

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра лесных машин и технологии лесозаготовок

## **СОВМЕСТИМОСТЬ ЛЕСНЫХ МАШИН СО СРЕДОЙ**

Учебное пособие по дисциплинам "Основы проектирования  
лесных машин", "Лесотранспортные машины", "Технология и  
машины лесосечных работ" для студентов специальностей  
Т.05.02.00, Т.16.03.00

Минск 1999

УДК 630.36.001

Рассмотрено и рекомендовано к изданию редакционным советом университета

Составители: А.В.Жуков, А.С.Федоренчик,  
А.Р.Гороновский

Научный редактор профессор Н.П.Вырко

Рецензенты:

В учебном пособии рассмотрены вопросы взаимной связи параметров колесных лесных машин и лесной среды. Для оценки влияния процесса движения колесной машины на почвенно-растительный слой лесосеки и приведена методика обоснования параметров движителей с учетом повышения проходимости и минимизации негативных экологических последствий при эксплуатации лесозаготовительной техники.

© Белорусский государственный  
технологический университет, 1998

© Составление. Коллектив авторов, 1998

## ВВЕДЕНИЕ

В учебных планах подготовки инженера-механика специальности Т.05.02.00 специализаций "Машины и механизмы лесной промышленности" и "Конструирование лесопромышленного оборудования", а также инженера-технолога специальности Т.16.03.00 "Лесоинженерное дело" предусмотрено изучение ряда дисциплин, включающих вопросы технологии и оборудования лесосечных и транспортных работ. Это в первую очередь такие дисциплины как "Технология машин и лесосечных работ", "Основы проектирования лесных машин", "Лесотранспортные машины", "Технология и оборудование лесосечных и лесоскладских работ", где изучаются связанные между собой вопросы устройства машин и оборудования, их проектирования и эксплуатации, технологии работы.

Интенсивная эксплуатация лесов во всем мире привела к тому, что в последние годы остро проявилась проблема их сохранения не только как ресурсного, но и как экологического потенциала благополучия людей, что подчеркнуто на XI Мировом лесном конгрессе в 1997 г. Лес способен к самовосстановлению, но проводимые рубки с использованием тяжелой лесной техники ведут к изменению сложившихся лесорастительных и экологических условий, снижению продуктивности и устойчивости нового поколения леса.

В настоящее время в мировой практике сложилось вполне определенное отношение к возможности и целесообразности применения лесных машин по степени их воздействия на лесную среду с одной стороны и повышения проходимости, скоростных режимов, грузоподъемности и производительности - с другой. В связи с этим, при подготовке указанных специалистов требуют изучения вопросы, связанные с возможными негативными экологическими последствиями эксплуатации машин, способами их снижения, согласованностью параметров машин и оборудования с условиями эксплуатации, режимами работы, применяемыми технологиями.

Однако такие материалы в согласованном виде с учетом новых действующих и разрабатываемых нормативных документов, а также современных тенденций по развитию лесного машиностроения в Республике Беларусь, в учебниках и учебных пособиях по указанным дисциплинам не приводятся. Этим и вызвана необходимость издания данного учебного пособия, где затронуты вопросы лесоводственной оценки техники, влияния движения машин на почвенно-растительный слой лесосеки, колееобразования и проходимости колесных машин.

## 1. ЛЕСОВОДСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ТЕХНИКИ НА РУБКАХ ГЛАВНОГО И ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПОЛЬЗОВАНИЯ

Основными факторами негативного воздействия на элементы окружающей среды в процессе проведения механизированных рубок главного и промежуточного пользования являются ходовые части машины, навесное и прицепное технологическое оборудование.

Последствиями негативного воздействия лесных машин на элементы окружающей среды являются: сдирание подстилки и напочвенного покрова и перемешивание их с верхним горизонтом; уплотнение грунта; образование колеи от колес, гусениц и волочения деревьев или их частей; обрыв и обдир скелетных и мелких корней деревьев, подроста и кустарников; повреждение деревьев, подроста и кустарников.

Одним из важнейших показателей лесоводственной оценки техники на рубках ухода является количество повреждаемых деревьев по отношению к их числу после рубки, зависящее от густоты древостоев, интенсивности выборки, вида применяемой техники и других условий.

В табл.1 приведены данные по повреждаемости древостоев, полученные по результатам опытных работ, проведенных Институтом леса Карельского филиала АН СССР [1].

Табл. 1. Повреждаемость древостоев при использовании различного трелевочного оборудования

Применяемая техника	Густота древостоя до рубки, тыс. шт.	Интенсивность выборки по числу стволов, %	Повреждаемость древостоев, %	
			Всего	Опасные повреждения
ЛКТ-80 с лебедекой	1,2	29	4,0	-
МТЗ-82 с ЛТП-2	3,1	64	10,5	5,5
МТЗ-82 с ПТН-30	3,5	46	7,3	3,1
МТЗ-82 с Р-320, ЛТ-189	2,9	46	12,4	6,9
МТЗ-82 с Р-349, ЛТ-189	1,3	33	11,0	5,5

Из табл. 1 видно, что процент повреждений, влияющих на дальнейшее состояние деревьев, составил 3,1-6,9%. Это ошмыг коры шириной более трети периметра ствола, ошмыг более трети кроны,

наклон ствола более  $15^{\circ}$ , обрывы более одной трети корней, облом вершин и т.п.

По данным этого же института, при выборочных, постепенных и проходных рубках с использованием гусеничных тракторов с чокерным оборудованием количество стволов с ошмыгами составляет 7-10%, а при использовании колесных тракторов с навесной лебедкой – 7%. При использовании сучкорезно-раскряжевочных машин повреждаемость деревьев выше (11,0-14,3%), в том числе более 6% ошмыги.

В процессе работы повреждения деревьев носят случайный характер и имеют различное происхождение (табл. 2).

Табл. 2. Повреждаемость древостоя различными элементами конструкции лесных машин

Применяемая техника	Повреждения, %		
	Процессором и гидроманипулятором	Корпусом трактора	Колесами, гусеницами, хлыстами.
МТЗ-82 с ЛТП-2 и ПТН-30	-	59	41
Сучкорезно-раскряжевочные машины, сортиментовозы	52-71	0-15	14-18

При тросовой трелевке повреждаются в большинстве случаев деревья, находящиеся непосредственно у пасечных и магистральных волоков. При работе манипуляторных машин повреждаются в основном деревья, находящиеся в зоне действия манипулятора (в 5-6 метровой полосе от волока). При работе колесных тракторов с лебедкой наибольшее число повреждений происходит на высоте до 0,5 м, а при работе манипуляторных машин - 0,6-3 м.

Степень повреждения корневых систем гусеницами и колесами тракторов зависит от времени проведения рубок, способа уборки порубочных остатков, транспортной погрузки на волок.

Наблюдения показывают, что при рубках ухода могут успешно использоваться машины, создаваемые на базе колесных тракторов МТЗ, при этом опасные повреждения составляют от 3 до 7%, что ниже, чем у гусеничных.

Основные требования, учитывающие лесоводственно-экологические аспекты, к окружающей среде с учетом разрабатываемых регламентирующих документов (проекты СТБ: "Машины и оборудование на рубках главного пользования.

Экологические требования", "Машины и оборудование на рубках ухода. Экологические требования", "Рубки главного пользования. Экологические требования") при рубках главного пользования и рубках ухода в Республике Беларусь приведены в табл. 3.

Табл. 3. Основные лесоводственно-экологические требования

Показатели	Виды рубки				
	Сплошнолесосечная		Постепенная	Выборочная	Ухода
	с созданием лесных культур	естественное заращивание			
Давление на грунт, кПа	не более 70 для гусеничных и 150 для колесных движителей			<50 (гус.)	<120(кол.)
Площадь волоков и усов, в % от площади лесосеки	20	16	16	16	15
Ширина волоков, м	5	5	5	5	3-5
Длина пасечных волоков, м	до 300	до 300	до 200	до 200	до 200
Количество поврежденного подроста, в % от их количества до рубки на пасеках:					
равнинная местность	-	60-70	70-80	70-80	-
склон 10° и более	-	50-60	60-70	60-70	-
Количество поврежденных деревьев из числа оставляемых на доращивание, в % от общего числа оставляемых на доращивание	-	-	8-9	6-7	3
Площадь участков пасек с сохраненными компонентами лесного фитоценоза, в % от общей площади пасек	-	80	85	85	-

Глубина образовавшейся колеи, м и ее длина в % от общей длины волоков	глубина – до 0,1; длина не более 10% от протяженности пасечного волокна и не более 20% протяженности магистрального	до 0,05
Площадь занятая порубочными остатками, в % от общей площади	не более 15	-
Вылет манипулятора, м	не 8-12 менее 7	не менее 8

В целях соблюдения необходимой ширины технологических коридоров (пасечных волоков) машины должны иметь по ширине габариты не более (для тяговых классов машин по ГОСТ 27021): для тягового класса 0,2 – 1,8 м; для тягового класса 0,6 – 2,2 м; для тягового класса 0,9 – 2,6 м; для тягового класса 1,4 – 2,9 м; для тяговых классов 2, 3 и 4 – 3,1 м; для тяговых классов 5, 6 и 8 – 3,2 м.

По результатам испытаний, проведенных летом 1992г. ЦНИИМЭ и ВНИИЛМом в республике Коми, получены данные, приведенные в табл. 4. Испытания проводились с целью оценки воздействия многооперационных машин на лесную среду. Базовой служила ВПМ МЛ-73 с вылетом манипулятора до 10 м, трелевка производилась трактором ТДТ-55А, а также тракторами с пачковыми захватами ЛТ-154 и МЛ-84 с болотоходными шасси.

Табл. 4. Результаты испытаний

Показатели	Значения показателей при разработке волоков			Магистраль ный волок
	ЛТ-154	ТДТ-55А	МЛ-84	
Ширина волоков, м				
средняя	4,9-6,4	4,3	4,1	7,6
максимальная	6,4-9,3	5,6	5,7	12,5
минимальная	3,0-3,4	2,6	3,2	4,8
Ширина минерализованной части волокна, м				
средняя	3,1-4,9	3,2	2,3	6,1
максимальная	4,0-7,9	4,9	3,7	10,5
минимальная	2,0-2,9	2,0	1,3	3,8
Глубина волокна, см				

средняя	8,6-11,5	10,4	6,5
максимальная	34-46,0	39,0	23,0

Приведенные в табл.4 результаты получены при работе гусеничных машин. В целом по глубине образуемой колеи они соответствуют данным, представленным на рис. 1, для тракторов ТДТ-55 и Валмет-862 с колесно-гусеничными движителями.



## 2. ВЛИЯНИЕ ДВИЖИТЕЛЯ ТРАКТОРА НА ПОЧВЕННО-РАСТИТЕЛЬНЫЙ СЛОЙ ЛЕСОСЕКИ

Помимо технологических факторов (густота сети волоков, их транспортная нагруженность, воздействие падающих и трелюемых деревьев и др.), нарушение почвенно-растительного слоя лесосеки обусловлено воздействием движителей машин. Этот фактор, с учетом колеобразования, следует считать одним из основных, так как при этом дополнительно с разрушением почвенно-растительного покрова приводит к микрозаболачиванию или гидроэрозии.

Важным показателем воздействия движителей машин на почву является интенсивность колеобразования, т.е. зависимость глубины колеи от числа проходов. На рис. 1 приведены такие зависимости для трактора ТДТ-55, полученные авторами работы [2] по результатам эксперимента на лесосеках с равнинным рельефом, почвах слабодренированных, супесчаных и суглинистых II и III категорий. Тип местности по степени увлажнения 2 и 3, леса III и IV класса бонитета, растительный покров – черника, брусника, голубика, мох. По времени исследования проводились в июне (сухой период) и октябре (период наиболее высокой влажности).

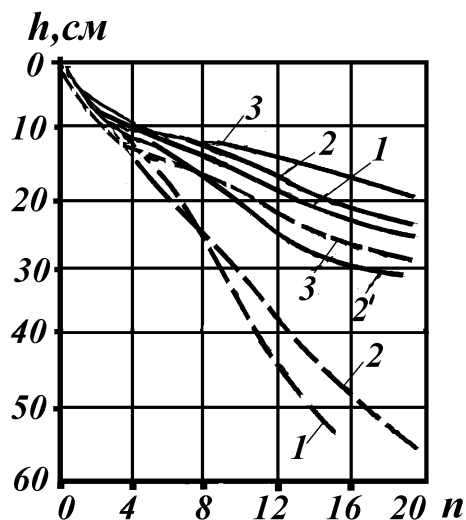


Рис. 1. Зависимости глубины колеи  $h$  от числа проходов  $n$  тракторов: 1 – ТДТ-55; 2 – Валмет-862 с надетыми на колеса гусеницами; 2' – Валмет-862 без гусениц; 3 – Софит-4Ф; “—” – лето; “-----” – осень

Из рис.1 видно, что после 3-4 проходов верхний слой почвы уплотняется. При дальнейшем увеличении числа проходов  $n$  динамика уплотнения почвы для колесных машин снижается. Для машин с гусеничными движителями происходит интенсивное увеличение колеи во всем диапазоне изменения числа проходов, что объясняется режущим, разрушающим опорный массив действием металлических гусениц, а также дополнительно разрушительным эффектом перемещаемого волоком пакета хлыстов, который создает

”бульдозерный” эффект и разрушает хворостяную выстилку проезжей части волока.

