

634.0.36

Министерство высшего и среднего специального
Ж-86 образования БССР

Белорусский технологический институт
имени С. М. Кирова

А. В. ЖУКОВ.

В. Г. ЗОЛОТОГОР ОВ.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ ЛЕСНЫХ МАШИН

Минск 1971

634.0.36

Ж-86

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский технологический институт
имени С.М.Кирова

А.В.ЖУКОВ, В.Г.ЗОЛОТОГОРОВ

к-ф

359233

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ
ЛЕСНЫХ МАШИН

Библиотека БГУ



00000000462560b

~~ЧИТ. ЗАЛ 1~~

БИБЛИОТЕКА БТИ
ИМЕНИ С. М. КИРОВА

М и н с к
1970

Учебно-методическое пособие по расчётной части курсового проекта для студентов специальности 0519 "Машины и механизмы лесной промышленности и лесного хозяйства".

Научный редактор профессор Тихонов А.Ф.

В В Е Д Е Н И Е

Основные задачи курсового проекта, являющегося заключительным этапом изучения дисциплины "Расчет и проектирование специальных лесных машин", состоят в углублении изучения и в закреплении основ курса, развитии навыков самостоятельной творческой работы по выполнению инженерных задач, расчету, анализу и обоснованию принятых решений, а также в привлечении и использовании специальной литературы, справочников, периодических изданий, каталогов и др.

Каждому студенту выдается индивидуальное задание на разработку принципиальной схемы и расчет одного типа технологического оборудования лесозаготовительной или лесотранспортной машины для выполнения трелевочных работ, заготовительно-трелевочных, трелевочно-транспортных, лесохозяйственных, погрузочно-транспортных и т.д. Задание предусматривает составление студентом системы машин, в которую входит машина с проектируемым узлом.

Задания могут быть также даны по разработке конструкции и расчету одного из агрегатов силовой передачи по подвеске или ходовой части тяговой или агрегатной машины. Содержание проекта олагается из пояснительной записки объемом 25-30 страниц рукописного текста и 2-3 листов чертежей.

Пояснительная записка освещает следующие вопросы:

1. Составление системы машин и описание производственных операций выполняемых каждой машиной.

Назначение базовой машины и перспективного привятого технологического оборудования или узла и условия их работы. Обзор и анализ работ по конструкции и применению аналогичных проектируемых устройств.

2. Оценка и выбор основных параметров проектируемой машины или устройства.

3. Определение нагрузок, возникающих при движении машин, а также при выполнении операций технологического процесса.

4. Обоснование и выбор основных узлов привода.

5. Составление кинематической схемы проектируемого устройства.

6. Определение веса устройства и общая компоновка.

7. Конструктивная разработка и расчет одного из узлов проектируемого устройства или базовой машины.

8. Продольная и поперечная устойчивость машины.

9. Техника безопасности.
10. Оценка экономической эффективности машины.
11. Заключение.
12. Список использованной литературы.

В тексте пояснительной записки обязательно ссылки на литературные источники. Расчеты, приводимые в записке, иллюстрируются схемами и графиками. Чертежи выполняются в карандаше в соответствии с требованиями ГОСТов.

На первом листе размещается компоновка проектируемого технологического оборудования или узла на базовой машине. На втором (и третьем) листе вычерчивается проектируемое устройство или узел в двух или трех проекциях с показом необходимых разрезов и сечений.

Настоящее пособие содержит в основном указания по расчётной части курсового проекта. Введение, а также параграфы 1-8 написаны А.В. Жуковым, раздел "Экономическая эффективность машин" Е.Г. Золотогооровым. Подробные методические указания по выполнению проекта разработаны С.Ф. Орловым и др. и даны в работе /19/.

§ 1. ОЦЕНКА СПОСОБОВ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ДЕРЕВЬЕВ

Принципиальные схемы различных систем, предназначенные для транспортирования древесины, приведены на рис. 1. При сравнении разных способов перемещения деревьев пользуются обобщенными оценочными показателями. Такими показателями могут быть:

- а) удельная нагрузка на 1 т веса тягача и всей транспортной системы;
- б) удельная сила тяги и удельная мощность, отнесенная к 1 т груза;
- в) удельный запас крутящего момента, отнесенный к 1 т полного веса транспортной системы.

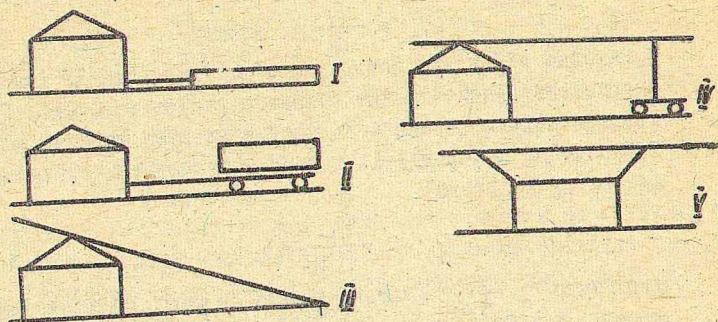


Рис. I. Принципиальные схемы транспортных систем.

Удельная нагрузка q_{ψ} , отнесенная к одной тонне веса тягача, по условиям сцепления ведущих колес с дорогой может быть определена по формуле:

$$q_{\psi} = \frac{Q}{G} = \frac{(1+k) \cdot (\varphi - \psi) + k(1+m) \cdot \psi_2}{(1+m) \psi_2} \quad / I /$$

где k - число, показывающее, какую долю от веса тягача составляет размещенная на нем часть груза, увеличивающая его сцепной вес;

m - число, показывающее, какую долю от приходящегося на него груза составляет вес прицепа;

φ - коэффициент сцепления;

ψ - суммарный коэффициент сопротивления ($\psi = f_1 + i$,
 $\psi_2 = f_2 + i$).

Выражение /I/ соответствует установившемуся $i \dot{f} = 0$ / движению на подъем до 10^0 , при котором $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i$.
Для тех же условий, удельная нагрузка, подсчитываемая с учетом использования мощности двигателя, определяется из выражения:

$$q_r = \frac{T_g - (1+K) \cdot \psi_1 + K(1+m) \psi_2}{(m+1) \cdot \psi_2}, \quad / 2 /$$

где T_g - удельная сила тяги, отнесенная к весу тягача, т.е.

$$T_g = \frac{T_o}{G} \quad / \text{т/т} /.$$

Выражения /1/ и /2/ справедливы для варианта IV (рис. I) при транспортировке с учетом тягового усилия на крюке. При транспортировании деревьев в полностью погруженном состоянии (рис. I, V), когда используется только грузоподъемность машины, удельная нагрузка равна:

$$q_r = \frac{D_o - \psi_1}{\psi_2}.$$

Отношение $\frac{q_r}{q_o}$ характеризует степень соответствия качества машины, реализуемых по сцеплению и по мощности двигателя. Этот коэффициент называется коэффициентом использования веса, и обозначается K_o .

В таблице I даны результаты подсчетов величин удельных показателей для вариантов транспортных систем, приведенных на рис. I.

Таблица I
Удельные показатели транспортных систем

Варианты	Условия / $f = 0; \alpha < 10^\circ$ /					$T_g = 0,5$		$T_g = 1$		
	ψ_1	ψ_2	K	m	ψ	q_o	q_r	K_o	q_r	K_o
I	0,2	0,7	-	-	0,5	0,43	0,43	1	1,15	2,7
II	0,2	0,15	-	0,2	0,5	1,6	1,67	0,04	4,45	2,8
III	0,2	0,6	0,5	-	0,5	1,25	0,84	0,83	1,67	1,3
IV	0,2	0,15	0,5	0,2	0,5	3,00	1,62	0,54	4,4	1,5
V	0,2	-	0,5	-	0,5	0,5	1,5	3,0	4,0	8,0

Если коэффициент $K_o = 1$, то тяговые качества машины по двигателю соответствуют его сцепным качествам. При проектировании следует стремиться к зависимостям:

$$q_r \geq q_o; \quad T_g = 1,$$

так как в этом случае $K_o = 1$, т.е. полностью будет использован сцепной вес машины.

Для сравнения вариантов транспортных систем можно пользоваться также величиной удельной мощности, затрачиваемой на перемещение 1 т полезного груза. В общем виде этот показатель определяется по формуле:

$$N_{\text{уд.}} = \frac{G}{Q} \cdot \frac{I + K}{270 \cdot \eta_m} \cdot \varphi \cdot v, \quad (3)$$

где η_m - к.п.д. силовой передачи / $\eta_m = 0,85$;
 v - скорость движения, при трелевке принимается 2-2,5 км/час.

В /3/ G и Q берутся в тоннах.

Анализ вариантов транспортных систем, приведенных на рис. I, показывает, что удельные нагрузки имеют наибольшие значения для II, III и IV. Транспортные системы с наибольшими удельными нагрузками по сцеплению, при $T_q = I$ имеют $K > I$.

В настоящее время на лесосеке наибольшее распространение имеет схема III, а на вывозке IV.

Транспортировка деревьев по третьей схеме может осуществляться в полуподвешенном и полупогруженном состоянии. В табл. 2 приведены значения удельного веса машины от степени загрузки и коэффициента сцепления для обоих способов трелевки.

Загрузка машины при полуподвешанном и полупогруженном способах трелевки изменяется незначительно. Оба способа загрузки машины можно считать равноценными.

Таблица 2

Значения удельного веса машины при трелевке в полупогруженном и полуподвешанном состоянии

Коэффициент сцепления	Коэффициент сопротивления перемещению деревьев по грунту	Трелевка в полупогруженном состоянии		Трелевка в полуподвешанном состоянии		
		$n = 2$	$n = 3$	$n = 2$		
		G/Q	G/Q	γ	K	G/Q
0,5	0,5	0,035	0,502	23°	0,588	0,333
0,7	0,5	0,155	0,222	23°	0,588	0,156
0,9	0,5	0,250	0,084	23°	0,588	0,255
1,0	0,5	0,284	0,037	23°	0,588	0,287

В табл. 2: n - число показывающее, какая часть веса груза приходится на машину; γ - угол отклонения троса (см. рис. 86).

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИИ МАШИН, ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ.

При конструировании новых машин и оборудования, кроме эксплуатационных требований, необходимо учитывать требования производителя. Излишнее усложнение конструкции, если при этом не удешевляется и не упрощается эксплуатация механизма, является недопустимым. При проектировании необходимо внимательно подходить к выбору материала деталей и методу изготовления с учетом условий их работы. Обеспечение простой сборки узлов, применение прогрессивной технологии, использование стандартных узлов и деталей снижает себестоимость изготовления. В целях снижения себестоимости следует также стремиться к снижению числа и размеров поверхностей с точной обработкой, проектируя зазоры в сочленениях, допустимые по условиям эксплуатации и сборки узлов. При выборе материалов необходимо учитывать обеспечение механической прочности и долговечности деталей, снижение трудоёмкости обработки. При конструировании необходимо стремиться к использованию дешевых и малодифицитных материалов. Широкие возможности для конструирования дает использование для изготовления деталей различных пластмасс, прессованной древесины и других материалов. Соответствующий выбор пластмасс, имеющих необходимую прочность и износостойкость (см. табл. 3), в сочетании с разнообразием методов изготовления (литье, штамповка, вырезка, склеивание, сварка и т.д.) дает возможность изготавливать такие детали и узлы как подшипники, втулки, шестерни, кабины, топливные баки и т.д. Различие в условиях работы отдельных деталей увеличивает номенклатуру материалов, применяемых для изготовления машины, что в условиях эксплуатации усложняет снабжение ремонтных мастерских. Поэтому при конструировании следует избегать излишнего увеличения номенклатуры материалов.

При выборе способа изготовления деталей (прокат, штамповка, литье и т.п.) необходимо учитывать, что увеличение количества способов нецелесообразно вследствие возрастания числа производственных процессов на одном предприятии.

Механическая обработка деталей является одним из наиболее трудоёмких процессов. Поэтому при конструировании необходимо тщательно продумать все имеющиеся возможности для предотвраще-

ния поломок режущего инструмента, его унификации. Форма деталей и способы их закрепления на станках должны обеспечить наилучшие условия обработки. Допуски, проставляемые на чертежах, должны обеспечивать минимальную трудоёмкость изготовления.

Таблица 3

Свойства конструкционных пластмасс

Свойства	Полиамид П-68	Полиакрилатам IЭ30	Фторопласт I4	Волокнит К-138А	Текстолит ПКТ
Плотность, кг/м ³	1130	1230	2190	1350-1450	1300-1450
Предел прочности, Мн/м ² :					
при изгибе	90	90	11-14	50	145
при сжатии	80	70-80	20	120	250
при растяжении	50	60-85	25	30	100
Твердость по Бринеллю	10	10-12	4	25	34
Максимальная рабочая температура при длительной эксплуатации, °С	90	-	270	-	-
Коэффициент линейного термического расширения	-	(1,0-1,4) · 10 ⁻⁴	(8-25) · 10 ⁻⁵	3 · 10 ⁻⁵	3,3 · 10 ⁻⁵
Удлинение при разрыве	50	150-600	250-500	-	-

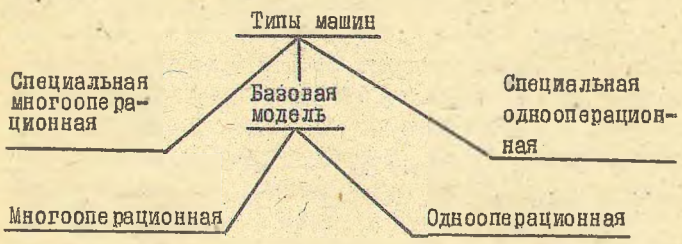
Конструирование узлов машины должно производиться с учетом возможности их монтажа и демонтажа, доступности к отдельным деталям, удобства подвода инструмента, регулировок и обслуживания. Кроме того, необходимо учитывать требование неизменности взаимного геометрического положения деталей в узле после сборки.

Разнообразие эксплуатационных условий в разных отраслях промышленности требует большого количества машин разных типов. Поэтому стремятся создать базовые модели с различными тяговыми усилиями, на основе которых выполняются специальные модификации, приспособленные для выполнения определенных работ в тех

или иных условиях. Базовые машины должны предусматривать возможность установки на них специальных механизмов и оборудования, обеспечивающих выполнение одной или нескольких фаз технологического процесса. Кроме того, возможно создание специализированных машин для выполнения отдельных операций и машин, выполняющих смежные фазы технологического процесса.

Таким образом, создание многооперационных или однооперационных машин возможно двумя путями в соответствии с приведенной классификацией.

Классификация типов машин



При работе машин на лесозаготовках возможно значительное количество сочетаний однооперационных и многооперационных машин в различных вариантах. Многооперационные машины могут совмещать от двух до пяти фаз технологического процесса, например, пакетировку и трелевку; валку и пакетировку; трелевку, погрузку и вывозку и т.д. (см.табл.4).

Выбор определенного варианта машины при данной технологии работ тесно связан с ее конструктивными особенностями. Например, при исключении погрузочных операций, когда дерево валится не на землю, а сразу на машину, необходимо проектировать приёмные приспособления, упрочнять корпус машины, изменять ее компоновку. При конструировании многооперационной машины, совмещающей все фазы технологического процесса, включая валку и вывозку, необходимо предусматривать привод к валочному устройству, учитывать дополнительные требования к подвеске осей и т.д. Конструкция лесозаготовительных машин должна выполняться с учетом лесохозяйственных требований по сохранению подроста.

Таблица 4

Варианты сочетания однооперационных и многооперационных машин

№ п/п	Фазы технологического процесса									
	Обычный технологический процесс					Бестрелевочная вывозка				
	валка	пакетирование	трелевка	погрузка	вывозка	валка	пакетирование	погрузка	вывозка	
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
I.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
3.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
II.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

- однооперационная машина;
 ---- многооперационная машина.

§ 3. КОМПОНОВКА МАШИН

Транспортные машины принято классифицировать по максимальной полезной нагрузке и грузоподъёмности. Предельные весовые ограничения для автомобилей и автопоездов приведены в таблице 5.

Таблица 5

Весовые ограничения автомобилей и автопоездов

Наименование весовых параметров	Для дорог I и II категорий	Для всех автомобильных дорог общей сети СССР
Наибольший осевой вес, т при расстоянии между смежными осями:		
3 м и более	10,0	6,0
менее 3 м	9,0	5,5
Полный вес, т:		
двухосного автомобиля или прицепа	17,5	10,5
трехосного автомобиля или прицепа	25,0	15,0
двухосного тягача с одноосным полуприцепом	25,0	16,0
двухосного автомобиля с двухосным прицепом или тягача с полуприцепом		
общее количество осей - 4	33,0	20,0
автопоезда, включающего прицеп или полуприцеп (общее количество осей - 4 и более)	40,0	30,0

Грузоподъемность лесовозных прицепов-ропусков изменяется в пределах от 5 до 15 т. тракторы в отличие от автомобилей принято классифицировать по номинальному тяговому усилию. Различают тракторы класса от 0,2 до 15 т. Среднее удельное давление гусеничных тракторов на грунт принимается 0,4-0,6 кг/см². На автомобилях, прицепах и полуприцепах применяются пневматические шины, обеспечивающие среднее удельное давление на дорогу 5,5-6,5 кг/см².

Г а б а р и т ы автомобилей, прицепного состава и тракторов должны учитывать требования, обеспечивающие перевозку их по железным дорогам, свободного проезда их под различного рода сооружениями на дорогах (мосты, линии электропередач и т.д.). Согласно требованиям ГОСТа наибольший габарит по ширине для автомобилей и автопоездов допускается 2,5 м, по высоте - 3,8 м.

Полная длина автомобилей не должна превышать 12 м, а автопоездов 20-24 м.

К о м п о н о в к а машин определяется требованиями к их конструкции. Большое влияние на неё оказывает назначение машины, её тип, грузоподъемность, заданные габаритные размеры, расположение двигателя, распределение веса по осям и каткам и т.д.

У отечественных лесовозных автомобилей двигатель расположен в их передней части.

Ввиду особенностей работы, а также по весовым и конструктивным соображениям двигатели трелевочных машин располагают также в передней части и, как правило, в кабине. Кабина трактора может быть смещена в сторону, как это сделано, например, у трактора ТБ-4СМ. Такое смещение кабины может быть удобным для улучшения обзорности фронта работ, для лучшего размещения дополнительного технологического оборудования и т.д.

На транспортных машинах двигатель может быть расположен как впереди, так и сзади за кабиной водителя, или в нижней части автомобиля, между осями колес.

При компоновке "кабина над двигателем" удается уменьшить длину и собственный вес автомобиля и улучшить его маневренность. Кроме того, при такой компоновке, как правило, удается добиться наилучшего распределения веса машины по осям. С точки зрения равномерного износа шин двухосного автомобиля с двойными осями

на задней оси, следует доводить нагрузку на заднюю ось до 60-67% от полной.

При вывозке леса нагрузка на коник автомобиля и коник прицепа-ропуска определяется в зависимости от числа осей автопоезда и допускаемой нагрузки на оси.

Расстояние между кониками автомобиля и ропуска, и местоположение коника на автомобиле определяется расчетом с использованием грузовой линии пакета хлыстов или деревьев. Приблизительно можно считать, что центр тяжести пакета хлыстов при расположении комлей в одну сторону неходится на одной трети длины пакета, считая от комлей. Центр тяжести пакета бревен при погрузке ко-лями в разные стороны находится примерно посредине его длины. При определении длины и загрузки осей автомобиля лесовоза необходимо учитывать, что свес комлей хлыстов или бревен от оси коника составляет обычно 0,75-1,0 м. Расстояние между кониками автомобиля и прицепа-ропуска можно получить из формулы:

$$l_k = \frac{(Q_1 + Q_2) \cdot d_n}{Z_2}, \quad / 4 /$$

- где Q_1 - грузоподъемность автомобиля;
- Q_2 - грузоподъемность прицепа-ропуска;
- d_n - расстояние от коника автомобиля до центра тяжести пакета древесины;
- Z_2 - вертикальная реакция коника прицепа-ропуска.

В практических расчетах можно принимать, что 40% веса деревьев приходится на автомобиль и 60% - на прицеп-ропусок.

Как видно из выражения /4/, расстояние между кониками зависит от длины перевозимых хлыстов. Рекомендуются следующие соотношения между длиной хлыстов и расстоянием в метрах

Длина хлыстов	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Расстояние между кониками	8,0	8,6	9,3	10,0	10,7	11,3	12,0	12,7	13,3	14,0

При определении загруженности осей необходимо иметь в виду, что при погрузке хлыстов колями вперед свес вершин за конником прицепа-ропуса не должен превышать 8-10 м, чтобы между вершинами и дорогой был пролет 0,6-0,8 м.

Распределение нагрузки по каткам и колесам колесных и гусеничных трелевочных и валочно-трелевочных машин также зависит от места приложения нагрузки и может быть определено расчетным путем.

На распределение давления под катками трелевочного трактора оказывают влияние следующие условия:

- а) расположение по длине и высоте трактора его центра тяжести;
- б) расположение лебедки и коника трактора по отношению к опорам подвески;
- в) угол наклона ведущей и ведомой ветвей гусениц;
- г) длина балансиров;
- д) тяговые усилия на ободу ведущей звездочки и тросе лебедки.

Правильная компоновка трактора должна учитывать все перечисленные параметры.

На компоновку машин существенное влияние оказывает тип трансмиссии. На рис. 2 представлены различные схемы трансмиссии автомобилей. Как видно из рисунка, трансмиссии автомобилей отличаются большим разнообразием. Наиболее простой вид трансмиссии автомобилей с колесной формулой 4x2 (схема а и б), как при задней, так и передней ведущих осях.

На автомобиле 4x4 со всеми ведущими осями применение колесных передач (схема г) позволяет увеличить дорожный пролет по сравнению с таким же автомобилем (схема в), имеющим главные передачи.

Трансмиссии трехосных и четырехосных автомобилей приведены на схемах д, е, ж, з. Схемы б и ж с одним проходным валом отличаются большой простотой. Схема "з" за счет наличия трех межосевых дифференциалов снижает дополнительные нагрузки в трансмиссии, однако она значительно усложняет автомобиль и увеличивает его вес. Схемы в - з соответствуют автомобилям высокой проходимости, за счет того, что все их колеса являются ведущими, они полностью используют сцепной вес машины. Проходимость машины по скользким

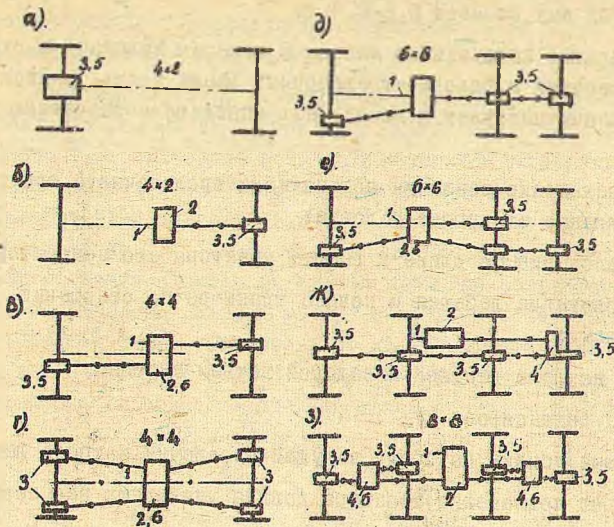


Рис. 2. Схемы трансмиссии автомобилей: 1 - вал, подводящий момент от двигателя; 2 - раздаточная коробка; 3 - главная передача; 4 - редуктор; 5 - межколесный дифференциал; 6 - межосевой или межбортовой дифференциал.

