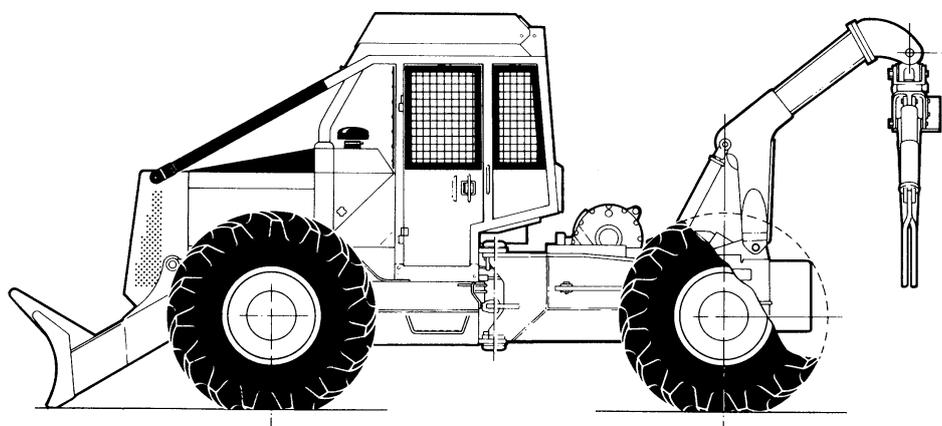


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**А.В. ЖУКОВ, А.Р. ГОРОНОВСКИЙ,
С.П. МОХОВ, Д.В. КЛОКОВ**

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ
ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ
"ЛЕСНАЯ МАШИНА-ПРЕДМЕТ ТРУДА"**

Учебное пособие для студ. спец. Т.05.02.00,
Т.16.03.00



Минск 2001

УДК 630.36.001

Рассмотрено и рекомендовано для издания редакционно-издательским советом университета.

Жуков А.В., Гороновский А.Р., Мохов С.П., Клоков Д.В. Определение основных параметров динамических систем "Лесная машина - предмет труда". Учебное пособие для студ. спец. Т.05.02.00, Т.16.03.00.– Мн.: БГТУ, 2001.

Рецензенты: главный научный сотрудник НЦ ПММ НАНБ д-р техн. наук, профессор Е.К. Почтенный; зав. кафедрой гидропневмоавтоматики и гидропривода БГПА д-р техн. наук, профессор Н.В. Богдан

Рассмотрены вопросы моделирования динамических параметров лесных машин как предмета труда, окружающей среды с учетом возможности решения практических задач динамики лесных машин различного типа.

По тематическому плану изданий ведомственной литературы университета на 1998 г. Поз. 17.

ISBN 985-434-125-9

© Белорусский государственный
технологический университет, 2001

© Коллектив авторов, составление, 2001

ВВЕДЕНИЕ

В учебном плане подготовки инженера-механика специальности Т.05.02.00 предусмотрено курсовое проектирование по дисциплине "Основы проектирования лесных машин".

Основные задачи курсового проектирования, которое является заключительным этапом изучения указанной дисциплины, заключаются в углубленном изучении и закреплении предмета, в развитии навыков самостоятельной работы по решению инженерных задач проектирования лесопромышленного оборудования, расчете, анализе и обосновании принятых решений с использованием специальной литературы, справочников, периодических изданий, каталогов и др.

Курсовым проектом предусмотрено проведение расчетных работ по обоснованию параметров машин с широким использованием современных методов математического анализа, статистической динамики, оптимизационного моделирования. В имеющейся литературе большей частью освещены методические основы выбора параметров машин, однако исходные данные для расчета технологического оборудования, шин, предмета труда и их характеристики приводятся не в полном объеме.

В данном пособии приведены в виде справочного материала основные параметры шасси машин, технологического оборудования, шин, расчетные динамические характеристики и параметры деревьев, а также правила получения приведенных моментов инерции и жесткостей упругих звеньев.

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПАРАМЕТРОВ ЛЕСНЫХ МАШИН

Классификация основных параметров динамической системы "лесная машина - предмет труда" показана на рис. 1. Одним из главных параметров следует считать массу системы, так как она, являясь мерой инерции, во многом определяет интенсивность колебаний системы. Масса машин подразделяется на поддрессоренную и неподдрессоренную. К поддрессоренной массе можно отнести груз, размещенный в кузове, жестко связанные с ним элементы технологического оборудования и т.д. Очевидно, что относительное размещение масс шасси машины и других составных элементов динамической системы оказывает большое влияние на величину моментов инерции и другие производные параметры. Велика также роль параметров подвески машин и других

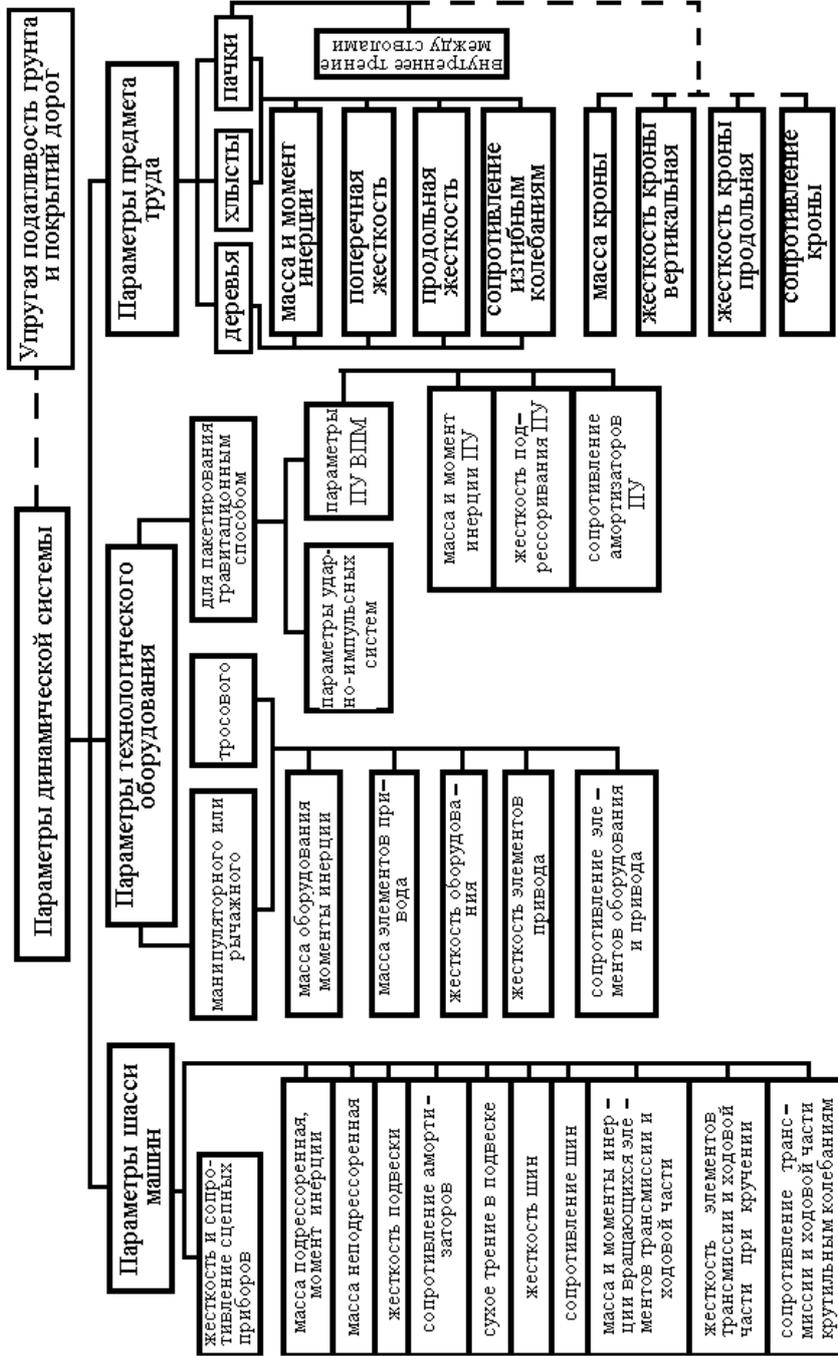


Рис. 1. Классификация параметров динамических систем

упругих и демпфирующих элементов. При рассмотрении колебательных процессов в трансмиссии машин установлено, что основными колебательными параметрами являются моменты инерции вращающихся элементов трансмиссии и ходовой части машин, их крутильные жесткости и сопротивления крутильным колебаниям.

При наличии в составе динамической системы технологического оборудования, элементы которого имеют значительную упругую податливость, массы оборудования и приводов в поддресоренную массу машины могут не включаться и рассматриваться отдельно с учетом упругих характеристик и сопротивлений связей.

Сортименты и технологическая щепка имеют незначительные упругие свойства и условно принимаются жесткими. Для транспортных машин их масса приводится к общей поддресоренной массе системы.

К колебательным параметрам деревьев, хлыстов, являющихся основным предметом труда на лесозаготовках, относятся их масса, моменты инерции, поперечная жесткость и сопротивление изгибным колебаниям, а для пачек также внутреннее трение между стволами. Крона имеет значительную массу, обладает упругими и демпфирующими свойствами, поэтому при исследованиях повышенной точности следует учитывать и эти параметры деревьев. При необходимости учета продольных колебаний деревьев в случае полупогруженной или полуподвешенной трелевки могут учитываться показатели их продольной упругой податливости.

2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ БАЗОВОГО ШАССИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ЛЕСНЫХ МАШИН

2.1. Основные параметры шасси

Особенность производства лесных машин на ведущих заводах лесного машиностроения заключается в большом количестве различных моделей и их модификаций при относительно небольшом выпуске. В настоящее время совершенствование конструкций лесопромышленных тракторов идет в направлении их большей приспособленности к природно-производственным условиям лесозаготовок, повышения энергонасыщенности, прохо-

димости, маневренности, надежности, расширения сферы их применения по номенклатуре выполняемых операций и улучшения условий труда оператора.

Колесные трелевочные машины с тросочкерным оборудованием и пачковым захватом предназначены для трелевки хлыстов или деревьев в полуподвешенном положении. Они преимущественно имеют традиционную компоновочную схему с соединением полурам посредством вертикально-горизонтального шарнира. Краткая техническая характеристика трелевочных машин типа 4К4 приведена в табл. 1.

Одним из основных параметров шасси лесной машины является ее масса, которая в значительной степени определяет тяговые возможности машины. Трелевочные машины типа 4К4 имеют массу 6-11,5 т и мощность двигателя 70-185 кВт. Зависимость между массой трактора M_t в тоннах и объемом трелеваемой пачки Q_p в m^3 можно ориентировочно оценить с помощью отношения $Q_p/M_t=0,445$. Среднее значение энергонасыщенности, с высоким коэффициентом корреляции (0,88), составляет 9,6 кВт/т. При этом, как правило, меньшие значения энергонасыщенности соответствуют тракторам, оборудованным клещевым пачковым захватом, а большие - машинам с тросочкерной оснасткой.

Распределение опорных реакций по мостам также оказывает большое влияние на тягово-сцепные свойства машины. У машин с тросочкерным оборудованием в порожнем состоянии на переднюю ось приходится 60-65% и на заднюю - 35-40%, а для машин с пачковым захватом - 52-55% на переднюю и 45-48% на заднюю оси. Причем у более легких моделей распределение нагрузок несколько лучше, чем у тяжелых машин. Колесная база трелевочных машин типа 4К4 находится в пределах 2600-3200 мм, а колея - 1900-2400 мм. Отношение базы к колее составляет 1,25-1,4.

Минимальный радиус поворота по следу наружного колеса 5-6 м. Дорожный просвет на основных типах шин составляет 500-600 мм.

На всех машинах применяется безрессорная подвеска мостов. Для предотвращения вывешивания колес на неровной поверхности конструкция рамы должна обеспечивать возможность подъема одного из колес над уровнем остальных не менее чем на 550 мм. На машинах массой более 8 т устанавливаются шины с наружным диаметром не менее 1630 мм, а при массе более 11 т - не менее 1800 мм. Ширина профиля шин при массе машины 9 т и более составляет не менее 600 мм.