У колесных погрузочно-транспортных машин интенсивность колееобразования значительно меньше не только за счет распределяющего действия на опорный массив пневматических шин, но и перемещения форвардерами сортиментов в погруженном положении, т.е. отсутствия отрицательных воздействий при волочении пачки поволоку.

Степень разрушения почвенно-растительного слоя всей площади лесосеки зависит, помимо указанных факторов, от категории грунтов и изменяется в широких пределах, доходя для гусеничных машин до 70-90%. Для примера на рис.2 приведены такие данные при использовании указанных машин на грунтах III категории.

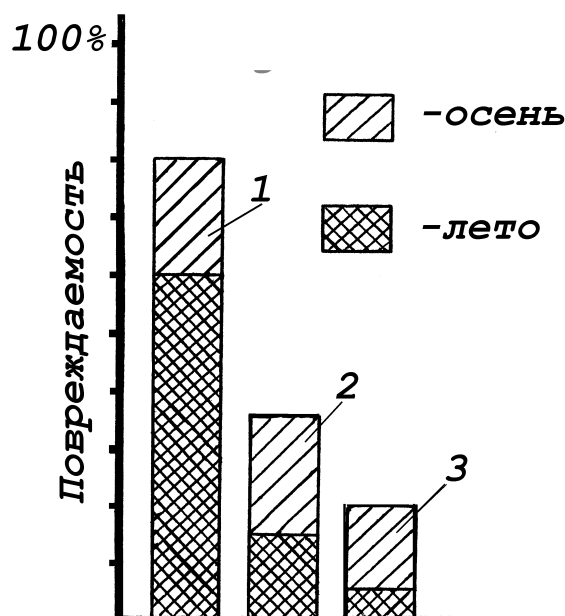


Рис. 2. Повреждаемость почвенного покрова поверхности лесосек для грунтов III категории в зависимости от типа трактора: 1 – ТДТ-55; 2 – Валмет-862; 3 – Софит-4Ф

Из приведенных данных видно, что лучшей экологической совместимостью с лесной почвенной средой обладают колесные машины (вредное воздействие гусеничного движителя значительно больше). Для колесных машин наименьшее воздействие на почвенно-растительный слой достигается в случае применения специальных широкопрофильных пневматических шин, что доказывается опытной эксплуатацией машин "Софит".

### 3. ПРОХОДИМОСТЬ ЛЕСНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Такому эксплуатационному показателю как проходимость транспортных гусеничных и колесных машин, особенно работающих в тяжелых условиях движения, придавалось важнейшее значение, еще со времени их создания.

История отечественного машиностроения уходит вглубь XVIII века. Еще И.П.Кулибин в 1871 году создал трехосную "коляску-самокатку", которая имела оригинальный движитель с двумя ведущими и одним направляющими колесами. Затем Ф.А.Блинов и другие талантливые конструкторы создавали новые конструкции машин и, наконец с 1918 года, на Обуховском заводе получило начало отечественное тракторостроение. Позже к массовому производству тракторов различного типа приступили и другие заводы (Коломенский, Харьковский, Сталинградский и др.).

Однако вначале, причем не только в СССР, но и за рубежом развитой теории как трактора, так и автомобиля практически не существовало. Конструкции машин, в том числе и по показателям проходимости доводились длительно, путем доработки в процессе проведения различных видов испытаний.

В то же время проходимость – важнейшая составная часть общего комплекса эксплуатационных качеств машин. Понятие проходимости – комплексное, включающее: опорно-временные свойства машин; поворотливость; агротехнические и экологические свойства. Последние определяются уплотнением почвы гусеницами или колесами, повреждаемостью растительности.

Профессор С.Ф.Орлов, который впервые в 1960-63 г.г. систематизировал основные положения теории лесных машин [3], указывает на то, что основными критериями, характеризующими проходимость являются давление на грунт, дорожный просвет, удельная мощность, распределение нагрузки по осям колес или катков, защита ходовой части и агрегатов от воды, грязи, коры и сучьев, наличие лебедки, легкость управления, самоочищение элементов ходовой системы.

Большинство высказанных им положений базировалось на уже значительно развитой теории трактора и автомобиля, фундаментальные основы которой были к тому времени уже сформированы такими известными учеными, как проф. Е.А.Чудаков, В.П.Горячкин, Е.Д.Львов, В.Н.Болтинский и другими.

С.Ф.Орлов впервые показал, что в отличие от тракторов общетранспортного назначения, мелиоративных и

сельскохозяйственных, проходимость лесозаготовительных машин существенно зависит как от их конструктивных схем, специфики размещения груза, конструкции ходовой части, так и от особенностей размещения на базовом шасси технологического оборудования, его взаимодействия с предметом труда. Он также понимал важность экологических проблем, сохранности лесной среды, причем в зависимости от применяемых технологических схем освоения лесосек.

Несколько ранее Н.С.Ветчинкиным [4] затрагивались уже вопросы влияния на проходимость сил сцепления с грунтом гусеничного движителя в зависимости от размеров и числа грунтозацепов, которое предполагалось определять по зависимости:

$$n = \left(1 + \frac{L}{t}\right) \times 2,$$

где  $L$  – опорная длина гусеницы;  $t$  – шаг звена.

Суммарная площадь опорной поверхности гусениц, следовательно, равнялась [5]

$$F \gg n \cdot b \cdot h, \quad (1)$$

где  $h$  – высота грунтозацепов;  $b$  – ширина звена гусеницы.

Формулы С.Ф.Орлова и Н.С.Ветчинкина для оценки среднего давления на грунт применялись ими в виде соответственно:

$$q_{cp} = \frac{G}{2bL} \quad \text{и} \quad q_{cp} = \frac{G}{2kF_3}, \quad (2)$$

где  $q_{cp}$  – среднее давление на грунт;  $G$  – вес машины с полезной нагрузкой;  $k$  – число опорных катков, приходящихся на одну гусеницу (колесо);  $F_3$  – опорная поверхность одного звена гусеничной цепи;  $L$  – опорная длина отпечатка колеса или опорной поверхности гусеницы.

С.Ф.Орловым кратко затрагивается и вопрос геометрической проходимости гусеничной машины в зависимости от глубины и величины снежного покрова. Н.С.Ветчинкин [6] затрагивает вопрос экспериментальных исследований тяговых свойств трактора по волокам со снежным покровом (рис. 3).

Из приведенных зависимостей видно, что под задними катками давление интенсивно возрастает, а под передними снижается. Причем при усилии в тросе  $P_{тр}=3,5$  кН давление под передними и задними катками сравнивается до значения 50 кПа. Это говорит о значительном влиянии усилия в тросе лебедки на давление от движителя. Это происходит, прежде всего, из-за перераспределения технологической нагрузки по опорам, а также изменения месторасположения коника. Абсолютные значения находятся в зависимости от общего

распределения веса машины по осям. Методика оценки распределения веса по осям подробно изложена в книге С.Ф.Орлова [3], а также с учетом плавности хода в работе [6].

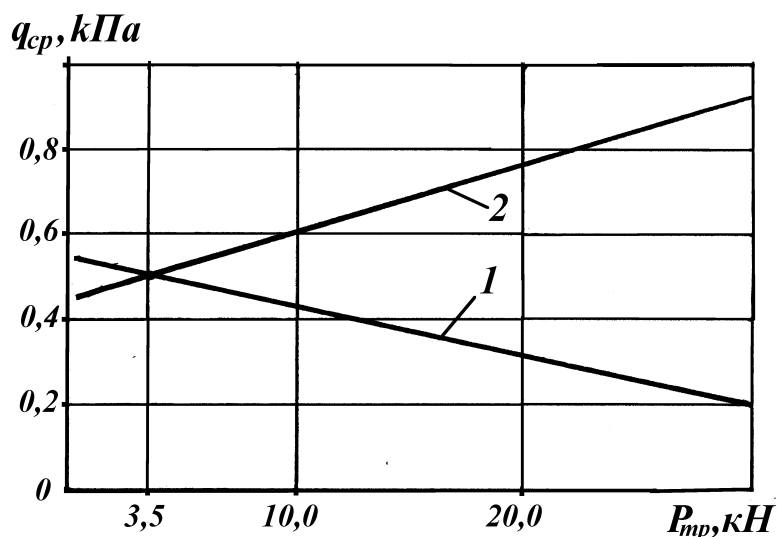


Рис. 3. Графики зависимости давлений на снег под передними (1) и задними (2) катками трактора КТ-12 в зависимости от тягового усилия в тросе  $P_{тр}$ .

В 70-80<sup>е</sup> годы под влиянием работ таких ученых как В.А.Скотников, В.В.Гуськов, М.С.Беккер, И.П.Ксенович, М.И.Ляско, И.Б.Барский и других теория проходимости колесных и гусеничных машин приобрела отчетливые рамки. Наряду с развитием общей теории проходимости в результате трудов ученых лесного профиля получила свое развитие и теория проходимости лесных машин, имеющая четкую направленность по их экологической совместимости с лесной средой.

В настоящее время под проходимостью лесных машин принято понимать их способность устойчиво двигаться в наиболее тяжелых условиях эксплуатации [7]. В качестве обобщающего критерия проходимости автомобилей используют фактор проходимости [3]

$$\Pi = \frac{Q_M S_M}{t_M g_M} \Bigg/ \frac{Q_{ш} S_{ш}}{t_{ш} g_{ш}},$$

где  $Q_M$ ,  $Q_{ш}$  – полезные нагрузки при движении по эталонному труднопроходимому маршруту и дороге;  $S_M$ ,  $S_{ш}$  – длины маршрута и дороги;  $t_M$ ,  $t_{ш}$  – время движения по маршруту и дороге;  $g_M$ ,  $g_{ш}$  – соответствующие расходы топлива.

Для предварительной оценки проходимости используют относительный запас силы тяги по сцеплению

$$\Pi_{\text{сц}} = 1 - \frac{f}{\varphi K_{\text{сц}}},$$

где  $K_{\text{сц}} = P_{\text{кд}} / (G \cdot \varphi)$  - касательная сила тяги при равномерном движении машины, вес которой  $G$ ;  $\varphi$  и  $f$  – соответственно коэффициенты сцепления и сопротивления качению машины.

Однако само понятие проходимости, т.е. способности обеспечения движения машины в сложных дорожных условиях, требует рассмотрения и учета особенностей процесса взаимодействия движителя машин с поверхностью движения.

#### 4. ОБРАЗОВАНИЕ КОЛЕИ И СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ МАШИНЫ

Когда лесовозобновление обеспечивается за счет сохранения достаточного количества подроста главной породы, необходима минимизация повреждений поверхности почвы и породы. Если лесовозобновление происходит за счет последующего возобновления главной породы естественным путем, уплотнение почвы не должно происходить ниже пороговых значений.

Общая деформация – глубина колеи, представляющая собой сумму деформаций уплотнения и сдвигов под действием колеса или гусеницы. При накоплении деформаций глубина колеи растет. При преобладании деформации уплотнения по мере увеличения числа проходов темпы увеличения колеи уменьшаются, при преобладании деформации сдвигов, наоборот, колея интенсивно возрастает. В последнем случае рост глубины колеи приводит к потере проходимости машины и, как следствие, прокладыванию новых волоков, что увеличивает повреждение большой площади пасеки, снижая сохранность подроста.

Помимо движителя машин, деформативных свойств почвы, ее типа и влажности, степень уплотнения почвы зависит от типа лесонасаждений и принятого технологического процесса лесозаготовок, обеспечиваемого определенной системой машин.

Обеспечение проходимости по клиренсу подчиняется условию

$$\rho < \rho_{\text{пор}} \cdot \Delta \mathcal{E} , \quad (5)$$

где  $\rho$  – плотность почвы после заготовок;  $\rho_{\text{пор}}$  – пороговое значение плотности;  $\Delta \mathcal{E}$  – коэффициент, определяемый как отношение плотности на вырубке  $i$ -го года к плотности почвы на свежей вырубке.

Энергия, подведенная к почве со стороны движителя, переходит в энергию деформации почвы и определяется по формуле

$$A = b \cdot S_{\text{д}} \int_0^{h_{\text{к}}} q \cdot dh , \quad (6)$$

где  $A$  – энергия качения за время цикла нагружения элементом движителя;  $b$  – ширина движителя;  $S_{\text{д}}$  – действительный путь машины, пройденный за время цикла;  $h_{\text{к}}$  – полная деформация (глубина колеи);  $q$  – давление на грунт.