дорогам зависит также от рисунка протектора шин, от наличия устройств блокировки дифференциала, от внутреннего давления в шинах. Проходимость машин по пересеченной местности зависит от таких геометрических параметров, как дорожные просветы, углы свесов, радиусы проходимости. Для машин высокой проходимости целесообразно применять шины увеличенного диаметра, независимую подвеску колес. Проходимость машины по целине будет лучше в случае, если колея передних и задних колес совпадает, т.к. в этом случае уменьшается объем деформируемого грунта или снега и пони-

жаются сопротивлению движению.

При работе тракторов и автомобилей в тяжелых эксплуатационных условиях часто возможны случаи резкого подвода крутящего момента к ведущим органам, что дополнительно нагружает элементы трансмиссии. В этих условиях целесообразным будет применение гидромеханических трансмиссий, обеспечивающих плавный подвод крутящего момента к ведущим органам.

Автомобили, работающие в песках или на снежной целине, рекомендуется оборудовать шинами сверхнизкого давления или аروحными шинами, так как они характеризуются малым удельным давлением на грунт.

Удобная компоновка автомобиля может быть осуществлена при применении гидрообъемной и электрической трансмиссии. Применение индивидуальных малогабаритных двигателей на каждом ведущем колесе позволяют успешно компоновать автопоезда с большим числом осей, а также при большом расстоянии между ними. Такая схема трансмиссии может быть использована для передачи мощности на колеса лесовозных полуприцепов и прицепов-ропусков. В гусеничных тракторах можно установить два тяговых индивидуальных двигателя правой и левой гусениц или один, чтобы не утяжелять трансмиссию. Схема типовой механической трансмиссии трелевочного трактора показана на рис.3. При подборе готовых или проектировании новых агрегатов трансмиссий лесозаготовительных и лесотранспортных машин необходимо учитывать следующие особенности их работы: частое переключение передач, вследствие плохих условий движения; большие сопротивления движению. В трансмиссии необходимо предусмотреть возможность подвода мощности к лебедке и другим агрегатам технологического оборудования.

При проектировании машин компоновочный эскиз составляется в следующей последовательности. В соответствии с назначением, типом, грузоподъемностью и тяговым усилием определяются основные размеры машины, число осей или катков, их размер, тип шин, величину колеи, расстояние между опорами. Предельные габариты машин не должны превышать допустимых. После определения указанных основных размеров и данных, а также выбора геометрических параметров проходимости, прорисовывается в масштабе 1:10 или 1:20 конфигурация нижней и верхней части машины.

359 233

ЧИТ. ЗАЛ 1

БИБЛИОТЕКА БТИ
имени С. М. НИРОВА

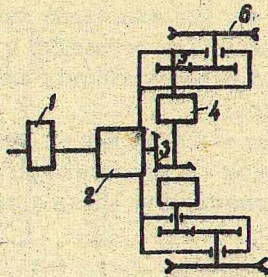


Рис.3. Механическая трансмиссия трелевочного трактора:

1 - раздаточная коробка для привода лебедки и других механизмов; 2 - коробка передач; 3 - главная передача; 4 - механизм поворота; 5 - бортовая передача; 6 - ведущая звездочка.

Положение центра тяжести машин определяется из компоновочного эскиза по весам транспортируемого груза, отдельных агрегатов и технологического оборудования (лебедки, гидроманипуляторы, коники, арки и т.д.). Уточнение месторасположения агрегатов, оборудования и груза, а также размеров машины производится после проверки её продольной и поперечной устойчивости.

В соответствии с данными исследований ЛТА им.С.М.Кирова/2/, рекомендуется при компоновке трелевочного трактора смещать его центр тяжести от геометрической оси в пределах $0,15L$.

Смещение центра тяжести трелевочного трактора вперед за счет соответствующего перемещения двигателя, коробки передач, лебедки и др. позволяет улучшить их общую динамику.

Применение на многооперационных трелевочных машинах дополнительного оборудования увеличивает их вес. В связи с этим обеспечение необходимой величины удельного давления на грунт может быть

достигнуто увеличением опорной поверхности гусениц и увеличением количества опорных катков.

§ 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПРИ ПОВАЛЕ ДЕРЕВЬЕВ

На характер повала деревьев влияют собственный вес ствола с кроной, естественный наклон ствола от вертикали и асимметричность кроны, а также атмосферные явления: ветер, дождь и др., что необходимо учитывать при проектировании параметров пропила и валочных средств.

Вес надземной части зависит от объема ствола и сучьев и их объемного веса. Он определяется по формуле:

$$G_d = V_{ст} \cdot \gamma_{ст} + V_c \cdot \gamma_c,$$

где G_d - вес надземной части дерева ; кг;

$V_{ст}$ - объем ствола , м³;

V_c - объем сучьев , м³;

$\gamma_{ст}$ - объемный вес ствола , кг/м³;

γ_c - объемный вес сучьев ; кг/м³;

Объемный вес древесины ствола и сучьев для разных пород различен (см. таблицу 6).

Таблица 6

Объемные веса древесины ствола и сучьев

№№ п/п	Порода дерева	$\gamma_{ст}$	γ_c
1.	Сосна	863	869
2.	Ель	797	926
3.	Береза	378	986
4.	Осина	762	923

При практических инженерных расчетах определение веса дерева можно производить по графику зависимости веса дерева от диаметра его на высоте груди [2].

Диаметр дерева на высоте груди определяется соотношением:

$$d_{1,3} = \frac{d_n}{q_0},$$

где $d_{1,3}$ - диаметр дерева на высоте груди в см;

d_n - диаметр пня в см;

q_0 - коэффициент формы комля дерева.

Значения коэффициента q_0 для деревьев различных пород следующие:

Ель, лиственница, дуб - 1,4;

Сосна, кедр, пихта, бук - 1,25;

Береза, осина, липа, ольха - 1,1.

Установлено, что к возрасту спелости деревья всех пород имеют естественный наклон β_0 ствола в пределах от 1 до 4°. Это необходимо учитывать при проектировании валочных оредот, при определении направления повала дерева, при расчетах сечения перемычек.

Площадь поперечного сечения кроны дерева определяется по формуле:

$$S_k = A_k \cdot D_k \cdot L_k,$$

161

где A_k - коэффициент формы кроны;

D_k - наибольший диаметр кроны;

L_k - протяженность кроны по высоте.

Коэффициент A_k для кроны разной формы различен, для конусовидной - 1/2, параболической - 2/3.

Давление ветра на крону определяется по формуле:

$$P = \frac{C_x \cdot \rho \cdot V_0^2 \cdot \beta_x}{2} \cdot S_k,$$

где S_k - площадь нормального сечения кроны дерева плоскостью, перпендикулярной направлению ветра в м²;

C_x - коэффициент лобового сопротивления ($C_x = 1, 1-1, 2$);

ρ - плотность воздуха ($\rho = 0,124 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^3}$);

V_0 - скорость ветра, м/сек;

β_x - коэффициент заполнения кроны ($\beta_x = 0,5-0,75$);

Опрокидывающий момент определяется уравнением:

$$M_0 = P \cdot L_{\text{ч.т.к.}}, \quad / 7 /$$

где $L_{\text{ч.т.к.}}$ - расстояние от расчетного сечения до центра тяжести кроны.

Диаметр кроны и её протяженность можно определить по эмпирическим зависимостям [3], [4].

Для спелых сосновых насаждений эти зависимости следующие:

$$d_{1,5} = 5,59 D_k + 8,24; \quad L_{11} = 1,82 D_k + 5,23.$$

При проектировании валочных устройств необходимо учитывать усилия, которые будут возникать в их элементах. Эти усилия определяются опрокидывающим моментом, который равен:

$$M_{\text{опр}} = M_g + M_B + M_H, \quad / 8 /$$

где M_g - момент от веса надземной части дерева;

M_B - момент, вызванный ветровой нагрузкой;

M_H - момент, вызванный сопротивлением недопела ствола.

При отрицательной правой части уравнения /8/ дополнительных усилий на отталкивание не потребуется.

Момент, вызываемый ветровой нагрузкой, входящей в выражение /8/, может быть определен по формуле /7/.

Значение момента M_g будет следующим:

$$M_g = \pm \frac{G_z}{2 \cdot \cos \beta_0} \left[h_c \cdot \sin 2\beta_0 + 2h \sin \beta_0 \pm (d_n - c \cos \beta_0 - 2b \cos \beta_0) \right], \quad /9/$$

- где h_c - расстояние от плоскости спиливания до центра тяжести надземной части дерева, принимаемое 0,35 l ;
- h - высота плоскости спиливания по отношению к нижней плоскости подпила;
- d_n - диаметр ствола на высоте пня;
- c - средняя ширина недопила;
- b - глубина подпила.

Параметры пропила и подпила показаны на рис.4.

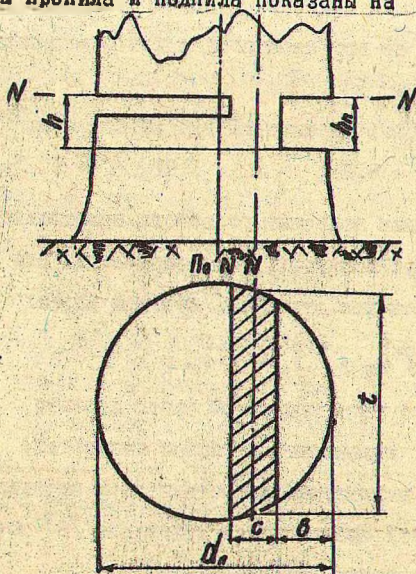


Рис.4. Параметры пропила и подпила.

Уравнение /9/ соответствует деревьям с равномерно развитой кроной и действительно только для начального периода падения. Влияние эксцентричности кроны рассматривается подробно в работе [5]. При стлживании дерева в начальный период необходимо приложить момент M_n для преодоления сил сопротивления недопила. Для прямоугольного подпила, а также с небольшим допущением и для подпила угловой формы:

$$M_n = \frac{E c^3 \cdot \sqrt{\frac{d_n}{\cos \alpha} \left(b + \frac{c}{2} \right) - \left(b + \frac{c}{2} \right)^2}}{3 (h + h_n)} \gamma_n, \quad /10/$$

где h_n - высота подпила;

γ_n - угол поворота на конце балки в радианах;

E - модуль упругости при статическом изгибе древесины вдоль волокон в кг/см^2 .

Формула /10/ применима как для деревьев с прямостоящими стволами $\beta_0 = 0$, так и для наклонных $\beta_0 \neq 0$, при углах γ_n не более $10-15^\circ$. Значения модуля E для такой древесины несколько отличаются от E у мерзлой.

Значение E для некоторых пород деревьев при $t = +15^\circ$ приведены в таблице 7.

Из всех видов атмосферных осадков наибольшее влияние на процесс валки оказывает снег. Поэтому при валке деревьев, особенно хвойных пород, необходимо учитывать вес снега, лежащего на кроне. В этом случае в правую часть уравнения /8/ добавляется член - момент от давления снега на крону дерева - $M_{сн}$.

Момент от давления снега в начальный момент падения равен

$$M_{сн} = \int_0^L \rho_{сн} \cdot g_{сн} \cdot l \cdot dl \quad /11/$$

где $\rho_{сн}$ - удельное давление снега (в вальниках $\rho_{сн} = 25-30 \text{ кг}$)
 l - плечо момента.

Формула /II/ действительна для деревьев не имеющих эксцентрической кроны, для учета которой в нее вносятся соответствующие поправки.

Таблица 7

Среднее значение модуля упругости при статическом изгибе древесины вдоль волокон

№ п/п	П р о д а	Модуль упругости, кг/см ²
1.	Береза обыкновенная	11.10 ⁴
2.	Бук	92.10 ³
3.	Дуб	71.10 ³
4.	Ель	63.10 ³
5.	Листьяница	11.10 ⁴
6.	Осица	79.10 ³
7.	Пихта сибирская	57.10 ³
8.	Сосна обыкновенная	89.10 ³

Используя изложенным в параграфе материалом, определим момент $M_{опр}$ для дерева (сосна) высотой $L = 21$ м, имеющего диаметр на высоте для $d_0 = 25$ см. Объем ствола $V_{ст}$ для данного дерева составляет $0,5$ м³. Объем сучьев принимаем равным 15% от объема ствола, т.е. $V_c = 0,075$ м³.

Выбрав из табл. 6 соответствующие значения $\gamma_{ст}$ и γ_c ,
вычисляем вес надземной части дерева G_2 :

$$G_2 = 0,5 \cdot 0,863 + 0,075 \cdot 0,869 = 0,49 \text{ т.}$$

Протяженность кроны l_k принимаем $\frac{1}{4}$ высоты дерева [2],
т.е. $l_k = \frac{1}{4} \cdot 21 = 5,25 \text{ м.}$

Подсчитанный по приведенной выше эмпирической формуле, диаметр D_k равен

$$D_k = \frac{225 - 5,23}{1,82} = 2,85 \text{ м}$$

По формуле /6/ находим S_k

$$S_k = \frac{\pi}{4} \cdot 2,85 \cdot 5,25 = 10 \text{ м}^2$$

При скорости ветра 10 м/сек, давление ветра на крону будет

$$P = \frac{1}{2} \cdot 1,0 \cdot 124,25 \cdot 0,45 \cdot 10 = 22,3 \text{ кг.}$$

При высоте L ц.в.к. = 13,5 м величина момента M_b составляет:

$$M_b = 22,3 \cdot 13,5 = 308 \text{ кгм.}$$

При естественном угле наклона ствола 4° ($C = 3 \text{ см}$; $B = 8 \text{ см}$,

$h = 5$ см) момент от веса надземной части дерева определенный по уравнению /9/ составит:

$$M_2 = \frac{490}{2 \cdot 0,998} \left[7,4 \cdot 0,139 + 2 \cdot 0,05 \cdot 0,07 + (0,25 - 0,03 \cdot 0,998 - 2 \cdot 0,08 \cdot 0,998) \right] = 269 \text{ кгм.}$$

По формуле (10) определим момент M_n , вызываемый сопротивлением недопила ствола:

$$M_n = \frac{89 \cdot 10^3 \cdot 9 \cdot \sqrt{0,998(8\frac{3}{2}) - (8\frac{3}{2})^2}}{3 \cdot (5 + 7)} \cdot 0,123 = 284 \text{ кгм}$$

Полный момент M опр. , в соответствии с уравнением (8), равен:

$$M_{\text{опр.}} = 308 + 269 + 284 = 861 \text{ кгм.}$$

Определение центра тяжести и момента инерции д е р е в а

При расчетах, связанных с повалом дерева , необходимо знать момент его инерции относительно оси вращения и высоту расположения центра тяжести.

Для упрощения дерево в первом приближении рассматривают как усеченный конус с соответствующим коэффициентом формы и видовым числом.

Коэффициентом формы называется отношение диаметра дерева на половине его высоты к диаметру на высоте груди,

Видовое число - это отношение объема ствола к объему цилиндра той же высоты и диаметра, равного диаметру ствола на высоте груди.

Деревья представляющие промышленный интерес, можно считать эквивалентными усеченному конусу с коэффициентом формы $q_{\text{ф}} = 0,67$ и видовым числом $f_{\text{в}} = 0,5$. Для указанных деревьев, т.е.

для усеченного конуса с коэффициентом q_p равным 0,67 и видо-
вым числом - 0,5, центр тяжести находится на расстоянии 0,35
его высоты, считая от основания.

Для определения момента инерции дерева относительно оси
I-I, проходящей через плоскость основания, можно пользоваться
аналитической формулой:

$$J_I = \frac{M}{10 \cdot (R^2 + Rr + r^2)} \cdot \left[(R^2 + 3Rr + 6r^2) L^2 + \frac{3}{2} (R^4 + R^3 r + R^2 r^2 + R r^3 + r^4) \right] \text{ кг.м.сек}^2, \quad /I2/$$

где M - масса дерева;
 R - радиус основания конуса;
 r - радиус вершины конуса;
 L - длина конуса.

При $q_p = 0,67$ и $f_b = 0,5$ соотношение между R и r
для деревьев, имеющих высоты 15-30 м, следующее:

$$r = 0,25 - 0,30 \cdot R.$$

При расчетах момента инерции можно пользоваться упрощенной
формулой:

$$J_I = 140 - 150 / \cdot M \quad /I2a/$$

Подсчитаем момент инерции дерева высотой 25 м. Высота рас-
положения его центра тяжести 0,35 L от комля, т.е. $h_c = 8,8$ м.
Из дерева такой высоты выходит хлыст длиной 21 м. При диаметре
в нижнем торце $2R = 25$ см объем хлыста составляет 0,5 м³. Общий
вес древесины дерева, с учетом сучьев, будет равен 0,47 т. Мас-
са составляет 48 $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}^2}$. Коэффициент формы примем $q_p = 0,67$.

Из соотношения $\frac{R}{r} = \frac{L - 2,69 \cdot h_c}{L(2q_p - 1) - 2q_p \cdot h_c}$ находим $r = 3,5$ сек.

Тогда из уравнения /I2/ получим $J_I = 3900 \text{ кг.м.сек}^2$.

Определение импульсов ударных сил при падении деревьев

На рис. 5 приведена схема падения дерева на опоры А и Б.

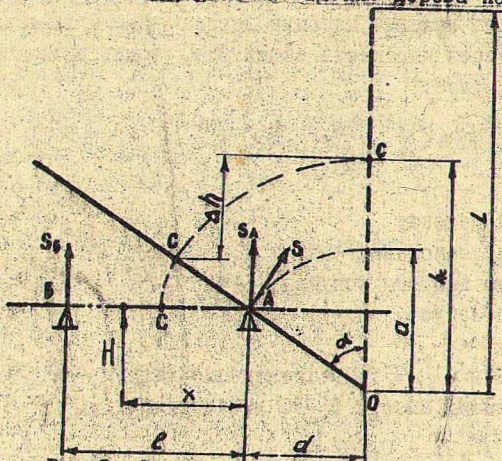


Рис. 5. Схема повала дерева на две опоры.

Задача сводится к рассмотрению неупругого удара твердого тела (дерева) о неподвижную опору, т.е. без учета влияния сопротивления кроны и упругой деформации дерева.

В период падения дерево длиной L поворачивается вокруг точки O , т.е. около торцевого среза до встречи с точкой A , т.е. с приемной балкой машины. Затем вращение дерева происходит вокруг точки A до встречи с другой опорой B .

Величина угловых скоростей до удара ω_1 , и после удара ω_2 определяется по формулам:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2M \cdot h_c \cdot g \cdot (1 - \cos \alpha)}{J_c + M \cdot h_c^2}}; \quad /13/$$

$$\omega_2 = \frac{J_c + M h_c (h_c - a)}{J_c + M (h_c - a)^2} \cdot \omega_1, \quad /14/$$

где a - расстояние от опоры A до комлевого среза дерева;
 J_c - центральный момент инерции;
 h_c - высота центра тяжести дерева,

Импульс ударной силы равен:

$$S = \frac{J_c \cdot M \cdot a}{J_c + M \cdot (h_c - a)^2} \omega_1. \quad /15/$$

Угловая скорость ω_3 дерева перед ударом по опоре Б определяется из условия изменения кинетической энергии во второй период повала.

Выражение для ω_3 имеет вид:

$$\omega_3 = \sqrt{\omega_2^2 + \frac{2 G_g (h_c - a) \cos \alpha}{J_a}}, \quad /16/$$

где J_a — момент инерции относительно оси, проходящей через опору А.

Линейная скорость центра тяжести дерева перед ударом по опоре Б подсчитывается по формуле:

$$v_3 = \omega_3 \cdot (h_c - a).$$

Импульсы S_A и S_B равны

$$S_A = \frac{M \cdot v_3 (l - x)}{e}; S_B = \frac{M \cdot v_3 \cdot x}{e}, \quad /17/$$

где x — местоположение центра удара,

$$x = \frac{J_a}{M(h_c - a)}.$$

Формулы /17/ справедливы для случая, когда центр удара будет находиться между опорами А и Б. При этом $S_A > 0$ и отрыва дерева от опоры А не происходит. Расположение центра удара за опорой Б предполагает более неблагоприятные условия.

Усилие на опоре Б возрастет.

При расположении лешины от дерева на расстоянии в 1-3 м и при высоте опоры от 2-х до 5 метров (для деревьев со следующей характеристикой: $L = 25$ м, $G_g = 980$ кг, $f_0 = 0,5$, $q_{\text{ш}} = 0,67$, импульс ударной силы при первом ударе о балку изменяется от 51,6 до 209 кг.сек.

Рекомендуемое расстояние опоры от дерева следует считать 1-2 м. Уже при расстоянии $cl = 5$ м и при $H = 2$ м импульс

ударной силы доходит до 400 кг.сек, а при $d = 7$ м и той же высоте приемной опоры Н, $S = 632$ кг.сек.

При ударе по опоре местом расположения центра удара импульсные нагрузки возрастают.

Для деревьев с рассматриваемыми параметрами центр удара будет находиться примерно в месте нахождения кроны.

Поэтому при инженерных расчетах машин с самопогрузкой деревьев повалом на себя и при ударе кроной о землю, можно считать, что приемная балка машины в основном испытывает нагрузки от первого удара, т.к. ударные усилия значительно поглощаются кроной. Нагрузки на опору в этом случае можно считать статическими с 6-8 кратным увеличением на динамичность.

При исследованиях проведенных в ЛТА были получены данные дающие представление о соотношении ударных нагрузок при валке деревьев на машину и статическими нагрузками на приемную балку. Эти данные приведены в таблице 8.

Таблица 8

Результаты испытаний процесса удара деревьев

Характеристика дерева	Первый удар о балку		Нагрузка на балку после удара вершиной о землю, кг	Статическая нагрузка на балку, кг
	максимальное усилие, кг	время действия удара, сек.		

Сосна - объем
ствола 1,38 м³,

вес с кроной 1180 кг 4000 0,03 4000 660

Ель - объем ствола
0,361 м³, вес с кроной 375 кг

1520 0,02 1770 180

Вычислили для примера импульс ударной силы, возникающий при падении дерева весом $G = 980$ кг, высотой $L = 30$ м. Расстояние a принимаем равным 3 м. Угол α отклонения ствола в момент встречи с первой опорой - 60°. Масса дерева составляет

100 $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$, расстояние $h_c = 10,5$ м. Подсчитанный по упрощенной формуле /12а/, момент инерции дерева J_I оставляет

$J_I = 150 \cdot 100 = 15000$ кг.м.сек². Центральный момент инерции равен $J_c = 15000 - 100 \cdot 10,5^2 = 4000$ кг.м.сек². Определяем угловую скорость ω_1 , по выражению (13)

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot 100 \cdot 10,5 \cdot 9,8(1-0,5)}{15000}} = 0,826 \frac{1}{\text{сек}}$$

Угловую скорость ω_2 и ω_3 подсчитываем по выражениям (14) и (16):

$$\omega_2 = \frac{4000 + 100 \cdot 10,5(10,5-3)}{4000 + 100 \cdot (10,5-3)^2} \cdot 0,826 = 0,975 \frac{1}{\text{сек}};$$

$$\omega_3 = \sqrt{0,95 + \frac{2 \cdot 980 \cdot 7,5 \cdot 0,5}{4000 + 100 \cdot 7,5^2}} = 1,12 \frac{1}{\text{сек}}$$

Для линейной скорости v_3 имеем

$$v_3 = 1,12 \cdot 7,5 = 8,44 \text{ м/сек.}$$

Импульс S , возникающий при встрече дерева с первой опорой А находим из формулы (15):

$$S = \frac{4000 \cdot 100 \cdot 3}{4000 + 100 \cdot 7,5^2} \cdot 0,826 = 177 \text{ кг.сек.}$$

Местоположение центра удара

$$x = \frac{5600}{100 \cdot 7,3} = 7,67 \text{ м.}$$

Расстояние между опорами l принимаем 20 м.

$$S_A = \frac{100 \cdot 8,44(15-7,67)}{20} = 308 \text{ кг.сек};$$

$$S_B = \frac{100 \cdot 8,44 \cdot 7,67}{20} = 324 \text{ кг.сек.}$$

Среднее значение ударной реакции можно определить из формулы:

$$N_c = \frac{S}{t},$$

где t - продолжительность удара.