Табл. 1. Основные сравнительные показатели колесных трелевочных машин типа 4К4

Параметры	ЛКТ-90	Тимберджек 240В	Амкодор 2200	ЛТ-157	ЛТ- 171А	Кларк 667СG	ЛКТ- 120А	ЛКТ- 120Б	Тим- берджек 380В
Мощность двигателя, кВт	77	87	73,5	110	121	95(105)	84	84	110
Эксплуатационная масса, кг	7900	8387	9000	11300	12370	10430	9900	11300	11113
- на переднюю ось	65%	4919	-	-	-	-	-	-	5561
- на заднюю ось	35%	3468	-	-	-	-	-	-	5552
База, мм	2900	2972	2835	2860	2860	3200	2950	2950	3429
Колея, мм	2000	2027	1860	1910	1910	2415	2040	2040	2395
Дорожный просвет, мм	500 (650)	533		515	515	570	540	535	584
Тип трансмиссии	гидро- мех.	гидромех.	гидромех.	меха- нич.	меха- нич.	гидро- мех.	гидро- мех.	гидро- мех.	гидро- мех.
Шины	18,4/15-35 (23/20-26)	23,1x26	21,3-24 (18,8-34)	23,1- 18-26	23,1- 18-26	24,5x32 (30,5x32)	23,1- 18-26	23,1- 18-26	24,5x32 (28x26)
Среднее давление на грунт, кПа	-	-	75	160	-	-	-	-	-
Тяговое усилие лебедки, кН	100	133	70	72,5	72,5	-150,5	78,5	78,5	89
Число барабанов лебедки	2	1	1	1	1	1	1	2	1
Привод лебедки и управ- ление	-	-	-	мех. с пневмо- и мех-м управ- лением	мех. с гидро- управ- лением	мех. с гидро- управ- лением	мех. с гидро- управ- лением	мех. с гидро- управ- лением	-

Трансмиссии лесных машин обеспечивают переключение передач на ходу. Более тяжелые машины оснащены гидромеханическими трансмиссиями, на более легких используются и механические. Ведущие мосты имеют автоматическую блокировку дифференциала (типа "Ноу-спин" или с пропорциональным делением крутящего момента) и планетарные колесные редукторы.

Управление поворотом машины осуществляется через гидрораспределитель двумя гидроцилиндрами. Гидрораспределитель обеспечивает две скорости складывания полурам машины (для рабочего и транспортного режимов движения) и управляется ручкой и рулевым колесом.

2.2. Технологическое оборудование

Накопленный опыт создания трелевочных тракторов показывает, что улучшение их показателей обеспечивается путем расширения функциональных возможностей машины за счет совершенствования конструкции технологического оборудования.

Технологическое оборудование трелевочной машины включает: установочную раму, лебедку, стрелу, щит и пачковый захват. Традиционно на колесных машинах для чокерной трелевки стрела и щит выполнены в виде отдельных, независимо управляемых узлов.

В целях сокращения времени цикла по сбору пачки, повышения надежности работы технологического оборудования, облегчения управления щит может выполняться совместно со стрелой. В этом случае щит имеет отличающуюся от предыдущего (традиционного) варианта конструкцию. Роль стрелы в этом случае выполняет размещенный на верхней части щита кронштейн с роликами.

Существуют конструкции трелевочных машин, у которых предусмотрена возможность чокерной и бесчокерной трелевки. С этой целью помимо лебедки они снабжены пачковым клещевым захватом, установленным на стреле. Наличие лебедки в этом случае позволяет в чокерном варианте производить сбор и формирование пачек, которые затем трелюются в пачковом захвате. Таким образом обеспечивается расширение функциональных возможностей трелевочной машины и гибкость технологических приемов ее применения (например, машина ЛТ-171). Поэтому, в зависимости от требований потребителя, необходимо обеспечить возможность установки как чокерного (подвижный щит), так и бесчокерного (неподвижный щит) оборудования (т.е. высокую

степень унификации). В этом случае, в зависимости от варианта оборудования, гидроцилиндр привода стрелы может переводиться на привод щита.

Размеры щита должны находиться в пределах: ширина - не более 2,5 м; высота - 1,0-1,2 м. Высота подъема щита до 0,7 м, глубина опускания до 0,3 м. Усилие подъема 40-60 кН.

Применение толкателя с большим ходом обеспечивает возможность штабелевки и торцевыравнивания пачек. Высота подъема толкателя у лучших аналогов находится в пределах 1,9-3,0 м, глубина опускания - до 0,4 м, а усилие подъема составляет 15-36 кН.

Лебедки монтируются на задней полураме трелевочной машины, стрела с канатоведущими блоками (роликами) располагается в районе установки заднего моста. У машин с большей нагрузкой на переднем мосту имеется возможность высокого расположения канатоведущего блока, что обеспечивает трелевку пачки большего объема.

На колесных трелевочных машинах применяются стрелы арочного (одностреловые) и параллелограммного (двухстреловые) типов в различных модификациях.

Величина хода подвеса захвата по горизонтали, помимо влияния на проходимость машины, обуславливает удобство захвата пачки. По этому показателю более предпочтительными являются стрелы параллелограммного типа, у которых полный ход подвеса захвата по вертикали примерно в два раза больше по сравнению с арочными стрелами. Кроме того, параллелограммные стрелы обеспечивают возможность отдельного хода по вертикали и горизонтали, что создает удобства при наводке пачкового захвата.

Бесчокерное оборудование (пачковый захват) предъявляет к проходимости базовой машины значительно более высокие требования и снижает рейсовую нагрузку в среднем на 30% по сравнению с тросочокерной оснасткой. Рейсовая нагрузка машин с пачковым клещевым захватом 2,5-5,5 м³.

2.3. Лебедки и гидроманипуляторы

Рабочий процесс трелевочного трактора, особенно в режиме сбора и погрузки древесины, в значительной степени зависит от параметров лебедки, надежности ее привода и легкости управления. Рассматривая конструкцию существующих трелевочных машин с чокерным и бесчокерным оборудованием, мож-

но отметить некоторые характерные особенности отдельных моделей.

На гусеничном трелевочном тракторе ТДТ-55 лебедка установлена на раме за кабиной, редуктор привода - на поперечине и соединен карданными валами с валом отбора мощности коробки передач и редуктором лебедки. Лебедка включает двухступенчатый конический редуктор, правую опору, ось и барабан, а также автоматический тормоз. Соединение барабана с редуктором осуществляется зубчатой муфтой с помощью тяг и рычага в кабине. Муфта предназначена для отключения барабана при разматывании каната. Для ограничения скорости разматывания и запутывания каната на редукторе установлен тормозок-колодка с асбестовой накладкой, поджимаемый пружиной к реборде барабана. Тормоз лебедки позволяет удерживать пачку деревьев на погрузочном щите при трелевке или груз на весу при отключенном приводе лебедки. Тормоз - ленточный, состоящий из шкива, одновременно выполняющего роль нагруженной обоймы муфты свободного хода, которая обеспечивает автоматическое затормаживание барабана лебедки. Тормоз управляется также тягой и рычагом из кабины. В редукторе привода лебедки установлены на валах и оси три шестерни, одна из которых, подвижная, служит для включения реверса.

Работа лебедки осуществляется следующим образом. Включается шестерня привода лебедки, перемещением зубчатой муфты соединяются барабан и ведомая цилиндрическая шестерня. Вращение от выходного вала отбора мощности через карданные валы, редуктор привода и коническо-цилиндрический редуктор лебедки передается барабану. Происходит намотка каната. Если лента тормоза затянута, то ролики обгонной муфты скользят, не препятствуя вращению. После погрузки пачки деревьев на щит привод лебедки в коробке передач отключается. При начале движения трактора шестерни привода и звездочка обгонной муфты поворачиваются под влиянием усилия каната и муфта свободного хода заклинивается, лебедка заторможена. Введение обгонной муфты в тормоз лебедки позволяет значительно упростить управление ею, т.к. отпадает необходимость одновременного управления и педалью сцепления, рычагом включения передачи в раздаточной коробке или в коробке переключения передач и рычагом тормоза. Принципиально аналогично работает и управляется лебедка трактора ТТ-4. Лебедка изготовлена вместе с раздаточной коробкой, имеет привод от вала отбора мощности.

На колесном трелевочном тракторе ЛТ-157 установлена лебедка аналогичной конструкции. Однако в связи с тем, что ЛТ-157 - шарнирно-сочлененная машина, привод лебедки и управление ею имеют существенные отличия.

Лебедка - однобарабанная односкоростная реверсивная, с двухступенчатым редуктором и карданным приводом через редуктор привода от вала отбора мощности (ВОМ).

Кинематическая схема представлена на рис. 2. Управление лебедкой осуществляется с помощью редуктора ВОМ. Гидравлическая муфта 12 предназначена для включения и выключения лебедки. Вращение барабана лебедки изменяют с помощью редуктора 2 привода лебедки перемещением шестерни 4 обратного хода.

При перегрузке лебедки усилием, превышающим 72,5 кН, срезается предохранительный штифт 1. Муфта свободного хода 5 с тормозом не позволяет пачке деревьев (хлыстов) самопроизвольно опускаться на почву. Для сбрасывания пачки выключают тормоз. Сбрасыванию легкой пачки препятствует тормозок ВОМ 11. В этом случае арку опускают, машину сдают назад для ослабления каната и выключают кулачковую муфту 8 отключения барабана. Для ослабления каната можно также включать обратный ход лебедки. Перед включением обратного хода необходимо выключить тормоз лебедки.

Для разматывания каната вручную выключают кулачковую муфту 8. При длительных холостых переездах ВОМ выключают муфтой 9 (эту муфту разрешается включать и выключать только при заглушенном двигателе). При работающем двигателе лебедку выключают или включают гидравлической муфтой 12 редуктора ВОМ. При вращении лебедки запрещается переключать шестерню 4 или муфту 8.

Перемещение зубчатой муфты, включение тормоза и переключение реверса осуществляются пневмокамерами, управляемыми из кабины с помощью трех электропневмоклапанов.

На трелевочной машине ЛТ-171, разработанной на базе трактора Т-157, установлена реверсивная с червячным редуктором лебедка. Реверсивная коробка изготовлена из узлов и деталей вала отбора мощности трактора Т-157, фрикционной муфты с гидроприводом (гидроподжимная муфта). Крутящий момент от вала двигателя передается на червяк напрямую или через паразитную шестерню и далее на червячное колесо, на котором установлен барабан лебедки. На барабан от червячного колеса кру-

тящий момент передается зубчатой муфтой, управляемой от пневмокамеры.

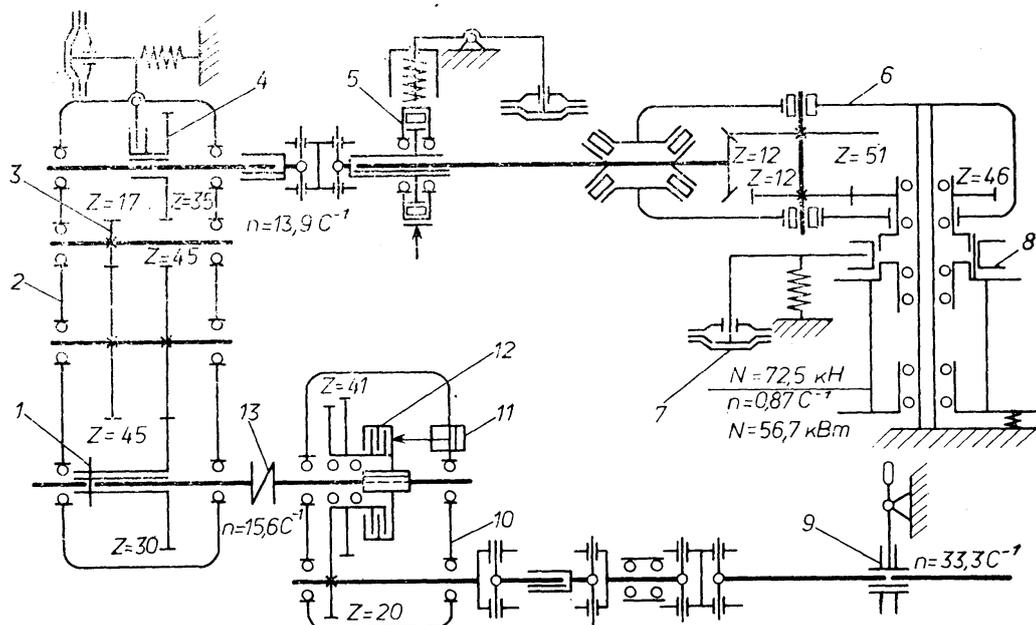


Рис. 2. Кинематическая схема привода лебедки: 1 - предохранительный штифт; 2 - редуктор привода лебедки; 3 - промежуточная шестерня; 4 - шестерня включения обратного хода; 5 - муфта свободного хода; 6 - редуктор привода лебедки; 7 - пневматическая камера; 8 - кулачковая муфта отключения барабана; 9 - кулачковая муфта включения редуктора ВОМ; 10 - редуктор ВОМ; 11 - тормозок ВОМ; 12 - гидравлическая муфта включения редуктора ВОМ; 13 - соединительная муфта

За счет использования червячной передачи значительно упрощается схема привода лебедки, что исключает редуктор привода и другие узлы, обеспечивая при этом необходимое передаточное отношение и скорость движения каната. Следовательно, при создании трелевочной машины наиболее целесообразно применить схему и конструкцию технологического оборудования машины ЛТ-171.

Тяговое усилие лебедки должно находиться в пределах от 65 до 75 кН, канатоемкость должна составлять не менее 60 м.

