDialog1.Execute then save;
end;

```

```

procedure TForm1.N5Click(Sender: TObject);
begin
if FileName = " then N6Click(Sender)
else save;
end;

```

```

procedure TForm1.TabSheet2Show(Sender: TObject);
begin
// Edit46.Text := floattostr(t);
// Edit45.Text := '0';
end;
end.

```

Словарь к программе

- g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;
- $Rk (\rho_k)$ – конечная плотность почвы, кг/м^3 ;
- $R0 (\rho_u)$ – начальная плотность почвы, кг/м^3 ;
- $gopt (\rho_{opt})$ – оптимальная плотность почвы, кг/м^3 ;
- $E (\varepsilon)$ – относительная деформация почвы;
- $K (K = \sigma_m \lambda / E_D)$ – коэффициент, с^{-1} ;
- $mi (\mu = \frac{E_D E_C}{(E_D - E_C)\eta})$ – параметр вязкости почвы, с^{-1} ;
- $t (t)$ – время, с ;
- $L (L = \frac{\mu \sigma_m}{E_C})$ – коэффициент, с^{-1} ;
- $C (C = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{L\lambda - K\mu}{\lambda^2 + \mu^2})$ – коэффициент;
- $Ed (E_D)$ – динамический модуль упругости почвы, Па;
- $Ec (E_C)$ – статический модуль упругости почвы, Па;
- $ni (\eta)$ – коэффициент вязкости почвы, Па · с;
- $gm (\sigma_m)$ – максимальное напряжение в пятне контакта движителя с почвой, Па;
- $Vk (V_K)$ – скорость движения колеса, м/с ;
- $ga (\Omega)$ – коэффициент, зависящий от свойств почвы;
- $Gd (G_D(t))$ – мгновенное значение вертикальной нагрузки, приходящейся на ось колеса, Н;
- $qc (q_c)$ – среднее давление колесного движителя на почву, Па;
- $qдор (q_{дон})$ – допустимое давление на почву по ГОСТ 26955–86, Па;
- $C0 (C_0 = \frac{\sigma_m}{E_D} + \frac{D_0}{\mu} - \frac{B_0}{\mu^2})$ – коэффициент;
- $B0 (B_0 = \frac{\mu \sigma_m}{E_C \theta})$ – коэффициент, с^{-2} ;

$D_0 (D_0 = \frac{\sigma_m}{E_D \theta} \left(1 - \frac{E_D}{E_C} \mu \theta \right))$ – коэффициент, c^{-1} ;

$O(\theta)$ – полупериод колебаний, с;

$F_{кп}(F_{кп})$ – площадь контакта шины колеса с почвой, m^2 ;

$z_i(\ddot{\xi})$ – вертикальное ускорение колебаний оси колеса, m/c^2 ;

$F_k(F_k)$ – контурная площадь контакта протектора шины на жестком основании, m^2 ;

$k_1(k_1)$ – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины колеса;

$a(a)$ – половина длины пятна контакта шины на жестком основании, м;

$b(b)$ – половина ширины пятна контакта шины на жестком основании, м;

$\alpha(\alpha_{ш})$ – коэффициент, учитывающий отличие формы отпечатка от эллипса;

$p_w(p_w)$ – давление воздуха в шине, Па;

$B_{ш}(B_{ш})$ – ширина профиля шины, м;

$D(D)$ – наружный диаметр шины, м;

$k_0(K_0)$ – эмпирический коэффициент, учитывающий уменьшение длины контакта от расчетной;

$h(h)$ – деформация шины, м;

$\lambda(\lambda = 2\pi V_K / l)$ – угловая частота вынужденных колебаний, c^{-1} ;

$l(l)$ – длина неровности, м;

$R_{пр}(R_{пр} = (B_{ш} + H) / 2,5; H = (D - d) / 2)$ – высота профиля шины, м;

$M(M)$ – масса, нагружающая ось колеса, кг;

$y_{max}(y_{max})$ – максимальная высота неровности поверхности, м.

Для одномассовой эквивалентной колебательной системы:

n – частота затухающих колебаний, c^{-1} ;

$A_5 (A_5 = -2h_{ш} \lambda^3 y_{max} / (4h_{ш}^2 \lambda^2 + (\omega_{ш}^2 - \lambda^2)))$ – коэффициент, м;

$B_5 (B_5 = (4h_{ш}^2 \lambda^2 y_{max} + (\omega_{ш}^2 - \lambda^2) \omega_{ш}^2 y_{max}) / (4h_{ш}^2 \lambda^2 + (\omega_{ш}^2 - \lambda^2)))$ – коэффициент, м;

$C1 = -A5$ – коэффициент, м;
 $C2 = (-A5h_{ш} - B5 \cdot \lambda) / n$ – коэффициент, м;
 $F5 ((F5 = \sqrt{C_1^2 + C_2^2})$ – коэффициент, м;
 $\beta (\beta = \arctg C_1 / C_2)$ – разность или сдвиг фаз затухающих колебаний;
 $A_v (A_v = \sqrt{A^2 + B^2})$ – амплитуда вынужденных колебаний;
 $\gamma (\gamma = \arctg A / B)$ – разность или сдвиг фаз вынужденных колебаний;
 $w_{ш0} (\omega_{ш0} = \sqrt{C_{ш} / M})$ – частота свободных (собственных) колебаний шины, c^{-1} ;
 $C_{ш} (C_{ш})$ – коэффициент жесткости шины, Н/м;
 $K_{ш} (K_{ш})$ – коэффициент демпфирования шины, Н·с/м;
 $h_{ш0} (h_{ш0} = K_{ш} / (2M))$ – коэффициент затухания вертикальных колебаний шины, c^{-1} .

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Научное издание

Романюк Николай Николаевич

**СНИЖЕНИЕ УПЛОТНЯЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ПОЧВУ
МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГОСРЕДСТВ**

Ответственный за выпуск *Н. Н. Романюк*
Корректор *Г. В. Анисимова*
Компьютерная верстка *Д. А. Пекарского*
Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 11.02.2020 г. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 11,62. Уч.-изд. л. 9,09. Тираж 100 экз. Заказ 16.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.