Продолжительность удара определяется экспериментально и может быть принята 0,015 - 0,03 сек.

Значительные ударные усилия могут быть снижены на 30-40% путем введения в конструкцию прицепа упругих элементов подвески осей с соответствующими параметрами и амортизирующих устройств в приемные балки.

Упругой подвеской /"подвеска малой жесткости"/ считают такую, при которой будет соблюдаться условие

$$T \gg \tau \quad \text{и} \quad T_1 \gg \tau. \quad /18/$$

Здесь T и T_1 - периоды вертикальных и продольно-угловых колебаний машины. Схема падения дерева на упругие опоры приведена на рис. 6. Формулы для определения импульсов ударных сил при первом и втором соударении даны в таблице 9.

Таблица 9

Выражения для определения импульсов ударных сил при падении дерева на опоры малой жесткости

Период падения	Выражения импульсов
I	1
	2

$$I \quad S = \frac{J_c \cdot J_1 \cdot M m_1 \cdot a}{J_c \cdot M \cdot m_1 \cdot h^2 \beta + J_c \cdot J_1 \cdot M \cdot \cos^2 \beta + J_1 \cdot M m_1 (c-a)^2 + J_c \cdot J_1 \cdot m_1^2} \omega$$

$$II \quad S_A = \frac{m_2 \cdot m_1 \cdot (b-a) [M(b-c)(c-a) - J_c]}{J_c (M+m_1+m_2) + m_1 m_2 (b-c)^2 + M(b-c)^2 + M m_1 (c-a)^2} \omega$$

$$S_B = \frac{m_2 \cdot (b-a) [J_c (M+m_1) + M m_1 (c-a)^2]}{J_c (M+m_1+m_2) + m_1 m_2 (b-a)^2 + M m_2 (b-c)^2 + M m_1 (c-a)^2} \omega$$

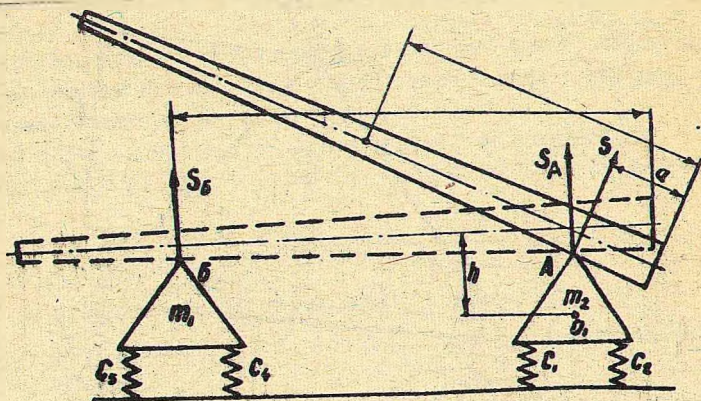


РИС.6. Схема падения дерева на упругие опоры

В формулах помещенных в таблице:

m_1 и J_1 - масса и центральный момент инерции поддресоренной части машины;

m_2 - масса поддресоренной части прицепа;

ω_0 - угловая скорость дерева до удара об опору А;

ω_1 - угловая скорость дерева до удара об опору Б.

Размеры a, b, c, h и ρ ясны из рис.6.

На рис.7 приведена схема колебаний машины, которые вызывается импульсом S при первом ударе дерева.

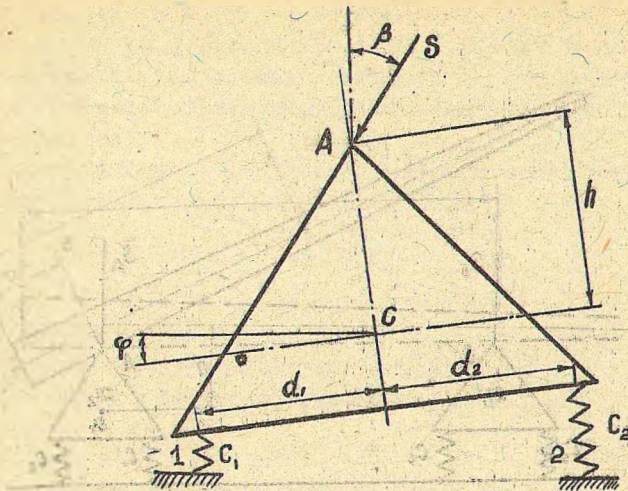


Рис.7 Схема колебаний машины с упругой подвеской

Для этой системы, имеющей две степени свободы, при условии $d_1 c_1 = d_2 c_2$ выражения для сил, действующих на элементы [2] подвески будут следующими:

$$F_1 = c_1 S \left(\frac{\cos \beta}{m_1 k} \cdot \sin kt + \frac{d_1 h \sin \beta}{J_1 \rho} \sin \rho t \right); \quad (19)$$

$$F_2 = c_2 S \left(\frac{\cos \beta}{m_2 k} \cdot \sin kt - \frac{d_2 h \cdot \sin \beta}{J_1 \cdot \rho} \sin \rho t \right),$$

где k и ρ - частоты собственных вертикальных и продольно-угловых колебаний поддрессоренной массы m , машины, причем

$$k^2 = \frac{c}{m}, \quad \rho^2 = \frac{c d^2}{J_1}$$

Размерность величин k и ρ - 1/сек.

Значение времени t , при которых значения F_1 и F_2 достигнут максимума, будет $t = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2k} (2n+1)$, при $n = 0; 1; 2; \dots$

Отсюда видно, что при мягкой подвеске ближайшая максимальная нагрузка на нее проявляется значительно позднее самого

удара, приблизительно через $\frac{T}{4}$, т.е. через четверть периода собственных колебаний машины. При ударе дерева о прицеп $\beta = 0$, т.е. импульс ударной силы направлен перпендикулярно его приемному устройству.

Конструкцию прицепа целесообразно выполнить такой, чтобы его коник располагался или под осью колеса, если прицеп одноосный, или посередине между осями, если двухосный.

В этом случае имеют место только вертикальные колебания массы m_2 , выражение для определения сил в подвеске принимает вид:

$$F_n = \frac{c \cdot S_B}{m_2 \cdot k} \cdot \text{Sinkt}, \quad /20/$$

где c - суммарная жесткость подвески прицепа;

k - частота собственных колебаний поддресоренной части прицепа.

Найдём силу F_n для двухосного прицепа в случае симметричного расположения приёмной балки.

Д а н о:

$$m_2 = 2 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}};$$

$$S_B = 324 \text{ кг} \cdot \text{сек};$$

$$c = 400 \frac{\text{кг}}{\text{см}}.$$

1. Определяем частоту k вертикальных колебаний прицепа

$$k = \sqrt{\frac{400}{2}} = 14,1 \frac{1}{\text{сек}}.$$

2. Находим значение t , соответствующее максимальному значению F_n

$$t = \frac{0,03}{2} + \frac{3,14}{2 \cdot 14,1} = 0,126 \text{ сек}.$$

3. По формуле (20) определяем силу:

$$F_n = \frac{400 \cdot 324}{2 \cdot 14,1} \cdot 0,978 = 4500 \text{ кг}.$$

§ 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПРИ ПОГРУЗКЕ И ПЕРЕМЕЩЕНИИ
ДЕРЕВЬЕВ

На рис.8 приведены схемы перемещения двумя способами жесткого стержня АВ с действующими на него силами.

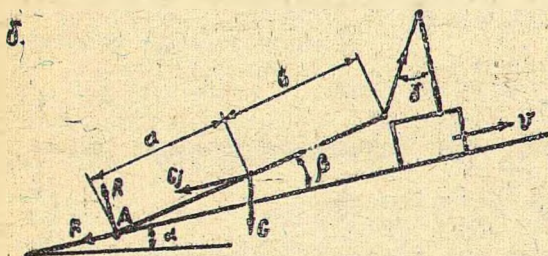
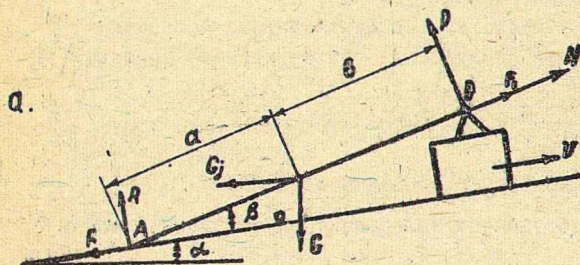


Рис.8. Схема действия сил на перемещаемые стержни:
а) - в полупогруженном состоянии;
б) - в полуподвешенном состоянии.

Системы, изображенные на рис.8, находятся под действием следующих сил: вес стержня G и инерционная сила G_j , реакции со стороны дороги R и F и реакции со стороны машины.

Задача в первом случае состоит в определении реакции от транспортной системы - нормальной P и реакции S , складывающейся из усилия в тяговом тросе N и силы трения F_1 , возникающей между древесиной и транспортной системой.

Из условия равновесия всех сил, приложенных к стержню, после соответствующих преобразований искомые усилия будут:

$$P = \frac{G}{n} \cdot [\cos(\alpha + \beta) - \frac{j}{g} \cdot \sin \beta]; \quad /21/$$

$$S = \frac{G}{f \sin \beta + \cos \beta} \left\{ f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{j}{g} + \frac{1}{n} \times \right. \\ \left. \times [\cos(\alpha + \beta) - \frac{j}{g} \cdot \sin \beta] \cdot (\sin \beta + f \cos \beta) \right\}, \quad /22/$$

где α - угол подъема пути;

β - угол между стержнем и дорогой;

$\frac{1}{n}$ - число показывающее, какая часть груза размещается на транспортной системе;

j - ускорение поступательного движения транспортной системы;

f - коэффициент трения скольжения дерева о грунт.

Для транспортной системы, показанной на рис.8-б, задача сводится к определению усилия в тяговом тросе N и угла наклона троса к нормали от пути - γ . Решая задачу тем же методом, что и в первом случае, получим:

$$N = \frac{G(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{j}{g})}{\sin \gamma + f \cdot \cos \gamma}; \quad /23/$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{n(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{j}{g}) - f(\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{j}{g} \operatorname{tg} \beta)}{\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta - \frac{j}{g} \operatorname{tg} \beta + n(f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha - \frac{j}{g}) \operatorname{tg} \beta} \quad /24/$$

При равномерном движении по горизонтальной поверхности выражения /21/, /22/, /23/, /24/ значительно упрощаются.

При движении на подъемах, когда $\alpha < 10^\circ$, $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i$, где i - угол наклона в тысячных. В этом случае $\cos \alpha$ можно приближенно считать равным 1.

Коэффициент трения скольжения дерева о грунт изменяется в широких пределах в зависимости от качества дороги или волока. Для хлыстов или деревьев, трелеваемых трактором по волоку:

$$\text{зимой } f = 0,300 - 0,450;$$

$$\text{летом } f = 0,400 - 0,800.$$

Вес части нагрузки, размещенной на тягаче составляет:

$$\text{при транспортировании деревьев } /0,2 + 0,4 / G;$$

$$\text{при транспортировании хлыстов } /0,3 + 0,5 / G.$$

Обычно при расчетах принимают, что при трелёвке хлыстов комлями вперед $2/3 G$ приходится на машину и $1/3 G$ скользит по грунту.

Для примера рассчитаем реакции S и N при трелёвке пакета хлыстов по первой схеме.

Д а н о :

Способ перемещения древесины - в полупогруженном состоянии;

нагрузка на рейс - $G = 3000$ кг;

угол наклона деревьев - $\beta = 15^\circ$;

приведенный коэффициент сопротивления движению скользящей части груза - $f = 0,6$;

метод трелёвки - деревья за комель.

Принимаем, что $\alpha = 0$ и движение равномерное, тогда в соответствии с формулами (21) и (22) имеем:

$$P = \frac{3000 \cdot 2}{3} \cdot 0,966 = 1930 \text{ кг};$$

$$S = \frac{3000}{0,6 \cdot 0,269 + 0,966} (1 \cdot 0,6 + \frac{2}{3} \cdot 0,966 \cdot 0,269 \cdot 0,6 \cdot 0,966) = 1590 \text{ кг}.$$

При рассмотрении схем, изображенных на рис. 8, предполагалось, что стержень является жестким. Однако следует иметь в виду, что при транспортировании изогнутого стержня угол наклона его в точке Б будет меньше, чем в точке А, что требует уточнения результатов. Обычно при подъеме одного конца длинных отвалов наблюдается значительный их прогиб.

При равномерном перемещении по горизонтальной поверхности нижнего хлыста за вершину нормальная реакция P транспортной системы может быть определена из выражения:

$$P = \frac{\gamma_0 d^2 d_n}{48} \cdot \left[\frac{(1+k')^2}{k'^2} + 2 \right] + \frac{Th}{d}, \quad /25/$$

- где γ_0 - удельный вес древесины;
 d_n - диаметр хлыста в верхнем торце;
 d - расстояние от точки приложения силы P до места соприкосновения хлыста с землей;
 h - высота точки приложения силы P ;
 T - тяговое усилие.

Величина k' , входящая в формулу /25/, равна

$$k' = \frac{I}{m\alpha + I}, \quad \text{в которой } m = \frac{t}{d} \quad / t - \text{объем ствола/}$$

В практических расчетах могут быть сделаны следующие рекомендации для определения нагрузок на машину при транспортировании хлыстов:

1. Коэффициенты динамичности при перемещении хлыстов объемом 0,2-1,0 м³ вершинами вперед изменяются от 1,1 до 1,2.
2. Коэффициент динамичности при тех же условиях, но при транспортировании комлями вперед колеблется в пределах 1,1.
3. Нагрузка на машину при транспортировании вершинами вперед изменяется в пределах 22-39%, а комлями вперед 63-72%, т.е. в среднем 2/3 веса хлыстов.

При формировании пакета и расположении комлей в одну сторону положение грузовой линии является переменным по длине. Характер изгиба и распределения нагрузок на землю и машину и т.д. в этом случае отличается от характера изгиба и нагрузок, которые возникают при перемещении одиночного хлыста.

Методика определения грузовой линии пакета хлыстов дана в работе [6].

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ И ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИНАХ ПРИ ИХ ДВИЖЕНИИ. УСТОЙЧИВОСТЬ МАШИНЫ

Определение нагрузок на опоры корпуса машины

Общая динамика рассматривает связь между силами, действующими на транспортную систему и характером её движения. Эта связь определяет выбор рациональных параметров машины с целью повышения её производительности.

Общая динамика разработана для колесных и гусеничных машин. Профессор С.Ф. Орлов разработал единый метод решения задач общей динамики любых транспортных систем: колесных, гусеничных, полугусеничных и т.д.

Этот метод основан на следующих положениях:

I. Гусеничная система рассматривается как колесная система, перемещающаяся на катках, причем это перемещение обеспечивается ведущим колесом /ведущей звездочкой/, которое находится в сцеплении с дорогой при помощи гусеничной ленты.

Общая схема транспортной системы изображается с выделением корпуса и точек его соединения с элементами ходовой системы (оси колес, оси балансирных кареток, оси ведущих звездочек, оси катков). На схему наносятся силы и моменты, действующие на корпус.

На рис.9 представлена гусеничная система с балансирной подвеской. Высота K подвески балансиров принимается одинаковой $/C, = 0 /$. Учитывая, что передача крутящего момента производится только через ведущую звездочку, реактивный крутящий момент будет равен

$$M = T_k \cdot z_{zg}$$

/26/

где T_k - касательное усилие на звездочке;
 z_{zg} - радиус звездочки.

Корпус трактора находится под действием сил веса корпуса G_k , инерционной силы G'_{jk} , усилий от транспортируемого груза Z'_j и P' . От ходовой системы передаются реакции:

I/ нормальные к плоскости движения Z_1 и Z_2 ;

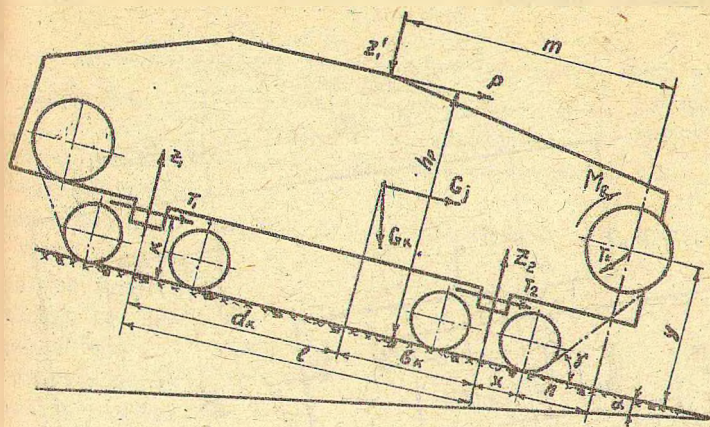


Рис.9. Схема действия сил на гусеничную систему

2/ сопротивление перемещению корпуса по гусеницам T_1 ,
 T_2 равно:

$$T_1 = z_1 f_1 + q_1 k_1;$$

$$T_2 = z_2 f_2 + q_2 k_2 - T_k (1 - \cos \psi_k),$$

где ψ_k - угол подъема гусеничной цепи.

На корпус действует также реактивный крутящий момент M_g .
 В общем виде формула для определения реакции выразится следующим образом:

$$Z_1 = \frac{\sum_5 M_I - M_g - T_k (B_k \sin \psi_k - \alpha_k \cos \psi_k)}{l} \quad .127/$$

Пользуясь приведенными формулами, можно выбрать наиболее рациональные параметры транспортных систем различного вида с учетом внешних сил и правильной развески их по осям. Схема

действия сил на колесную систему - трёхосный тягач + полуприцеп приведена на рис.10.

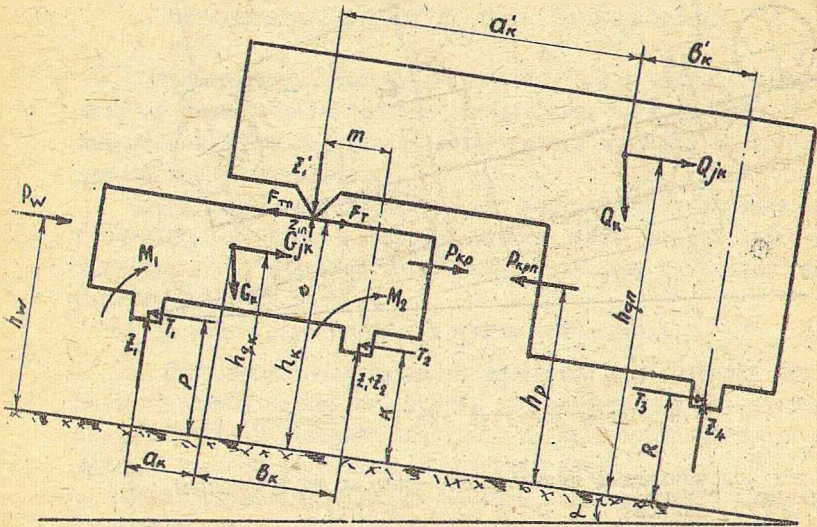


Рис.10. Схема действия сил на колесную систему.

В практике проектирования можно встретиться, кроме колесных и гусеничных, с полугусеничными системами. Для них также применима рассмотренная методика и приведенные общие формулы.

Геометрические параметры транспортных систем, входящие в расчетные формулы для машин разных типов, изменяются в некоторых пределах. Пределы их изменения приведены в таблице 10.

Решим задачу по определению нагрузок на опоры корпуса на примере гусеничной трелёвочной машины типа ТЛТ-40 (пример заимствован из [2]). Имеем следующие расчётные данные:

Вес трактора - 6500 кг;

Вес корпуса трактора $G_k = 5000$ кг;

вес пакета хлыстов $Q = 5000$ кг, из них

$$Q_1 = \frac{2}{3} Q = 3300 \text{ кг} \quad \text{и} \quad Q_2 = \frac{1}{3} Q = 1700 \text{ кг};$$

Таблица 10
Геометрические параметры колесных и гусеничных
м а ш и н

Параметры	Колесные машины		Гусеничные машины
	двухосные	трехосные	
Высота центра тяжести машины	0,70-0,90	0,85-0,95	0,80-1,00
Расстояние от центра тяжести машины до передней оси	1,80-2,20	2,50-2,60	-
Расстояние от центра тяжести до задней оси	2,20-2,40	1,70-1,90	1,00-1,20
База машины	4,00-4,50	4,20-4,50	-
Расстояние от коника до задней оси	0,20-0,50	0,10-0,20	0,50-0,70
Высота центра тяжести груза	1,20-1,60	1,20-1,40	1,00-1,80
Расстояние от крюка до задней оси	1,10-1,50	1,50-1,70	1,40-1,60
Колеса машины	1,40-1,90	1,60-2,10	1,50-1,90
База балансирной тележки	-	1,20-1,50	-
Опорная длина гусеницы	-	-	2,10-2,80
Ширина гусеницы	-	-	0,35-0,58

Координаты центра тяжести $\alpha_k = 92,3$ см и $\delta_k = 107,5$ см; расстояние между осями цапф малых балансиров - $\ell = 152$ см;

высота оси цапф балансиров $K = 40,5$ см;

расстояние от центра ведущей звездочки до оси цапфы заднего балансира - $\alpha_{\beta} = 82,5$ см;

высота центра оси ведущей звездочки - $y = 537$ мм;

расстояние от цапфы оси заднего балансира до точки приложения нагрузки - $\alpha_{\gamma} = 29$ см;

высота точки приложения нагрузки - $h_{\gamma} = 102,5$ см;

угол наклона тягового усилия - $\beta = 15^{\circ}$;

угол подъема гусеничной ленты - $\gamma_4 = 35^{\circ}$;

радиус ведущей звездочки - $r_{\beta} = 23,5$ см;

приведенные коэффициенты сопротивления движению машины $f_1 = 0,2$ и скользящей части пакета клыстов $f_2 = 0,6$.