Существует огромное разнообразие конструкций манипуляторов, устанавливаемых на лесных машинах. В большинстве своем они выполнены по схеме шарнирных рычажных механизмов, состоящих из колонны, поворотного механизма, стрелы, рукояти и захвата. По техническому исполнению манипуляторы

подразделяются на следующие виды: двухрычажные, состоящие из стрелы и рукояти; однорычажные телескопические, стрела которых состоит из телескопически подвижных звеньев; двухрычажные комбинированные со стрелой и телескопической рукоятью или рукоятью с выдвижной балкой-удлинителем.

Наибольшее распространение получили манипуляторы шарнирно-сочлененные с двумя звеньями - стрелой и рукоятью. Для увеличения максимального вылета, при сохранении неизменного минимального, применяют телескопический удлинитель рукояти - дополнительную секцию с приводом от гидроцилиндра. Это позволяет расширить зону действия манипуляторной машины.

К основным параметрам манипулятора относят вылет, грузовой момент, скорость перемещения (линейная и угловая), угол поворота манипулятора в горизонтальной плоскости, массу. Вылет манипулятора зависит от ширины пачки, волока. Поэтому при выборе данного показателя следует исходить из того, что величина максимального вылета должна составлять не менее половины ширины пачки применительно к рубкам ухода и сплошным рубкам. Грузоподъемный момент является суммарным моментом, зависящим от массы дерева в вывешенном положении и массы ЗСУ или грейферного захвата. Поэтому при выборе этого показателя необходимо исходить из массы обрабатываемых деревьев (сортиментов). Поэтому целесообразно при выборе грузоподъемного момента исходить из осредненной массы сортиментов или иметь возможность устанавливать манипуляторы с различным грузовым моментом, в зависимости от условий эксплуатации. Угол поворота манипулятора определяется технологией работы машины. В связи с тем, что машина должна обрабатывать деревья с одной стоянки, манипулятор должен быть полноповоротным. Масса манипулятора зависит от вылета и грузоподъемного момента.

Характер выполняемой работы и конструктивное решение обуславливают месторасположение технологического оборудования таких машин.

Сочетание параметров базовой машины и технологического оборудования при рациональном его размещении обеспечивает высокую производительность машины, удобство в управлении и обслуживании, высокие маневренность и устойчивость. Размещение технологического оборудования в зоне центра тяжести важно с точки зрения плавности хода машин. Увеличение высо-

ты центра тяжести, например надкабинное размещение, приводит к ухудшению устойчивости, возрастанию продольных и поперечных колебаний. Кроме того, для совершения порожнего и грузового ходов машины необходимо каждый раз устанавливать манипулятор в транспортное положение, что занимает дополнительное время.

Для установки гидроманипулятора и сортиментовозного технологического оборудования на базовой машине используются различные переходные детали в виде надрамников, постаментов, дополнительных кронштейнов, стоек и опор.

Гидроманипулятор, который устанавливается за кабиной и имеет наклонную колонну, в транспортном положении легко складывается в компактную и удобную для транспортировки конструкцию.

Таким образом, правильно подобранное сочетание параметров гидроманипулятора и базовой машины при рациональном размещении позволяет получить высокую его производительность и экономичность, обеспечить удобство управления и обслуживания при высокой маневренности и устойчивости машины.

При установке гидроманипулятора на базовой машине правильный выбор мощности привода гидроманипулятора является основой высоких энергетических и экономических показателей работы базовой машины и оказывает положительное влияние на равномерность загрузки двигателя в течение рабочей смены, что, в свою очередь, сокращает внутренние потери в двигателе, улучшает условия смесеобразования и сгорания, создает тем самым условия для экономичного расхода топлива.

Признанными производителями гидроманипуляторов являются Швеция, Финляндия. Однако в последнее время на рынке появились и такие страны, как Италия, Германия, Австрия, Хорватия, Словения. В табл. 2 приведены технические характеристики гидроманипуляторов, производимых известными фирмами этих стран и устанавливаемых на сортиментовозах.

В странах СНГ изготавливается несколько марок гидроманипуляторов, технические характеристики которых приведены в табл. 3. Навесной универсальный манипулятор ЛВ-184 предназначен для установки на тракторы класса 30-50 кН. Изготавливается в двух модификациях: МК - с рукоятью с удлинителем, МШ - без удлинителя. Манипулятор ЛВ-185 имеет две модификации с опо-

рами: для установки на автомобиль и стационарно; а также модификацию без опор, с возможностью установки на тракторы.

Табл. 2. Технические характеристики манипуляторов
дальнего зарубежья

Марка, модель	Подъемный момент, кН·м	Макс. вылет, м	Ход, удли- ния, м	Угол по- ворота стрелы, град.	Масса, кг	Рабочее давле- ние, МПа	Расход насоса, л/мин
1	2	3	4	5	6	7	8

"Логлифт" (Финляндия)

F40L	36	6,5	1,17	380	820	17	40-70
F50V(L)	45	6,5	1,17	380	780	15	50-80
F50LT87	37	8,7	3,0	380	900	15	50-80
F60F67	57	6,7	1,05	380	1000	15	50-80
F65L	65	7,1	1,05	380	1080	17	60-80
F60S70	60	7,0	1,17	415	1180	20	50-60
F65S71	65	7,1	1,05	415	1550	17	50-70
F75S75	77	7,5	1,4	415	1660	18,5	2*70-80
F75ST96	71	9,6	3,2	415	1790	18,5	2*70-80
F81S75	79	7,5	1,4	415	1660	18,5	2*70-80
F81ST98	73	9,6	3,7	415	1790	18,5	2*70-80
F95S80	95	8,0	1,5	415	1740	22	2*70-80
F95ST98	88	9,8	3,2	415	1850	22	2*70-80
F115S80	115	8,0	1,5	-	-	-	-
F115ST98	112	9,8	3,0	-	-	-	-
F130S80	130	8,0	1,5	415	2040	23	2*70-80
F130ST98	126	9,8	3,2	415	2200	23	2*70-80

"Кранаб" (Швеция)

300	8,6	4,9	0,9	420	360	16	30-50
450	12,8	4,9;	-;	420	660;	19	60-80
		5,8;	1,25;		740;		
		7,6	3,2		850		
580K	16,2	8,3	2,75	420	1220	19	60-90
620	17,8	5,4;	-;	420	965;	19	80-100
		6,8	1,3		1040		
650XL	19,3	6,9	1,3	420	1170	19	80-100

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8
660K	19,3	10,4	4,2	420	1460	19	80-100
750	22,8	7,2	1,3	420	1550	19	80-100
1150	30,4	7,5	1,3	420	1950	17,5	100-180
700							
Трюк	67,3	7,2	1,3	425	1750	20	80-100
"Хиаб" (Швеция)							
670K	60	7,3	1,3	410	1170	16	60
670A	60	7,0	1,3	410	1170	16	60
J590	50	6,8; 8,6	-	415	1240	20	50-60
J690	60	7,0	1,17	415	1180	20	50-60
J790	70	7,5	-	415	1600	-	-
J890	78	7,5	1,35	415	1700	25	70-80
J990	90	7,9	-	415	1900	20	70-80
J1090	100	7,9; 9,6	1,58; 3,2	415	1910	25	80-90
J100Z	100	7,77	1,58	415	1880	25	80-90
J1890	170	7,65	1,17	410	1980	25	90-100
"Эпсилон" (Австрия)							
E8.79P	78,5	8,0	1,5	420	1640	24,5	2*30-50
"Техномеханика" (Хорватия)							
НАК-7S	70	7,8	1,4	405	1820	16	-
НАК-10S	100	7,8	1,4	405	2240	19	-
НАК-11S	100	7,2	-	410	2240	23	-
НАК-13S	90	7,3	-	410	2260	23	-
"ЛИВ" (Словения)							
L6.60NP	60	6,15	1,45	380	1250	23	60
L10.67NP	100	7,5	1,7	405	1900	23	80
L10.7SP	100	7,5	1,55	405	1950	25	60-80
90N	90	8,0	1,7	405	1780	19	40-60
120K	120	7,8	1,5	405	1880	19	60

Табл. 3. Технические характеристики манипуляторов
отечественного производства

Марка	Подъ- емный мо- мент, кН·м	Макси- маль- ный вылет, м	Мини- маль- ный вылет, м	Угол поворо- та, град.	Номина- льное давле- ние, МПа	Масса, кг
-------	--	---------------------------------------	--------------------------------------	------------------------------	---	--------------

ОАО "ММЗ" (Майкопский машиностроительный завод)

A52-03 (ЛВ-184А-03)	52	6,0	1,3	400	19	1340
A75-01 (ЛВ-185-01)	75	7,3	1,3	400	16	1420
A75-03 (ЛВ-185-03)	75	7,3	1,3	400	16	1650
A75-06 (ЛВ-185-06)	75	9,0	1,3	400	19	1750
A90 (ЛВ-185-07)	90	7,5	1,3	400	19	1700
A110 (ЛВ-190)	110	7,5	-	400	20	2000

АО "БАКМ"

МКС-4032	85	10,5	-	400	25	1030
----------	----	------	---	-----	----	------

АО "СМЗ" (Соломбальский машиностроительный завод)

ПЛ-42,1	90	7,8	-	405	20	2100
---------	----	-----	---	-----	----	------

АООТ "ВЗЛХМ" (Великолукский завод лесхозмаш)

МУГ-70	70	7,1	-	360	18	2200
--------	----	-----	---	-----	----	------

Мозырский завод мелиоративных машин

ЛВ-203	52	6,5	-	-	-	1600
--------	----	-----	---	---	---	------

Таким образом, из приведенных данных по манипуляторам зарубежного и отечественного производства видно, что в большинстве своем они являются универсальными и могут устанавливаться на трелевочных машинах, форвардерах, процессорах, для чего на гидроманипуляторах могут монтироваться захваты и различные рабочие головки.

2.4. Шины

Из зарубежного и отечественного опыта эксплуатации лесопромышленных тракторов следует, что машины типа 4К4 с эксплуатационной массой 7-10 т оснащаются шинами со следующими геометрическими параметрами: наружный диаметр 1400-1850 мм; ширина профиля 450-780 мм.

На машинах массой более 8 т устанавливаются шины с наружным диаметром не менее 1630 мм, а при массе более 11 т - не менее 1800 мм. Ширина профиля шин при массе машины 9 т и более составляет не менее 600 мм.

В табл. 4 и 5 представлены основные параметры шин для тракторов и сельскохозяйственных машин (16,9R38, 18,4R38, 21,3-24, 23,1-26, 28,1R26, 30,5-32), карьерных самосвалов (26,5-25), погрузчиков (17,5-25) и специальной лесной шины (71x47.00-25). В табл. 6 приведены значения средних и максимальных давлений в контакте с грунтом для различных типоразмеров шин.

Табл. 4. Основные параметры шин лесных машин

Параметры	21,3-24	23,1-26	28,1R26	71x47.00 -25	30,5-32
1	2	3	4	5	6
Наружный диаметр, мм	1400	1630	1735	1800	1790
Ширина профиля, мм	540	605	750	1200	775
Высота профиля, мм	-	494	-	582	486
Статический радиус, мм	640	735	790	760	820
Радиальная деформация, мм	60	80	77,5	140	75
Длина контакта, мм	541	604	682	879	707
Площадь контакта, м	0,2922	0,3657	0,5118	1,055	0,5476
Внутреннее давление, МПа	0,157	0,167	0,167	0,13	0,16
Максимальная нагрузка, кН	24,5	36	41,2	60	47

Окончание табл. 4

1	2	3	4	5	6
Масса шины, кг	170	225	330	400	360
Норма слойности	10	12	12	-	12
Профиль обода по ГОСТ 10410-82	DW457 (DW18)	DW508 (DW20)	DW610 (DW24)	-	-
Марка машины	Т-150К, Амко-дор-2200	ЛТ-157, ЛКТ-90, Тимберджек 240В, 380В, 480В	К-701	ЛТПМ-6	МЛ-18, МЛПТ-354, Тимберджек 240В, 380В, 480В

Табл. 5. Основные параметры шин тракторов и сельскохозяйственных машин

Наименование параметров	26,5-25	17,5-25	16,9R38	18,4R38
Наружный диаметр, мм	1750	1350	1685	1750
Ширина профиля, мм	673	445	429	467
Высота профиля, мм	-	-	-	-
Статический радиус, мм	790	610	780	805
Радиальная деформация, мм	85	65	62	70
Длина контакта, мм	712	548	504	656
Площадь контакта, м	0,4798	0,2439	0,2164	0,3067
Внутр. давление, МПа	0,39	0,25	0,16	0,16
Максим. нагрузка, кН	85,9	37,8	25,75	30
Масса шины, кг	430	123	146	176
Норма слойности	28	12	8	8
Профиль обода по ГОСТ 10410-82	22.00	14.00-25/15	W15L	W16L
Марка машины	самосвалы БелАЗ	погрузчики грузопод. 2-3т	тракторы МТЗ	тракторы МТЗ

Табл. 6. Значения средних (максимальных) давлений
в месте контакта шин с грунтом, кПа

Типораз- мер шин	Нагрузка на шину, кН						
	20	25	30	35	40	50	60
21,3-24	68 (136)	85 (170)	102 (104)	119 (238)	136 (272)	171 (342)	205 (410)
23,1-26	55 (110)	69 (138)	80 (160)	95 (190)	108 (216)	137 (274)	165 (330)
28,1R26	39 (78)	49 (98)	59 (118)	68 (136)	78 (156)	97 (194)	117 (234)
71x47.00- 25	19 (38)	24 (48)	28 (56)	33 (66)	38 (76)	52 (104)	63 (126)
30,5-32	37 (74)	45 (90)	55 (110)	64 (128)	73 (146)	91 (182)	109 (219)
26,5-25	42 (84)	52 (104)	62 (124)	72 (144)	83 (166)	104 (208)	125 (250)
17,5-25	82 (164)	102 (204)	123 (246)	143 (286)	164 (328)	205 (410)	246 (492)
16,9R38	92 (184)	115 (230)	138 (276)	161 (322)	184 (368)	231 (462)	277 (554)
18,4R38	65 (130)	81 (162)	98 (196)	114 (228)	130 (260)	157 (314)	189 (378)

При сопоставлении параметров рассмотренных моделей шин очевидно, что наибольший интерес представляют следующие шины: 18,4R38, 21,3-24, 28,1R26, 23,1-26, 71x47.00-25, 30,5-32, из которых три первые указанные модели изготавливаются на БШК.