На основании общей теории линейно-деформируемых тел

$$h = \alpha q , \quad (7)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейной деформации грунта, зависящий от его механических свойств, размеров деформаторов и других факторов.

В.М.Котиков [8] предлагает определять коэффициент по формуле

$$\alpha = 1.12 \frac{1 - \mu^2}{E_0} b \cdot x^{0.385}, \quad (8)$$

где  $\mu$  – коэффициент продольного расширения грунта;  $E_0$  – общий модуль деформации квазиоднородного полупространства;  $b$  – ширина площади нагружения;  $x = S_T/b$ ;  $S_T$  – длина поверхности контакта двигателя с почвой.

Для определения деформации почвы в общем случае (с учетом возможной нелинейности) используется зависимость

$$h = \frac{\alpha q_k}{1 + b' q_k}. \quad (9)$$

Величина параметра  $b'$  зависит от вида деформации, при отсутствии деформации сдвигов  $b' = \alpha / h_{\max}$ , где  $h_{\max}$  – максимальная деформация уплотнения почвы до состояния наиболее плотной упаковки твердых частиц при  $q_k \rightarrow \infty$ .

При превалировании деформации сдвигов (водонасыщенные почвы)  $b' = -1 / q_s$ , где  $q_s$  – предельное давление по пределу несущей способности почвы.

В случае наличия деформации сдвигов и уплотнения, что особенно характерно для слабых лесных почв, при одноразовом нагружении

$$h = \frac{\alpha q_k}{1 + \frac{\alpha q_k}{h_{\max}}} + \frac{\alpha q_k^2}{q_s - q_k}. \quad (10)$$

Профессор Н.А.Цытович максимальную деформацию уплотнения предлагает определить по формуле

$$h_{\max} = H_0 \left[ 1 - \frac{\rho_0}{(1 - W) \rho_{ТВ}} \right], \quad (11)$$

где  $H_0$  – толщина эквивалентного слоя почвы;  $\rho_0$  – начальная плотность;  $\rho_{ТВ}$  – плотность почвы в состоянии наиболее плотной упаковки частиц;  $W$  – влажность почвы.

Делая допущение о малом изменении механических свойств лесных почв при нагружении и их постоянстве после разрушения,



уплотнение почвы при многократных проходах машин можно описать выражением [8]

$$\sum h_{уп} = \frac{\alpha_0 q_K n}{1 + \frac{\alpha_0 q_K n}{h_{max}}}, \quad (12)$$

где  $\alpha_0$  – коэффициент линейной деформации почвы в начале первого нагружения;  $n$  – число проходов.

С учетом наличия деформации сдвигов, общая деформация почвы после  $n$ -го прохода машины составляет

$$\sum \Delta h = \frac{\alpha_0 q_K n}{1 + \frac{\alpha_0 q_K n}{h_{max}}} + \frac{\alpha_0 q_K^2}{q_s - q_K} \cdot \frac{1 - \chi^n}{1 - \chi}, \quad (13)$$

где 
$$\chi = \frac{2 q_s q_K - q_K^2}{(q_s - q_K)^2}.$$

Для определения плотности почвы после воздействия движителей машин за  $n$  проходов В.М.Котиковым получено уравнение

$$\rho = \rho_0 \frac{1 - \frac{1}{1+W} [W - 0.11\sqrt{W}]}{1 - \frac{\sum h_{уп}}{H_0}} \cdot \frac{\sum h_{уп}}{h_{max}}, \quad (14)$$

а степень минерализации почвы оценивается по формуле

$$\Delta_{минер} = \frac{B_{вол}}{B_{пас}} \left\{ 1 + 0,5 \left[ n_{треб} / n - 1 \right] \right\}, \quad (15)$$

где  $B_{вол}$ ,  $B_{пас}$  – ширина волока и пасеки;  $n_{треб}$  – число проходов трактора из условия проходимости.

Изменение плотности грунта и глубина колеи для трактора ТДТ-55 характеризуется зависимостями, приведенными на рис. 4.

На гусеничных машинах возможно применение гусениц различного типа. Достоинством мелкозвенчатых гусениц является плавное огибание препятствия. Однако под нагрузкой опорных катков они неравномерно нагружают грунт. При высокой прочности грунта эпюры давлений под катками имеют треугольный вид и давление на грунт будет неравномерным. На мягких грунтах по мере погружения в него эпюра давления выравняется и при числе катков более семи

распределение давления под гусеницами практически не влияет на глубину колеи.

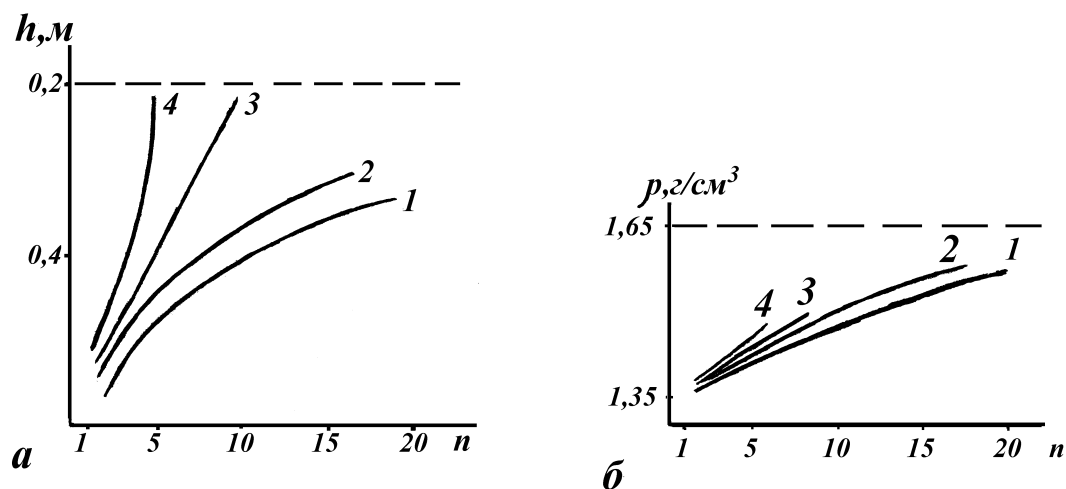


Рис. 4. Зависимости  $h$  (а) и  $p$  (б) от числа проходов  $n$ : 1 – нагрузка на щит  $G_{гр}=0$ ; 2 –  $G_{гр}=21,45$  кН; 3 –  $G_{гр}=33,7$  кН; 4 –  $G_{гр}=42,6$  кН

В условиях лесосек коэффициент сопротивления качению гусеничных машин может быть найден по формуле [7]

$$f \approx 0.04 + 0.83 \frac{h_k}{l} \sqrt{\frac{a}{t_{зв}}}, \quad (16)$$

где  $h_k$  – наибольшая деформация грунта под опорным катком;  $a$  – шаг опорных катков;  $t_{зв}$  – шаг звена гусеницы;  $l$  – длина поверхности контакта гусеницы с грунтом.

Уменьшение сопротивления качению опорных катков и снижение неравномерности распределения неравномерности распределения давления имеет место при применении резино-металлических шарниров между звеньями гусеничных лент. Одним из достоинств гусеничного движителя является хорошее сцепление с грунтом, благодаря чему обеспечивается меньшее буксование.

При применении крупногабаритных высокоэластичных шин на трелевочных и других машинах (рис. 5) обеспечивается высокая их эффективность, особенно на грунтах, несущая способность которых достаточно высока.

Пренебрегая жесткостью каркаса шины, в первом приближении считают, что она начинает деформироваться при внутреннем давлении  $q_v$  равном максимальному давлению на грунт  $q_k$ . При  $q_v \leq q_k$  наибольшее давление колеса зависит от давления воздуха в шине.



Рис. 5. Колесный трелевочный трактор со специальными лесными шинами

При соблюдении линейного закона деформации грунта  $q_K = 2q_{CP} = 2G_K/b_l$  глубина колеи может быть определена по формуле

$$h = 1,1 \frac{1 - \mu^2}{E} \times 0,385 \frac{2 G_K}{l}, \quad (17)$$

а при условии  $l = b$  ( $l$  – длина отпечатка,  $b$  – ширина отпечатка шины)

$$h = 2,2 \frac{1 - \mu^2}{E} \frac{G_K}{b}. \quad (18)$$

Для лесных машин отношение  $G_K/l$  в среднем составляет 0,55 кН/см. Снижение этого отношения, а следовательно уменьшение колееобразования, можно достичь применением трехосных машин, что и имеет место у большинства распространенных специальных лесных машин Западно-Европейского производства. При использовании на колесных машинах легкоъемных гусениц обеспечивается снижение давления на грунт и улучшение сцепных свойств.

Максимальная тяговая сила, определяемая через сопротивление грунта сдвигу  $\tau_{MAX}$  и площадь контакта движителя  $F$ :

$$P_{max} = F \tau_{max} = F(c + q \cdot \operatorname{tg} \varphi_c) = F_c + G \cdot \operatorname{tg} \varphi_c,$$

где  $c$  и  $\varphi_c$  – коэффициенты соответственно внутреннего сцепления и сопротивления грунта сдвигу.

На сухом песке угол внутреннего сопротивления сдвигу  $\varphi_c \approx 35^\circ$  и максимальная тяговая сила составляет около 70% веса машины, а на

связанных грунтах  $\varphi_c=0$  и  $P_{MAX}$  зависит в основном от  $F$  и вес машины и размеры движителя имеют определяющее значение. На суглиниках и других видах почв в образовании  $P_{MAX}$  совместное значение имеют оба фактора:  $\tau_{MAX}$  и  $F$ .

Тяговая сила колеса на твердой поверхности достигает максимального значения при буксовании  $\delta=15-20\%$  (рис. 6).

При переменных значениях  $\delta$  [9] сила тяги определяется при интегрировании касательных напряжений вдоль площади контактной поверхности

$$P_K = \iint_F \tau dF; \quad \tau = (c + q \cdot \operatorname{tg} \varphi_c) - e^{\delta x/k}, \quad (19)$$

где  $k$  – коэффициент деформации;  $x$  – расстояние от передней кромки опорной поверхности до рассматриваемой зоны буксования.

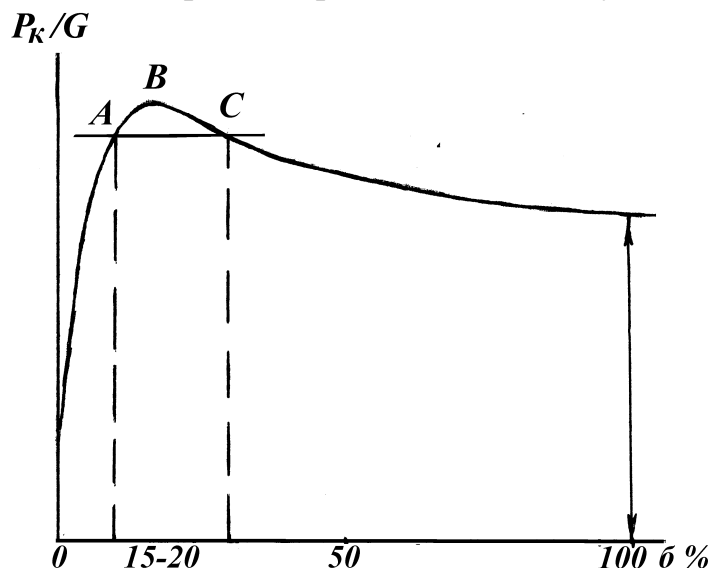


Рис. 6. Изменение удельной тяговой силы от величины буксования (по Дж. Вонгу)

Следует иметь ввиду, что уменьшение давления на грунт приводит к снижению показателей тяги машины и не может в ряде случаев быть компенсировано за счет увеличения площади контакта  $F$  шин с грунтом.

В США, Японии и России активно, начиная с 50-х годов, начали работать над проблемой создания шагающих механизмов. Такие движители обладают по сравнению с традиционными колесами и гусеницами рядом достоинств: дискретность следа, увеличение в 1,5-1,8 раза силы тяги при одинаковой нагрузке; повышенная проходимость через переувлажненные участки; способность преодоления единичных препятствий значительной высоты. Потери

мощности на самопередвижение машины ниже, чем машины с колесным движителем. Однако, не смотря на преимущества, практическая реализация таких движителей применительно к лесным машинам еще проблематична, хотя примеры их создания уже известны (рис. 7).