При подстановке заданных параметров трактора в уравнение (27) получаем для реакции Z_1 :

$$Z_1 = \frac{1}{\ell} \left\{ G_k v_k + Q_1 a_0 - P_{\text{трос}} [(r_{\beta} - k) \cdot \cos \beta - a_0 \sin \beta] - T_k [e_{\beta} + a_{\beta} \sin \gamma_4 - (y - k) \cdot \cos \gamma] \right\},$$

где $P_{\text{трос}}$ - тяга троса лебедки;

T_k - касательное усилие на ведущей звездочке.

$$P_{\text{трос}} = Q_2 \frac{f_2}{\cos \beta + f_2 \sin \beta} = \frac{1700 \cdot 0,6}{1,126} = 906 \text{ кг};$$

$$= (6500 + 3300) 0,2 + 906 (0,2 \cdot 0,26 + 0,97) = 2886 \text{ кг}.$$

Находим реакцию Z_1

$$Z_1 = \frac{1}{1,52} \left\{ 5000 \cdot 1,075 + 3300 \cdot 0,29 + 906 [0,29 \cdot 0,26 - 0,62 \cdot 0,97] - 2886 (0,235 + 0,825 \cdot 0,57 \cdot 0,132 \cdot 0,82) \right\} = 2713 \text{ кг}.$$

Реакция Z_2 равна:

$$Z_2 = G_k + Q_1 + P_{\text{трос}} \cdot \sin \beta + T_k \sin \gamma_4 - Z_1 = 5000 + 3300 + 906 \cdot 0,26 + 2886 \cdot 0,57 - 2713 = 7467 \text{ кг}.$$

Определяем коэффициент неравномерности распределения нагрузки на балансиры

$$K_n = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{7467}{2713} = 2,75$$

Принимаем, что вес Q ходовой части равномерно распределится на переднюю и заднюю каретки.

Тогда суммарное давление на грунт под передними и задними каретками составит:

$$Z_{1\text{полн}} = Z_1 + \frac{q}{2} = 273 + 750 = 3463 \text{ кг.}$$

$$Z_{2\text{полн}} = Z_2 + \frac{q}{2} - T_k \cdot \sin \gamma_k = 7467 + 750 - 2886 \cdot 0,57 = 6572 \text{ кг.}$$

Общее давление на грунт

$$Z_{1\text{полн}} + Z_{2\text{полн}} = 3463 + 6572 = 10035 \text{ кг.}$$

Неравномерность давления под каретками на грунт

$$K_H \text{ полн} = \frac{Z_{2\text{полн}}}{Z_{1\text{полн}}} = \frac{6572}{3463} = 1,89$$

Взаимодействие звеньев автопоезда

Схема тягово-цепного устройства прицепного автопоезда приведена на рис. II.

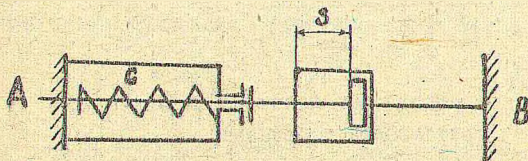


Рис. II. Схема упругого тягово-цепного устройства

Общее выражение для определения экстремальных значений усилий в сцепке [7] для прицепных автопоездов имеет вид:

$$P_{кр.з} = m j_0 \cdot M_a \left[1 + e^{-h\tau} \sqrt{1 - 2h \frac{v}{j_0} + \left(\omega \frac{v}{j_0} \right)^2} \right], \quad /28/$$

- где $P_{кр.э}$ - экстремальные усилия в сцепке;
 $j_0 M_a$ - разность ускорений автомобиля и прицепа;
 M_a - масса автомобиля;
 $2h$ - коэффициент затухания собственных колебаний в сцепке;
 ω - круговая частота собственных колебаний звеньев;
 m - коэффициент весовой характеристики автопоезда;
 v - относительная скорость элементов автопоезда к моменту выбора зазора в сцепке;
 τ - время соответствующее значениям $P_{кр.э}$.

Коэффициент затухания собственных колебаний $2h$, круговую частоту ω и коэффициент m можно найти по формулам:

$$2h = \frac{\delta_a M_a + \delta_n M_n}{\delta_a \delta_n \cdot M_a \cdot M_n} \cdot k ;$$

$$\omega = \sqrt{c \frac{\delta_a M_a + \delta_n M_n}{\delta_a \delta_n \cdot M_a \cdot M_n}} ;$$

$$m = \frac{\delta_a M_a}{\delta_a M_a + \delta_n M_n} ,$$

где $\delta_a M_a$ и $\delta_n M_n$ - приведенные массы соответственно автомобиля и прицепа;

k - коэффициент сопротивления демпфера;

c - коэффициент жесткости упругой связи.

Относительная скорость элементов автопоезда к моменту выбора зазора в сцепке равна

$$v = \sqrt{2 \cdot S \cdot j_0} ,$$

где S - величина зазора в сцепке;

$$j_0 = \frac{\delta_a M_n (P_a - G_a f) - \delta_n M_a (P_n - G_n f)}{\delta_a \delta_n \cdot M_a \cdot M_n} ,$$

- причем P_a и P_n - тяговые силы соответственно авто-
 G_a и G_n - веса соответственно автомобиля и
 f - коэффициент сопротивления качению.

Выражение для времени τ , входящего в уравнение /28/, имеет вид:

$$\tau = \frac{1}{V} \operatorname{arctg} \frac{v(v^2 - 3k^2)v +}{k(3v^2 - k^2)v +} \\ + \frac{2vkj_0}{j_0(k^2 - v^2)}$$

где $v = \sqrt{\omega^2 - k^2}$.

Общее выражение /28/ предусматривает наличие активного прицепа с независимым от автомобиля приводом. В случае, если прицеп входящий в автопоезд пассивный, уравнение /28/ остается применимым. Однако следует учесть, что в этом случае величина относительного ускорения будет другой, а именно:

$$j_0 = \frac{P_a}{\delta_a M_a} - \frac{\delta_a - \delta_n}{\delta_a \cdot \delta_n} \cdot f g$$

На режиме трогания с места коэффициент весовой характеристики автопоезда в большинстве случаев можно принять равным единице.

В случае отсутствия относительного перемещения звеньев автопоезда / $j = 0$ / усилие в сцепке равно нулю.

Как видно, выражение /28/ содержит конструктивные параметры сцепного устройства: c, k, S , а также составляющие характеристики автопоезда и т.д. Следовательно, указанным уравнением можно пользоваться для выбора рациональных значений жесткости сцепного прибора и т.п. с целью снижения нагрузок

$P_{кр}$.

При отсутствии демпфирующего сопротивления и зазора / $k=0; S=0$ / максимальная нагрузка определяется простым выражением

$$P_{кр.max} = 2m j_0 \cdot M_a \quad /29/$$

Определим экстремальное усилие в сцепке автопоезда с пассажирным прицепом.

Автопоезд имеет следующие расчётные параметры:

$$M_a = 5 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}} ; \quad M_p = 4 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{см}} ;$$

$$C = 1000 \text{ кг/см} ; \quad S = 5 \text{ см}, \quad P_a = 600 \text{ кг} .$$

При движении на прямой передаче $\delta_a \approx \delta_p = 1,5$ и тогда ускорение j_0 будет равно

$$j_0 = \frac{P_a}{\delta_a M_a} = \frac{600}{1,5 \cdot 5} = 80 \text{ см/сек}^2$$

Предполагаем, что демпфер отсутствует, т.е. $2h = 0$. Частоту колебаний, коэффициент и скорость v находим по соответствующим формулам:

$$\omega = \sqrt{1000 \cdot \frac{1,5 \cdot 5 + 1,5 \cdot 4}{1,5^2 \cdot 4,5}} = 17,3 \frac{1}{\text{сек}}$$

$$m = \frac{1,5 \cdot 5}{1,5 \cdot 5 + 1,5 \cdot 4} = 0,56$$

$$v = \sqrt{2 \cdot 5 \cdot 80} = 28,3 \frac{\text{см}}{\text{сек}}$$

Подставив значения соответствующих параметров в уравнение (28), получим $P_{\text{кр.э.}}$:

$$P_{\text{кр.э.}} = 0,56 \cdot 80 \cdot 5 \left[1 + \sqrt{1 + \left(\frac{28,3}{80} \cdot 17,3 \right)^2} \right] = 1620 \text{ кг} .$$

При отсутствии зазоров ($S=0$) и при $k = 16 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}$:

$$h = \frac{(1,5 \cdot 5 + 1,5 \cdot 4) \cdot 16}{2 \cdot 1,5^2 \cdot 4,5} = 2,4 \frac{1}{\text{сек}}$$

$$v = \sqrt{300 - 5,75} = 17,1 \frac{1}{\text{сек}} ;$$

$$\tau = - \frac{1}{17,1} \arctg \frac{2 \cdot 2,4 \cdot 17,1}{294 - 5,75} = -0,028$$

$$P_{\text{кр.э.}} = 0,56 \cdot 80 \cdot 5 (1 + e^{2,4 \cdot 0,028}) = 224 \cdot (1 + e^{0,067}) = 461 .$$

При отсутствии демфирующего сопротивления и зазора в сцепке усилие $P_{\text{кр.э.}}$ находится по уравнению (29), т.е.

$$P_{\text{кр.э.}} = 2 \cdot 0,56 \cdot 80 \cdot 5 = 448 \text{ кг} .$$

Опорно-цепное устройство седельного автопоезда, схема которого приведена на рис.12, как правило, не имеет упругой связи и зазоры между сцепными элементами незначительны, что дает основание считать такую сцепку беззазорной и жесткой. Усилие в сцепке можно найти из условия равновесия полуприцепа под действием продольных сил. Выражение для определения $P_{кр}$ имеет вид

$$[8]: \quad P_{кр} = \frac{G_n}{g} \cdot j_{ап} \left(1 - \frac{\chi}{m}\right), \quad /30/$$

где G_n - вес полуприцепа;
 g - ускорение свободного падения;
 $j_{ап}$ - замедление автопоезда;
 m - весовой коэффициент;
 χ - коэффициент, который на режиме торможения равен отношению $P_n : (P_T + P_n)$, причем P_T и P_n - тормозные силы на колесах тягача и полуприцепа.

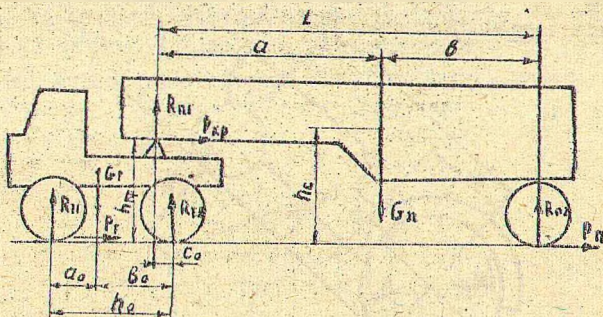


Рис.12. Схема действия сил на седельный автопоезд.

На режиме торможения коэффициента приведенной массы близки к единице, поэтому m и $j_{ап}$ выразятся упрощенными формулами:

$$m = \frac{M_n}{M_T + M_n}; \quad j_{ап} = \frac{P_T + P_n}{M_T + M_n},$$

где M_T и M_n - массы соответственно тягача и полуприцепа.

Для предельного случая, тормозные или тяговые силы определяются сцеплением колес с дорогой

$$P_n = \varphi \cdot R_{n2}; \quad P_T = (G_T + R_{n1}) \varphi, \quad /31/$$

где φ - коэффициент сцепления.

Значения вертикальных реакций R_{n1} и R_{n2} определяются по формулам:

$$R_{n1} = \frac{1}{L_1} \{ G_n \delta + m [P_T + P_n] (h_c - h_{кр}) + P_n h_{кр} \};$$

$$R_{n2} = \frac{1}{L_2} \{ G_n \alpha - m [P_T + P_n] (h_c - h_{кр}) - P_n h_{кр} \}. \quad /32/$$

Опорные реакции полуприцепа, а следовательно и сцепной вес звеньев автопоезда зависит, как видно из выражений /32/, от конструктивных и весовых параметров автопоезда и от соотношения тормозных или движущих сил на колесах автомобиля и полуприцепа.

Продольная устойчивость тракторов и автомобилей

Опрокидывание трактора может произойти тогда, когда реакция Y_1 , будет равна нулю и вся весовая нагрузка воспринимается задними колесами (рис.13).

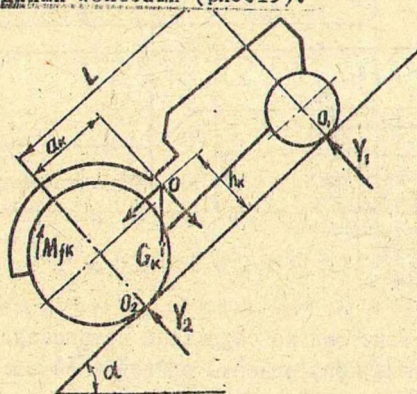


Рис.13. Схема сил, действующих на колесную машину на подъеме

Под действием составляющей веса $G \cdot \sin \alpha$ трактор стремится скатиться вниз, чему препятствует тормозная сила P_T и момент сопротивления качению задних колес M_{jk} , которым ввиду незначительности его влияния пренебрегаем. При этом транспортная система будет находиться в неустойчивом положении, если вектор или тяжести будет проходить через точ-

ку O_2 .

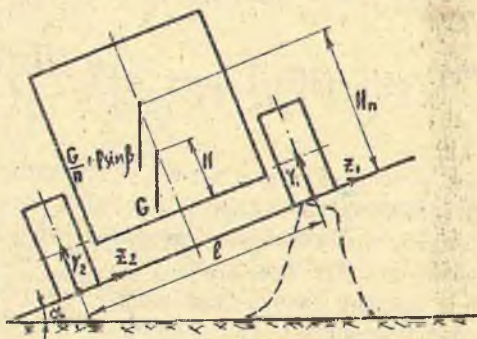
Критический угол подъема дороги α , определяемый из условия равновесия сил относительно точки опрокидывания O_2 , можно найти по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_n}{h_n} \quad /33/$$

Поперечная устойчивость механизмов на трелевке леса

На трактор, трелюющий деревья в полупогруженном состоянии (рис. 14а и 14б), действует сила веса трактора G , усилие от погруженной части хлыстов $\frac{G_n}{n}$ и усилие на перемещение скользящего конца пакета хлыстов $P \cdot \sin \beta$, β - угол между плоскостью движения и пакетом; реакции от почвы: нормальные Y_1 и Y_2 и в плоскости движения Z_1 и Z_2 . В отличие от первой схемы, на трактор, имеющий арочное устройство, от груза действует сила $N \cos \gamma$, приложенная на расстоянии H_n от плоскости движения, определение которой рассматривалось ранее.

а)



б)

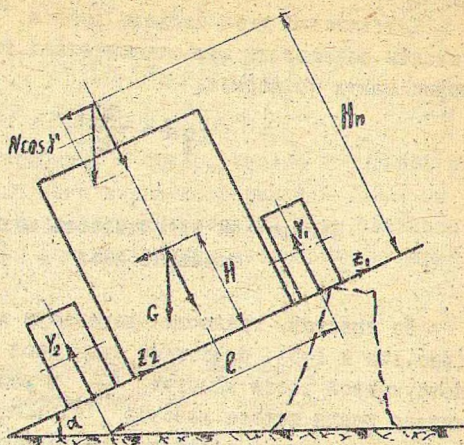


Рис. 14 . Схема сил, действующих на трактор, движущийся по косогору при трелевке:

- а) в полуогруженном состоянии;
 б) в полуподвешенном состоянии.

$$Y_1^{\text{крен}} = 0,5(G + \frac{G_n}{n} + P \sin \beta) \cdot \cos \alpha - \frac{[GH + (P \sin \beta + \frac{G_n}{n})H_n] \cdot \sin \alpha}{l} \quad /34/$$

$$Y_1^{\text{арка}} = 0,5(G + N \cos \beta) \cdot \cos \gamma - \frac{(GH + Nl \cos \gamma) \sin \alpha}{l}$$

Трактор в обоих случаях теряет устойчивость при $Y_1 = 0$.

Остановимся на поперечной устойчивости трелевочного трактора (рис. 15) при движении в неровных путевых условиях с учётом поперечно-угловых колебаний.

При решении задачи принимаются следующие допущения: колебания подрессоренной массы происходят вокруг оси крена O , которая определяется кинематикой подвески. Подвеска не имеет ограничителей, амортизаторы отсутствуют, профиль неровности синусоидальный, характеристика рессор линейная.

Расчётная формула для определения угла φ при движении по неровности пути имеет вид:

$$\varphi = \frac{d_n \cdot c_p \cdot l_1^2 \cdot \sin(\omega t + \delta)}{2(J + J_n) \left[\frac{c_p \frac{l_1^2}{2} \xi - G H - G_n H_n}{J + J_n} - \omega^2 \right]} \quad /35/$$

где d_n - угол, образуемый неровностью дороги;
 c_p - жёсткость рессоры;
 l_1 - расстояние между рессорами;
 ξ - число осей;
 $J = J_T + J_n$ (J_T и J_n - моменты инерции подрессоренной массы и соответственно пакета деревьев, относительно оси крана и оси, проходящей через точку O и центр касания пакета с землей);
 ω - частота возмущения;
 δ - фаза возмущающей силы;
 l - колея машины;
 G и G_n - вес подрессоренной массы трактора и соответственно, вес пакета, приходящийся на трактор;
 H и H_n - расстояния от оси крана, соответственно, до ц.т. подрессоренной массы трактора и до центра пакета в месте опирания его на трактор.

При резонансе $\rho = \omega$ / максимальный угол раскачки равен

$$\varphi_{max} = \frac{d_n}{\gamma \left(\xi - \frac{G H + G_n H_n}{c_p \frac{l_1^2}{2}} \right)} \quad /36/$$

где

$$\gamma = \frac{m_a \cdot d^2}{2(J + J_n) \rho}$$

В этом выражении: m_a - коэффициент сопротивления амортизаторов; ρ - частота резонансных колебаний;

d - расстояние между амортизаторами.

Частота резонансных колебаний равна

$$\rho = \sqrt{\frac{c_p \frac{l_1^2}{2} \xi - G H - G_n H_n}{J + J_n}}$$

Тогда резонансная скорость движения будет

$$V_{рез.} = \frac{3.6 \cdot S \cdot \rho}{\pi} \quad \left[\frac{\text{км}}{\text{час}} \right], \quad /37/$$

где S - длина неровности в м.

Определим угол максимального крена трактора, имеющего следующие параметры: $m_a = 20 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}$; $l = 216 \text{ см}$; $l_1 = 105 \text{ см}$; $\xi = 2$; $C_p = 400 \frac{\text{кг}}{\text{см}}$; $J = 4 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$; $d = 105 \text{ см}$; $G = 5000 \text{ кг}$; $G_n = 3300 \text{ кг}$; $H = 90 \text{ см}$; $H_n = 100 \text{ см}$.

Угол φ_{max} определяем при условии $p = \omega$ при переезде трактора через неровность высотой $H_n = 20 \text{ см}$ и длиной $S = 1,5 \text{ м}$.

Находим частоту резонансных колебаний

$$P = \frac{1}{6,28} \cdot \sqrt{\frac{400 \cdot \frac{11 \cdot 10^3}{2} - 5000 \cdot 90 - 3300 \cdot 100}{4 \cdot 10^9}} = \frac{1}{6,28} \cdot 30,1 = 4,78 \frac{1}{\text{сек}}.$$

Коэффициент γ , учитывающий затухание в подвеске, равен

$$\gamma = \frac{20 \cdot 11000}{2 \cdot 4 \cdot 10^9 \cdot 30,1} = 0,92.$$

Угол α_n неровности составляет $\frac{2 \cdot 20}{216} = 0,185$.

Из уравнения (36) получим

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{0,185}{0,92 \left(2 - \frac{5000 \cdot 90 + 3300 \cdot 100}{400 \cdot \frac{1000}{2}} \right)} = 0,122 = 7^\circ.$$

Устойчивость автопоезда

Если элементы автопоезда рассматривать как жесткие системы, не имеющие упругой подвески, то предельный статический угол косогора α_{max} , которым определяется поперечная устойчивость автопоезда, принимается равным,

$$\alpha_{\text{max}} \leq \arctg \frac{l}{2h_c}, \quad /38/$$

где l -- ширина колеи элемента автопоезда;
 h_c -- высота его центра тяжести.

Влияние угла крена α_{max} в значительной степени зависит от интенсивности поперечно-угловых колебаний. Интенсивность колебаний в свс.) очередь имеет прямую связь со скоростью движения, качеством дороги, колебательными свойствами динамичес-

кой системы. Расчет угла φ можно вести, пользуясь изложенной методикой.

Поперечная устойчивость полуприцепа может оцениваться коэффициентом статического крена $K_{ст}$, представляющего собой отношение статического угла наклона поддресоренной массы полуприцепа к углу α поперечного уклона дороги, т.е.

$$K_{ст} = \varphi_{ст} : \alpha.$$

Коэффициент статического крена, выраженный через его конструктивные, компоновочные и весовые параметры, равен

$$K_{ст} = \frac{C_{\varphi n}}{C_{\varphi n} - G_n' \rho_{кр}} \quad /39/$$

Коэффициент динамического крена, учитывающий угловые поперечные колебания поддресоренной массы полуприцепа определяется из формулы

$$K_d = \sqrt{\frac{J_n}{R_{\varphi n}^2} \cdot \frac{C_{\varphi n}^2}{(C_{\varphi n} - G_n' \rho_{кр})} + 1} \quad /40/$$

В выражении /39/ и /40/ входят следующие величины:

- $C_{\varphi n}$ - угловая жесткость подвески полуприцепа;
- $R_{\varphi n}$ - сопротивление амортизаторов угловым поперечным колебаниям полуприцепа;
- G_n' - вес поддресоренной массы полуприцепа;
- $\rho_{кр}$ - радиус крена поддресоренной массы;
- J_n - момент инерции поддресоренной массы.

Эти параметры определяются из следующих выражений (см. рис.

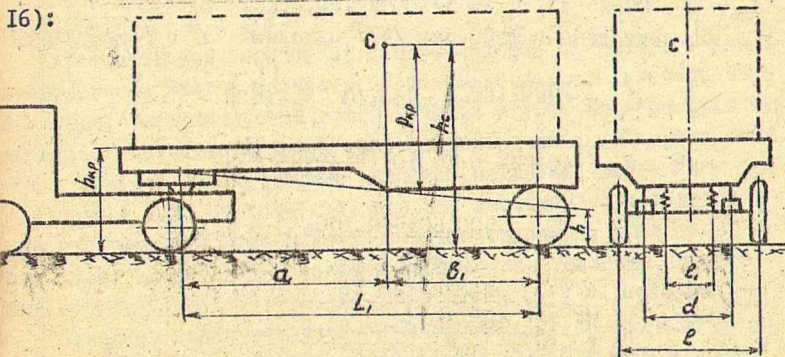


Рис.16. Расчетная схема устойчивости полуприцепа.

$$\left. \begin{aligned} C_{\varphi n} &= \frac{C_p \cdot l_1^2}{4}, \\ R_{\varphi n} &= (R_{ог} + R_{сж}) \cdot \frac{d^2}{4}, \\ \rho_{кр} &= h_c - \frac{\alpha_1 h + \beta_1 \cdot h_{кр}}{L'} \end{aligned} \right\} /4I/$$

где C_p - вертикальная жесткость рессор;
 $R_{ог}$ и $R_{сж}$ - сопротивление амортизаторов при отбоях и сжатии.

При опорно-сцепном устройстве, допускающем свободные поперечно-угловые перемещения полуприцепа, уменьшение угловой жесткости подвески резко снижает его устойчивость. При отношении $\frac{C_{\varphi n}}{G_n \cdot \rho_{кр}}$ близком к единице коэффициент $K_{ст}$ приближается к бесконечности, т.е. полуприцеп будет неустойчив при малых значениях $C_{\varphi n}$. При $C_{\varphi n} \rightarrow \infty$, т.е. при абсолютно жестких рессорах и шинах, поперечная устойчивость полуприцепа возрастает, наклон его подрессоренной массы равен углу поперечного наклона дороги.