Согласно нормативным документам, для лесозаготовительной машины в порожнем состоянии (нагрузка на колесо в пределах 25 кН) среднее давление в контакте должно укладываться в интервал 40-50 кПа. У груженой машины эти значения требованиями нормативных документов не регламентируются.

Проанализировав значения средних давлений, представленные в табл. 6, можно сделать вывод, что наиболее предпочтительными являются следующие шины: 28,1R26, 30,5-32, 71x47.00-25, первая из которых выпускается на БШК.

3. КОРРЕЛЯЦИЯ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ С МАССОЙ МАШИНЫ

При проектировании машин значительный интерес представляет связь их массы с основными геометрическими параметрами, а также с мощностью двигателя и параметрами технологического оборудования. Базой для изучения таких связей могут служить корреляционные зависимости соответствующего параметра от массы базового шасси.

При анализе зависимостей между параметрами различных машин целесообразно использовать методы теории вероятностей и математической статистики. Статистические зависимости для гусеничных и колесных тракторов общего назначения сведены в табл. 7.

Высокие значения корреляционных отношений, для большинства случаев превышающие 0,88, показывают, что между всеми рассмотренными параметрами имеется достаточно тесная связь, описываемая выбранными уравнениями регрессии.

Корреляционные зависимости целесообразно использовать при предварительном выборе параметров вновь создаваемых машин, оценке их технического уровня и выборе путей модернизации. Для этих целей удобно корреляционные зависимости изображать в виде графиков, на которые наносятся и параметры оцениваемого трактора. Отклонение величины параметра от границ зоны корреляционной зависимости свидетельствует об ошибке в его выборе.

Анализ корреляционных зависимостей показывает, что мощность растет медленнее, чем масса, и с ростом массы трактора его энергонасыщенность падает. Так, например, для колесных тракторов-погрузчиков с ростом массы энергонасыщенность падает (по средним значениям) с 8,8 до 6,4 кВт, или на 36%. В то же время для получения наивысшей производительности тракторы тяжелых классов должны иметь большую удельную мощность на единицу массы в силу большей массы рабочего оборудования у гусеничных тракторов общего назначения, увеличения пути перемещения и высоты подъема ковша у погрузчиков. Указанное противоречие объясняется объективной трудностью создания тракторов тяжелых классов высокой энергонасыщенности при сохранении показателей надежности, отвечающих современным требованиям. С ростом массы трактора увеличивается его тяговое усилие, крутящий момент на колесах, возрастает нагружен-

ность трансмиссии. Корреляционные зависимости между линейными параметрами и массой практически не изменяются в течение длительного периода, между мощностными параметрами и массой изменяются постоянно.

Табл. 7. Зависимости между основными параметрами и массой промышленного трактора общего назначения

Параметры	Регрессионные зависимости	
	гусеничный трактор	колесный трактор
1	2	3
Мощность двигателя, кВт	$(0,019 \pm 0,0025) M_T^{0,95}$	$(0,0597 \pm 0,01) M_T^{0,85}$
База, м	$\frac{(1 \pm 0,1)(0,0775 \sqrt[3]{M_T} - 1)}{0,014}$	$(1 \pm 0,05)(1,14 + 0,068 \sqrt[3]{M_T})$
Колея, м:		
гусениц	$(0,41 \pm 0,04)(0,145 \sqrt[3]{M_T} + 1)$	-
передних колес	-	$(1 \pm 0,05)(0,445 + 0,0718 \sqrt[3]{M_T})$
задних колес	-	$(0,105 \pm 0,01) \sqrt[3]{M_T}$
Ширина, м:		
гусениц	$(0,02 + 0,002) \sqrt[3]{M_T}$	-
передних колес	-	$(0,013 \pm 0,0025) \sqrt[3]{M_T}$
задних колес	-	$(0,031 \pm 0,05) \sqrt[3]{M_T}$
Радиус поворота по середине колеи, м	-	$(1 \pm 0,08)(1,66 + 0,145 \sqrt[3]{M_T})$
Подача насосов гидросистемы, л/мин	$(250 \pm 50)(0,076 \sqrt[3]{M_T} - 1)$	-
Наружный диаметр колес, м		
передних	-	$(1 \pm 0,08)(0,2 + 0,045 \sqrt[3]{M_T})$
задних	-	$(1 \pm 0,1)(0,35 + 0,08 \sqrt[3]{M_T})$

Зависимости между массой трактора и мощностью двигателя, а также целым рядом других конструктивных параметров по различным группам колесных лесных машин приведены в работе [1].

Анализ результатов статистической обработки данных показал, что коэффициенты корреляции больше 0,8 для всех рассматриваемых типов машин. Это указывает на то, что, ориентируясь на найденные зависимости можно с большой достоверностью определять значения мощности по известной конструктивной массе как для существующих, так и для вновь разрабатываемых колесных лесных машин.

В настоящее время в ряде работ выдвигается мнение о необходимости увеличения мощности силовой установки трелевочного трактора с целью повышения скорости трелевки и объема трелеваемой пачки. Как показал проведенный анализ, средние рабочие скорости движения 6...9 км/ч ограничиваются в большинстве случаев высотой и характером неровностей трелевочных волоков и лесных дорог. На дорогах, ровность которых позволяет реализовать максимальную скорость движения, величина ее может быть выражена соответствующими уравнениями регрессии.

Максимальное значение ширины колеи трактора во многом определяется возможностью его движения на дорогах общего пользования. Поэтому наибольшее значение ширины колеи лежит в пределах 2,5...2,7 м даже для тяжелых колесных лесных тракторов. При увеличенной ширине колеи трактор обладает большей начальной устойчивостью. Однако возможность дополнительного (вторичного) переворота тем вероятнее, чем меньше диаметр колес и их ширина, так как устойчивость его положения после начала опрокидывания при этом уменьшается.

Объем трелеваемой пачки ограничивается как габаритами самого трактора, так и параметрами технологического оборудования, установленного на нем. Объем пачки хлыстов для заданной конструктивной массы колесного трелевочного трактора, оборудованного клещевым захватом, может быть найден из выражений, приведенных в [1].

Мощность силовой установки двухосной колесной трелевочно-транспортной машины, необходимую для перемещения пачки хлыстов заданного объема, можно найти из выражения

$$N = 19,4 + 13,3 Q + 2,06 Q^2 - 0,254 Q^3 \text{ кВт.} \quad (1)$$

Важным моментом, влияющим на мощность колесного трактора, является увеличивающаяся потребность в ее затратах на привод технологического оборудования. При этом повышение мощности тракторов, а следовательно, и их массы приводит к увеличению давления на почву и ухудшению проходимости. Для компенсации этого недостатка необходимо применение шин большого размера и повышенной грузоподъемности или переход на трехосную схему (для реализации значительных тяговых усилий и снижения давлений на почву). Увеличение мощности влечет за собой повышенное буксование трактора даже при всех ведущих колесах, а также увеличение его размеров, что создает трудности при компоновке. Оптимальная мощность технологического оборудования (раскряжевочного, сучкорезного и т.п.) составляет 90...100 кВт.

Большой интерес представляют данные, касающиеся анализа параметров технологического оборудования. Установлено, что наиболее рациональный вынос клещевого захвата технологического оборудования за заднюю ось характеризуется его отношением к базе, равным 0,38...0,52, в пределах возможного изменения массы трактора от 7 до 20 т. Отношение высоты точки подвеса клещевого захвата к базе трактора при изменении его массы в тех же пределах колеблется от 0,57 до 0,7, при этом отношение высоты точки подвеса к колею трактора изменяется в пределах от 0,95 до 1,4. Между массой технологического оборудования и массой трактора существует взаимосвязь, которая характеризуется выражениями, приведенными в табл. 5.3.

Установлено, что современное производство манипуляторов идет по пути снижения их массы при увеличении грузоподъемности за счет применения новых высокопрочных материалов и повышения рабочего давления в гидросистеме. Выявлено, что наиболее распространенными, устанавливаемыми на колесных тракторах являются гидроманипуляторы с грузоподъемностью 750...1500 кг, собственная масса которых находится в пределах 700...1250 кг, грузовой момент 60...100 кН·м, максимальный вылет 5,0...6,5 м. Рабочее давление в гидросистеме большинства манипуляторов 14,0...18,5 МПа, что позволяет снизить их конструктивную массу. Стрелы большинства наиболее распространенных манипуляторов имеют телескопические удлинители с ходом от 0,5 до 2,5 м. Механизм поворота стрелы развивает, как правило, момент 0,11...0,2 кН·м. Манипуляторы оснащаются поворотными грейферными захватами с углом поворота 270...300°.

Корреляционные зависимости параметров, влияющих на проходимость колесных трелевочных машин и определяющих ее, позволили установить влияние массы колесной трелевочной системы на размеры используемых на них шин.

Как известно, шина выполняет ряд важных функций при реализации тяговых свойств трактора. Она несет вертикальную нагрузку от груза, перемещаемого трактором, обеспечивает необходимое тяговое усилие для движения трелевочной машины и ее проходимость, а также позволяет поддерживать выбранное направление движения, т.е. обеспечивает управляемость. В связи с этим параметры шин тракторов, их конструкция, а также конструкция приспособлений, повышающих проходимость лесного колесного трактора, требуют специального рассмотрения. Отмечается зависимость диаметра шины двухосного лесного трактора от его массы. На трехосных колесных тракторах заметна тенденция применения шин большего размера на передней оси и меньшего - на средней и задней.

Статистический анализ показал, что число осей трелевочной машины зависит от массы трактора. Нижний предел массы двухосной трелевочной системы составляет 7,0...8,0 т, трехосной – 14...14,5 т. Масса шин, устанавливаемых на двухосных трелевочных тракторах, составляет 12...17% массы трактора, трехосных – 15...20%.

Одним из наиболее важных параметров колесных лесных машин, определяющих их проходимость, является величина давлений под ходовой системой. Величина давлений на грунт является производной величиной от опорной площадки колеса и нагрузки, приходящейся на него.

Использование зависимостей между массой трактора, шириной и величиной внешнего диаметра шин дает возможность определить грузоподъемность машины. Однако найденные зависимости не означают, что на тракторе должны быть установлены шины заданной грузоподъемности и размеров. С целью более эффективного использования трактора на нем может быть установлен тот типоразмер шин, который в наибольшей степени отвечает конкретным условиям эксплуатации. На тракторах мощностью 30...70 кВт массой до 8500 кг устанавливаются шины с наружным диаметром не менее 1600 мм. На тракторах массой более 11000 кг и мощностью двигателя 90...135 кВт устанавливаются шины с наружным диаметром не менее 1800 мм.

Наиболее эффективной оценкой конструкции колесных трелевочных машин является сравнение их удельных показателей. Один из наиболее важных - удельная мощность машины. Другим важным оценочным показателем является удельная грузоподъемность. Наиболее высокие его значения имеет трехосный трактор-сортиментовоз, что указывает на высокую эффективность способа транспортировки леса в полностью погруженном положении.

4. РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ПАРАМЕТРЫ ДЕРЕВЬЕВ КАК ПРЕДМЕТА ТРУДА

4.1. Основные размерные параметры

В зависимости от условий произрастания, породы и других факторов объем составных частей дерева может изменяться в широких пределах (табл. 8) [2].

Табл. 8. Объем составных частей дерева

Порода	Объем частей дерева, %		
	ствол	ветви	корни
Сосна	65...77	8...10	15...25
Лиственница	77...82	6...8	12...15
Береза	78...90	5...10	5...12
Бук	55...70	20...25	10...20

Устойчивое состояние растущего дерева обусловлено рациональной формой его ствола и соответствующим распределением древесины разного качества по высоте ствола, распределением внутренних напряжений в древесине, ее строением и строением корневой системы.