Рис. 7. Лесная машина с шагающим движителем

Перспективным в настоящее время является применение шин с низким давлением, пневмокатков и пневмогусениц. Результаты исследований сельскохозяйственной техники на пневмогусеничном движителе [10] показали, что их применение обеспечивает снижение неравномерности распределения контактных давлений в 1,3-1,7 раза и уменьшение плотности в слое 0-30 см по следам тракторов кл.2 и кл.3, соответственно на 0,045 и 0,06 г/см<sup>3</sup>. При этом твердость почвы в слое 0-30 см соответственно снизилась в 1,07 и 1,12 раза, а глубины следов в 1,11 и 1,27 раза.

Уменьшение давления воздуха в шинах влияет на сопротивление движению машин. Доказано, что на мягких грунтах сопротивление качению от деформации грунта с уменьшением  $q_B$  с одной стороны

снижается, с другой – растет за счет деформации шины, т.е. для конкретных шин и условий движения существует оптимальное давление воздуха  $q_B$  (рис. 8), что может достигаться применением устройств регулирования внутреннего давления в шине.

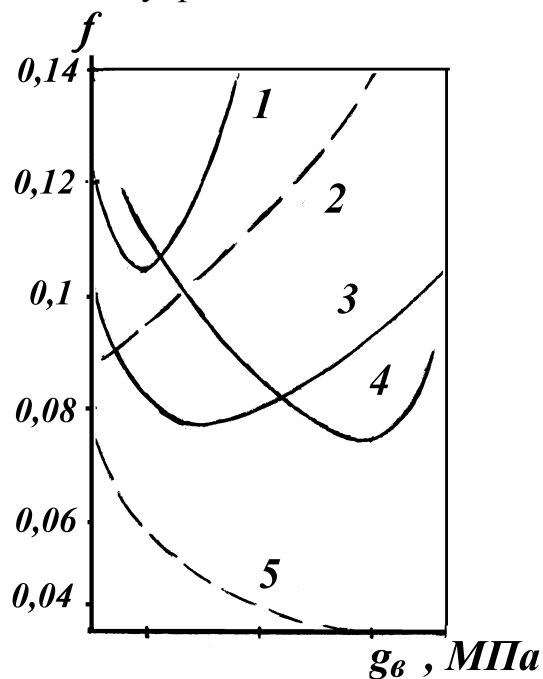


Рис. 8. Зависимости коэффициента сопротивления качению  $f$  от внутреннего давления воздуха в автомобильной шине  $q_B$ :  
 1 – снег; 2 – сухой песок; 3 – влажный песок; 4 – оттаявший грунт; 5 – лежневая дорога

## 5. ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ ЛЕСНЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН НА ПОЧВУ И ПОКАЗАТЕЛИ ИХ ПРОХОДИМОСТИ

Для оценки воздействия движителей лесных машин на почву рассматриваются такие факторы, как давление на грунт, площадь контакта движителей и пачки с опорной поверхностью, колееобразование, степень уплотнения и минерализация лесных площадей.

Действительные значения средних давлений современных колесных лесопромышленных тракторов значительно превышают нормативы (табл. 3), причем как машин, производимых в странах СНГ, так и в Западно-Европейских.

Распространенное мнение о низком давлении на почву колесных лесозаготовительных машин стран дальнего зарубежья ошибочно, так как его расчетная оценка проводится по методике, дающей результаты значительно заниженные в сравнении с результатами, полученными по методикам, соответствующим стандартам действующим в странах СНГ. Среднее давление, рассчитанное по Скандинавской методике в 2-3 раза меньше, чем полученное по действующему у нас стандарту.

Не останавливаясь на выборе достоинств тех или иных методик оценки давлений движителей колесных машин на грунт, а также о справедливости или несправедливости существующих нормативных ограничений, отметим, что в любом случае эта проблема имеет важнейшее значение и требует дальнейшего изучения, так как связана с одной стороны с вопросами экологии, а с другой – необходимостью функционирования лесозаготовительных и лесохозяйственных предприятий.

В России и Республике Беларусь в настоящее время все шире разворачиваются работы по созданию лесных машин на колесном шасси. Активную позицию в этом отношении занимает Минский тракторный завод, который на базе тракторов МТЗ создает лесные машины различного типа. Разработан и практически реализуется типаж лесных машин класса 1,4-2,0 на базе колесных шасси с жестко и шарнирно-сочлененной рамой. Уже серийно выпускаются форвардеры МЛПТ-354, трелевочные тракторы ТТР-401, готовятся к выпуску машины ТТР-402 и МТР-374.

В настоящее время МТЗ, БГТУ, ЦНИИМЭ интенсивно осуществляют опытно-конструкторские работы, проводят исследования, направленные на доработку конструкций уже созданных машин, обоснование параметров вновь создаваемых. При

этом исключительно важное значение имеет оценка экологической совместимости новых машин с лесной средой и в частности оценка воздействия их на лесные почво-грунты.

Для расчетного определения стандартных значений максимального давления колесного движителя на почву  $q_k$  и нормального механического напряжения  $\sigma_{0,5}$  на глубине 0,5 м, нормируемых ГОСТ 26955-86, необходимо иметь среднее давление движителя на жесткое основание  $q_{ср}$ , контурную площадь контакта  $F_k$  и ширину (или длину) прямоугольной площадки контакта колеса с грунтом.

Среднее давление колесного движителя (кПа) на жесткое основание

$$q_{ср} = \frac{G_k}{F_k}, \quad (20)$$

где  $G_k$  – вертикальная нагрузка на грунт, кН.

Контурную площадь контакта ( $m^2$ ) на жестком основании согласно [11] можно найти по формуле

$$F_k = \frac{\pi}{4} a_k b_k, \quad (21)$$

где  $a_k = C_3 \sqrt{D f_{ст} - f_{ст}^2}$ ;  $b = 2 \sqrt{2 R_{пр} f_{ст} - f_{ст}^2}$ ,  $a_k$  – длина отпечатка контурной площади отпечатка шины на жестком основании, м;  $f_{ст}$  – статический прогиб шины при нагрузке  $G_k$ , м;  $R_{пр} = (B+H)/2,5$ , м;  $D, H$  и  $B$  – диаметр, высота и ширина профиля шины, м;  $C_3 = \frac{20,5}{11,9 \left[ \frac{D}{B} - \frac{(n-9)}{2} - 3 \right]}$  – поправочный коэффициент для тракторных шин ( $n$  – норма слойности).

Статический прогиб шины может быть принят по данным эксперимента или найден по зависимости

Статический прогиб шины может быть принят по данным эксперимента или найден по зависимости

$$f_{ст} = \frac{C_2 G_k}{2(p_w + p_0)} + \sqrt{\left[ \frac{C_2 G_k}{2(p_w + p_0)} \right]^2 + C_1 G_k}, \quad (22)$$

где  $p_w$  – давление воздуха в шине;  $p_0$  – условное давление в шине при отсутствии в ней воздуха.

Значения постоянных коэффициентов  $C_1$  и  $C_2$ , а также давления  $p_0$  могут определяться по методике, приведенной в работе [11] или по данным работы [12].



Максимальное давление (кПа) в соответствии с ГОСТ 26953-86 определяется по зависимости

$$q_K = K_2 \cdot q_{CP} / K_1, \quad (23)$$

где  $K_1$  – коэффициент, зависящий от наружного диаметра шины (табл. 5);  $K_2=1,5$  – коэффициент продольной неравномерности распределения давления по площади контакта шины с грунтом.

Табл. 5. Зависимость коэффициента  $K_1$  от диаметра шины

D, м	до 0,6	0,6-0,8	0,8-1,0	1,0-1,2	1,2-1,5	более 1,5
$K_1$	1,6	1,4	1,3	1,2	1,15	1,10

В соответствии с ГОСТ 26954-86 нормальное механическое напряжение (кПа) в почве определяется по формуле

$$\sigma_{0,5} = 0,637 \cdot q'_K \left[ \arctg \frac{a \cdot b}{0,5 \sqrt{a^2 + b^2 + 0,25}} + \frac{0,5 a \cdot b \cdot (a^2 + b^2 + 0,5)}{(a^2 + 0,25) \cdot (b^2 + 0,25) \sqrt{a^2 + b^2 + 0,25}} \right], \quad (24)$$

где  $q'_K = q_{CP} K_1$ , кПа;  $a = F_{кп} / 2b_K$ , м;  $F_{кп} = F_K K_1$ , м<sup>2</sup>.

Проходимость лесных машин в значительной степени определяется деформацией почвогрунтов и колееобразованием, которое зависит от давления движителей на грунт, его физико-механических параметров, времени действия нагрузки и кратности ее повторения.

А.Н.Баймлером и А.Г.Грабовским [13] для описания деформаций опорного массива движителями внедорожных машин рекомендуется пользоваться зависимостью

$$q_K = E_j h^m b^{m-1,2}, \quad (25)$$

где  $q_K$  – давление на грунт;  $E_j = E/t^a$  – динамический модуль деформации;  $E$  – модуль линейной деформации;  $m$  – параметр, характеризующий сопротивление опорного массива сжатию по глубине;  $h$  – величина деформации опорного массива;  $b$  – наименьший размер по длине или ширине площади контакта движителя с опорным массивом;  $t$  – время действия нагрузки;  $a$  – эмпирический коэффициент,  $a = 0,8$ .

Время действия нагрузки для колесного движителя

$$t=l/v, \quad (26)$$

где  $l$  – длина площадки контакта колеса с опорной поверхностью;  $v$  – скорость движения, м/с.

Несущая способность лесных почв зависит от категории грунтов, характеризующихся их механическим составом и влажностью (табл. 6). Параметры  $E$  и  $m$  зависят от категории грунтов и могут выбираться в соответствии с данными табл. 7

Табл. 6. Допустимые значения давлений

Категория	Характеристика	Допустимые значения давлений, кПа
I	Дренированные, сухие, песчаные	70-200
II	Свежие супесчаные, суглинки и глинистые пески	40-70
III	Увлажненная, тяжелые суглинки	20-40
IV	Переувлажненные, торфяно-глеевые, болотные	менее 20

Табл. 7. Значения параметров  $E$  и  $m$

Категория грунтов	I	II	III	IV
$E$ , МПа	35-40	25-35	12-25	12
$m$	1,5-1,9	1,0-1,4	0,4-0,9	0,1-0,3

Результаты исследований, проведенных в МЛТИ [8], показывают, что процесс образования колеи колесом трактора хорошо описывается уравнением, которое, однако, не учитывает время действия нагрузки, ее повторяемость и влажность грунта

$$h = 1,1 \cdot \frac{1 - \mu^2}{E} \cdot b \cdot \chi^{0,385} \cdot q_k, \quad (27)$$

где  $\mu$  – модуль продольного расширения грунта;  $\chi$  – отношение длины деформатора  $l$  к его ширине  $b$ .

С учетом уравнения (25) сила сопротивления движению одиночного колеса по образовавшейся колее может быть определена из выражения [13]

$$P_h = \frac{q_k 10^6}{m + 10} m \sqrt{\frac{q_k t^a}{E b^{m-1,2}}}, \quad (28)$$

Уравнение (28) можно применить для оценки степени возможности движения машины по образовавшейся колее, определения максимального числа проходов колеса по ней, с учетом скорости движения, а также предельную глубину колеи из условия реализации касательной силы тяги по сцеплению:

$$G_k \varphi \geq \frac{q_k 10^6}{m + 10} m \sqrt{\frac{q_k t^a}{E b^{m-1,2}}} \quad (29)$$

С использованием изложенной методики была проведена оценка лесных машин МТЗ по основным показателям проходимости: средним и максимальным давлениям колесного движителя на почву  $q_{CP}$  и  $q_K$ , нормальным механическим напряжениям  $\sigma_{0,5}$  на глубине 0,5 м (табл. 8).

Табл. 8. Показатели проходимости колесных лесных машин

Марка машин	Обозначение шин	$q_{CP}$ , кПа	$q_K$ , кПа	$\sigma_{0,5}$ , кПа	$h$ , м·10 <sup>-2</sup>
ТТР-401	11,2-20/	78,8/	118,2/	12,2/	1,5/
	18,4L30	66,3	99,4	23,9	2,1
МЛПТ-354	30,5L32/	65,4/	98,1/	34,8/	2,9/
	30,5L32	98,1	147,1	52,2	4,5
МТР-374	30,5L32/	54,5/	81,7/	28,9/	2,5/
	30,5L32	76,3	114,4	40,6	3,5

Примечание: в числителе приведены значения для передней оси, в знаменателе – для задней.

В табл. 8 даны также величины  $h$ , рассчитанные по формуле (27), не учитывающей время действия нагрузки и влажности грунта. Последний фактор оказывает весьма существенное влияние на образование колеи. На рис. 9 приведены данные ЦНИИМЭ по изменению глубины колеи в зависимости от влажности  $W$  для сортиментовоза МЛПТ-354, оснащенного шинами 30,5L32.