Расчитаем коэффициент динамичности для полуприцепа со следующими параметрами: $C_p = 1000 \text{ кг/см}$; $l_1 = 120 \text{ см}$;
 $d = 100 \text{ см}$; $(R_{ог} + R_{сж}) = 40 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{см}}$; $h_c = 150 \text{ см}$;
 $\alpha_1 = 500 \text{ см}$; $\beta_1 = 300 \text{ см}$; $L' = 800 \text{ см}$, $h_{кр} = 100 \text{ см}$; $h = 60 \text{ см}$;
 $G_n = 7000 \text{ кг}$; $J_n = 5 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$.

По приведенным формулам /4I/ находим $C_{\varphi n}$, $R_{\varphi n}$, $\rho_{кр}$:

$$C_{\varphi n} = \frac{1000 \cdot 120^2}{4} = 36 \cdot 10^5 \frac{\text{кг} \cdot \text{см}}{\text{рад}};$$

$$R_{\varphi n} = 40 \cdot \frac{100^2}{4} = 10 \cdot 10^4 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек} \cdot \text{см}}{\text{рад}};$$

$$\rho_{кр} = 150 - \frac{500 \cdot 60 + 300 \cdot 100}{800} = 75 \text{ см}.$$

По формуле (40) определяем $K_{ст}$

$$K_{ст} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^3 \cdot 36^2 \cdot 10^{10}}{10^{10} (36 \cdot 10^5 - 7.75 \cdot 10^3)}} + 1 = 2,44$$

Коэффициент $K_{ст}$ статического крена равен $\frac{36 \cdot 10^5}{36 \cdot 10^5 - 7.75 \cdot 10^3} = 1,16$.

§ 7. КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ РАМ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ

Детали рамного или полурамного остова трактора изготавливают из балок корытного или замкнутого профиля и литых брусков.

Автомобильные рамы, вес которых составляет обычно 10-15% охучого веса шасси, встречаются лонжеронные, центральные и комбинированные. Наиболее распространенные - лонжеронные рамы.

На рис.17 показаны элементы конструкции лонжеронных рам и виды их соединений.

Размеры рам по длине и ширине определяются габаритными размерами машины. Зная ширину машины, размер рамы автомобиля по ширине выбирают таким, чтобы рама с соответствующими зазорами разместилась в промежутке между колесами. Проектировать её шире и располагать над ходовыми органами нецелесообразно, т.к. в этом случае увеличивается высота центра тяжести машины. Передняя часть рамы колесных машин должна проектироваться из условия свободного поворота управляемых колес вокруг шкворней без цепления их за лонжероны рамы при движении машины на поворотах дорог. При проектировании рам полуприцепов переход от более высокой передней части рамы к более низкой задней, следует делать плавным, чтобы избежать концентрации напряжений в переходных элементах. Длина рамы определяется условиями размещения узлов, перевозимого груза, а также их весом, так как этим определяется длина базы, расстояние между опорными катками и т.д.

Жесткость рам возрастает при увеличении их ширины и уменьшении длины. Снижение высоты и расположения рамы относительно оси колес улучшает устойчивость машины и уменьшает погрузочную высоту. Расстояние H в большой степени зависит от конструкции балки оси, от динамического прогиба подвески, от высоты самой рамы и т.д. Поэтому там, где это возможно по конструктивным соображениям, раму можно несколько опустить, выгибая её над осью, однако это усложняет процесс изготовления лонжеронов.

Основным видом нагрузок, действующих на раму машины при ее движении следует считать вертикальные нагрузки, возникающие при движении в неровных путевых условиях. Из горизон-

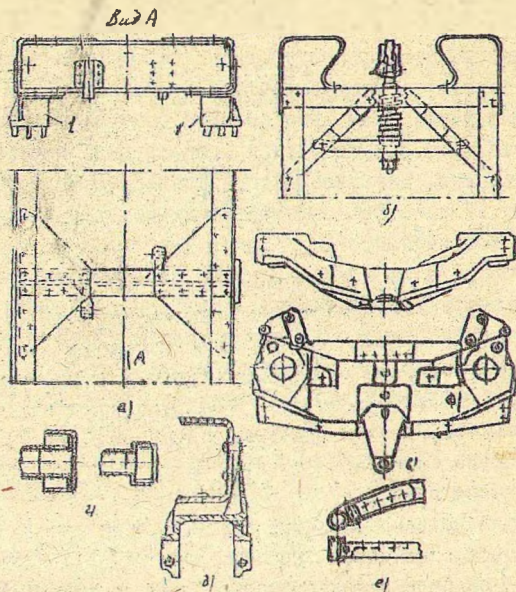


Рис.17. Элементы конструкции лонжеронных рам:
 а, б - заклёпочные соединения (1 - кронштейны балан-
 сиров, 2 - буксирный крюк); в - штампованно-сварная
 поперечина; г - соединение трубчатых поперечин с лон-
 жероном; д, е - крепление кронштейнов подвески.

таких нагрузок значительными могут быть динамические усилия, возникающие при резком трогании с места, торможении и при поворо-
 те.

При эксплуатации колесных и гусеничных машин специального назначения могут возникать особые виды динамических нагрузок, связанные с их особенностями. Например, усилия на рамы лесовозных автопоездов при погрузке и разгрузке древесины; динамические ударные нагрузки, возникающие при падении деревьев на прижимные устройства валочно-трелевочных машин; осредоточенные усилия, воспринимаемые рамой автомобиля-самосвала при разгрузке

и ударные - при погрузке самосвалов экскаватором.

Раму транспортной машины можно считать симметричной, поэтому статические нагрузки с некоторыми приближениями принимают при расчетах симметрично-действующими, вызывающими её изгиб. Кососимметричные нагрузки, относящиеся в основном к классу динамических, вызывают кручение рамы. При движении транспортных систем по плохим дорогам с невысокими скоростями движения, что является характерным для лесных машин, их рамы воспринимают в основном кососимметричные нагрузки, вызывающие кручение рам. Особо значительную величину приобретает этот вид нагрузки при переезде колесной или гусеничной машины через высокую одиночную неровность (например пень) или глубокую канаву.

При движении лесовозных автопоездов по дорогам с разным покрытием и значительными скоростями, кососимметричные нагрузки незначительны.

При расчете рамы на изгиб статической нагрузкой учитываются собственный вес всех частей машины, относящихся к подвесочным массам. Веса всех агрегатов распределяются по опорам в соответствии с положением их центров тяжести, учитывается также собственный вес рамы. При работе рамы на продольный изгиб основными несущими элементами её являются лонжероны. Поэтому расчет сводится к расчету на изгиб статической нагрузкой лонжеронов, как балок, опирающихся на рессоры.

Расчет производят в следующем порядке:

- а) определяют опорные реакции от мостов на рессорные подушки;
- б) рассматривают и строят эпюры изгибающих моментов $M_{из}$;
- в) вычисляют моменты сопротивления изгибу W_x сечений лонжеронов;
- г) вычисляют напряжения изгиба в сечениях лонжеронов по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_x} . \quad /42/$$

Эпюры моментов для лонжеронов рам автомобилей имеют два характерных максимума: положительный и отрицательный. Отрицательный максимальный момент соответствует точке рамы, находящейся у заднего кронштейна задней рессоры. Величина этого момента сильно зависит от длины свисающей части рамы над осью

задних колес.

При расчете рамы лесовозного тягача вес части пакета, приходящийся на него, замещается сосредоточенной силой, приложенной в месте установки коника.

При расчете лонжеронов рамы на изгиб необходимо учитывать веса всех элементов автомобиля. Но при большом числе сил, действующих на балку, вычисление изгибающихся моментов сопряжено с большим числом громоздких вычислений. Поэтому для упрощения и сокращения расчетов можно использовать приемы изложенные в работе [9].

Полученные при расчете напряжения можно оценить путем их сопоставления с допускаемыми напряжениями. Однако напряжения от статической нагрузки будут сильно занижены, т.к. в действительности рама также нагружена динамическими нагрузками. Поэтому в расчет вводится коэффициент запаса на динамическую нагрузку K_d .

На основании исследований рам грузовых автомобилей установлен некоторый оптимальный диапазон значений коэффициента запаса на динамическую нагрузку $K_d = 2 - 4$.

Однако, при расчетах необходимо учитывать, что величина коэффициента динамичности изменяется в зависимости от типа машины, качества дороги, скорости движения. Коэффициент динамичности различен в различных участках рамы. Например, известно, что динамические нагрузки в задней части рамы автомобиля выше, чем в передней.

Для определения коэффициента динамичности в различных точках рамы машины можно пользоваться зависимостями, приведенными в работе [9]:

Статические нагрузки, линии действия которых не проходят через оси центров изгиба лонжеронов, вызывают кручение отдельных участков лонжеронов. Так для автомобиля ЗИЛ-150, запасное колесо вызывает увеличение напряжения кручения лонжерона на 25-50% от напряжений изгиба статической нагрузкой. Поэтому лонжероны по возможности следует освобождать от такого рода нагрузок и передавать их на поперечины. В этом смысле особое внимание следует уделять соединению рессор с рамой. Крутящие моменты в точках крепления рессор могут появляться даже тогда, когда линия действия вертикальных сил проходит через центр

ивгиба сечения лонжерона. Причина этого кроется в возникновении поперечных реакций от дороги.

При расчете лонжеронов рамы на изгиб в практике проектирования машин широко применяют графоаналитический метод расчета [10]. Этот метод при известной аккуратности выполнения чертежа дает достаточной точности результаты.

§ 8. ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ МАШИН

Подвеска колесных машин

К подвескам машин предъявляют следующие специфические требования:

- а) достаточный статический прогиб;
- б) достаточный динамический прогиб;
- в) обеспечение правильной кинематики управляемых колес при их вертикальных перемещениях;
- г) передача продольных и поперечных усилий;
- д) быстрое затухание колебаний поддресоренных масс.

С учетом перечисленных требований и производится конструирование элементов подвески: направляющих устройств, упругих элементов, амортизаторов.

Статический прогиб подвески f определяет плавность хода транспортной системы при движении по ровным дорогам с твердой поверхностью. Он может быть определен по парциальной частоте подвески

$$n = \frac{300}{\sqrt{f_c}} \quad /43/$$

Для грузовых автомобилей статический прогиб подвески выбирают в пределах 80-120 мм. Статический прогиб подвески задних колес автомобилей, как правило, принимает несколько больше, чем передней. Динамический прогиб f_d принимают таким, чтобы вероятность ударов в ограничитель при движении машины в неровных путевых условиях была минимальной.

Тип подвески выбирается в зависимости от типа и назначения машины. Для машин, вес которых при эксплуатации изменяется в значительных пределах, целесообразно производить регулирование жесткости подвески в зависимости от величины нагрузки.

Наиболее просто это осуществить при пневматическом упругом элементе с дополнительным воздушным резервуаром. Для поддержания постоянной высоты подрессоренных масс с изменением нагрузки автоматически обуславливается соответствующее изменение давления воздуха в баллонах.

При мягкой подвеске в случае действия боковых внешних сил транспортная система может потерять устойчивость из-за бокового крена подрессоренных масс. Положение оси крена обуславливается соотношением угловых жесткостей передней и задней подвесок. Необходимое, для уменьшения угла бокового крена, соотношение жесткостей достигается установкой одного или двух стабилизаторов.

Нагрузки P_n , действующие на упругие элементы подвесок различного типа и их прогиб f_n , обычно устанавливают, пользуясь следующими формулами:

1/ для зависимой подвески с неразрезным мостом

$$P_n = Z - \frac{mg}{2}; \quad f_n = f, \quad /44/$$

где Z - вертикальная реакция на колесо;

m - масса неподрессоренных частей (мост с колесами);

2/ для независимой подвески, соответственно с одним или двумя рычагами (см. рис. 18)

$$P_n' = (z - m_k g) \frac{l}{a}; \quad f_n' = f \frac{a}{l}; \quad /45/$$

$$P_n'' = (z - m_k g) \frac{l_1}{a}; \quad f_n'' = f \frac{a}{l_1}; \quad /46/$$

где m_k - масса колеса и части направляющего устройства подвески;

l - расстояние от оси поворота рычага до вертикальной оси колеса;

a - расстояние от оси поворота рычага до оси пружины;

l_1 - длина поперечного рычага подвески.

При расчете листовых рессор влиянием горизонтальной составляющей реакции серги, появляющейся из-за ее наклона, пренебрегают. Стрелу прогиба рессоры можно определить из выражения

$$f = \delta \frac{\delta_1^2 \cdot \delta_2^2 \cdot P_n}{3E \cdot J_0 \cdot B}, \quad /47/$$

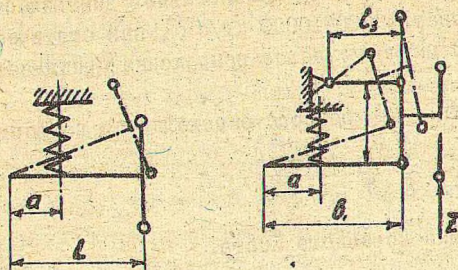


Рис. 18. Схемы независимых подвесок с поперечными рычагами

где b_1 и b_2 - расстояние от центра рессоры до осей переднего и заднего рессорных ушек, для симметричной рессоры $b_1 = b_2$;

B - длина рессоры;

E - модуль упругости ($2,1 \cdot 10^6$ кг/см²);

J_0 - момент инерции сечения, расположенного у центрального болта рессоры;

δ - коэффициент, зависящий от конструкции концов рессоры.

При конструкции концов рессоры, делающих её более мягкой, коэффициент δ повышается. Коэффициент δ зависит также от конструкции стремянок и комутов, от расстояния между ними. В случае, когда коренной лист значительно длиннее второго δ принимают равным 1,4.

Момент инерции J_0 , входящий в формулу /47/, равен

$$J_0 = \frac{B}{12} \sum h_i n_i^3,$$

где B - ширина листов рессоры;

n_i - число листов толщиной h_i .

При выборе поперечного сечения листов желательны придерживаться соотношения $6 < \frac{h}{h_0} < 10$. Число листов рессоры выбирают обычно от 6 до 14, иногда до 20.

Допускаемое напряжение при максимальном динамическом прогибе не должно превышать 9000-10000 кг/см², при статическом прогибе равном 80-150 мм допускаемое напряжение принимается равным 4000-5000 кг/см².

Напряжение σ в рессоре определяется по формуле

$$\sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{1}{b} \cdot \frac{E \cdot h_k \cdot f}{b_1 \cdot b_2}, \quad /48/$$

где h_k - толщина коренного листа.

При расчетах подвески с основными и дополнительными рессорами нагрузки на них распределяются пропорционально их жесткости.

Прогиб пружин f_n определяется по сжимающей силе

$$f_n = \frac{8 D^3 i}{d^4} \cdot \frac{P_n}{G_k}, \quad /49/$$

где D - средний диаметр пружины;

d - диаметр прутка;

i - рабочее число витков;

G_k - модуль упругости при кручении ($8 \cdot 10^4$ кг/см²).

Длина l_c отержия торсионных подвесок определяется по углу закручивания γ_k :

$$l_c = \gamma_k \frac{G \cdot d_c}{2 \tau}, \quad /50/$$

где d_c - диаметр сечения стержня.

Допускаемое напряжение на кручение стержня принимается таким же, как и при расчете пружин. Угол закручивания γ_k определяется по закручивающему моменту.

Пневматический упругий элемент рассчитывается по сжимающей силе P_n . Сжимающая сила, выраженная через эффективную площадь баллона, равна

$$P_n = p \cdot F,$$

где p - внутреннее избыточное давление в баллоне при любом его положении.

Давление p в баллоне определяется по формуле

$$p = (p_c + 1) \cdot \left(\frac{V_c}{V}\right)^{k_a} - 1,$$

где p_c - внутреннее давление в баллоне при статической нагрузке;

V_c - суммарный объем баллона и дополнительного резервуара в статическом положении;

k_a - показатель политроны (1,3-1,35);

V - объем баллона и резервуара в расчетном положении,

Выбор рациональных значений жесткости подвески и коэффициентов затухания можно производить, рассматривая движение транспортной системы по неровностям дороги и решая дифференциальные уравнения, описывающие колебания ее масс.

Сила сопротивления колебаниям создается амортизаторами, трением в шарнирах подвески и межлистовым трением пружин.

Обычно оценку затухания колебаний производят по относительному коэффициенту затухания ψ

$$\psi = \frac{k}{\sqrt{cM}},$$

где k - коэффициент сопротивления подвески;

c - жесткость подвески;

M - неподрессоренная масса, приходящаяся на колесо.

Относительный коэффициент затухания современных автомобилей изменяется в пределах 0,15-0,26.

Как указывалось, интенсивность затухания зависит в основном от коэффициента сопротивления амортизатора R_a . Для телескопического амортизатора, установленного внутри пружины коэффициент сопротивления равен

$$k_a = \frac{P_a}{V_a} \left(\frac{a}{t}\right)^2, \quad /51/$$

где v_a - скорость перемещения поршня амортизатора.

При установке рычажного амортизатора по схеме, представленной на рис. 19, k_a определяется по формуле

$$k_a = \frac{P_a}{V_a} \left(\frac{l}{n}\right)^2. \quad /52/$$

При ходе сжатия в современных гидравлических амортизаторах развивается меньшее усилие, чем при ходе отдачи.

Расчетная скорость V_a принимается равной 20-30 м/сек.

Основные размеры амортизатора определяются из уравнения:

$$\frac{A}{427} = \alpha \cdot F (T_{a \max} - T_b) \cdot t, \quad /53/$$

где A - работа, поглощенная амортизатором за время t ,

$$A = \frac{N_p t}{100} \text{ [кГМ]};$$

N_p - мощность, поглощаемая амортизатором,

α - коэффициент теплоотдачи (50-60 ккал/м².град.час);

F - поверхность наружных стенок амортизатора;

$T_{a \max}$ - допустимая температура наружных стенок амортизатора при работе в течение одного часа ($T_{a \max} = 120-130^\circ$);

T_b - температура окружающей среды.

Поверхность F с длиной l_a и наружным диаметром D телескопического амортизатора связана соотношением:

$$F = \pi D \left(\frac{D}{2} + l_a \right).$$

Подберём для примера основные размеры телескопического амортизатора, если по условиям движения его коэффициенты сопротивления при отдаче $R_{от}$ и сжатии $R_{сж}$ равны соответственно 18 $\frac{\text{кг} \cdot \text{см}}{\text{см}}$ и 6 $\frac{\text{кг} \cdot \text{см}}{\text{см}}$. Расчетная скорость $V_a = 20$ см/сек.

Мощность, поглощаемая амортизатором

$$N_p = \frac{(R_{от} + R_{сж}) V_a^2}{2} = \frac{(18+6) \cdot 2000^2}{2} = 1728 \cdot 10^2 \frac{\text{кГМ}}{\text{час}}.$$

Принимаем $T_{a \max} = 120^\circ$, $T_b = 20^\circ$, $\alpha = 50 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}}$

Тогда из уравнения (53) поверхность наружных стенок амортизатора

$$F = \frac{1728 \cdot 10^2}{427 \cdot 50 (120-20)} = 0,081 \text{ м}^2.$$

Из конструктивных соображений выбирают наружный диаметр или длину амортизатора.

Принимаем $D = 0,1$ м, тогда

$$0,081 = 3,14 \cdot 0,1 (0,05 + l_a);$$

$$l_a = 0,207 \text{ м}.$$

Подвеска гусеничных машин

В зависимости от способа соединения опорных катков с остовом трактора, подвески их делятся на жесткие, полужесткие и упругие.

Схема полужесткой подвески приведена на рис.20.

На направляющее устройство при повороте трактора действуют следующие силы и моменты:

P_2 - сила предварительного натяжения гусеничной цепи;

$P_{кл}$ - касательная сила тяги;

M_c - момент сопротивления повороту одной гусеничной тележки;

G' и G'' - сила веса трактора, действующая в местах соединения тележек гусениц с остовом трактора.

Момент M_c равен

$$M_c = \frac{\mu \cdot 0,5 \cdot G_{кл} \cdot l_r}{4}, \quad /54/$$

где μ - коэффициент сопротивления повороту ($\mu = 0,8$);

l - длина опорной поверхности гусениц.

Зная величину и направление указанных сил, можно рассчитать тележку, определить реакции на подшипниках, рассчитать ось качения.

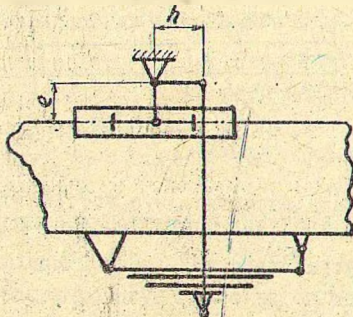


Рис.19. Схема рычажного гидравлического амортизатора.

Плечи рычагов каретки балансирной подвески и реакцию почвы на опорные каретки определяют, задаваясь эпурой давления на почву. Элементы каретки рассчитывают по вертикальным реакциям, а также боковым силам, возникающим на повороте. Боковые силы определяются по формуле

$$R = \frac{\mu \cdot G'_k \cdot l}{4K}, \quad /55/$$

где G'_k - вес, приходящийся на каток;
 K - расстояние от середины опорной поверхности гусеничной цепи до данного опорного катка.

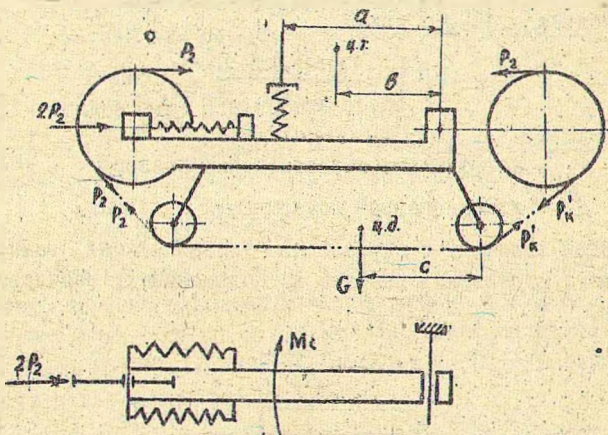


Рис.20. Схема направляющего устройства гусеничного трактора с полужесткой подвеской

Расчет упругих элементов любых типов подвесок гусеничных машин принципиально не отличается от расчета упругих элементов колесных машин. Расчет направляющих устройств индивидуальных подвесок гусеничного трактора аналогичен расчету независимой подвески автомобилей.

§ 9. КОНСТРУИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ И ЛЕСОТРАНСПОРТ-
НЫХ МАШИН

Резущие и валочные средства

Для установления согласованного режима работы пильного и валочного органов валочных и многооперационных машин необходимо в едином комплекте учитывать все влияющие факторы. К этим факторам относятся следующие:

1. Момент времени включения валочного механизма;
2. Скорость продвижения пильного органа в процессе резания;
3. Диаметр дерева в плоскости пропила;
4. Величина и характер изменения во времени усилия повала дерева;
5. Ветровая и снеговая нагрузка и сопротивление воздушной среды при падении дерева;
6. Первоначальный (естественный) наклон дерева.