Для решения широкого круга задач, связанных с проектированием и эксплуатацией лесных машин, необходимыми являются массовогеометрические параметры деревьев, и прежде всего: диаметр дерева в плоскости срезания $d_{п}$, диаметр на высоте груди $d_{1,3}$, высота дерева $H_{д}$, высота центра тяжести дерева $h_{д}$ и ствола $h_{с}$, высота центра давления $h_{в}$, объем ствола $V_{с}$, масса ствола $m_{с}$ и дерева $m_{д}$, протяженность кроны $l_{к}$, высота центра тяжести кроны $h_{кр}$ (рис.3).

Диаметр дерева в комле (в плоскости срезания) $d_{п}$ обычно больше таксационного диаметра ствола за счет большей сбежистости в комле, а также корневых наплывов при низком спиливании дерева. По данным Коротяева Л.В. [3], диаметр комлевого

торца линейно возрастает с увеличением диаметра дерева. Этот диаметр обычно определяют по соотношению $d_{\pi} = q_0 d_{1,3}$, где q_0 - коэффициент формы ствола, зависящий от породы и места произрастания. Средние значения коэффициента q_0 равны: для сосны, кедра, пихты, бука - 1,25; для ели, лиственницы, дуба - 1,4; для березы, липы, ясеня, осины - 1,1. Для деревьев, срезаемых на уровне земли, коэффициент формы ствола принимается равным 1,5.

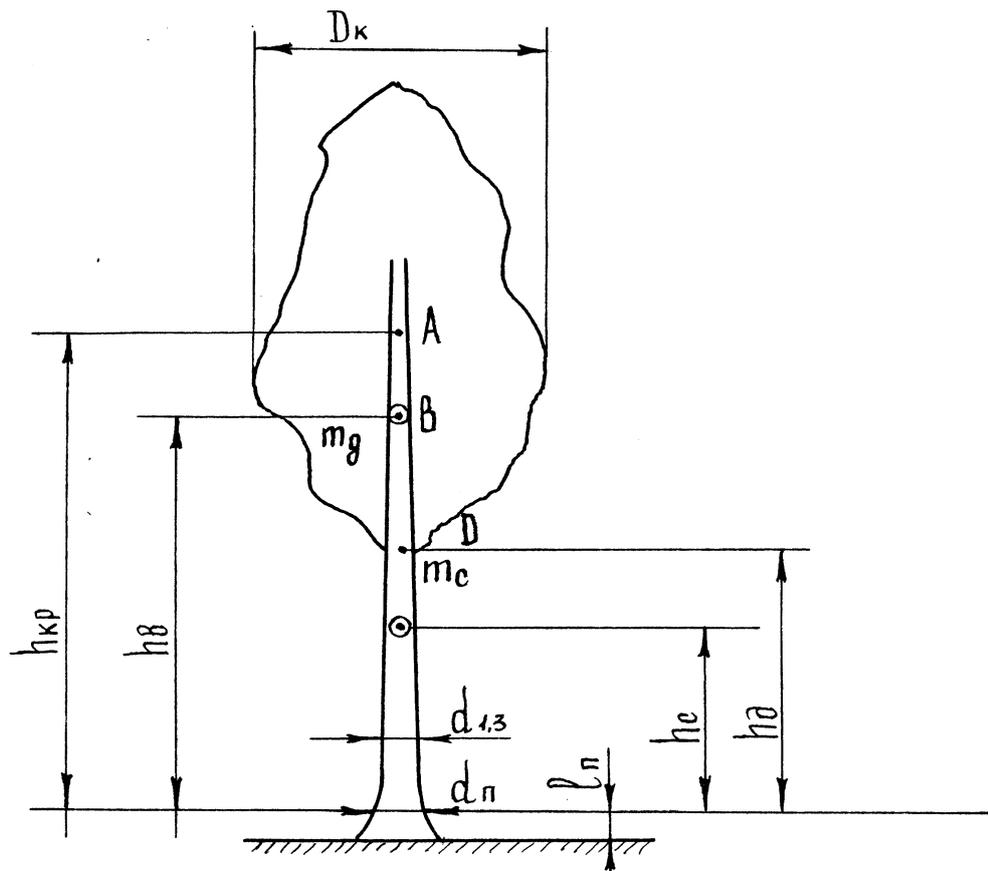


Рис. 3. Основные параметры дерева

При очистке стволов от сучьев обычно отрубается неликвидная верхняя часть. Диаметр хлыста в верхнем отрубе обычно составляет 6...9 см.

Длина ствола больше длины хлыста на величину отрубаемой верхинной части, равной в среднем 2...3,5 м. Длина стволов деревьев различных пород и возраста изменяется в широких пределах. За расчетные, по данным Коротяева Л.В., могут быть приняты длина хлыста 25 м, длина ствола 27 м. Такие результаты получены им в результате статистической обработки данных фактических замеров.

Длина ствола взаимосвязана с диаметром дерева и может приниматься по обобщенным фактическим данным, приведенным в табл.9.

Табл. 9. Значения высот деревьев

Диаметр $d_{1,3}$	Пределы изменения высот деревьев по разрядам, м				
	I	II	III	IV	V
8	13,0...11,6	11,5...10,1	10,1...8,6	8,5...7,6	7,5...6,0
12	17,0...15,1	15,0...13,6	13,5...12,6	12,5...11,1	11,0...9,0
16	21,0...19,1	19,0...17,1	17,0...15,6	15,5...13,6	13,5...11,0
20	24,5...22,1	22,0...20,1	20,0...18,1	18,0...15,6	15,5...12,0
24	26,5...24,1	24,0...22,1	22,0...20,1	20,0...17,1	17,0...13,0
28	28,5...26,1	26,0...23,6	23,5...21,1	21,0...18,1	18,0...14,0
32	29,5...27,1	27,0...24,6	24,5...22,1	22,0...19,1	19,0...15,0
36	30,5...28,1	28,0...25,6	25,5...22,6	22,5...19,6	19,5...16,0
40	31,5...28,6	28,5...26,1	26,0...23,6	23,5...20,6	20,5...17,0
44	31,5...29,1	29,0...26,6	26,5...23,6	23,5...20,6	-
48	32,5...29,6	29,0...26,6	26,5...24,1	24,0...22,0	-
52	32,5...29,6	29,0...26,6	26,5...24,1	24,0...22,0	-
56	32,5...29,6	29,0...26,6	-	-	-
60	32,5...29,6	29,0...26,6	-	-	-

4.2. Масса и объем ствола

Масса надземной части дерева включает массу ствола, сучьев, листьев и хвои. Масса ствола $m_c = V_c \rho_c$, где ρ_c - средняя плотность древесины. Плотность свежесрубленной древесины зависит от породы деревьев, их диаметра. Изменяется она также по длине ствола. Однако при расчетах, связанных с определением параметров лесозаготовительного оборудования, рекомендуется пользоваться средневзвешенными значениями плотности [5]. Разброс средневзвешенных значений плотности по породам значителен и характеризуется следующими данными: для ели – 770, сосны – 820, березы – 920, осины - 780 кг/м³.

Объем ствола дерева может быть определен по специальными таблицам в зависимости от породы, разряда высот и диаметра на высоте груди, а также по диаграммам (рис.4).

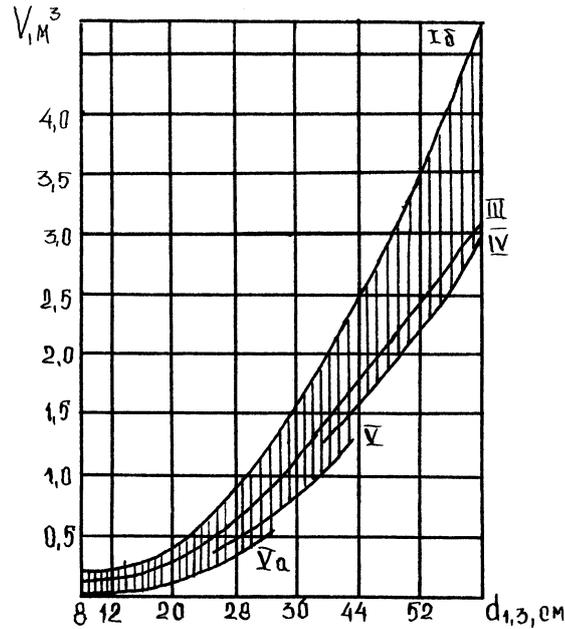


Рис. 4. Зависимости объема деревьев от диаметра на высоте груди и разрядов высоты

Для решения задач, связанных с проектированием лесных машин, можно ориентироваться на расчетные объемы деревьев, полученные В.К.Хегаем на основе результатов статистической обработки фактических данных (табл. 10).

Табл. 10. Расчетные объемы деревьев

Лесоэксплуатационные районы	Средний объем дерева, м ³	$V + 3\sigma$, м ³
Северо-Западный	0,39	1,3
Урал	0,5	1,71
Сибирь и Дальний Восток	0,8	2,5

Число встречающихся деревьев с объемом больше максимального составляет 3...5%. Для определения объема ствола (хлыста) может быть использована приближенная формула

$$V_c = \frac{\pi}{8} (d_{\text{П}}^2 + d_{\text{В}}^2) \cdot H, \quad (2)$$

где $d_{\text{В}}$ - диаметр вершины; H - длина ствола (хлыста).

На основе того, что при равных высотах, диаметрах и коэффициентах формы ствола основные промышленные породы деревьев имеют видовые числа, близкие по значению, А.В.Кувшинов предложил формулу, связывающую между собой объем ствола дерева, его диаметр и высоту:

$$V_c = S_{1,3} H_d \left(0,14 + 0,66q_0^2 + \frac{0,32}{q_0 h_d} \right), \quad (3)$$

где $S_{1,3}$ - площадь поперечного сечения ствола на высоте груди.

4.3. Крона

Масса кроны m_k в процентах от массы дерева составляет для сосны 10...20, ели - 24...39, березы - 2...16, осины - 8...20%.

Многочисленными опытами установлено, что на отклонение дерева от заданного направления валки оказывает влияние естественный наклон ствола, асимметричность кроны. К возрасту спелости деревья всех пород имеют естественный наклон ствола в пределах от 1 до 4°, что необходимо учитывать при проектировании валочных средств.

Форма и размеры кроны зависят от множества факторов и весьма изменчивы даже в пределах одного древостоя. Протяженность и диаметр кроны определяют ее парусность и влияют на траекторию и динамичность процесса валки дерева. При этом важным параметром является площадь кроны, которая выражается как площадь проекции кроны на вертикальную плоскость (мидель кроны). Данный показатель можно определить по выражению [5]

$$S_k = A_k \varepsilon_k D_k l_k, \quad (4)$$

где A_k - коэффициент формы кроны; ε_k - коэффициент густоты кроны; D_k - максимальный диаметр (ширина) кроны.

Протяженность кроны l_k ели и пихты составляет 1/2...3/4 высоты дерева, сосны - 1/4...1/5, а березы и осины - примерно 1/3...1/4 высоты дерева. Коэффициент A_k для крон разной формы различен. При грубом подразделении крон на конусовидные и параболоидные можно в первом случае значения коэффициента A_k принимать равными 1/2, во втором - 2/3. При необходимости более точного учета формы кроны можно использовать данные табл.11.

Табл. 11. Значения коэффициента A_k

Породы деревьев	Сосна	Ель, пихта	Лиственница	Кедр	Береза	Осина	Ольха
Значения A_k	0,67	0,50	0,67	0,90	0,67	0,69	0,78

Коэффициент ε_k , влияющий на парусность кроны и характеризующий ее заполнение ветвями, хвоей или листьями, можно принимать: для ели - 0,75; для сосны - 0,4...0,5; для березы и осины - 0,5...0,6 летом и 0,1...0,2 зимой.

При решении задач, связанных с перемещением дерева, его в первом приближении можно рассматривать 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 - отношение объема ствола к объему цилиндра той же высоты и диаметра, равного диаметру ствола на высоте груди.

Исследования, проведенные в ЛТА им. С.М. Кирова, показали, что деревья, представляющие промышленный интерес, можно считать эквивалентными усеченному конусу с коэффициентом формы $q = 0,67$ и видовым числом $f_v = 0,5$. Для указанных деревьев, т.е. для усеченного конуса с коэффициентом формы, равным 0,67, и видовым числом 0,5, центр тяжести находится на расстоянии 0,35 его высоты, считая от основания.

С учетом экспериментальных данных установлены средние пределы изменения высоты **центра тяжести ствола h_c , кроны $h_{кр}$ и дерева h_d** . Высота центра тяжести ствола составляет $(0,3...0,35)H_d$. При необходимости конкретизации значений высоты центра тяжести дерева в зависимости от породы можно использовать зависимость $h_d = kH_d$, где k - коэффициент, равный для ели 0,4, сосны - 0,37, березы и осины - 0,36.

Точка приложения равнодействующей аэродинамических сил, действующих на дерево и возникающих под действием ветра и в результате сопротивления воздушной среды при валке, называется центром давления h_D (см. рис.3). Положение **центра давления** не одинаково и в среднем изменяется при ветровой нагрузке в пределах $(0,8...0,87)H_d$, при падении дерева - $(0,75...0,82)H_d$.