Приведенные в табл. 8 значения максимальных давлений в целом хорошо согласуются с данными, полученными для аналогичных машин Российского и Западно-Европейского производства, у которых значения  $q_K$  изменялись в пределах 150-200 МПа (ЛТ-171, ТЛК-4, FMG-230A5, FMG-240A).

Оценка величины силы сопротивления движению колесных машин, произведенная по приведенной методике, показала, что их

проходимость обеспечивается при глубине образуемой колеи до 10 см. Диапазон изменения силы сопротивления движению для разных условий изменяется от 5 до 50 кН, что согласуется с данными эксперимента.

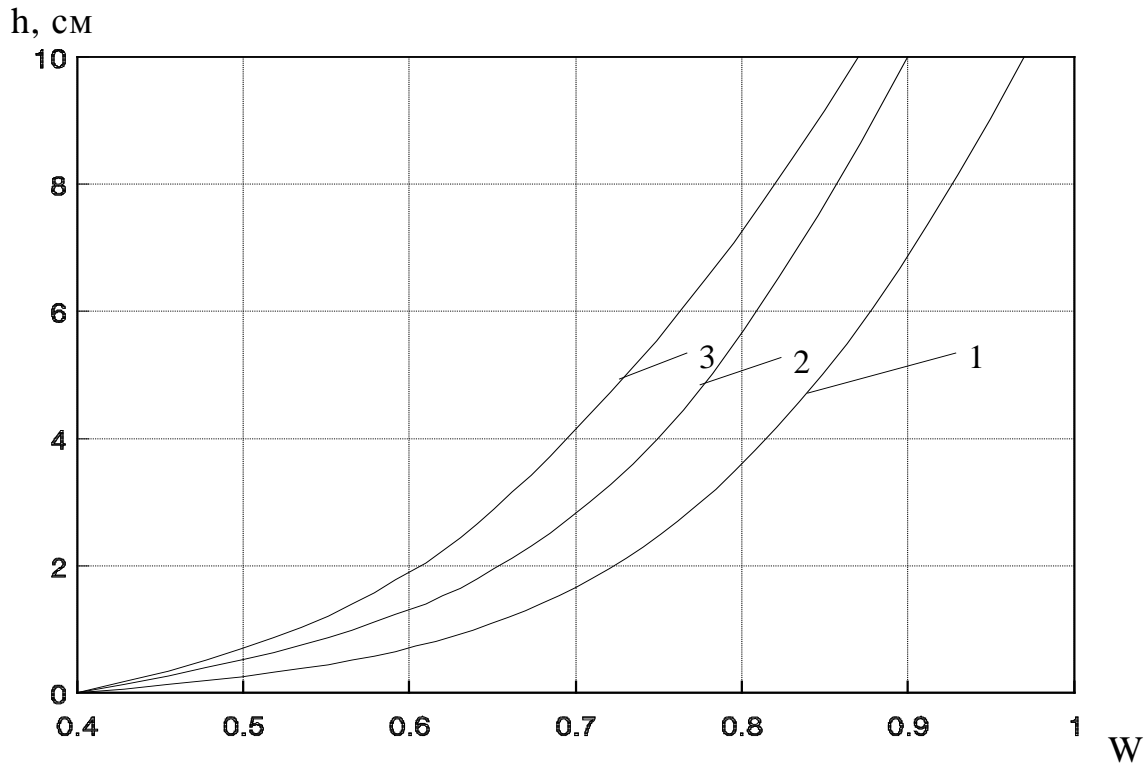


Рис. 9. Зависимости глубины колеи  $h$  от относительной влажности суглинистого грунта  $W$ : 1 – без нагрузки; 2, 3 – с нагрузкой  $6 \text{ м}^3$  и длине сортиментов 4 м (кривая 2) и 6 м (кривая 3)

Давление на грунт зависит от типа движителя, его размеров, нагрузки, приходящейся на единственный движитель. На погрузочно-транспортную машину могут устанавливаться несколько моделей шин, и она может иметь различную эксплуатационную грузоподъемность. Поэтому для анализа опорной проходимости погрузочно-транспортной машины МЛПТ-354 были проведены расчеты давления на грунт при вариантах установки шин моделей: 23,1-R26; 30,5R-32; 71x47,00-25.

Нагрузки на шину выбирались исходя из весовых параметров машины в снаряженном состоянии и с пачкой сортиментов длиной от 4 до 6,5 м.

С использованием изложенного были получены расчетные данные по опорной проходимости, на основе анализа которых выбраны шины, в наибольшей степени удовлетворяющие

экологическим требованиям. На рис.10 приведена номограмма, отображающая зависимости давления  $q_k$  для различных шин (квадрант II), глубин колеи  $h$  (квадрант III) в зависимости от нагрузки на шину  $G_k$ . В квадранте I приведена несущая способность лесных почв, как ограничивающий фактор.

На номограмме штриховыми линиями показаны отмеченные выше параметры для колес переднего моста сортиментовоза, а сплошными линиями - колес заднего моста. Разная протяженность линий, характеризующих параметры  $q_k$  и  $h$ , обусловлена различными нагрузками на мосты. На переднем мосту погрузочно-транспортной машины, как показали расчеты, возможный диапазон изменения нагрузок  $G_k$  меньше. Характер изменения  $q_k$  и  $h$  для всех типоразмеров шин одинаков и зависит от величины нагрузки. Причем, с увеличением нагрузки на колеса, как давление, так и глубина колеи увеличиваются более интенсивно для рассматриваемых шин. При максимальной нагрузке на шину модели 23,1-R26 давление и глубина колеи составляют соответственно 120 кПа и 8.2 см; для шины 30,5R-32 – 82 кПа и 6,3 см; а для шины 71x47.00-25 –  $q_k=42$  кПа и  $h=4,7$  см.

В действующих в настоящее время лесоводственных требованиях Федеральной Службы России, нормативные значения этих показателей составляют: для лесосечных работ  $q_k \leq 150$  кПа;  $h \leq 10$  см; для рубок ухода –  $q_k \leq 120$  кПа;  $h \leq 5$  см.

Таким образом, лесная погрузочно-транспортная машина, оснащенная шинами 71x47.00-25, полностью удовлетворяет предъявляемым требованиям по давлению на грунт и глубине колеи.

Номограмма опорной проходимости позволяет также оценивать параметры проходимости, задавая любой из рассматриваемых параметров в качестве исходного.

Рассмотрим возможности применения погрузочно-транспортной машины, оснащенной различными шинами, в зависимости от почвенно-грунтовых условий. Для этого необходимо провести линии связи, которые взаимоувязывают категорию лесных почв с глубиной колеи, нагрузкой на колесо и давлением движителя на грунт.

Эксплуатация сортиментовоза с шинами 23,1-R26 возможна, с допустимыми повреждениями, на лесных почвах категории I и II, составляющих 43% от всей лесопокрытой площади Республики Беларусь, за исключением периода весенне-осенней распутицы, когда эксплуатация машины в этих условиях будет невозможна или затруднена.

Несколько лучше выглядит ситуация с использованием шин 30,5R-32, когда эксплуатация погрузочно-транспортной машины

возможна, при условии ее неполной загрузки, на категориях почв I-III (43-77%) с ограничением по периодам года. При этом следует отметить, что эксплуатация машины будет сопровождаться быстрым разрушением растительного (гумусового) слоя и образованием глубокой колеи на волоках при неоднократных проходах машины.

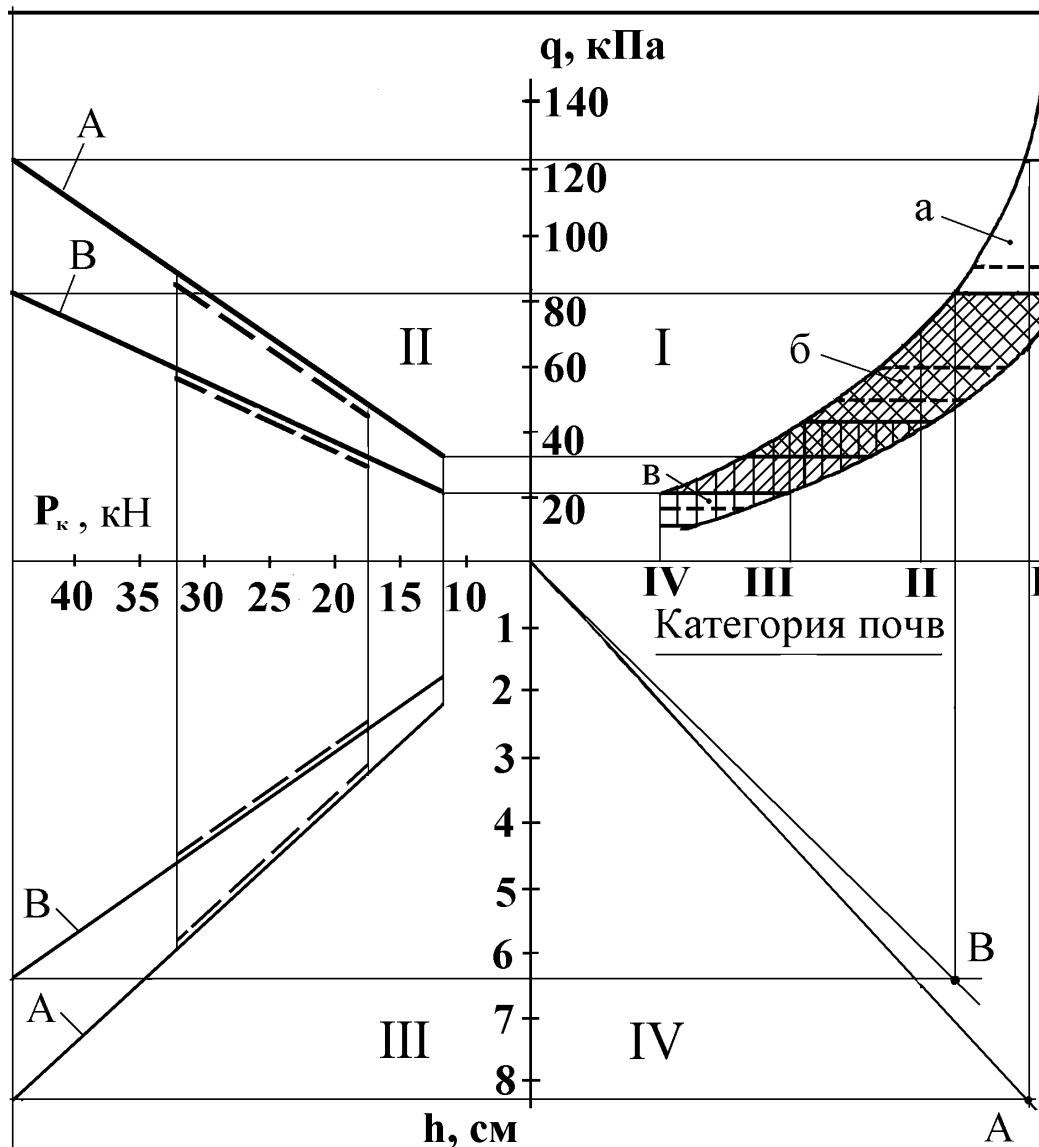


Рис.10. Номограмма опорной проходимости погрузочно-транспортной машины:  $a$ ,  $б$ ,  $в$  – возможные рабочие зоны машины с шинами различного типоразмера;  $A$  – шины 23,1-R26;  $B$  – шины 30,5R-32;  $C$  – шины 71x47.00-25

При оснащении погрузочно-транспортной машины шинами 71x47.00-25 эксплуатация ее возможна круглогодично на категориях лесных почв I-III без ограничений, как по давлению, так и по колееобразованию. На лесных почвах, характеризующихся

избыточным увлажнением (торфяно-болотно-глиевые) с несущей способностью 20 кПа и менее, эксплуатация машины возможна лишь в зимний период. Из номограммы видно, что при компоновочной схеме с удлиненной рамой и шинами 71x47.00-25 погрузочно-транспортная машина на почвах IV категории (23%) в весенне-осенний период сможет передвигаться только в порожнем состоянии.

Специфика эксплуатации специальных лесных машин требует также, при оценке показателей их эксплуатационных свойств, рассмотрения такого важного фактора, как профильная или геометрическая проходимость. Движение лесной машины, как правило, сопряжено с преодолением пороговых препятствий в виде отдельно лежащих обломков деревьев, сортиментов или пней. Иными словами можно сказать, что влияние геометрии поверхности движения на проходимость машины должно рассматриваться с точки зрения возможности преодоления лесной машиной выступов, впадин и уклонов. Режимы движения, когда часто встречающиеся микро- и макронеровности вызывают неизбежное снижение рабочей скорости движения машины, характеризуются частичной потерей проходимости, что отрицательно сказывается на эффективности работы.