Дифференциальное уравнение процесса повала дерева, увязывающее таксационные и динамические его параметры, а также параметры гидропривода и технологии повала, имеет вид

$$\ddot{\varphi}_c + \frac{B}{J_I} \varphi_c^2 - K_0 \cdot \sin \varphi_c = \frac{Q \pm B v_n^m}{J_I} - \frac{G \cdot S \cdot \rho_r}{J_I \cdot (z - A)},$$

- где φ_c - угол отклонения ствола дерева от вертикальной оси;
 J_I - момент инерции дерева относительно оси, проходящей через плоскость реза перпендикулярной оси ствола;
 Q - максимальный момент, создаваемый валочным рычагом;
 v_n - скорость напора ветровой нагрузки;
 G - вес дерева;

S, z, ρ_r - коэффициенты, учитывающие параметры гидропривода.

Коэффициенты B , K_0 и V равны:

$$B = \frac{Q}{J_I} + \eta q_m \frac{v_n^m}{J_I^2}; \quad K_0^2 = \frac{G \cdot h_c}{J_I}; \quad V = \eta \cdot q_m',$$

где h_c - высота центра тяжести дерева;

q_m, q_m' - коэффициенты, определяющие координаты приложения ветровой нагрузки;

m - показатель степени скорости;
 ρ - коэффициент, равный

$$\rho = C_w \rho (1,45 \cdot 10^{-5})^{2-m} (h \cdot q_s \cdot D_0)^m \cdot \frac{m}{2} \cdot \frac{h}{q_s},$$

здесь C_w - коэффициент аэродинамичности;

h - высота дерева;

ρ - плотность воздуха;

q_s - коэффициент площади кроны, учитывающий её форму;

D_0 - диаметр дерева в плоскости реза.

Для создания условий согласованного режима работы механизма поворота, необходимо, чтобы скорость поршня гидропривода механизма повала не зависела от внешней нагрузки. Это значит, что выходная мощность насоса должна представлять собой линейную функцию от нагрузки, что достигается введением в гидросистему дифференциального клапана. Благодаря наличию дифференциального клапана, давление жидкости на выходе системы меняется вместе с выходной нагрузкой по линейному закону. Скорость же поршня будет величиной постоянной, не зависящей от нагрузки.

В качестве перерезающих элементов режущих механизмов применяют ножи, пилы и фрезы.

Кроме того, принципиально возможно также использование для этой цели водяной струи высокого давления, ультразвука, расплавленной нити и др.

Ножевые режущие машины не находят большого распространения, несмотря на простоту конструкции. Например, для перерезания дерева диаметром 35 см необходимо усилие порядка 14-15 т, что требует большого веса режущего механизма.

Круглые дисковые пилы и фрезы обладают целым рядом достоинств, но имеют и недостатки, как например, возможность легкого зажима дисковой пилы, значительные затраты мощности при резании фрезой. Достоинством фрез является их высокая производительность и прочность.

Наиболее широкое распространение на валочных и многооперационных машинах находят цепные пилы, обеспечивающие достаточную производительность и удобство в эксплуатации.

Так, машина ВТМ-4 с боковым расположением технологического оборудования снабжена механизмом срезания с пильной цепью.

Привод пильной цепи осуществляется при помощи гидромотора М-Ю. Подача пильной шины производится при помощи гидравлического цилиндра. Пильный механизм снабжен упором, обеспечивающим спиливание дерева без подпила. Механизм срезания позволяет срезать деревья диаметром до 100 см.

Определение усилия, мощности резания и расчет числа оборотов и элементов цепного пильного механизма производится аналогично расчету переносных механических цепных пил, применяемых на индивидуальной ручной валке леса.

В расчетах на прочность определяют максимальное усилие $S_{p\max}$, которое испытывает пильная цепь в процессе пиления древесины

$$S_{p\max} = K_z \cdot (K_g \cdot S_B + G_B), \quad /56/$$

где K_z - коэффициент запаса, учитывающий оттягивание пильной цепи от шины при развороте дерева на пне в процессе повала, поперечный изгиб цепи, износ элементов цепи в процессе эксплуатации и др. / $K_z = 1,1$ /;

K_g - коэффициент, учитывающий действие пульсирующих нагрузок / $K_g = 1,5$ /;

G_B - инерционная нагрузка, возникающая при мгновенной остановке режущего аппарата;

S_B - усилие, на блоки пильной цепи при нормальной мощности двигателя.

Нагрузка G_B равна:

$$G_B = \frac{\sum_{i=1}^n J_i \cdot n_i}{30 \cdot R_1 \cdot \tau}$$

где $\sum_{i=1}^n J_i$ - суммарный момент инерции вращающихся частей;

τ - время остановки вращающихся частей при зажиме цепного режущего аппарата в пропиле;

R_1 - радиус делительной окружности ведущей звездочки;

n - число звеньев одновременно ударяющих в шину;

n_i - число оборотов звездочки.

Для надвигания шины механизма срезания применяется гидроцилиндр надвигания, который крепится шарнирно, что позволяет ему поворачиваться по мере выдвигания штока цилиндра.

Для определения диаметра гидроцилиндра надвигания необ-

ходимо знать силу надвигания $P_{надв.}$, способную преодолеть момент силы отжима, т.е. необходимо соблюдать условие

$$P_{надв.} > \frac{P_{отж.} \cdot l_2}{l_1}, \quad /57/$$

где $P_{отж.}$ - сила отжима;
 l_1 и l_2 - плечи действия сил $P_{отж.}$ и $P_{надв.}$
 $\frac{l_2}{l_1} = 3,5 - 4,5/.$

Сила отжима зависит от силы резания P_p , она может быть определена из соотношения

$$P_{отж.} = 0,6 \cdot P_p.$$

Из геометрии механизма надвигания по усилию надвигания $P_{надв.}$ определяется необходимый диаметр гидроцилиндра.

При конструировании режущих механизмов особое внимание должно уделяться некоторым специфическим особенностям их работы. Исходя из особенностей работы машины на лесосеке, режущие механизмы должны обладать высокой износоустойчивостью и крепостью, иметь ограждение, предохраняющее его от ударов при валке и переломах машины от дерева к дереву. Кроме того, должно обеспечиваться беззажимное резание, перерезание стволов в большом диапазоне диаметров, небольшое усилие резания и надвигания. Должны обеспечиваться минимальные затраты времени на установку механизма резания и процесс резания.

Сталкивание деревьев в заданном направлении может производиться клином, тросовой петлей, толкающим рычагом. Находит применение также зажим-укладчик, который предотвращает самопроизвольное падение дерева и снимает вертикальную нагрузку на режущий инструмент. Таким зажим-укладчиком, сочетающим валку и пакетирование деревьев, является машина ЦНИИМЭ и Лат НИИЛХП "Дятел-2", у которой захват со стрелой сочетается с цепной консольной пилой.

Машины с боковым расположением технологического оборудования, осуществляющие повал дерева на погрузочный рычаг, как например, машина ВТМ-4, имеют механизм повала, который состоит из поворотной рамы, обычно коробчатого сечения, и валочного рычага; подвешенного в осевом направлении. Рычаг имеет специальные шипы, которые обеспечивают его надежное сцепление с

деревом. Механизм повала управляется одним гидроцилиндром и специальным копиром, установленном на ограждении кабины. Гидроцилиндр осуществляет последовательное выдвижение рычага и затем поворот рамы. Перемещение рычага производится до 1,5 м.

Расчет элементов машины производится на усилия, определяющие моменты $\sum M$ от надземной части дерева, от ветровой и снеговой нагрузок и от сопротивления недопила ствола.

Усилие, которое необходимо приложить к дереву, определяется по формуле

$$P = \frac{\sum M}{L_p}$$

где P - усилие, которое необходимо иметь в точке соприкосновения дерева с валочным рычагом, для стабилизации дерева;

L_p - расстояние от плоскости пропила до точки приложения силы P .

При конструировании валочных механизмов необходимо выполнять следующие основные требования:

- а) обеспечение валки в определенном заданном направлении;
- б) надежная устойчивость ствола до момента валки;
- в) исключение сколов, расщепов и др.

Устройства для формирования пакета деревьев

Формировочные устройства валочно-трелевочных машин предназначены для связки и затяжки (формирования) пакета деревьев с целью удержания их во время движения. Валочно-трелевочные машины с боковым расположением технологического оборудования, в отличие от машин с повалом дерева на себя, имеют устройства для загрузки колы спиленного дерева. Погрузочное устройство структурно связано с формирующим и поэтому оно называется погрузочно-формирующим устройством. Оно обычно состоит (см. рис. 21, 22, 23) из коника, погрузочного рычага, обвязочного рычага механизма затяжки пеглы.

Погрузочный рычаг в откинутом положении является приемным элементом. Поэтому для уменьшения величины ударных нагрузок, возникающих при падении спиленного дерева, в его конструкции, как и в конструкции приемных балок валочно-трелевочных машин с

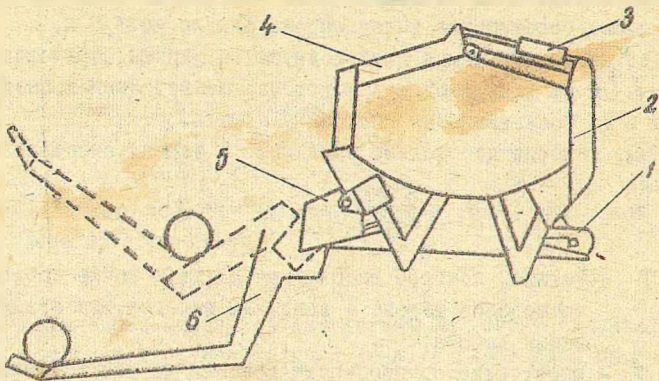


Рис.21. Погрузочно-формировочное устройство ВТМ-4:
1 - механизм затяжки петли, 2 - остов, 3 - гидроцилиндр обвязочного рычага; 5 - сектор; 6 - погрузочный рычаг.

повалом дерева на себя, следует предусматривать упругие и амортизирующие элементы. Определение величины ударных нагрузок и расчет параметров упругой системы производится по изложенной ранее методике.

Погрузка дерева осуществляется при помощи системы рычагов, в которую включен гидроцилиндр. При выдвигании штока гидроцилиндра (см.рис.22) коромысло 2 поворачивается вокруг оси O_2 и тем самым заставляет подниматься рычаг 1, на котором лежит поваленное дерево.

При расчете приводного усилия и определении диаметра гидроцилиндра рассматривается схема, приведенная на рис.23. Усилие на штоке гидроцилиндра определяется из уравнения моментов относительно точки O .

Коврик, служащий опорой для сформированной пачки деревьев, рассчитывается обычно на усилия от веса пачета, приходящегося на трактор, на усилие, возникающее при затяжке пачета деревьев

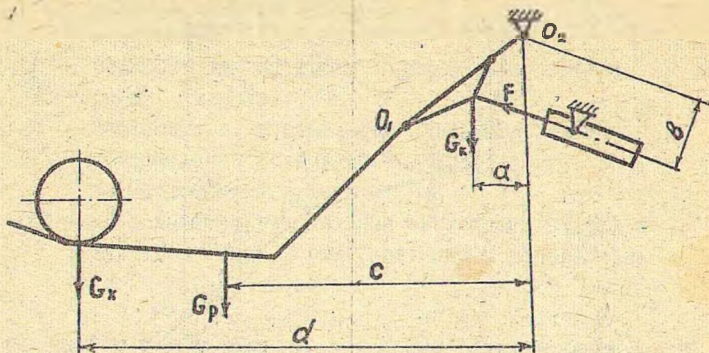


Рис.22. Расчетная схема погрузочного рычага ВТМ-4 (нижнее положение)

и на дополнительное усилие, возникающее при повороте машины. Коники лесовозных автопоездов рассчитываются также на нагрузки от веса хлыстов с учетом динамики. При определении сечений боковых стоек коника и шарниров должны учитываться боковые усилия, возникающие на поворотах дорог, при движении по косо-горам и др.

Одним из главных узлов валочно-трелевочных машин является механизм бесчокерного удержания стволов при трелевке. Метод бесчокерного удержания деревьев является перспективным при главном и промежуточном лесопользовании, что подтверждается производственным опытом.

Деревья, находящиеся внутри силового контура, удерживаются за счет сил трения, обусловленных нормальным давлением элементов силового контура расположенных по периметру пачета. Элементами силового контура могут являться зажимные жесткие рычаги, соответствующей формы, тросовая петля и др.

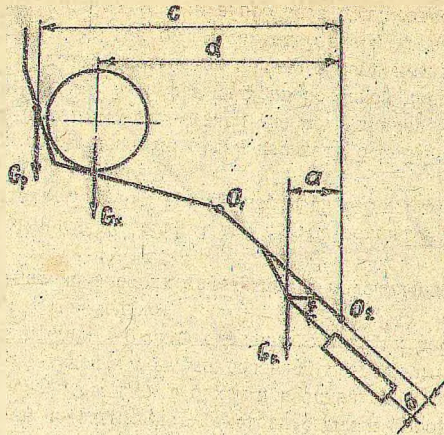


Рис. 23. Расчетная схема погрузочного рычага ВТМ-4
(верхнее положение)

Определение величины натяжения тросовой петли производится по следующей формуле:

$$T \geq \frac{Q[(1-m) \frac{f'}{2} V_s - m(\frac{b+y}{2} - 1) \gamma]}{0,4 \frac{c^2+1}{8c^2} \cdot L \cdot \rho} , \quad /58/$$

- где
- T - усилие натяжения троса;
 - Q - вес хлыста;
 - m - коэффициент, учитывающий загрузку опорной балки машины весом частично приподнятого хлыста,
 $m = 0,5$;
 - f' - коэффициент сопротивления перемещению волочащей пачки хлыстов, $f' = 1,0$;
 - f - коэффициент трения свежесрубленной древесины,
 $f = 0,9$;
 - V_s - коэффициент возможного возрастания сил сопротивления, $V_s = 2-4$;

- b - малая полуось эллипса;
- a - большая полуось эллипса;
- c - коэффициент формы эллипса;
- y_e - ордината нижней точки сдвигаемого хлыста;
- r_e - радиус хлыста;
- α - коэффициент, учитывающий плотность пачки;
- γ - коэффициент, учитывающий влияние веса хлыста не вертикального ряда;
- φ - коэффициент, учитывающий отклонение ствола от цилиндрической формы, кривизну и непараллельность укладки стволов.

У машины ВТМ-4 механизм затяжки петли представляет собой четырехкратный полиспаст, который устанавливается внутри коника. С целью создания запаса троса механизм снабжен барабаном, на котором намотаны запасные витки троса.

Усилие на предварительную затяжку пачки деревьев ориентировочно может быть определено по формуле:

$$S = S_1 \cdot e^{\mu \alpha \varphi} \quad /59/$$

- где S_1 - усилие, прикладываемое к тросу гидрополиспаста;
- α - угол обхвата пачки;
- μ - коэффициент трения троса о дерево, μ принимается обычно равным 0,28;
- e - основание натуральных логарифмов.

Исходя из усилия затяжки, проектируются сечения и параметры шарниров обвязочного рычага, а также необходимое усилие на штоке гидроцилиндра. По усилию на штоке назначается диаметр гидроцилиндра, ход его определяется кинематикой механизма.

При расчете обвязочного рычага на прочность проверку напряжений следует производить для случая, когда гидроцилиндр развивает усилие при максимально-возможном давлении и для случая заклинивания обвязочного рычага деревом.

Гидроманипуляторы

На лесосечных работах применяются и показывают хорошие результаты машины, имеющие в качестве технологического оборудования гидроманипуляторы различных конструкций.

Гидроманипуляторы могут применяться на валочно-погрузочных агрегатах, например машина "Дятел-2", на различного рода погрузчиках, выполненных на базе тракторов и автомобилей, на трелевочных машинах, осуществляющих бесчokerный набор вoза, как, например, трактор ТБ-55 и другие.

Устройство типового гидроманипулятора ясно из схемы, приведенной на рис.24. Внешняя расчетная нагрузка прикладывается к захвату 7.

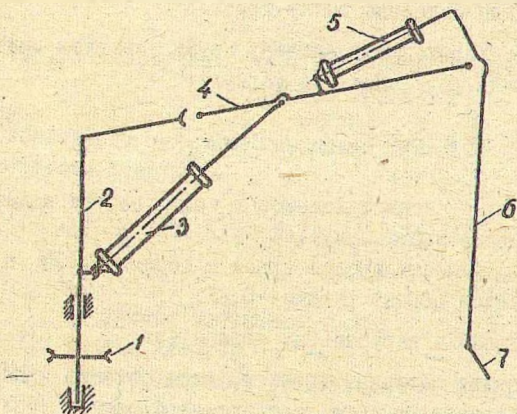


Рис.24. Схема гидроманипулятора: 1 - звездочка;
2 - поворотная колонка; 3 - цилиндр стрелы;
4 - стрела; 5 - цилиндр рукояти; 6 - рукоять;
7 - захват.

Внешняя нагрузка подочитывается для случая подтаскивания груза гидроманипулятором, подъема его и подъема в сочетании с подтаскиванием.

При расчете внешнего усилия, а также элементов гидроманипулятора, учитываются силовые факторы, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Проверка прочности деталей и узлов гидроманипулятора и определение усилий на элементах привода производится для неблагоприятных случаев нагружения: максимальный вылет стрелы, минимальный вылет стрелы с учетом уклонов опорной поверхности и т.д.

Момент, воспринимаемый механизмом вращения, должен учитывать не только внешнюю нагрузку, но и инерционность вращающихся частей гидроманипулятора. Величины действующих моментов, как при пуске механизма поворота, так и при его остановке зависят от скорости вращения, вылета стрелы, веса груза.

Обычно значения коэффициентов динамичности нагрузок, воспринимаемых механизмом поворота, при пуске не превышает 4, при остановке 5-6.

При проектировании погрузчиков необходимо производить проверку продольной устойчивости машины для неблагоприятных случаев нагружения с учетом максимально возможных продольных и поперечных уклонов опорной площадки.

Оборудование для самопогрузки лесовозных автопоездов

В настоящее время в лесной промышленности широко используются лесовозные автопоезда со специальным технологическим оборудованием, осуществляющим сборку и подтаскивание деревьев к машине в значительном радиусе, погрузку хлыстов и разгрузку их на нижнем складе.

В состав такого навесного оборудования обычно входят лебедки для подтаскивания хлыстов или деревьев и их погрузки, раскладные стойки, по которым натаскиваются или накатываются хлысты. Коники автомобиля или прицепа усиливаются, в них вмонтируются блоки для пропуска подтаскивающих и погрузочных тросов. Лебедки имеют привод от коробки отбора мощности автомобиля.

При проектировании и расчете элементов технологического оборудования в качестве исходного параметра обычно определяется требуемое усилие в тросе в процессе подтаскивания, погрузки или разгрузки.

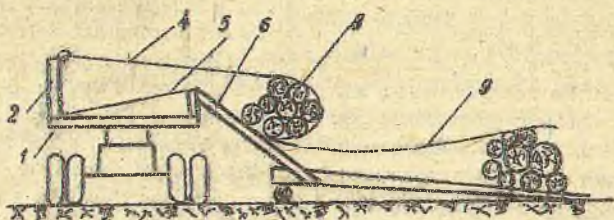


Рис. 25. Схема загрузки хлыстов открытой петлей методом накаtywания: 1 - концы; 2 - мачтовая неподвижная стойка; 3 - блок; 4 - погрузочный трос с кольцом; 5 - удлиненный чокер; 6 - откидная раскладная стойка; 7 - место соединения крюка чокера с кольцом погрузочного троса; 8 - пакет хлыстов; 9 - трос для оттащивания погрузочных тросов к месту зацепки пакета.

Определение потребного усилия производится для той или иной схемы (рис. 25) действии сил в элементах машины с учетом условий перемещения хлыстов или деревьев, схемы расположения блоков и др.

Обычно тяговое усилие на канатах принимает равным 3-5 т, что позволяет грузить лес объемом 15-20 м³ за один или два приема открытой петлей.

Основные расчетные параметры агрегатных лесотранспортных машин определяются по следующей схеме:

1. Определяется тяговое усилие, передаваемое на трос,
 $P_{\text{трос}} = 3-5 \text{ т};$
2. Принимается скорость движения троса, $v_t = 0,3-0,5 \text{ м/сек};$
3. Определяется момент на валу барабанов лебедки
 $M_{\text{трос}}, M_{\text{ф}}, M_{\text{мин}}; M_{\text{вал}}$ на валу звездочки редуктора, число оборотов n_2 барабана, число оборотов n_1

червяка и число оборотов n_2 звездочки редуктора.

Затем определяется мощность N на валу звездочки.

При проектировании коника, стойки-мачты, раскладной стойки, шарнирных соединений и т.д. необходимо учитывать усилия, возникающие не только при погрузочно-разгрузочных операциях, но и при транспортировании пакета хлыстов или деревьев.

§ 10. ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАШИН

Общие сведения

В этом разделе курсового проекта студент должен дать по укрупненным показателям оценку экономической эффективности конструируемой машины, узла, агрегата.

Оценка экономической эффективности конструируемой машины определяется студентом на основе сравнения вариантов машин. При этом в качестве сравниваемых вариантов выступает новая техника (конструируемая машина, агрегат) и так называемая базовая техника (заменяемая).

Чтобы получить правильный результат при экономическом сравнении вариантов техники, необходимо обеспечить сопоставимость (тождественность) этих вариантов:

1. По составу, исполняемых производственных операций и приемов.
2. По характеру производственных условий (среднему объему хлыста, породному составу древостоев, запасу на га, расстояниям вывозки и трелевки, рельефу местности и т.п.).
3. По объему производства.

Так, при экономической оценке валочно-трелевочных машин за базу сравнения принимают бензиномоторную пилу на валке и трелевочный трактор на трелевке, при оценке трелевочно-транспортной машины - трелевочный трактор на трелевке-погрузке (челюстной погрузчик при раздельной трелевке и погрузке), автолесовоз на вывозке леса. Марка трелевочного трактора, погрузчика, автомашины на вывозке и т.д. должна совпадать, как правило, с базовой машиной, принятой студентом для конструирования агрегатной машины.

При экономической оценке отдельных машин или систем необходимо четко установить какое влияние оказывает новая машина на выполнение как основных, так и вспомогательных операций. Так, например, при оценке экономической эффективности внедрения агрегатного автопоезда (погрузочно-транспортно-разгрузочной машины) следует учесть его влияние на погрузку, вывозку и разгрузку древесины, а также на трелевку и подготовительно-вспомога-

тельные операции, связанные с подготовкой погрузочных пунктов.

Для экономической оценки сравниваемых вариантов машин необходимо по каждому из них рассчитать следующие основные показатели:

1. Сменная и годовая производительность машин;
2. Производительность труда основных и вспомогательных рабочих на операциях, которые выполняются с применением сравниваемых машин;
3. Капитальные вложения, общие и удельные;
4. Эксплуатационные затраты (на машино-смену, на один м³ и годовой объем работ);
5. Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений и годовой экономический эффект.

Ниже приводится методика расчета основных показателей принятых для оценки сравнительной экономической эффективности отдельных конструкций машин и механизмов.