Стрела прогиба хлыстов изменяется в широких пределах и зависит от их длины, диаметра, породы деревьев. Наибольший прогиб сосновых хлыстов, уложенных на две опоры, при изменении d_{II} от 12 до 40 см составляет в среднем 30...60 см. При подъеме, например, соснового дерева IV разряда на высоту 1 м

($d_{\text{п}} = 32 \text{ см}$) за комель длина приподнятой и прогнувшейся части ствола составляет около 17 м, стрела ее прогиба - 26,4 см [6].

4.4. Геометрические параметры пачки

Геометрические параметры пачки хлыстов могут быть определены на основе размерных характеристик хлыстов, входящих в пачку. Площадь сечения пачки в i -ом сечении находится по формуле $S_{\text{п}i} = n_{\text{хл}} S_{\text{хл}} / k_{\text{пд}}$, где $S_{\text{хл}}$ - площадь поперечного сечения хлыста в i -ом сечении; $n_{\text{хл}}$ - количество хлыстов в пачке, определяемое отношением объема пачки к среднему объему хлыста. Коэффициент полнодревесности пачки $k_{\text{пд}}$ можно принимать равным 0,69. Таким образом, зная геометрические размеры хлыстов, с учетом формы пачки (в зависимости от конструкции формирующих устройств) можно найти геометрические параметры ее сечения.

5. ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕРЕВЬЕВ

5.1. Моменты инерции

Если рассматривать ствол дерева как усеченный конус, то для определения **момента его инерции** относительно оси, проходящей через плоскость основания, можно пользоваться аналитической формулой

$$I = \frac{m_{\text{д}}}{10(R^2 + Rr + r^2)} \left[(R^2 + 3Rr + 6r^2) L^2 + \frac{3}{2} (R^4 + R^3r + R^2r + Rr^3 + r^4) \right], \quad (5)$$

где $m_{\text{д}}$ - масса дерева; R - радиус основания конуса; r - радиус вершины конуса; L - длина конуса.

При $q = 0,67$ и $f_{\text{в}} = 0,5$ соотношение между R и r для деревьев, имеющих высоты 15...30 м, следующее: $r = (0,25...0,30) R$. Подставив это выражение в уравнение (3.5), получим формулу, которой удобно пользоваться для предварительной оценки моментов инерции деревьев высотой от 15 до 30 м:

$$I = (40 \dots 150) m_{\text{д}} \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (6)$$

Для определения **момента инерции дерева** относительно оси, проходящей через плоскость срезания, пользуются также формулой [7]

$$I = (0,21 \dots 0,22)m_d H_d^2. \quad (7)$$

Значения моментов инерции ствола дерева зависят от диаметра. Так, например, для елового хлыста (III разряд высот) при изменении диаметра d_n от 16 до 32 см величина момента инерции I относительно оси, проходящей через плоскость срезания, возрастает от 4920 до 49758 кг·м², центрального момента инерции I_c - от 1970 до 18330 кг·м² [8].

На процесс валки большое влияние оказывает **момент инерции кроны**. Численные значения его изменяются в широких пределах и наиболее существенно зависят от породы дерева и диаметра ствола. При изменении диаметра d_n ели IV разряда высоты от 16 до 32 м, например, момент инерции кроны относительно оси, проходящий через ее центр тяжести, изменяется от 75 до 57500 кг·м². Момент инерции кроны при идеализации ее формы может быть определен аналитически по формуле Штейнера-Гюйгенса [2].

Важным параметром деревьев, хлыстов и пачек являются характеристики их **поперечной жесткости**. В основе аналитического способа определения характеристик изгибной жесткости ствола дерева лежит идеализация его геометрической формы в виде тела цилиндрической, ступенчато-цилиндрической или конусной формы. Задача сводится к нахождению коэффициентов влияния при рассмотрении нагружения балки единичными силами, что выполняется методами сопротивления материалов (интеграл Мора, правило Верещагина).

Формулы для аналитического расчета жесткости пачки хлыстов при переменном поперечном их сечении даны в работе [2]. В.А. Александровым для определения изгибной жесткости дерева (хлыста), приподнятого за один конец, получена формула, связывающая его момент инерции и геометрические размеры:

$$c_d = \frac{6EI_0}{l_x^3} \left(\frac{d_x}{d_0} \right)^3 \frac{3d_0^2 + d_x^2 + 2d_0d_x}{d_x(d_0 + 2d_x)}, \quad (8)$$

где l_x - расстояние от точки закрепления приподнятого конца хлыста до точки соприкосновения его с грунтом; d_0 , d_x - диаметр хлыста соответственно в месте закрепления и точке соприкосновения с грунтом; $I_0 = \pi d_0^4 / 64$.

Эквивалентная жесткость c_x пачки хлыстов может вычисляться по формуле $c_x = m_{пх} (0,104 \omega_{п})^2$, где $\omega_{п}$ - частота собственных изгибных колебаний пачки; $m_{пх}$ - погонная масса пачки.

Значение **демпфирующего сопротивления пачки** определяется по выражению $k_x = 2h_y m_{пх}$, где h_y - коэффициент затухания колебаний пачки.

По данным З.С. Цофина, коэффициент затухания колебаний пачки хлыстов в 2...7 раз больше, чем коэффициент затухания отдельного хлыста.

5.2. Частоты изгибных колебаний и коэффициенты затухания

Частоты изгибных колебаний дерева, расположенного на двух неподвижных опорах, могут быть получены аналитически. С учетом идеализации ствола как усеченного конуса формула частоты основного тона собственных колебаний имеет вид

$$\omega_d = \sqrt{3,75 \frac{E\pi^2}{\gamma L} \frac{(d_1^2 + d_2^2)d_1^2 + 3d_1d_2 + d_2^2}{17d_1^2 + 26d_1d_2 + 17d_2^2}}, \quad (5.9)$$

где L - расстояние между опорами; d_1 и d_2 - диаметры сечений ствола дерева под первой и второй опорами.

Экспериментальные данные по исследованию собственных частот хлыста приведены Н.И. Библюком [9]. Автором были изучены частоты свободных колебаний хлыстов, лежащие в диапазоне вертикальных колебаний лесовозного подвижного состава. В результате проведенных исследований было установлено, что в диапазоне парциальных частот подвижного состава и частот возмущения до 100 1/с содержится пять значений собственных частот хлыста при расположении его на опорах в полностью погруженном положении и три - при расположении в полупогруженном положении.

При работах, связанных с проектированием лесных машин различного типа, важно знать особенности изменения колебательных характеристик деревьев и пачки, динамические свойства кроны, влияние ее параметров на частотные характеристики предмета труда и всей динамической системы. Важно знать динамические свойства деревьев при различном взаимном расположении и соединении их с элементами технологического оборудования машин. Это относится к операциям технологического процесса лесозаготовок, при которых деревья или пачки, расположенные на двух опорах одинаковой или разной высоты, имеют

значительное свисание обоих или одного из свободных концов, а также когда одной из опор служит тросовый подвес. Представляют интерес сведения о колебательных характеристиках деревьев при их консольном закреплении на опоре, что может иметь место при формировании пачек манипуляторами ВПМ. С этой целью ниже приведены результаты специального стендового эксперимента [8].

В ходе эксперимента хлысты или деревья располагались на двух опорах, в полупогруженном и полуподвешенном положениях, а также с консольным закреплением комля (рис. 5). В широких пределах варьировались расстояния между опорами, высота точки опирания полупогруженного дерева, высота точки подвеса и его длина, длина свисающих консолей. Замеры производились для отдельных хлыстов или деревьев, а также пачек.

Как показал анализ экспериментально полученных упругих характеристик стволов деревьев, а также хлыстов в случае расположения на двух опорах или при консольном закреплении, зависимость деформаций ствола от нагрузки является линейной (рис. 6,а). Проявляющаяся в некоторых случаях для консольной части дерева нелинейность не существенна (рис. 6,а – кривая 3).

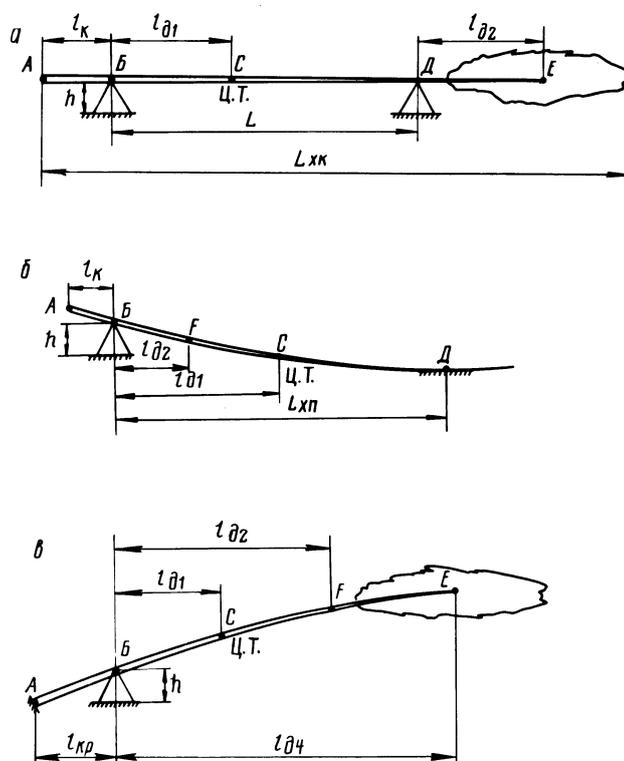


Рис. 5. Схема расположения деревьев при опытах:
 а - две опоры; б - полупогруженное положение;
 в - консольное закрепление

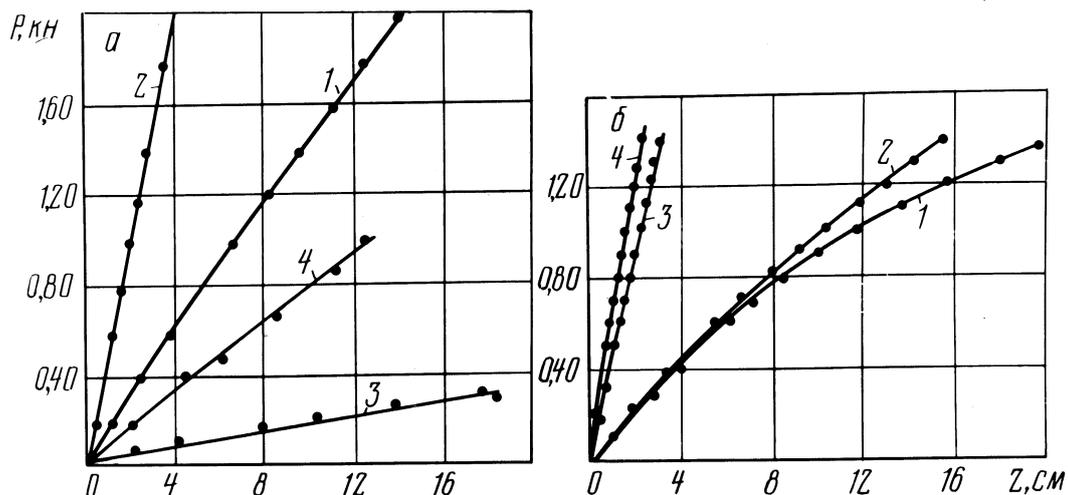


Рис. 6. Зависимость деформаций изгиба ствола березы ($d_{п} = 17$ см) от нагружающей силы P : а - две опоры (1 - ствол, $L = 8,57$ м; 2 - комель, $L = 8,57$ м; 3 - вершина, $L = 8,57$ м; 4 - ствол, $L = 10,54$ м); б - полупогруженное ($h = 0,8$ м) положение (1 - ствол с кроной; 2 - ствол без кроны; 3,4 - комель, $l_k = 1,05$ м, 4 - $l_k = 0,9$ м)

Специальные замеры показали, что вертикальная жесткость самой кроны нелинейна. Ее характеристика представляется в виде двух кривых, одна из которых соответствует нагружению, а вторая - разгрузке (рис.6,а – кривая 5).

Характер колебаний деревьев имеет особенности, которые по-разному проявляются в зависимости от породы, длины дерева, наличия кроны и других факторов.

При размещении деревьев на двух опорах колебания свисающей вершины существенно влияют на колебания ствола. Причем наличие кроны усугубляет это влияние. Если в состав колебательного процесса входят две частоты, то соответствующая кривая (рис.8,б) содержит одну явно выраженную частоту, а наложение колебаний, происходящих с другой частотой, выражено не столь явно.

Сравнивая кривые 2 (рис.7,а,б), видим, что при отсутствии кроны частота изгибных колебаний свисающей вершины дерева повышается, так как масса консольной его части становится меньше. В случае отсутствия кроны процесс колебаний затухает медленнее, что относится и к колебаниям ствола. Это объясняется не только уменьшением массы консольно свисающей части дерева, но и отчасти снижением сопротивления воздушной среды перемещениям вершинной части дерева при отсутствии кроны.