Профильная проходимость погрузочно-транспортной машины оценивается такими показателями, как дорожный просвет, радиусы продольной и поперечной проходимости, углы въезда и съезда, которые обеспечиваются соответствующими параметрами машины. Установлено, что при базе погрузочно-транспортной машины 4350 мм и колее 2100 мм с шинами 71x47.00-25 обеспечивается преодоление препятствий высотой до 500 мм.

В зависимости от рельефа, леса распределяют на три группы: равнинные с крутизной склона до  $15^{\circ}$ , холмистые, где имеются ограничения по устойчивости и горные с крутизной свыше  $15^{\circ}$ . Для погрузочно-транспортной машины установлено, что углы подъема и спуска для снаряженного варианта составляют  $20^{\circ}$ , для груженого  $12^{\circ}$ , угол поперечного крена не должен превышать  $20^{\circ}$ . Таким образом, эксплуатация машины возможна на равнинной территории с крутизной склонов до  $15^{\circ}$ .

## 6. ПРОХОДИМОСТЬ ЛЕСНЫХ МАШИН ПО СНЕЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Зависимость, связывающая глубину снежного покрова  $H_{CH}$  и дорожный просвет машины  $H_{ПР}$  при ширине гусеницы  $b$ , приведенная в работе [14] имеет вид:

$$b \geq 1,4(H_{CH} - H_{ПР}).$$

Данную зависимость можно принять как ориентировочную, так как процесс взаимодействия движителя со снежной поверхностью весьма сложен и зависит от множества факторов, определяемых как свойствами снежной поверхности, так и параметрами машин, скоростными показателями, нагрузкой и др.

В работе [14] показано, что на трактор комплексно действуют силы отпора снега на длине машины, входящие в сумму взаимодействующих сил трактора при взаимодействии днища машины со снежным покровом и начале уплотнения снега. происходит перераспределение сцепного веса между активным гусеничным движителем и пассивно работающим днищем машины (рис. 11).

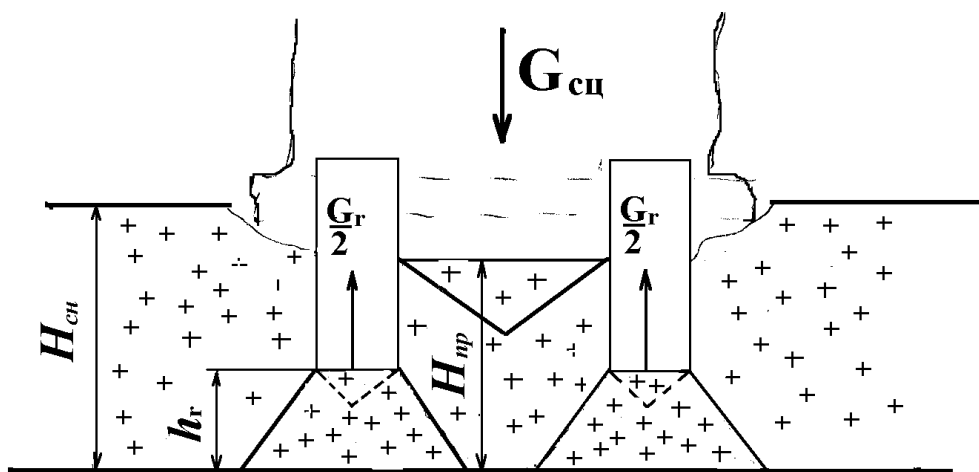


Рис. 11. Схема взаимодействия гусеничного трактора со снежным покровом

Авторами работы [4] обосновывается рейсовая нагрузка трелевочного трактора при рассмотрении сменной производительности как функции целого ряда параметров:

$$П_{СМ} = f(H_{CH}, \varphi_{СЦ}, S_{НЕС}^Г, S_{НЕС}^Д, G_{Г}, F_{К}),$$

где  $S_{НЕС}^Г$  и  $S_{НЕС}^Д$  – плотность снега под гусеничным движителем и днищем;  $G_{Г}$  – активный сцепной вес на гусеницы;  $F_{К}$  – касательная сила тяги.



Общее условие движения на  $i$ -й передаче  $F_{\text{сц}} \geq F_{\text{к}}$ , а сила тяги по сцеплению  $F_{\text{сц}} = G_{\text{Г}} \varphi_{\text{сц}}$ , где  $\varphi_{\text{сц}}$  – коэффициент сцепления гусеничного движителя с опорной поверхностью.

Для определения используется зависимость:

$$\varphi_{\text{сц}} = \varphi' + \frac{(t_{\text{зв}} + L_0 \cos \alpha) f_2}{2 L_0 \cos \alpha \left( 1 + \frac{f_2 G_{\text{Г}}}{C_0 \omega L_0 \cos \alpha} \right)},$$

где  $\varphi'$  – коэффициент внешнего трения снега при данной температуре воздуха;  $t_{\text{зв}}$  – шаг звена гусеничной ленты;  $f_2$  – коэффициент внутреннего трения снега при данной температуре;  $\omega$  – площадь опоры на траке;  $\alpha$  – угол дифферента трактора;  $L_0$  – длина опорной поверхности гусеничной ленты;  $C_0$  – коэффициент сопротивления снега смятию.

Установлено, что коэффициент сцепления при движении по снегу зависит от глубины снежного покрова и его физико-механических свойств. На него влияет изменяющийся сцепной вес и конструкция гусеничного движителя.

На силу сопротивления трактора помимо глубины снежного покрова влияют конструктивные параметры трактора, нагрузка, сопротивление движения пачки по волоку.

Исследования показали, что производительность трактора ЛТ-154 на трелевке при движении по снегу снизилась на 30-35% при среднем объеме хлыста  $0,21 \text{ м}^3$ , расстоянии трелевки 150 м и глубине снежного покрова 1,10-1,15 м.

Из рис. 12 видно, что при нормативном объеме пачки  $2 \text{ м}^3$ , сила тяги с учетом выполнения условий по сцеплению будет равна 31,3 кН на V передаче. Производственная работа трактора с нормативной рейсовой нагрузкой может быть выполнена при глубине снега до 87 см.

Передвижение колесного трелевочного трактора по снежной поверхности осуществляется за счет сцепления движителей трактора со снегом. Сцепление колесно-гусеничного движителя трехосного трактора с поверхностью пути происходит за счет трения колесно-гусеничного движителя о снег и за счет зацепления выступающих частей движителя о снежную поверхность пути.

На основании этого величина силы сцепления  $P_{\text{сц макс}}$  выразится в общем виде:

$$P_{\text{сц макс}} = P_{\text{тр}} + P_3, \quad (31)$$

где  $P_{\text{тр}}$  – сила трения элементов движителя трактора о снежную

поверхность;  $P_3$  – сила зацепления грунтозацепов колес и звеньев гусеничной цепи со снежной поверхностью.

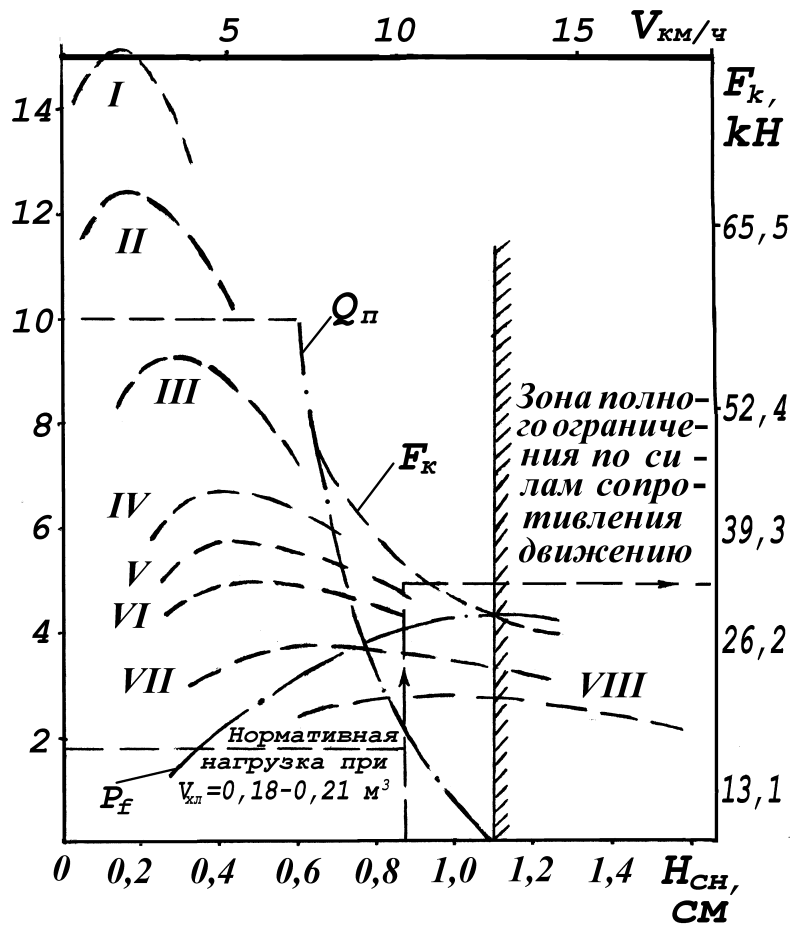


Рис. 12. Зависимости рейсовой нагрузки и касательной силы тяги трактора ЛТ-154 от глубины снежного покрова

Сила трения для колесно-гусеничного движителя подчиняется общим законам трения скольжения и для снежной поверхности с учетом всех ее особенностей (температура, плотность, удельный вес и т.д.) может быть найдена как произведение:

$$P_{\text{ТР}} = \mu^c G'_T, \quad (32)$$

где  $\mu^c$  – коэффициент трения скольжения;  $G'_T$  – нагрузка, приходящаяся на колесно-гусеничный движитель.

Сила зацепления элементов ходовой части зависит от количества шпор звеньев цепи, находящихся в зацеплении со снежной поверхностью, а также от величины сопротивления смятию самой снежной поверхности. В пределах допустимых величин буксования колесно-гусеничного движителя, сила зацепления может быть найдена из выражения

$$P_3 = \tau \Sigma F_{\Gamma},$$

где  $\tau$  – допускаемое напряжение смежной поверхности на смятие;  $F_{\Gamma}$  – суммарная площадь поверхности колесно-гусеничного движителя, работающая на смятие.

Площадь  $\Sigma F_{\Gamma}$  для колесно-гусеничного движителя определится из выражения:

$$\Sigma F_{\Gamma} = n F_{\Gamma 3},$$

где  $n$  – число звеньев, находящихся в зацеплении;  $F_{\Gamma 3}$  – площадь одного звена, работающего на смятие.

Окончательно для  $P_3$  имеем выражение  $P_3 = n F_{\Gamma 3} \tau$ .

Величина общей силы сцепления  $P_{\text{сц макс}}$  для колесно-гусеничного движителя будет равна

$$P_{\text{сц макс}} = \mu^c G'_{\Gamma} + n F_{\Gamma 3} \tau. \quad (33)$$

На снежных поверхностях с большой плотностью, когда межколесная часть гусеничной цепи не воспринимает нагрузку и величиной сил грунтозацепов, работающих на смятие в этой части гусеничной цепи, можно пренебречь, количество грунтозацепов, работающих на смятие, будет определяться только количеством звеньев гусеничной цепи, находящихся под отпечатками колес средней и задней оси. В этом случае

$$n \approx \frac{2 \sqrt{D_1 U_1}}{t_{\text{ц}}} + \frac{\sqrt{D_2 U_2}}{t_{\text{ц}}},$$

где  $D$  – диаметр колеса;  $U$  – деформация колеса;  $t$  – шаг гусеничной цепи.

Величина общей силы сцепления, когда внутренняя межколесная часть не воспринимает нагрузки, будет равна

$$P_{\text{сц макс}} = \mu^c G'_{\Gamma} + \frac{2}{t_{\text{ц}}} \left( \sqrt{D_1 U_1} + \sqrt{D_2 U_2} \right) F_{\Gamma 3} \tau. \quad (34)$$

С изменением плотности снежной поверхности меняются коэффициенты  $\mu^c$  и  $\tau$ , а также и  $F_{\Gamma 3}$  площадь грунтозацепа, находящаяся в зацеплении.

Следовательно, величина максимальной тяговой силы колесно-гусеничного движителя является функцией параметров его конструкции и характеристики снежной поверхности по которой происходит движение.

Изменение давления воздуха в шинах колесно-гусеничного движителя может изменить величину его силы сцепления за счет увеличения количества грунтозацепов находящихся в зацеплении.

Снижение давления воздуха в шинах также положительно сказывается и на сцепных свойствах колесно-гусеничного движителя при движении по снежной целине, так как это приводит к снижению пиковых давлений под колесами трактора. Однако существенное изменение давлений воздуха в колесах трактора может значительно осложнить работу колесно-гусеничного движителя, из-за увеличившейся разности радиусов кривизны среднего и заднего колес трактора, что увеличит проскальзывание колес по внутреннему контуру гусеничной цепи.