Расчет сменной и годовой производительности

Сменная производительность бензомоторных пил на валке леса и перспективных валочных машин может быть определена по формуле:

$$P_{см} = \frac{I_{2,275} \cdot T_{см} \cdot \rho \cdot K_1 \cdot V_{хл}}{\alpha^2 \cdot K_p} \quad \text{м}^3, \quad /60/$$

где $T_{см}$ - продолжительность смены, сек (420х60);

ρ - технически возможная производительность пиления, см²/сек;

K_1 - коэффициент использования рабочего времени пилы на пилении 0,2-0,3 (для валочных машин 0,1-0,2). Этот коэффициент уточняется расчетом, путем разложения производственного цикла по приемам и операциям;

$V_{хл}$ - средний объем хлыста, м³;

α - средний диаметр реза, см (при $V_{хл} = 0,3 \text{ м}^3$

$\alpha = 25-29$, при $V_{хл} = 0,5$ $\alpha = 32-36$ и при

$V_{хл} = 0,8 \text{ м}^3$ $\alpha = 0,39 - 0,43$);

K_p - коэффициент увеличения площади реза (1,15);

$I_{2,275}$ - численный коэффициент равный $\frac{275}{2}$.

Сменная производительность машин и механизмов циклического действия может быть определена по формуле:

$$P_{см} = \frac{(420 - T_{пз}) \cdot \kappa \cdot Q}{T_{ц}} \quad \text{или} \quad P_{см} = \frac{420 - (T_{пз} + T_{пт}) \cdot Q}{T_{ц}} \quad \text{м}^3,$$

где 420 - номинальная продолжительность рабочей смены, мин;

$T_{пз}$ - время подготовительно-заключительной работы за смену, мин;

$T_{пт}$ - время простоев по техническим причинам за смену, мин;

Q - объем древесины, перерабатываемый за один рабочий цикл (нагрузка на рейс, объем погружаемой пачки и т.д.), м³;

κ - коэффициент использования сменного рабочего времени;

$T_{ц}$ - продолжительность одного рабочего цикла, мин.

Сменная производительность трелевочных тракторов на трелевке леса и на трелевке с крупнопакетной погрузкой для различных значений нагрузок на рейс (Q), средних объемов хлыста ($V_{хл}$) и расстояний трелевки (L) может быть определена:

на трелевке

$$P_{см} = \frac{[420 - (T_{пт} + T_{пз})] \cdot Q}{\alpha + \beta L + \frac{(c + d \cdot Q) \cdot L}{e \cdot \kappa} + \left(\rho + \frac{q}{V_{хл}}\right) \cdot Q} \quad \text{м}^3, \quad 162/$$

на трелевке-погрузке

$$P_{см} = \frac{[420 - (T_{пт} + T_{пз})] \cdot Q}{\alpha + \beta L + \frac{(c + d \cdot Q) \cdot L}{e \cdot \kappa} + \left(m + \frac{n}{V_{хл}}\right) \cdot Q} \quad \text{м}^3, \quad 163/$$

где - поправочный коэффициент и скорости рабочего хода в зависимости от расстояния трелевки.

Расчетные рейсовые нагрузки в зависимости от среднего объема хлыста определяются по формулам:

ТДТ-40М	$Q = 1,41 + 5,35 \sqrt{V_{хл}}$	$- 1,81 \sqrt{V_{хл}^2}$;
ТДТ-55	$Q = 2,97 + 5,89 \sqrt{V_{хл}}$	$- 1,71 \sqrt{V_{хл}^2}$;
ТДТ-75	$Q = 3,81 + 4,43 \sqrt{V_{хл}}$	$- 0,50 \sqrt{V_{хл}^2}$;
С-100	$Q = 2,63 + 5,88 \sqrt{V_{хл}}$	$- 0,62 \sqrt{V_{хл}^2}$;
ТТ-4	$Q = 4,23 + 4,93 \sqrt{V_{хл}}$	$- 0,44 \sqrt{V_{хл}^2}$;

В формулах для определения сменной производительности тракторов числитель показывает продолжительность рабочей смены в минутах без подготовительно-заключительного времени и простоев по техническим причинам; первые два слагаемых знаменателя $(\alpha \cdot \beta \cdot \gamma)$ показывают время холостого хода тракторов в зависимости от расстояния трелевки; третье $\frac{(e + d \cdot q) \cdot h}{p \cdot k}$ - время рабочего хода в зависимости от нагрузки на рейс и расстояния трелевки; четвертое - время чокеровки, сбора, отцепки пачки без погрузки и с крупнопакетной погрузкой. Значения составляющих формулы /62/ и /63/ приведены в таблице II.

Таблица II

Данные для определения сменной производительности трелевочных тракторов

Показатели	Т р е л е в о ч н ы е				
	ТДТ-40М	ТДТ-55	ТДТ-75	С-100	ТТ-4
$T_{\text{ра}}$	44,0	42,0	42,0	42,0	42,0
$T_{\text{пр}}$	26,0	26,0	19,0	23,0	13,0
α	1,27	1,37	1,88	0,82	1,11
β	10,9	11,0	10,5	12,6	10,9
γ	4,26	5,56	7,79	1,27	6,19
d	1,05	0,36	0,35	0,37	0,29
e	0,25	0,25	0,45	0,25	0,45
p	1,57	1,36	1,57	1,65	1,28
q	0,90	0,92	1,14	2,15	1,03
m	2,08	1,78	1,99	2,17	1,88
n	1,14	1,12	1,40	2,34	1,25
при $L = 301-400$ м	1,08	1,08	0,92	1,07	0,96
при $L = 201-300$	1,00	1,00	0,80	1,00	0,90

Сменная производительность валочно-трелевочной машины определяется из выражения:

$$P_{\text{см}} = \frac{(420 - T_{\text{пр}}) \cdot K}{\frac{t_{\text{об}}}{v_{\text{хл}}} + \frac{600}{v_{\text{мш}}} + \frac{t_r + t_k}{q} + \frac{t_0}{q}} \quad \text{м}^3 \quad /64/$$

где K - коэффициент использования сменного рабочего времени (0,7 - 0,8);

$t_{об}$ - время обработки одного дерева, мин;

B - фронт работы машины (ширина полосы лесосеки, обрабатываемой за один проход); м;

M - запас древесины, м³/га;

v_M - скорость движения машины при наборе пачки древесины, км/час;

t_x - время пробега в холостом направлении, мин;

t_r - время пробега в грузовом направлении, мин;

t_0 - время отцепки вoза на площадке, мин;

Q - объем вoза (пачета), м³.

Сменная производительность агрегатной тракторно-транспортной машины может быть представлена выражением:

$$P_{см} = \frac{(420 - T_{пз}) \cdot Q}{t_1 \cdot l + t_2 \cdot l_1 + t_3 + t_4 \cdot n + t_5 (n-1) + (t_6 + t_7) Q \cdot t_8} \cdot 165,1$$

где t_1 - время пробега 1 км в обоих направлениях на трелевке, мин;

t_2 - время пробега 1 км в обоих направлениях на вывозке, мин;

t_3 - время маневров на лесосеке, мин. / рейс;

t_4 - время на чокеровку и набор одной пачки, мин;

t_5 - время на перецепку одной пачки, мин;

t_6 - время на погрузку одного м³, мин;

t_7 - время на разгрузку одного м³, мин;

l - среднее расстояние трелевки, км;

l_1 - среднее расстояние вывозки, км;

n - число приемов (пачек), за которое собирается рейсовая нагрузка машины;

Q - рейсовая нагрузка на вывозке, м³;

t_8 - время на отцепку чокеров при трелевке, мин. на рейс.

Выражение /65/ применимо и для расчета сменной производительности агрегатных автомобилей, но для этого должны быть исключены все элементы затрат времени, связанные с трелевкой.

Для трелевочно-транспортного тягача, который производит полный набор воза непосредственно на лесосеке за один прием выражение будет иметь вид:

$$P_{см} = \frac{(420 - T_{пз}) \cdot Q}{t_2 \cdot L + t_3 + (t_4 + t_5) \cdot r_2 + (t_6 + t_7) \cdot Q} \text{ м}^3 / 66/$$

Сменная производительность леоотранспортной машины определяется по формуле:

$$P_{см} = \frac{(420 - T_{пз}) \cdot Q}{L t_1 + t_2 + t_3} \text{ м}^3, \quad /67/$$

- где
- L - среднее расстояние вывозки, км;
 - t_1 - время пробега одного км в обоих направлениях, мин;
 - t_2 - время пребывания машины на погрузочном пункте на рейс, мин;
 - t_3 - время пребывания машины на нижнем складе, мин;
 - Q - нагрузка на рейс, м³.

Нагрузка на рейс для автопоездов ^рсчитывается с учетом веса машины, тягового усилия, коэффициентов сопротивления движению и других показателей.

Годовая производительность машин определяется на основе их сменной производительности и числа смен работы за год $| P_{см} \cdot T_p |$.
Число смен работы за год $| T_p |$ определяется:

$$T_p = 365 \cdot K_{рем} \cdot K_{т.г.} \cdot K_{исп.} \cdot K_{см}, \quad /68/$$

- где
- $K_{рем}$ - коэффициент перехода от календарного к режимному фонду времени;
 - $K_{т.г.}$ - коэффициент технической готовности;
 - $K_{исп.}$ - коэффициент использования исправных машин, включая резервные машины;
 - $K_{см}$ - коэффициент сменности;

По данным ЦНИИМЭ значения коэффициентов использования машин и механизмов на лесозаготовках приведены в таблице 12.

Таблица 12

Коэффициенты использования машин и механизмов на лесозаготовках

Наименование машин и механизмов	Крем	К.т.г	К.усн	К.сн	Тр
Бензопилы на валке	0,78	0,75	0,60	I	150
Тракторы на трелевке	0,78	0,80	0,80	I	200
Автомобили на вывозке:					
а) по дорогам с покрытием	0,78	0,85- 0,80	0,75- 0,80	I-2	200- 375
б) по дорогам без покрытия	0,62	0,85- 0,80	0,70- 0,75	I-2	188- 350
Машины, механизмы и оборудование нижних складов (без погружных механизмов)	0,78	0,82	-	I-2	-

В таблице 12 дано число смен работы в году / Тр /, приходящееся на списочный механизм или машину.

Расчет производительности труда

В курсовом проекте основной показатель производительности труда для оценки экономической эффективности машин - выработка на один чел.-день - определяется путем деления сменной производительности машин / Псм / на количество обслуживающих рабочих /В/.

Показатель выработки на один чел.-день основных производственных рабочих /Поск / определяется:

$$P_{осн} = \frac{P_{см}}{V_{осн}} \quad \text{м}^3/\text{чел.-день} \quad /69/$$

Показатель выработки на один чел.-день основных и вспомогательных рабочих / $P_{осн}$ и $V_{всп}$ / определяется:

$$P_{осн. и\ всп.} = \frac{P_{см}}{V_{осн} + V_{всп}} \quad \text{м}^3/\text{чел.день}, \quad /70/$$

где $V_{осн}$ и $V_{всп}$ - количество обслуживающих машину основных и вспомогательных рабочих (затраты труда основных и вспомогательных рабочих в человеко-днях на одну машино-смену).

Рост производительности труда / ΔP_T / при внедрении конструируемой машины на отдельной операции лесозаготовительного процесса определяется по следующим формулам:

$$\Delta P_T = \frac{P_{осн_2} \cdot P_{осн_1}}{P_{осн_1}} \cdot 100; \quad \Delta P_T = \frac{P_{осн\ и\ всп_2} - P_{осн\ и\ всп_1}}{P_{осн\ и\ всп_1}} \cdot 100,$$

/71/

где $P_{осн_1}$ и $P_{осн_2}$ - производительность труда основных производственных рабочих по сравниваемым вариантам машин (базовой и новой) в м³ на чел.-день;

$\frac{P_{осн\ и\ всп_2}}{P_{осн\ и\ всп_1}}$ - производительность труда основных и вспомогательных рабочих по сравниваемым вариантам машин в м³ на человеко-день.

Формула для определения роста производительности труда по комплексу операций выполняемых агрегатной машиной, при замене ее базовых, может быть представлена в виде:

$$\Delta P_K = \left(\frac{v_1 + v_2 + v_3 + v_4 + \dots + v_n}{a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + \dots + a_n} \right) \cdot 100 - 100, \quad /72/$$

где $v_1; v_2; v_3; v_4; v_n$ - трудозатраты в человеко-часах или человеко-днях, приходящиеся на один м³ по операциям 1, 2, 3, 4 и т.д. при применении базовой машины;

a_1, a_2, a_3, a_4, a_n - трудозатраты в человеко-часах или человеко-днях, приходящиеся на один м³ по операциям 1, 2, 3, 4 и т.д. при применении новой машины.

П р и м е р. На базе трелевочного трактора конструируется трактор с гидроманипулятором для бесчokerной трелевки. Сменная производительность базового трактора 50 м³, трактора для бесчokerной трелевки 40 м³. Базовый трактор обслуживает тракторист и чокерщик, ТБ - оператор. В обоих вариантах к числу вспомогательных рабочих относятся рабочие по уходу за волоком, трудозатраты которых принимаются по нормативам в размере 0,5 человеко-дня на одну машино-смену.

Производительность труда на один человеко-день основных производственных рабочих составит:

$$Посн_1 = \frac{50}{2} = 25 \text{ м}^3; \quad Посн_2 = \frac{40}{1} = 40 \text{ м}^3$$

Рост производительности труда основных производственных рабочих:

$$\Delta П_7 = \frac{Посн_2 - Посн_1}{Посн_1} \cdot 100 = \frac{40 - 25}{25} \cdot 100 = 60\%$$

Производительность труда на один человеко-день основных и вспомогательных рабочих составит:

$$Посн и всл_1 = \frac{50}{2,5} = 20 \text{ м}^3; \quad Посн и всл_2 = \frac{40}{1,5} = 26,6 \text{ м}^3$$

Рост производительности труда на один человеко-день основных и вспомогательных рабочих определится:

$$\Delta П_7 = \frac{Посн и всл_2 - Посн и всл_1}{Посн и всл_1} \cdot 100 = \frac{26,6 - 20,0}{20,0} \cdot 100 = 33\%.$$

Расчет капитальных вложений

Под капитальными вложениями понимаются одновременные затраты на создание производственных фондов предприятия. В составе капитальных вложений по каждому из сравниваемых вариантов лесозаготовительных машин учитываются:

- а) стоимость машины, включая расходы по их доставке в лесозаготовительные предприятия и монтажу;
- б) затраты на модернизацию действующего оборудования, если такая модернизация обусловлена внедрением новой техники;
- в) стоимость строительства и реконструкции производственных зданий (гаражей, депо) и сооружений (лесовозных дорог, эстакад и др.), необходимых для создания нормальных условий работы техники;
- г) стоимость используемого старого оборудования и других основных фондов.

В курсовом проекте студенту прежде всего необходимо учитывать в составе капитальных вложений стоимость машины, включая расходы связанные с отправкой машины со склада промышленного предприятия и получением ее потребителем в состоянии готовности для эксплуатации, т.е. балансовую стоимость машины:

$$K = C + D,$$

173/

где K - балансовая стоимость машины, руб;

C - преysкурантная цена, руб;

D - дополнительные расходы, связанные с доставкой машины - 10% от её преysкурантной цены.

В курсовом проекте для приближенных расчетов можно применять упрощенные способы расчета цены новой машины, узла, агрегата новой конструкции.

Когда известны цена и вес базовой машины, узла или агрегата, то цену новой проектируемой конструкции (машины, узла, агрегата) можно определить по сопоставимому весу:

$$C_2 = C_1 \cdot \frac{P_2}{P_1} \cdot K \text{ руб.},$$

174/

где C_1 - преysкурантная цена базовой машины; узла, агрегата, руб;

- U_2 - преysкурантная цена проектируемой конструкции машины, узла, агрегата, руб;
 P_1 - конструктивный вес базового варианта, кг;
 P_2 - конструктивный вес проектного варианта, кг;

При изготовлении машин новой конструкции с использованием в большей мере цветных металлов и усложнении конструкции применяются соответствующий поправочный коэффициент K к удельной стоимости базовой машины.

П р и м е р . Известно, что вес трелевочного трактора ТДТ-75 составляет 10800 кг, а его преysкурантная цена 5700 руб. Определить преysкурантную цену проектируемого на базе ТДТ-75 трелевочного трактора ТТ-4, если конструктивный вес ТТ-4 составляет 12200 кг и $K = 1,15$.

$$U_2 = 5700 \cdot \frac{12200}{10800} \times 1,15 = 7406 \text{ руб.}$$

Данные о конструктивном весе и преysкурантные оптовые цены приведены в таблице 13.

Таблица 13

Металлоемкость и преysкурантные оптовые цены на основные виды лесозаготовительного оборудования

Наименование машин	Марка или тип	Вес, кг	Цена за единицу, руб.	
Бензомоторная пила	"Дружба"	12,5	110	
Бензомоторная пила	МП-5	11,0	135 ^{xx}	
Гидроклин валочный	КГМ-1А	3,0	65	
Электромоторная пила	ЭП4-3	9,5	70 ^{xx}	
Трактор трелевочный	ТДТ-40М	6500	3560	
- " -	- " -	ТДТ-55	9500	6360
- " -	- " -	ТДТ-75	10800	5700
- " -	- " -	ТТ-4	12200	7406
Трактор для бесчорной трелевки	ТБ-55	10500	6500 ^{xx}	

Наименование машин	Марка или тип	Вес, кг	Цена за единицу, руб.
Трактор гусеничный	С-100	11400	4500
Лебедка с двигателем Д-48	ТЛ-4	4100	3800
Лебедка с электродвигателем	ТЛ-4Э	2900	2800
Лебедка трелевочная	ГИЛМ-4	5600	6300
Погрузчик челюстной типа	КМЗ-П2	18400	11130
" " "	КМЗ-П19	15000	11400 ^{XX}
Гидравлический подборщик сучьев (навесное оборудование)	ПСТ-3	2500	1740 ^X
Комплект сменных дорожно-строительных орудий	КБК-100	-	9000 ^X
Корчеватель	ЛК-7	2470	-
Бульдозер	ЛК-18	1660	-
Канавокопатель	ЛК-8	3200	-
Корчеватель-бульдозер канавокопатель на тракторе ДЭТ-250			60000 ^{XX}
Канавокопатель	НОК-800	4500	-
Бульдозер	Д-384А	2800	-
Корчеватель	К-2,6	3800	-
Автомобиль	ЗИЛ-164	4100	1540 ^X
" "	ЗИЛ-157К	6260	3085
" "	МАЗ-501	7500	4300 ^X
" "	МАЗ-509	8800	7700
" "	КрАЗ-214Б	-	104500 ^{XX}
Автопоезд	КрАЗ-255Л	16500	13870
Автомобиль	КрАЗ-257	-	9300
Прицеп-ропуск	2-Р-8	1880	945
Прицеп-ропуск	2-Р-15А	2900	1800
Прицеп-ропуск	2-Р-15Т	4200	2200
Прицеп-ропуск	1-Р-4	1025	450

X - цены не ориентировочные цены на I полугодие 1967 г.

В практике проектирования применяют нормативную цену проектируемой машины, которая должна быть ниже или равна преysкурантной цене базовой машины аналогичного назначения:

$$C_n \leq C_0 \quad 175/$$

$$C_n = P(C \cdot K_n + M) \cdot 1,15 + D \quad 176/$$

- где C_n - нормативная цена проектируемой машины, руб;
 P - вес машины без покупных узлов и деталей, кг;
 C_0 - преysкурантная цена базовой машины, руб;
 C - нормативная себестоимость 1 кг веса машины при годовом выпуске 10000 шт, руб;
 K_n - коэффициент изменения себестоимости 1 кг веса при изготовлении машины в зависимости от объема выпуска;
 M - затраты на материалы, приходящиеся на 1 кг веса машины, руб;
 $1,15$ - средний коэффициент накопления (отклонения преysкурантной цены от себестоимости машины);
 D - балансовая стоимость узлов и деталей покупаемых у предприятия других отраслей, руб;

Коэффициенты и стоимости одного кг чистого веса машины в зависимости от серийности приведены в таблице I4.

Таблица I4

Коэффициенты изменения затрат в производстве машин в зависимости от их серийного выпуска

Годовой выпуск машин, тыс. шт.	1,0	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0
Коэффициент изменения затрат на производство машин	1,8	1,3	1,0	0,85	0,75	0,66

Годовой выпуск машин может быть подсчитан по формуле:

$$N = \frac{Q}{T_p \cdot Псм}, \quad (77)$$

где N - годовой выпуск машин, шт;

T_p - число дней работы одной машины за год, $д^2$;

$Псм$ - ежечасная производительность машины, $м^3$.

Цену агрегатной машины можно рассчитать на основании данных о ее конструктивном весе, весе отдельных узлов и стоимости одного кг веса базовой машины и аналогичных изготовляющихся машин, узлов и конструкций.

Например, базовой машиной ВТМ-4 является трактор ТТ-4 конструктивный вес которого равен 12200 кг и продажная цена 7406 руб. При изготовлении валочно-транспортной машины с базового трактора снимаются узлы: лебедка - 672 кг, погрузочное устройство - 1285 кг, раздаточная коробка - 183 кг. Итого 2140 кг.

На ВТМ указываются новые узлы и оборудование:

1. Лебедка	- 600 кг
2. Раздаточная коробка	- 180 кг
3. Бульдозер	- 800 кг
4. Ограждение кабины	- 60 кг
5. Шит с гидроцилиндром	- 450 кг
Итого:	2630 кг
6. Механизм срезания дерева	605 кг
7. Механизм загрузки, формирования и увязки дровяных	1383 кг
8. Механизм 7 и направленного	
ловала дровяных	272 кг
9. Гидрооборудование (распределитель, маслопроводы, маслобак	
и др.)	760 кг
Итого	2420 кг
ВСЕГО (п.1-9)	5050 кг

Вес валочно-трелевочной машины равен:

$$12200 - 2140 + 5050 = 15110 \text{ кг}$$

Вес машины без учета новых узлов (П6-9) составит

$$15110 - 2420 = 12690 \text{ кг}$$

Цена этой части машины определяется по стоимости 1 кг веса трактора ТТ-4 (7406 : 12200) = 0.60,6 руб.

$$12690 \times 0.60,6 = 7690 \text{ руб.}$$

Стоимость одной тонны веса навесного оборудования ВТМ-4 (П6-9) определяется по аналогии с удельной стоимостью навесного оборудования выпускаемых в настоящее время машин и механизмов.

Прейскурантная цена одной тонны навесного оборудования трактора "Белорусь" составляет 900 руб. навесного оборудования челюстного погрузчика 1100 руб. (вес 5800 кг, цена 6280 руб.). Технологическое навесное оборудование ВТМ-4 не менее сложно и может быть принято стоимостью минимально 1000 руб. за тонну.

Цена валочно-трелевочной машины составит:

$$7690 + (2,42 \times 1000) = 10110 \text{ руб.}$$

Балансовая стоимость по формуле/73/ будет равна 11121 руб.

Расчет эксплуатационных затрат

Для оценки экономической эффективности конструкции машины большое значение имеет определение себестоимости продукции или величины эксплуатационных расходов, связанных с эксплуатацией. Для большинства лесозаготовительных машин обычно рассчитывается себестоимость единицы продукции (м^3 , тонно-километра и т.д.) и годового объема производства. При этом очень важным условием в экономической оценке конструкции является включение в себестоимость только тех затрат, которые непосредственно связаны с ее работой или на которые она оказывает свое влияние.

В лесозаготовительных предприятиях себестоимость продукции в настоящее время определяется в целом на товарный выпуск продукции без выделения отдельных фаз и операций. В курсовых проектах при определении экономической эффективности конструкции

машины необходимо учитывать лишь те виды эксплуатационных затрат, которые зависят от типа применяемой машины и размер которых различается по сравниваемым вариантам.