Данное явление характерно для деревьев разных пород (см. рис.7,в,г).

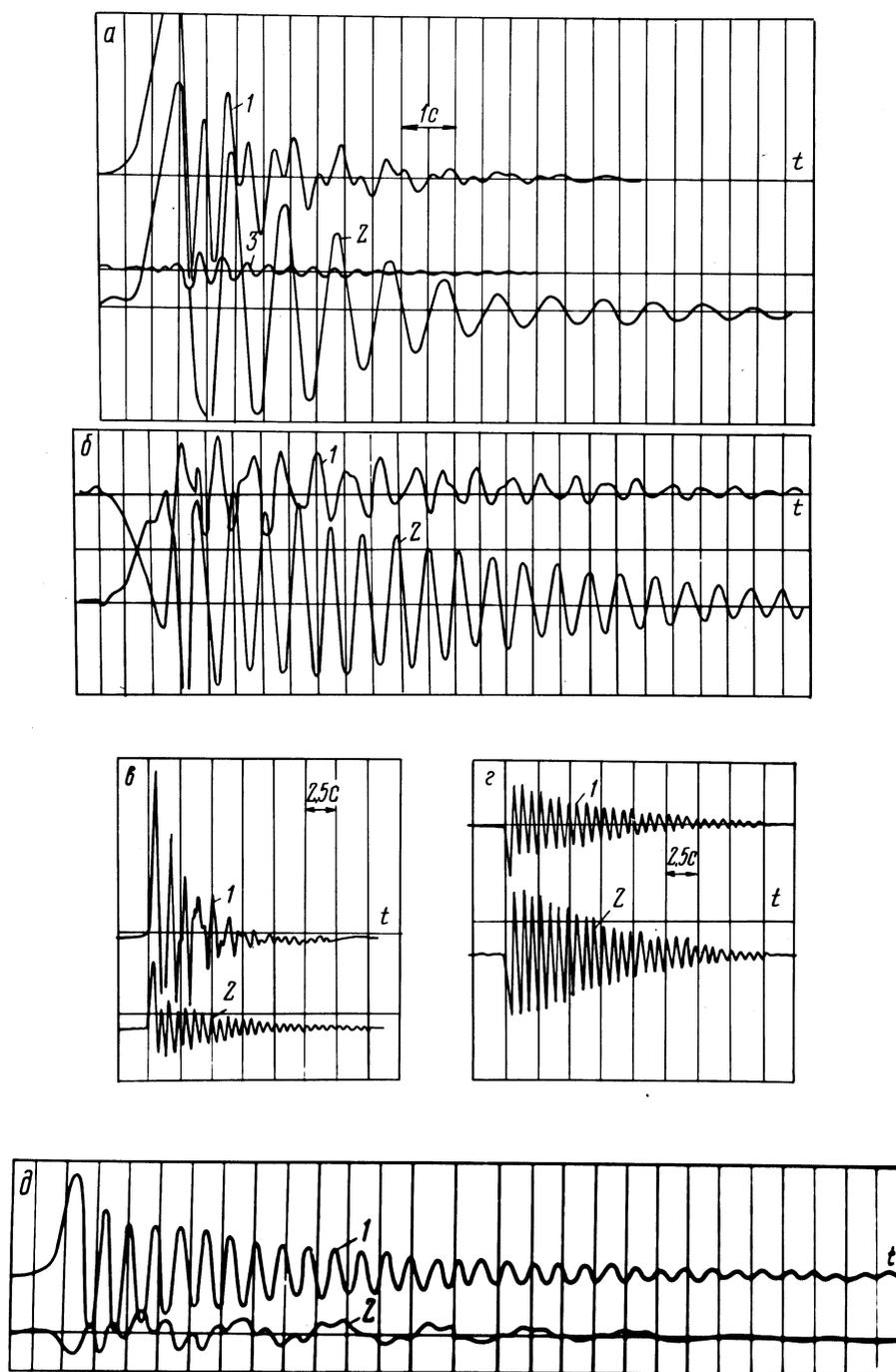


Рис. 7. Осциллограммы колебаний: а-г - березы ($d_{\text{п}} = 22$ см), расположенной на двух опорах ($L = 8,57$ м) с кроной (а) и без кроны (б), а также ели ($L = 7,17$ м) с кроной (в) и без кроны (г): 1 - ствол; 2 - вершина; 3 - комель; д - сосны в полуподвешенном за вершину положении ($d_{\text{п}} = 27$ см, $H = 2,62$ м; $h_{\text{подв}} = 1,38$ м): 1 - вертикальное перемещение подвешенного ствола; 2 - поперечное перемещение ствола ($l_{\text{д2}} = 0,75$ м) на подвесе

Анализ опытных данных показал, что при расположении деревьев на двух опорах показатель затухания колебаний h_3 при увеличении расстояния между опорами становится меньше (табл. 12). С изменением расстояния L от 5,25 до 10,75 м значения коэффициента h_3 для деревьев без кроны увеличиваются в среднем от 0,1 до 0,45 1/с. При увеличении расстояния между опорами колебательный процесс затухает медленнее. Время полного затухания колебаний для ствола ели, например, при $L = 7,17$ м составляет 43 с. Для деревьев без кроны (кривые 1-4) разных пород при близких их размерах коэффициент h_3 почти одинаков. Сравнение кривых 1-4 и 5-8 показывает, что крона существенно влияет на затухание изгибных колебаний стволов деревьев. Влияние кроны на коэффициент h_3 объясняется разными факторами: сложением колебаний отдельных ветвей и сучьев, сопротивлением воздушной среды, изменением общей массы, ее распределением и т.д.

Табл. 12. Значения коэффициента h_3 при изменении расстояния между опорами (ель, $d_n = 20$ см, две опоры)

$L, \text{ м}$		6	7	8	9	10
$h_3,$	с кроной	1,10	0,85	0,72	0,62	0,50
1/с	без кроны	0,37	0,28	0,21	0,15	0,13

Для пачки хлыстов [8] значение коэффициента h_3 больше, чем для отдельных деревьев или хлыстов. Если при межопорном пролете $L = 10,75$ м самое высокое значение h_3 (сосна, $d_n=27$ см) для дерева с кроной составляет 0,47 1/с, то для пачки из пяти хлыстов - 0,65 1/с. С уменьшением расстояния между опорами значения коэффициента сопротивления изгибным колебаниям пачки возрастают, причем интенсивнее, чем для отдельных деревьев. Одной из причин этого является наличие трения между отдельными хлыстами. При увеличении числа стволов в пачке возрастают ее масса и внутреннее трение между ними. При этом коэффициент h_3 увеличивается (рис.9, кривая 1).

При полупогруженном положении деревьев с увеличением расстояния от опоры до точки соприкосновения дерева с грунтом значения коэффициента h_3 уменьшаются. Наличие кроны при полупогруженном положении дерева увеличивает показатель затухания по сравнению со случаем ее отсутствия. Коэффициент h_3 по абсолютным значениям больше при полупогруженном положении дерева, чем при размещении на двух опорах.

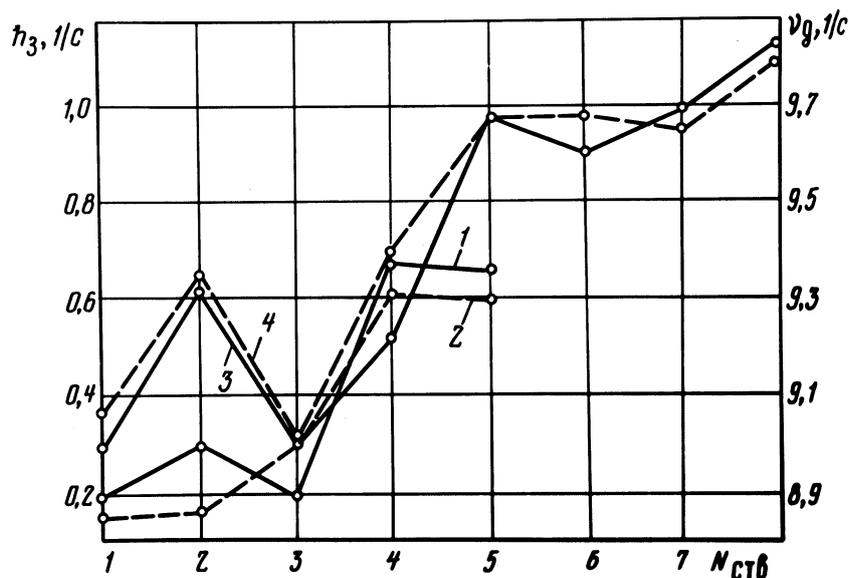


Рис. 8. Зависимость коэффициента h_3 (1, 2) и частоты колебаний (3, 4) от числа хлыстов в пачке при расположении ее на двух опорах: 1, 3 - центр тяжести; 2, 4 - вершина

Рассмотрим зависимость коэффициента h_3 от длины свисающей части дерева при его консольном закреплении. Аналогично увеличению межопорного пролета увеличение длины консольной части дерева приводит к возрастанию времени затухания колебательного процесса. Коэффициент затухания колебаний при увеличении расстояния $L_{хп}$ от 7 до 11,4 м возрастает в среднем от 0,16 до 0,69 1/с. При одинаковой длине и диаметре деревьев различие в показателях затухания колебаний небольшое.

Как показал анализ свободных колебаний деревьев, изменение кривых вертикальных перемещений ствола может происходить с наложением двух частот.

Анализ зависимостей частот вертикальных колебаний деревьев и хлыстов от расстояния L в случае расположения их на двух опорах показал, что при расстоянии между опорами от 9,5 до 10,5 м обе частоты примерно одинаковы. С уменьшением расстояния между опорами высшая частота колебаний ствола резко возрастает.

Низшая частота колебаний ствола при уменьшении межопорного пролета имеет тенденцию к снижению. Частота колебаний вершинной части при снижении L уменьшается, так как при этом длина свободной консольной части ствола становится больше. Соотношение между частотами $\omega_{д1}$ и $\omega_{д2}$ указывает на

то, что при определенной величине расстояния между опорами их значения совпадают. Наличие кроны дерева способствует уменьшению низшей частоты колебаний ствола, более высокая частота, которая в основном обусловлена его массой и жесткостью, от наличия кроны почти не зависит.

В результате статистической обработки экспериментальных данных установлены корреляционные уравнения, связывающие частоту основного тона и показатель затухания с объемом деревьев. Для спелых деревьев длиной 24-32 м ($V_x = 0,22-1,31 \text{ м}^3$) и при межопорном пролете 12-16 м корреляционные зависимости имеют вид

$$\begin{aligned} \omega_d &= -1,51 V_x^2 + 6,21 V_x + 6,36; \\ h_3 &= -0,4 V_x^3 + 0,82 V_x^2 - 0,42 V_x + 0,15. \end{aligned} \quad (9)$$

В сравнении с положением дерева на двух опорах, при полупогруженном положении (межопорный пролет одинаковый, $L_x/L = 1,7...2,5$) частота основного тона ниже в 1,11...1,17 раза; при консольном закреплении комля (при наличии кроны) - в 3...3,5 раза.

Для пачки хлыстов частоты колебаний стволов и вершин отличаются незначительно. С увеличением расстояния между опорами частота колебаний снижается, причем примерно с такой же интенсивностью, как и для отдельных деревьев.

6. ПРИВЕДЕННЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

6.1. Приведение масс и моментов инерции

Условием динамического приведения масс является равенство кинетических энергий приведенной массы и всех масс действительного механизма. Приведем все массы механизма (рис. 9,а) к некоторой точке, движущейся со скоростью v_0 . Тогда

$$\frac{m_{\Pi} v_0^2}{2} = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} + \frac{m_3 v_3^2}{2},$$

где m_{Π} - значение приведенных масс всех элементов механизма.

Откуда

$$m_{\Pi} = m_1 \frac{v_1^2}{v_0^2} + m_2 \frac{v_2^2}{v_0^2} + m_3 \frac{v_3^2}{v_0^2}. \quad (10)$$

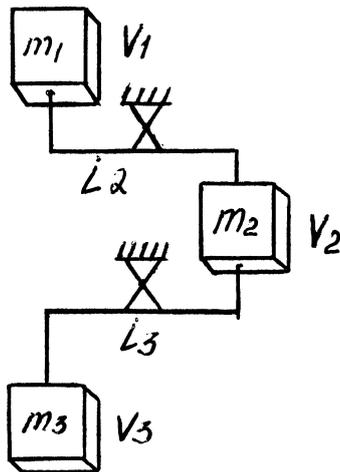
Учитывая, что $\frac{v_1}{v_0} = i_1$, $\frac{v_2}{v_0} = i_2$, $\frac{v_3}{v_0} = i_3$, получим $m_{\text{п}} = m_1 i_1^2 + m_2 i_2^2 + m_3 i_3^2$.