При движении колесного трелевочного трактора по снежной поверхности наблюдается существенное перераспределение нагрузок по осям, а следовательно и давлений, вызываемое сопротивлением волочению пачки, продольным наклоном трактора.

В колесно-гусеничном движителе трактора неравномерность давления вызывает волнообразную деформацию снежной поверхности, а также неравномерность натяжения гусеничной цепи, что в свою очередь приводят к неравномерному горизонтальному давлению шпор гусеничной цепи от первой к последующим, вследствие чего возникает еще большая неравномерность давления. Эпюра давлений колесно-гусеничного движителя на снежную поверхность показана на рис. 13.

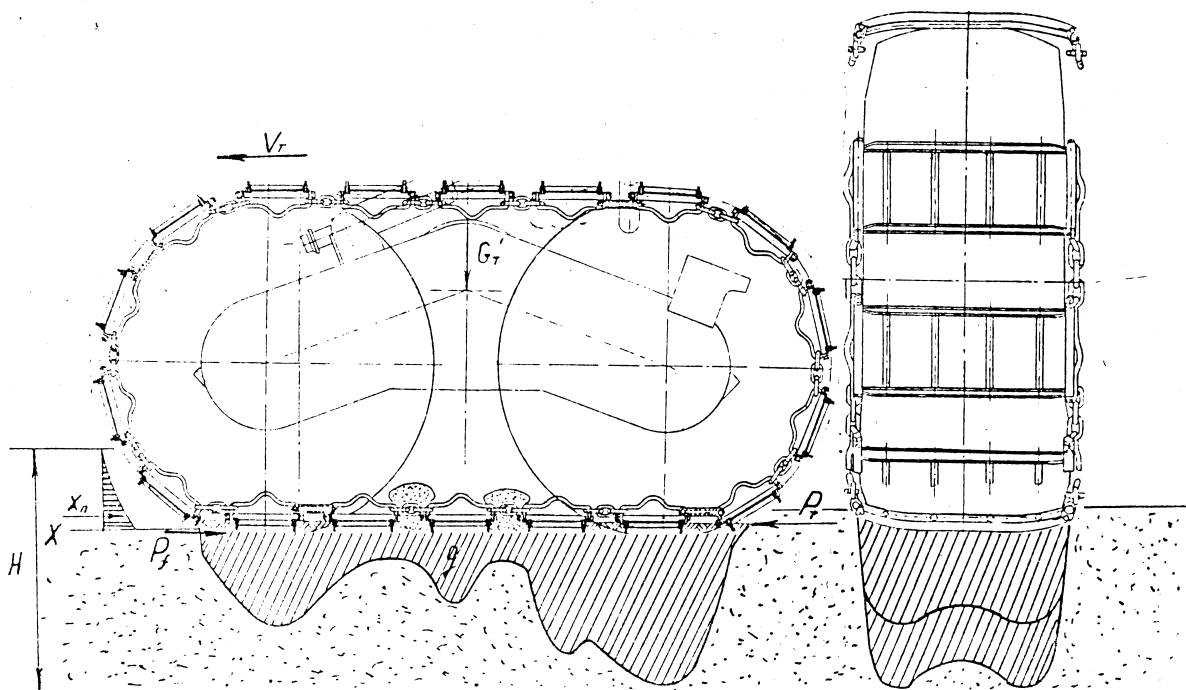


Рис. 13. Эпюра давлений колесно-гусеничного движителя трактора ЛТ-70 на снежной целине

Для колесных трелевочных тракторов, в виду значительной

неравномерности распределения нагрузки по осям давления в зоне взаимодействия движителя со снегом могут достигать величины 300-400 кПа. При таком давлении на снежную поверхность происходит деструктивная деформация, сопровождающаяся обратным разрушением ледяных спаек и зерен снега. При этом происходит интенсивное уплотнение снежной массы под опорной поверхностью колеса. Погружение колеса в снежную массу происходит при этом нелинейно. До тех пор, пока под опорной поверхностью колеса уплотненное снежное ядро не достигло жесткой опорной поверхности (промерзлый грунт, лед и т.д.), происходит интенсивное колееобразование. В дальнейшем интенсивность колееобразования за счет деформации снега снижается, так как прессование предварительно уплотненного ядра требует приложения большей нагрузки. Уплотнение снега под колесом сопровождается интенсивным его выпрессовыванием в стороны вперед и назад, которое может достигать 80–90%.

Таким образом, взаимодействие колеса со снегом является сложным физическим процессом, в результате которого происходит существенное изменение физико-механических свойств снежной поверхности.

Уплотнение снежной поверхности вызывает увеличение сцепления и коэффициента внутреннего трения, однако при этом существенное влияние на характер изменения снежной поверхности оказывает влияние ее структуры и температуры. Если деформация свежеснежного снега сопровождается увеличением его связности, то крупнозернистый снег, даже при значительных давлениях, в малой мере изменяет свою связность.

При деформации снега наиболее активное его уплотнение происходит при давлениях до 150-170 кПа, при этом плотность снега возрастет до 0,4-0,5 г/см<sup>3</sup> при дальнейшем росте давлений. Способность уплотненного ядра снега выдерживать нагрузки с незначительной деформацией определяется плотностью снега в зоне ядра.

Проведенные исследования для лесной снежной целины показывают, что в пределах давлений под штампом от 50 до 400 кПа плотность снега под штампом может быть определена из выражения:  $\rho = 0,33g + 0,48$ . Начальная плотность лесной снежной целины  $\rho = 0,18-0,26$  г/см<sup>3</sup> практически не оказывает влияния на конечную его плотность под штампом.

Выпресовывание снега из-под гусеничной цепи колесно-гусеничного трактора при определенных условиях снижается, ввиду

возникновения “арочного” эффекта. Проявление “арочного” эффекта вызывается относительно небольшим расстоянием между звеньями гусеничной цепи трактора, а также малым расстоянием между опорными площадками гусеничного звена трехосного трактора. При этом, на сопротивление вдавливанию гусеничного звена и всей гусеничной цепи в снег, оказывает влияние также объем снега, находящегося под опорными рабочими поверхностями и состояние снежной поверхности, определяющее трение и сцепление между частицами снега.

Благодаря упругим свойствам снега и его выпрессовыванию, под действием внешних сил, гусеничная цепь колесно-гусеничного движителя имеет постоянный контакт со снегом. Под действием сил  $P$  и  $T$  (рис. 14) рассматриваемый участок цепи находится в равновесии.

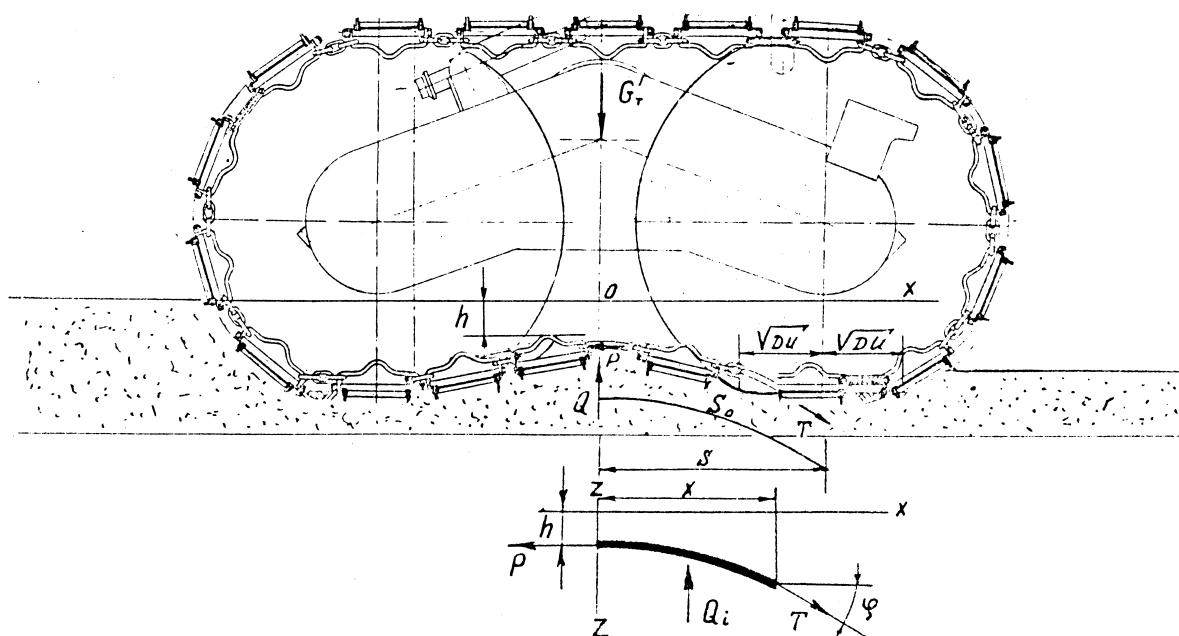


Рис. 14. Расчетная схема определения давлений на снежную опорную поверхность колесно-гусеничного движителя

Уравнения проекций сил имеют вид:

$$P - T \cdot \cos \varphi = 0;$$

$$Q_i - T \cdot \sin \varphi = 0;$$

Тогда  $\frac{Q_i}{P} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{dz}{dx}$ ; отсюда  $Q_i = P \frac{dz}{dx}$ .

Принимаем  $q = Kb$ , где  $b$  – ширина гусеничной цепи;  $K$  – коэффициент пропорциональности. Можно записать  $Q_i = \int q b dx = K b \int z dx$ , тогда получим дифференциальное уравнение:

$$P \frac{d^2 z}{dx^2} = K b z . \quad (36)$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$z = A e^{x \sqrt{\frac{K b}{P}}} + B e^{-x \sqrt{\frac{K b}{P}}} . \quad (37)$$

Из анализа решения уравнения (36) получим, что неравномерность нормального давления по длине опорной поверхности гусеничной цепи практически не оказывает влияния на коэффициент сцепления, при этом получено, что при расчетах максимальной силы тяги можно принять  $\phi = f_{CP}$ , где  $f_{CP}$  – усредненный коэффициент внутреннего трения снега на всем рабочем участке гусеничной цепи.

Учитывая это, величину максимальной силы тяги развиваемую колесно-гусеничным движителем можно определить из выражения

$$P_{T \text{ макс}} = \phi G'_T = f_{CP} G'_T . \quad (38)$$

Эпюра удельных давлений колесно-гусеничного движителя на уплотненную снежную поверхность показана на рис. 15.

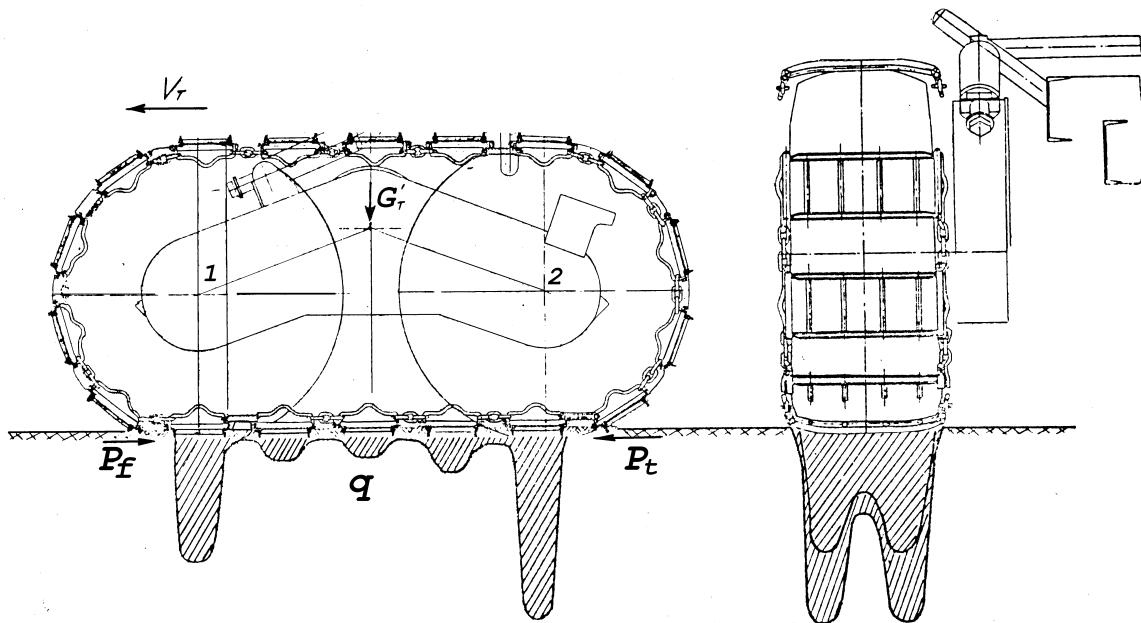


Рис. 15. Эпюра нормальных давлений под опорной поверхностью колесно-гусеничного движителя при движении по уплотненной снежной поверхности

Нагрузка, приходящаяся на колесо, с учетом его собственного веса, воспринимается как грунтозацепами, так и промежутками между

ними. Эта нагрузка приходящаяся в промежутки между грунтозацепами уравнивается суммой нормальных составляющих реакций снежного слоя.