В большинстве курсовых проектов расчеты эксплуатационных затрат можно ограничить следующим видами:

1. Основная и дополнительная заработная плата основных и вспомогательных рабочих основного производства с отчислениями на социальное страхование;
2. Расходы по содержанию техники (услуги обслуживающих производств).

Другие виды эксплуатационных затрат при оценке экономической эффективности конструкции и, в частности, цеховые и общезаводские расходы рассчитываются в тех случаях, когда внедрение новых конструкций машин связано с коренным изменением технологического процесса и производственной структуры лесозаготовительных предприятий.

Основная и дополнительная заработная плата производственных (основных и вспомогательных) рабочих основного производства рассчитывается по нормам выработки или нормам трудозатрат и действующей системе оплаты труда на лесозаготовках. При этом дневные нормы выработки основных производственных рабочих принимаются по рассчитанной ранее производительности на один человеко-день этой категории рабочих. Затраты труда вспомогательных рабочих основного производства принимаются по нормам или фактическим затратам (уход за трелевочными волоками, точка и правка инструмента, текущее содержание лесовозных дорог и т.д.).

Основная и дополнительная заработная плата основных и вспомогательных рабочих (Z_n) основного производства рассчитывается по формуле:

$$Z_n = T(30_1 q_1 + 30_2 q_2 + \dots + 30_n q_n + 3B_1 q'_1 + 3B_2 q'_2 + \dots + 3B_n q'_n) \text{ руб./78/}$$

где T - количество часов работы в смену;
 $30_1; 30_2; 30_n$ - часовые тарифные ставки основных производственных рабочих обслуживающих конторацию, руб;

$Зв_1; Зв_2; Зв_n$ - часовые тарифные ставки вспомогательных рабочих основного производства, руб;

$q_1; q_2; q_n; q'_n$ - коэффициенты, учитывающие доплаты к тарифной ставке (для лесосечных работ - 1,75, транспорт леса и нижескладные работы - 1,63, вспомогательные и обслуживающие производства - 1,43).

В таблице 15 приводятся часовые тарифные ставки рабочих на лесозаготовках и лесосплаве по разрядам.

Таблица 15

Часовые тарифные ставки рабочих на лесозаготовках и лесосплаве

	По разрядам . коп.					
	I	II	III	IV	V	VI
На лесосеках и плавочно лесосплаве	37,2	38,7	41,3	47,4	55,0	64,0
На прочих работах						
повременщиками	34,4	35,8	37,2	38,9	45,2	52,6
сдельщиками	35,8	37,2	38,7	42,3	49,2	57,2

Заработная плата на единицу выполняемой работы составит:

$$З'_n = \frac{З_n}{П_{сн}} \cdot \frac{\text{руб.}}{\text{м}^3} \quad /79/$$

Годовой фонд основной и дополнительной заработной платы производственных рабочих основного производства ($З_n \text{ год}$) определится:

$$З_{n \text{ год}} = З'_n \cdot П_{\text{год}}, \quad /80/$$

где $З'_n$ - заработная плата на единицу выполняемой работы;
 $П_{\text{год}}$ - годовой объем работы, продукции (м^3 , т-км).

В расчетах при составлении калькуляции себестоимости содержания машин и механизмов учитываются затраты по следующим статьям:

I. Основная заработная плата вспомогательных рабочих и об-

обслуживающего персонала.

2. Дополнительная заработная плата с начислениями.
3. Топливо (горючее), энергия и смазочные материалы.
4. Техническое обслуживание и текущий ремонт.
5. Амортизация.
6. Вспомогательные материалы (трос, резина).
7. Прочие затраты.

Порядок расчета затрат по отдельным статьям калькуляции себестоимости содержания машин и механизмов приводится ниже.

I. Основная заработная плата вспомогательных рабочих и обслуживающего персонала (охрана в лесу, подвозка горючего и смазочных материалов, содержание гаражей и т.п.) подсчитывается исходя из нормативной величины трудозатрат на одну машино-смену /Т/ и тарифной ставки вспомогательных рабочих /З т/:

$$З_с = T \cdot T \cdot З_т.$$

/81/

Ориентировочно нормативы трудозатрат можно принять для бензопил - 0,11, трелевочных тракторов - 0,34, трелевочных лебедок - 0,4, погрузчиков - 0,22, лесовозов с прицепами - 0,32, агрегатных машин - 0,5 человеко-дня на машино-смену.

2. Дополнительную заработную плату с начислениями можно определить из выражения:

$$З_ф = 0,43 \cdot З_с \text{ руб.},$$

/82/

где 0,43 - коэффициент учитывающий дополнительную заработную плату с начислениями для вспомогательных рабочих.

3. Расход топлива определяется по справочникам норм расхода горючего, техническим характеристикам машин, теоретическим расчетам.

Затраты на топливо на одну смену работы машины определяются по формуле:

$$З_{\text{ГСМ}} = T \cdot N_n \cdot m \cdot \beta_1 \cdot \beta_2 \cdot Ц_{\text{т.к}} \text{ руб.},$$

/83/

где N_n - номинальная мощность двигателя машины в л.с.;

m - удельный расход топлива на 1 л.с. в час;

β_1 - к.эфф. использования двигателя по мощности;

- β_2 - коэффициент использования двигателя по времени;
 ζ - преискурантная цена топлива за один кг, руб;
 κ - коэффициент, учитывающий затраты на доставку топлива в ЛПХ (1,2).

Данные для расчета расхода топлива бензодвигательными пилами, трелевочными тракторами и погрузочными механизмами приведены в таблице 16.

Таблица 16

Данные для расчета сменного расхода топлива

Наименование машин и механизмов	$N, \text{л.с.}$	$\eta, \%$	β_1	β_2
Бензопила "Дружба-60"	3,5	0,550	0,8	0,7
Бензопила "Дружба-4"	3,7	0,530	0,8	0,7
Бензопила МП-100	5,0	0,430	0,8	0,7
Трактор ТДТ-40М	48	0,205	0,6	0,9
Трактор ТДТ-75	75	0,220	0,6	0,9
Трактор ТДТ-55	62	0,195	0,6	0,9
Трактор ТТ-4	110	0,185	0,6	0,9
Трактор Т-100	100	0,200	0,6	0,9
Трактор Т-140	140	0,206	0,6	0,9
Кран автомобильный АК-5Г	120	0,200	0,5	0,8
Погрузчик КМЗ-П2	100	0,200	0,6	0,8

Расход смазочных материалов оставляет бензопилами 0,8% от расхода топлива, в том числе 0,7% автосла и 0,1% консталина; трелевочными тракторами - 7,3, в том числе дизельного масла - 5 0%, нигрола - 1,5%, солидола - 0,8%; тракторами Т-100 и Т-140 - 7,8% в том числе дизельного масла - 5,0%, нигрола - 2,0% и солидола - 0,8%.

Расход топлива для автомобилей на 100 км пробега можно принять: для ЗИЛ-164А - 21 кг, ЗИЛ-157К и ЗИЛ (4x4) - 32 кг, ЗИЛ-130 - 20 кг, МАЗ-200 - 28 кг, МАЗ-501 - 52 кг, МАЗ-509 - 52 кг, КраЗ-257 - 40 кг, КраЗ-255Б-50 кг, КраЗ-214 - 54 кг, КраЗ-221В и КраЗ (6x6) - 68 кг.

При работе с прицепами дополнительно учитывается расход

топлива на одну тонну собственного веса прицепа: для карбюраторных машин - 1,7 кг, для дизельных - 1,3 кг на 100 км пробега.

Расход смазочных материалов принимается в процентах от расхода топлива: консистентные смазки - 0,8%, масло автотракторное (для карбюраторных) - 3,5%, масло дизельное - 5%, трансмиссионная смазка при одной ведущей оси - 0,8% и при большем количестве осей - 1,5%.

Преискуранные цены на топливо и смазочные материалы приведены в таблице 17.

Таблица 17

Преискуранные оптовые цены на топливо и смазочные материалы, руб. за 1 т.

Вид топлива и смазки	Цена	Вид топлива и смазки	Цена
Бензин			
А-86	124	Масло трансмиссионное	53
А-78	92	Консистентная смазка:	
А-76	84	УС-2 (л) облидол	280
А-72	72	УТ-2 (консталин)	580
А-70	68	Масло промышленное (веретенное)	120
А-66	61	Керосин	
Диз. топливо	35	Смазка графитная	
Масло дизельное	140	УСС-А	180
Масло АК-15	90		
Масло АК-10	130		

4. Затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт в курсовом пр. зкте можно определить по нормативам от преискуранной цены машин. Нормативы затрат на технические уходы и текущий ремонт приведены в таблице 18.

Таблица 1В

Нормативы затрат на технические уходы и текущий ремонт

Наименование машин и механизмов	Денежные затраты в смену от преискурантной цены, %
Бензопила "Дружба"	0,52
Трактор ТДТ-40	0,10
Трактор ТДТ-60-75	0,07
Трактор ТДТ-55	0,10
Трактор ТТ-4	0,07
Трактор Т-80-100	0,014
Лебедка ТЛ-4 с двигателем Д-36	0,05
Лебедка ТЛ-5 с двигателем Д-54	0,03
Трактор для бесшорной трелевки ТБ-55	0,15
Валочно-трелевочная машина ВТМ-4	0,15
Бульдозер на тракторе Т-100	0,09
Кран ККУ-75	0,01
Экскаватор Э-505	0,02
Автокран К-51	0,02
Автокран К-32	0,05
Автокран ЛАЗ-690	0,05

Затраты на технические уходы и текущие ремонты тягового и прицепного состава лесозовных дорог в расчете на один м³ определяются по формуле:

$$C_{\text{рем}} = \frac{C \cdot 2,2 L}{10 \cdot Q} \text{ руб.}, \quad /84/$$

где C - затраты на технические уходы и текущие ремонты в расчете на 1000 км пробега, руб;

Q - нагрузка на рейо, м³;

L - среднее расстояние вывозки, км.

Затраты, приходящиеся на одну машину-смену составят:

$$C_{\text{см}} = \frac{C_{\text{рем}}}{1000} \text{ руб.}, \quad /85/$$

где L - суммарный пробег, км;

Затраты на технические уходы и текущий ремонт тягового и прицепного состава приводятся в таблице 19.

Таблица 19

Нормативы затрат на технические уходы и текущий ремонт тягового и прицепного состава лесовозных дорог, руб./1000 км

Наименование тягового и прицепного состава	Тягачи	Полуприцепы	Роспуски
ЗИЛ-164 + I - P-5	22,0	-	3,0
ЗИЛ-157 + 2-P-8	24,5	-	6,0
ЗИЛ-133В + 2-P-10	28,0	-	4,0
Урал-375 + 2-P-8	30,6	-	6,0
МАЗ-509/501+2-P-15	34,0	-	4,0
КрАЗ-221В+2-P-15	40,8	-	4,0
КрАЗ-214+2-P-12	42,5	-	4,0
ЗИЛ-133В+I-III-12+2-P-10	28,0	4,0	4,0
ЗИЛ-157+2-III-3+2-P-5	24,5	4,0	4,0
Урал-375+2-III-12+2-P-8	30,6	4,0	6,0
МАЗ-509/501+I-III-12,5+2-P-15	36,0	4,0	4,0
КрАЗ-201В+I-III-18+2-P-15	40,8	4,0	4,0
КрАЗ-214+2-III-18+2-P-12	42,5	4,2	4,0
ЗИЛ/4x4/+2-P-10	24,5	-	4,0
КрАЗ/6x6/+2-P-15	42,5	-	4,0
ЗИЛ/4x4/+I-III-9+2-P-10	24,5	4,0	4,0
КрАЗ/6x6+2-III-25+2-P-15	42,5	5,0	4,0

5. Затраты на амортизацию, входящие в себестоимость машино-оборудования /кроме автомашин/ подсчитываются по формуле

$$C_{ам} = \frac{K \cdot H}{100 \cdot T \text{ год}} \text{ руб.} \quad /86/$$

для автомашин и прицепов:

$$C_{ам} = \frac{K \cdot H_6}{100 \cdot T \text{ год}} + \frac{K \cdot H_{60} \cdot L_{600}}{100 \cdot 1000 \cdot T \text{ год}} \text{ руб.} \quad /87/$$

- где *К* - балансовая стоимость машин, прицепов, тракторов и т.д., руб;
- Н_а* - годовая норма амортизации в % от балансовой стоимости для трелевочных тракторов - 39%, бензопил - 70%, лебедок - 40%, тракторных кранов - 25%, автомобильных - 25% и бульдозеров - 47%);
- Н_в* - Норма амортизации для автомашин и прицепов на полное восстановление в % от балансовой стоимости (для автомашин грузоподъемностью до 4 т и прицепов - 15,5% и для автомашин грузоподъемностью более 4 т - 13,4%);
- Н_{к.р.}* - норма амортизации для автомобилей и прицепов на капитальный ремонт в % от балансовой стоимости на 1000 км пробега (до 4 т - 0,54%, более 4 т - 0,6 и для прицепов - 0,24%);
- Т_{гог}* - число смен работы машины за год;
- Л_{гог}* - годовой пробег машины, прицепа, км;

6. По статье вспомогательные материалы рассчитываются затраты, связанные с износом троса, чокеров и резины, если внедрение конструируемой машины оказывает на них влияние.

Ориентировочно можно принять расход троса на собирающий трос и чокеры по 50 м на 1000 м³ отрезанной древесины тракторами и 10 м при трелевке ВТМ по цене собирающего троса 0,50 и чокерного 0,25 руб. за погонный метр.

Нормативы затрат на восстановление и ремонт автомобильных шин приводятся в таблице 20.

Преискуранные цены на шины И-78 составят 134,6 руб., И-94 - 64 руб. и И-III - 107,8 руб. за комплект.

7. Прочие затраты. Расходы по данной статье принимаются в размере 5% от затрат по всем предыдущим статьям /I-6/ если рассчитаны вспомогательные материалы и в размере 10%, когда они не рассчитаны.

Таблица 20

Нормативы затрат на восстановление и ремонт
автомобильных шин, руб./1000 км

Марка автомобиля	Марка прицепа	Автомобиль, работающий		На прицеп	На автопоезд
		без прицепа	с прицепом		
ЗИЛ-164, ЗИЛ-130	2-Р-8Л	22,4	29,1	29,4	58,5
ЗИЛ-157, ЗИЛ-131А	2-Р-8Л	36,6	47,6	29,4	77,0
МАЗ-200, МАЗ-501, КрАЗ	2-Р-15	36,3	47,1	49,0	96,1

После расчетов студент должен составить таблицу калькуляции себестоимости содержания машин и механизмов по сравниваемым вариантам.

Себестоимость содержания машино-смены по сравниваемым машинам и механизмам составит в руб. на машино-смену /88/.

$$C_{сод} = Z_с + Z_д + C_{гсм} + C_{рен} + C_{ам} + C_{вн} + C_{п}/88/$$

Общая сумма эксплуатационных затрат по вариантам, приходящаяся на одну машино-смену составит:

$$C_i = Z_n + C_{сод} \frac{\text{руб.}}{\text{маш.-смену}} \quad /90/$$

или на единицу выполняемой работы (удельные эксплуатационные затраты)

$$C_i = \frac{Z_n + C_{сод}}{П_{см}} \frac{\text{руб.}}{\text{м}^3} \quad /90/$$

Условно-годовая экономия на эксплуатационных затратах определяется разностью эксплуатационных затрат по сравниваемым вариантам:

$$C_1 - C_2 \text{ руб.}$$

где C_1 - эксплуатационные затраты по базовому варианту, руб.;
 C_2 - эксплуатационные затраты по проектному варианту, руб.

Расчет срока окупаемости дополнительных капитальных вложений и годового экономического эффекта

При расчетах сравнительной экономической эффективности новой конструкции машины возможно, что:

а) новая конструкция не дает экономии эксплуатационных затрат и капитальных вложений (вариант отрицательный);

б) новая конструкция дает экономию на эксплуатационных затратах и не требует дополнительных капитальных вложений (вариант положительный);

в) новая конструкция дает экономию на эксплуатационных затратах, но требует дополнительных капитальных вложений.

В последнем случае необходимо определить срок окупаемости дополнительных капитальных вложений, приведенных по объему производства к проектному варианту:

$$T_p = \left[\left(\frac{K_2}{\text{Прод}_2} - \frac{K_1}{\text{Прод}_1} \right) \cdot \left(\frac{C_1}{\text{Прод}_1} - \frac{C_2}{\text{Прод}_2} \right) \right] \cdot \text{Прод}_2 \cdot 1911$$

где K_2 и K_1 — капитальные вложения (балансовая стоимость) соответственно по проектному и базовому варианту, руб.

Прод_1 и Прод_2 — годовой объем работ или годовая производительность соответственно по базовому и проектному варианту;

$\frac{C_1}{\text{Прод}_1}$, $\frac{C_2}{\text{Прод}_2}$ — удельные эксплуатационные затраты соответственно по базовому и проектному вариантам в руб. на единицу продукции.

Конструкция машины признается эффективной, если расчетный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений / T_p / меньше или равен нормативному / T_n / , т.е.

$$T_p \leq T_n$$

Для легкой промышленности $T_n = 5$ лет.

Годовой экономический эффект на единицу произв. или на годовую работу (производительность), который можно получить в ре-

зультате внедрения новой конструкции, определяется по формуле:

$$\Delta r = (C_1 + E_H K_1) - (C_2 + E_H K_2) \text{ руб} \quad 193/$$

или

$$\Delta r = [(C'_1 + E_H K'_1) - (C'_2 + E_H K'_2)] \cdot \text{Прог}_2 \quad 194/$$

где C'_1 и C'_2 - удельные (на единицу продукции) эксплуатационные затраты по сравниваемым вариантам, руб;

K'_1 и K'_2 - удельные (на единицу продукции) капитальные вложения по вариантам, руб;

Прог_2 - годовая производительность (объем работ) по проектному варианту.

Для более точной оценки экономической эффективности новой конструкции машин могут быть определены дополнительные показатели:

1. Энергоемкость: $\frac{N_e}{\text{Прог}}$
2. Металлоемкость: $\frac{P}{\text{Прог}}$ или $\frac{P}{N_e}$;
3. Энергонасыщенность: $\frac{N_e}{P}$

где N_e - номинальная мощность двигателя, л.с.;

P - конструктивный вес машины, кг;

Прог - годовая производительность, м³.

4. Коэффициенты эксплуатационной надежности и долговечности, унификации и стандартизации, топливной экономичности и др.

В конце расчетов студент должен заполнить таблицу и написать краткие выводы (заключение) по всему курсовому проекту и приложить список используемой литературы.

Таблица 24

Технико-экономические показатели

№ пп	Показатели	Единицы измерения	Варианты	
			Базовый	Проектный
1	2	3	4	5
1.	Сменная производительность	м ³		
2.	Количество смен работы в году			
3.	Годовая производительность	тыс.м ³		
4.	Выработка на один чел.-день:			
	а) основных производственных рабочих	м ³		
	б) основных и вспомогательных	м ³		
5.	Капитальные вложения:			
	а) Валовая стоимость	руб.		
	б) Удельные капитальные вложения (К ₁)	руб/м ³		
6.	Эксплуатационные затраты:			
	а) Заработная плата производственных рабочих на смену	руб.		
	на один м ³	руб.		
	б) Себестоимость содержания машин			
	на смену	руб.		
	на один м ³	руб.		

1	2	3	4	5
---	---	---	---	---

Итого удельных эксплуатационных затрат (C_i)

руб/м³

7. Нормативный коэффициент эффективности

8. Расчетный коэффициент эффективности

$$E_p = \frac{C_1 - C_2}{K_2 - K_1}$$

9. Расчетный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений:

$$T_p = \frac{K_2 - K_1}{C_1 - C_2}$$

10. Приведенные затраты

руб.

11. Годовой экономический эффект

руб.

$$Э_{год} = (C_1 + E_n \cdot K_1) - (C_2 + E_n \cdot K_2)$$

12. Дополнительные показатели:

- а) энергоемкость
- б) металлоемкость
- в) энергонасыщенность

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Ветчинкин Н.С. "Автотракторная тяга на лесотранспорте". М.-Л., Гослесбумиздат, 1958.
2. Орлов С.Ф. "Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках". М., Гослесбумиздат, 1963.
3. Самойлович Г.Г. "Применение авиации и аэрофото съемки в лесном хозяйстве". М., Гослесбумиздат, 1953.
4. Федяев Л.Г. "Исследование механизированного пропила и повала деревьев". Труды ЛТА им.С.М.Кирова, вып.78, 1957.
5. Полищук А.П. "Валка леса". Из-во "Лесная промышленность", М., 1964.
6. Кувалдин Б.И., Цофин З.С. "Лесной журнал", № 6, 1964.
7. Шукин М.М. "Сцепные устройства автомобилей и тягачей". М.-Л., Из-во "Транспорт", 1967.
8. Закин Я.Х. "Прикладная теория движения автопоезда". М., Из-во "Транспорт", 1967.
9. Гельфгат Д.В., Ошников В.А. "Рамы грузовых автомобилей". М., Машгиз, 1962.
10. Пархилковский И.Г. Автомобильная промышленность, № 12, 1959.
11. Гольд Б.В. "Конструирование и расчет автомобиля". М., Машгиз, 1962.
12. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений, М., издательство "Экономика", 1969 г.
13. Горышин П.И., Родигин А.А., Саркисов В.В., Золотогоров В.Г. Экономическое обоснование новой лесозаготовительной техники, М., Издательство "Лесная промышленность", 1965 г.
14. Власов Н.С. Методика экономической оценки сельскохозяйственной техники, М., Издательство "Колос", 1968 г.
15. Вопросы экономики и организации производства. Сб. Труды ЦНИИМЭ № 68, 1965 г.
16. Вопросы экономики. Сб.: Труды ЦНИИМЭ № 78, 1966 г.

17. Вопросы механизации лесосечных работ. Сб.: Труды ЦНИИМЭ № 71, 1966 г.

18. Львов Д.С. Основы экономического проектирования машин. М., Издательство "Экономика", 1966 г.

19. "Проектирование специальных лесных машин." Методические указания к выполнению курсового и дипломного проектов, под общей редакцией С.Ф. Орлова. ЛТА, Ленинград, 1970 г.

О Г Л А В Л Е Н И Е

	стр.
В в е д е н и е	3
§ 1. Оценка способов транспортирования деревьев	4
§ 2. Требования, предъявляемые к конструкции машин. Их классификация	8
§ 3. Компоновка машин	12
§ 4. Определение усилий при повале деревьев	19
§ 5. Определение усилий при погрузке и пе- ремещении деревьев	36
§ 6. Определение усилий в лесозаготовительных и лесотранспортных машинах при их движении	40
§ 7. Конструирование и расчёт рам транспорт- ных систем	57
§ 8. Основы конструирования и расчёта элемен- тов подвески машин	61
§ 9. Конструирование специального технологи- ческого оборудования лесозаготовительных и лесотранспортных машин	69
§ 10. Оценка экономической эффективности машин	82
Использованная литература	110

АТ 00 131 Подписано к печати 18.1.1971 года. Печ. л. 6. Заказ 22
 Т-р, 400 экз. Цена 8 коп. Ротапринт Белорусского технологического
 института им. С.М.Кирова, г.Минск, ул. Свердлова, 13.