Текущее значение касательной силы тяги переднего колеса трехосного трактора может быть определено как

$$P_k' = C_{сц} F_k + Q' f_i' + Q_{Г'} \mu_i', \quad (39)$$

где  $C_{сц}$  – текущее значение удельного сцепления снега на участке взаимодействия колеса со снежной поверхностью;  $F_k$  – площадь контакта колеса со снежной поверхностью;  $f_i'$  – текущее значение коэффициента внутреннего трения снега в зоне контакта;  $\mu$  – текущее значение коэффициента трения резины о снег в зоне контакта;  $Q'$  и  $Q_{Г}'$  – нагрузка на колесо в промежутках между грунтозацепами и соответственно в области грунтозацепов.

В пределах инженерной точности расчетов можно принять  $P_{к\text{МАКС}} = G_k f_{к\text{СР}}$ . Тогда общее касательное тяговое усилие трехосного трактора с колесно-гусеничным двигателем будет равно

$$P_{кТ\text{ МАКС}} = \sum G_k f_{к\text{СР}} + \sum G_{Г'} f_{ср}. \quad (40)$$

Установка на колесном трелевочном трехосном тракторе гусеничной цепи с целью повышения его проходимости вносит ряд особенностей в работу ходовой части трактора. При установке гусеничных цепей, замыкающих средние и задние колеса трехосного трактора получается колесно-гусеничный двигатель с жесткой кинематической связью.

Работа колесно-гусеничного двигателя определяется величиной и характером действующих сил, как во внутреннем, так и во внешнем контуре гусеничной цепи.

Для оценки тяговых свойств колесно-гусеничного двигателя по внутреннему контуру примем показатель,  $K_k = P_{тв\text{ МАКС}} / P_t$ , являющийся отношением максимальной тяги по условию сцепления колес трактора с внутренней поверхностью гусеничной цепи, к доле тяги трактора, приходящейся на эту гусеничную цепь.

Этот коэффициент показывает какая часть допустимого тягового усилия внутреннего контура реализуется в данных условиях. При  $K=1$  тяговые возможности внутреннего контура исчерпываются и при дальнейшем увеличении  $P_t$  возможно полное буксование трактора за счет пробуксовки колес трактора по внутренней поверхности гусеничной цепи. Поэтому при выборе конструкции колесно-гусеничного двигателя желательно  $P_{тв\text{ МАКС}}$  выбирать таким, чтобы была возможность реализовать тягово-сцепные свойства внешнего



контура гусеничной цепи по величине мощности двигателя на низшей передаче.

Величина  $P_{ТВ \text{ макс}}$  существенным образом зависит от коэффициента трения колеса с внутреннюю поверхность гусеничной цепи  $\mu$ , углов обхвата  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а также и от конструкции колесно-гусеничного движителя.

Основной причиной, вызывающей изменение режима работы колесно-гусеничного движителя является значительное изменение радиусов качения колес под действием внешней нагрузки, которые перемещаются по внутреннему замкнутому контуру гусеничной цепи. Если в общепринятых расчетах зачастую эта разница не учитывается, то при анализе колесно-гусеничного движителя учет этих величин необходим.

Для среднего и заднего колес трактора, катящихся по гусеничной цепи, справедливы равенства:

$$V_{к2} = \frac{n_k \rho_{к2} \pi}{i_k 30}; \quad V_{к3} = \frac{n_k \rho_{к3} \pi}{i_k 30} . \quad (41)$$

Все входящие в формулы (41) показатели в рассматриваемом приводе постоянны за исключением  $\rho_{к2}$  и  $\rho_{к3}$ , следовательно они и определяют характер работы движителя, т.е. величину проскальзывания, тяговое усилие и т.п.

Однако в свою очередь они зависят от таких величин, как рейсовая нагрузка, давление воздуха в шинах, сопротивление движению и ряда других величин. Учитывая разность  $\rho_{к2}$  и  $\rho_{к3}$  можно записать

$$\Delta V_k = \frac{n_k \pi}{i_k 30} (\rho_{к2} - \rho_{к3}) .$$

Следовательно, при качении колес по внутреннему контуру цепи происходит постоянное выравнивание скоростей, либо за счет тангенциальной деформации шин, если  $\Delta V_k$  невелико, либо происходит проскальзывание колес, когда  $\Delta V_k$  не может быть выравнено за счет тангенциальной деформации шин. На верхнем обводе гусеничной цепи в виду незначительной разницы радиусов, величиной можно пренебречь.

Величину кинематического проскальзывания колес по внутреннее контуру цепи можно определить из выражения

$$S_{2-3} = \frac{V_{к2} - V_{к3}}{V_{к2}} = \frac{\rho_{к2} - \rho_{к3}}{\rho_{к2}} = 1 - \frac{\rho_{к3}}{\rho_{к2}} . \quad (42)$$

Из формулы (42) следует, что снижения проскальзывания можно добиться выравниванием радиусов  $\rho_{K2}$  и  $\rho_{K3}$ , но различные режимы работы трактора требуют различного соотношения радиусов качения. Другой особенностью колесно-гусеничного движителя является то, что колеса задней и средней осей передают гусенице не одинаковые тяговые усилия и общее суммарное тяговое усилие на внутреннем контуре зависит от распределения его между колесами средней и задней оси.

Распределение общего тягового усилия внутреннего контура гусеничной цепи между колесами не обеспечивает полного использования возможностей гусеничной цепи особенно при значительном неравенстве нормальных реакций на колесах.

Одним из путей улучшения тяговых свойств -рассматриваемого движителя может явиться применение отдельного привода на колеса задней и средней оси, широко распространенного в многоосных колесных машинах. Применение такого привода позволит устранить проскальзывание колес по внутреннему контуру и полнее использовать тяговые возможности каждого колеса. При этом для повышения коэффициента трения, внутренняя поверхность гусеничной цепи может быть армирована специальными материалами, без опасности сильного износа протектора шин. Кроме того, отдельный привод позволит отключать один из мостов с целью обеспечения более экономичной работы трактора без существенного снижения его тягово-сцепных свойств.

Таким образом, отдельный привод обеспечит работу трактора в оптимальном режиме при всех значениях внешней нагрузки, и позволит максимально использовать тягово-сцепные возможности колесно-гусеничного движителя.

Гусеничная цепь движителя воспринимая от колеса тяговое усилие в свою очередь производит его деформацию во всей зоне обхвата. По мере увеличения угла обхвата на среднем колесе изменяется радиус кривизны колеса, а следовательно и скорости звеньев гусеничной цепи.

Линейную скорость звена гусеничной цепи в любой точке на дуге обхвата колеса можно определить из выражения  $V_{з.ц.} = \rho_{\alpha} \omega_{\alpha}$ . Поэтому несмотря на отсутствие внешних сил, приложенных в зоне обхвата в гусеничной цепи возникает натяжение по мере нарастания радиуса кривизны и величины проскальзывания. Это натяжение гусеничной цепи, как на среднем так и на заднем колесе обуславливается также внутренними объемными силами деформации протектора шины.

После схода звена со среднего колеса оно направляется на заднее. При этом в межколесной зоне, в зависимости от режима работы трактора, оно либо обгоняет второе колесо трактора и переходит в тормозной режим, либо отстает от него, в связи с чем, появляется дополнительное натяжение гусеничной цепи и скольжение гусеничной цепи по колесу. Учитывая то, что при транспортировке пачки хлыстов  $\rho_{к2} > \rho_{к3}$ , то в рабочей опорной ветви гусеничной цепи всегда поддерживается натяжение.

По мере схода гусеничной цепи с заднего колеса, радиус кривизны увеличивается, деформация шины уменьшается. Это приводит к тому, что натяжение гусеничной цепи снижается и в верхнем межколесном промежутке натяжение гусеничной цепи полностью отсутствует.

Как показали производственные и лабораторно-дорожные испытания, проведенные в ЦНИИМЭ при работе трактора возможно возникновение таких условий, когда гусеничная цепь колесно-гусеничного движителя стопорится, происходит резкое нарастание крутящего момента в элементах трансмиссии, который может превысить крутящий момент, передаваемый после начала буксования колес по внутреннему контуру цепи. Работа элементов трансмиссии в режиме стопорения гусеничной цепи, является одним из наиболее тяжелых режимов их нагружения.

Анализ динамических усилий при стопорении гусеничной цепи может быть приведен к анализу динамической системы с одной степенью свободы с заделкой на конце.

Процесс стопорения можно рассматривать в два этапа: первый-выбор провисания и зазоров гусеничной цепи и других элементов трансмиссии; второй – упругое растяжение гусеничной цепи, упругое закручивание шин колес и других элементов трансмиссии.

Движение системы и динамические нагрузки в упругом элементе при стопорении могут быть определены из решения дифференциального уравнения

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + M(\varphi) = M_K, \quad (43)$$

где  $I$  – приведенный к ведущему валу момент инерции систем;  $M(\varphi)$  – момент восстанавливающих сил;  $M_K$  – момент, передаваемый колесами гусеничной цепи.

Динамическое усилие в упругом элементе достигнет максимума в конце стопорения, когда скорость движущихся масс будет равна нулю и  $\sin p_2 t_2 = 1$ ;

$$M_{2\text{дин}} = M_{\text{макс}} + \frac{c_1 \omega_0}{p_1} \left( 1 - \frac{c_2}{c_2 + c_1} \right) + \frac{c_2 \omega_0}{p_2} \left( 1 - \frac{c_2 - c_1}{c_2 + c_1} \right). \quad (44)$$

где  $c_1$  и  $c_2$  – жесткость системы на первом и втором этапах стопорения;  $M_{\text{макс}}$  – максимальный момент, передаваемый колесами;  $\omega_0$  – угловая скорость в начале пробуксовывания;  $p_1$  и  $p_2$  – круговые частоты на первом и втором этапах.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяконов В.В., Иванчиков А.А. Лесоводственная промышленность, 1988, №6.- с. 22-23.
2. Бит Ю.А., Бойчук А.П., Патыкин В.И. и др. Влияние двигателя трактора на почвенно-растительный слой лесосеки. // Лесосечные и лесоскладские работы и транспорт леса. Межв. сб. научных трудов. С.-Петербург, 1991.- с. 3-5.
3. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках.- М.: Гослесбумиздат, 1963.- 271 с.
4. Ветчинкин Н.С. Автотракторная тяга на лесотранспорте.- Л.: Гослесбумиздат, 1958.- 420 с.
5. Медведев М.И. Конструирование трактора.- Харьков: Гос. научн.-техн. изд. Украины, 1935.-253 с.
6. Жуков А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования.- Мн.: Выш. шк., 1990.- 312 с.
7. Анисимов Г.М., Жендаев С.Г., Жуков А.В. и др. Лесные машины.- М.: Лесная промышленность, 1989.- 512 с.
8. Котииков В.М. Воздействие лесозаготовительных машин на лесные почвы. Автореф.... дисс. докт. наук. М., 1995.- 37 с.
9. Ксенович И.П. Внедорожные тягово-транспортные системы: проблемы защиты окружающей среды. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1996, №6.- с. 17-22.
10. Русаков В.А. Эффективность снижения двигателей на почву. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1996, №6.- с. 17-22.
11. Ксенович И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система-почва-урожай.- М.:Агропромиздат, 1985. 304 с.
12. Ляско М.И., Курденев А.Г. Теоретическое определение стандартных показателей воздействия на почву колёсных двигателей. Тракторы и сельхозмашины, 1987. №6, с. 12-14.
13. Баймлер А.Н., Грабовский А.Г. Моделирование деформации лесных почвогрунтов двигателями лесотранспортных машин.// Проектирование, эксплуатация и ремонт лесных машин и оборудования. Межв. сб. научных трудов. С.-Петербург,1993. С. 44-46.
14. Соболев В.В., Сычев А.Е. Определение рейсовой нагрузки трелёвочных тракторов в условиях зимней лесосеки. // Лесосечные и лесоскладские работы и транспорт леса. Межв. сб. научных трудов Л., ЛТА, 1991. с. 29-33.

## СОДЕРЖАНИЕ

### Введение

1. Лесоводственная оценка техники на рубках главного и промежуточного пользования
2. Влияние движителя трактора на почвенно-растительный слой лесосеки
3. Проходимость лесных мобильных машин
4. Образование колеи и сопротивление движению машины
5. Оценка воздействия движителей лесных колесных машин на почву и показатели их проходимости
6. Проходимость лесных машин по снежной поверхности