При вращающихся массах аналогично предыдущему случаю имеем для приведенного момента инерции (рис. 9,б)

$$I_{\text{п}} = I_1 i_1^2 + I_2 i_2^2 + I_3 i_3^2. \quad (11)$$

В случае смешанного механизма масса может выражаться через момент инерции, а момент инерции через массу. Например, требуется привести массу груза $m_{\text{п}}$ и найти приведенный момент инерции груза и барабана относительно оси последнего. Момент инерции барабана I , кратность подъемного полиспаста n , радиус барабана R (рис. 10).

а



б

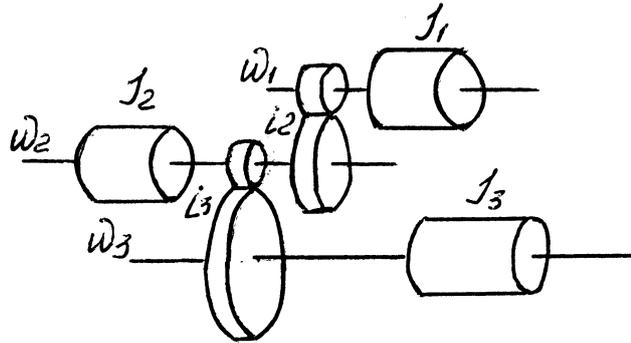


Рис. 9. Условные схемы механизмов с поступательно (а) и вращательно (б) движущимися массами

Момент инерции, приведенный к оси барабана, равен $\frac{mR^2}{n^2}$. Приведенный момент инерции груза и барабана будет

$$I_{\text{п}} = \frac{mR^2}{n^2} + I.$$

Момент инерции барабана выражаем в виде массы и приводим его к грузу. Тогда с учетом массы груза будем иметь

$$m_{\text{п}} = \frac{I_{\text{п}}}{R^2} + m.$$

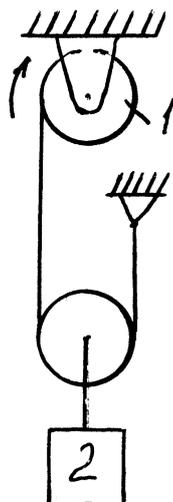


Рис. 10. Схема приведения масс груза и барабана:
1 - барабан, 2 - груз

В случае необходимости представления распределенной массы в виде сосредоточенной удобно пользоваться коэффициентом приведенной массы $k = \frac{m_{\text{п}}}{m_0}$, где $m_{\text{п}}$ - приведенная, а m_0 - действительная масса.

Для звена с распределенной массой (рис. 10) кинетическая энергия элементарного участка, ограниченного величиной d_x , равна

$$dT = \frac{\Omega \gamma v^2}{2g} dx,$$

где γ - плотность материала элемента; Ω - поперечное сечение, Ωdx - вес элемента; v - скорость движения элемента.

Кинетическая энергия системы из n участков

$$T = \sum_{i=1}^{i=n} \int_A^B \frac{\Omega \gamma v^2}{2g} dx,$$

где A и B - пределы интегрирования соответствующих участков.

Если v_0 - скорость движения точки приведения, то условная кинетическая энергия $T_0 = v_0^2 \sum_{i=1}^{i=n} \int_A^B \frac{\Omega \gamma}{2g} dx$, а коэффициент приве-

денной массы будет равен отношению $k = T/T_0$.

Рассмотрим конкретный пример. Масса груза m_r (рис. 11), стержень постоянного сечения Ω . Данную систему требуется представить в виде сосредоточенной массы и упругого невесомого стержня.

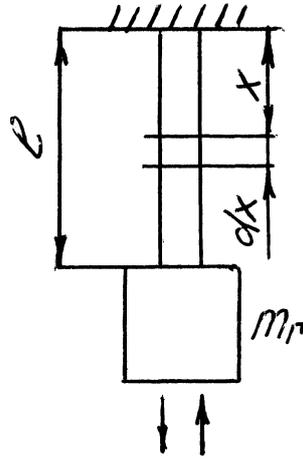


Рис. 11. Схема для определения приведенной массы системы, состоящей из стержня и груза

Кинетическая энергия стержня

$$T = \int_0^l \frac{\Omega \gamma v^2}{2gl^2} x^2 dx = \frac{\Omega \gamma v^2 l}{6g} = \frac{mv^2}{6},$$

где m - масса стержня.

Кинетическая энергия приведенной массы стержня $T_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}} v^2}{2}$. По условию приведения, $T_{\text{п}} = T$, т.е. $\frac{m_{\text{п}} v^2}{2} = \frac{mv^2}{6}$,

откуда $m_{\text{п}} = \frac{m}{3}$.

Если масса груза m , то полная приведенная масса $m_{\text{п0}} = \frac{m}{3} + m_r$.

В.А. Александровым [2] получены формулы для определения масс элементов манипуляторных машин, приведенных к различным точкам, которые могут быть использованы при решении задач динамики.

Выражение для расчета массы стрелы и рукояти, приведенной к точке O_1 подвеса захвата или захватно-срезающего устройства, при подъеме груза стрелой и фиксированном угле между ней и рукоятью имеет вид

$$m_{\text{прО1}} = \frac{4G_0 l_c^2 + G_p (l_p^2 + 12L_c) + 12G_3 L_3^2 + 12G_{\text{ц}} L_{\text{ц}}^2}{12g L_3^2}, \quad (12)$$

где G_c , G_p , G_3 , $G_{\text{ц}}$ - вес соответственно стрелы, рукояти, захвата или захватно-срезающего устройства и гидроцилиндра рукояти; l_c , l_p - длины стрелы и рукояти; L_c - расстояние от центра тяжести рукояти до точки подвеса стрелы; $L_{\text{ц}}$, L_3 - расстояния от центра тяжести гидроцилиндра и соответственно центра тяжести захвата до оси поворота стрелы.

Масса опорно-поворотной конструкции манипулятора и подрессоренной части корпуса машины, приведенная к точке А, проходящей через ось задней каретки ходовой части, приближенно может быть определена по формуле $m_{\text{прА}} = I_{01}/\rho^2$, где I_{01} - момент инерции подрессоренной части корпуса трактора вместе с опорно-поворотным устройством манипулятора, относительно оси проходящей через точку А; ρ - радиус инерции, $\rho = \sqrt{h_1^2 + l_{\text{п}}^2}$ (h_1 - расстояние от точки А до центра тяжести корпуса трактора, $l_{\text{п}}$ - расстояние от оси опорно-поворотной конструкции манипулятора до точки А).

При операциях с деревом возникает необходимость приведения его массы к различным точкам. Для приведения массы ствола дерева в центр его тяжести при подъеме за вершину или комель В.А. Александров рекомендует полученные из условия рассмотрения ствола в виде усеченного конуса следующие формулы:

при подъеме за вершину

$$m_{\text{д}}^{\text{пр}} = \frac{8G_{\text{д}} (d_{\text{в}}^2 + 3d_{\text{в}} d_{\text{п}} + d_{\text{п}}^2)(d_{\text{в}}^2 + d_{\text{в}} d_{\text{п}} + d_{\text{п}}^2)}{5g (3d_{\text{в}}^2 + 2d_{\text{в}} d_{\text{п}} + d_{\text{п}}^2)^2}; \quad (13)$$

при подъеме за комель

$$m_{\text{д}}^{\text{пр}} = \frac{8G_{\text{д}} (d_{\text{в}}^2 + 3d_{\text{в}} d_{\text{п}} + 6d_{\text{п}}^2)(d_{\text{в}}^2 + d_{\text{в}} d_{\text{п}} + d_{\text{п}}^2)}{5g (d_{\text{в}}^2 + 2d_{\text{в}} d_{\text{к}} + 3d_{\text{п}}^2)^2}, \quad (14)$$

где $d_{\text{в}}$ и $d_{\text{п}}$ - диаметры вершины и комля ствола; $G_{\text{д}}$ - вес ствола дерева.

6.2. Приведение жесткостей

Под жесткостью механической системы или отдельного ее элемента понимается отношение нагрузки к вызываемой ею деформации.

Деформация стержня постоянного сечения, растягиваемого или сжимаемого силой P , $f = \frac{Pl}{E\Omega}$, откуда линейная жесткость стержня $c = \frac{P}{f} = \frac{E\Omega}{l}$, где Ω - площадь сечения элемента; E - модуль упругости 1-го порядка; l - длина элемента.

Деформация балки постоянного сечения, свободно опертой по концам и нагруженной в середине силой P , в месте приложения нагрузки $f = \frac{Pl^3}{48EI}$, а изгибная жесткость в середине балки $c = \frac{P}{f} = \frac{48EI}{l^3}$.

При закручивании прямого стержня постоянного сечения угловая деформация $\varphi = \frac{Ml}{GI_p}$, где I_p - полярный момент инерции; G - модуль упругости второго рода; M - крутящий момент. Угловая жесткость стержня $c_\varphi = \frac{M}{\varphi} = \frac{GI_p}{l}$.

Приведение жесткостей сложных механизмов рассмотрим на примере системы, показанной на рис. 12.

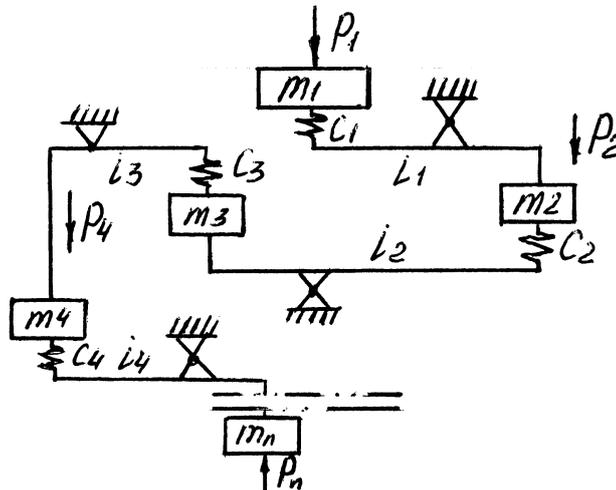


Рис. 12. Схема для приведения линейных жесткостей сложной системы

Имеем систему из n поступательно движущихся масс, соединенных упругими звеньями с жесткостями c_1, c_2, c_3, \dots . Система нагружена силами P_1, P_2, P_3, \dots

Под действием силы P_1 произойдет перемещение P_1/c_1 массы m_1 за счет упругой деформации звена с жесткостью c_1 . Соответственно будет иметь место перемещение массы m_2 и т.д.

Перемещение массы m_1 под действием силы P_1

$$f_1 = \frac{P_1}{c_1} + \frac{P_1 i_1^2}{c_2} \eta_1 + \frac{P_1 i_1^2 i_2^2}{c_3} \eta_1 \eta_2 + \frac{P_1 i_1^2 i_2^2 i_3^2}{c_4} \eta_1 \eta_2 \eta_3 + \dots$$

Перемещение той же массы m_1 под действием силы P_2

$$f_2 = \left(\frac{P_2}{c_2} + \frac{P_2 i_2^2}{c_3} \eta_3 + \frac{P_2 i_2^2 i_3^2}{c_4} \eta_2 \eta_3 + \dots \right) i$$

и т.д. для сил $P_3, P_4 \dots$ Полная деформация системы составит

$$f = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + \dots$$

Нагрузка системы, приведенная к массе m_1 ,

$$P = P_1 + \frac{P_2}{i_1} \eta_1 + \frac{P_3}{i_1 i_2} \eta_1 \eta_2 + \frac{P_4}{i_1 i_2 i_3} \eta_1 \eta_2 \eta_3 + \dots,$$

а приведенная жесткость системы

$$c = \frac{P}{f} = \frac{P_1 + \frac{P_2}{i_1} \eta_1 + \frac{P_3}{i_1 i_2} \eta_1 \eta_2 + \frac{P_4}{i_1 i_2 i_3} \eta_1 \eta_2 \eta_3 + \dots}{P_1 \left(\frac{1}{c_1} + \frac{i_1^2}{c_2} \eta_1 + \frac{i_1^2 i_2^2}{c_3} \eta_1 \eta_2 + \dots \right) + P_2 \left(\frac{1}{c_2} + \frac{i_2^2}{c_3} \eta_2 + \dots \right) i_1 + P_3 \left(\frac{1}{c_3} + \frac{i_3^2}{c_4} \eta_3 + \dots \right) i_1 i_2 + \dots}. \quad (15)$$

В большинстве случаев машина воспринимает внешние силы только крайними массами. Тогда все силы, кроме P_1 , равны 0 и

$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{i_1^2}{c_2} \eta_1 + \frac{i_1^2 i_2^2}{c_3} \eta_1 \eta_2 + \frac{i_1^2 i_2^2 i_3^2}{c_4} \eta_1 \eta_2 \eta_3 + \dots}. \quad (16)$$

Для системы с вращающимися массами формула для приведенной крутильной жесткости c_φ имеет аналогичный вид. Если в системе есть и поступательно и вращательно движущиеся массы, то жесткости можно представить и как линейные и как угловые:

$$c_n = \frac{c c_\varphi}{R^2 c + c_\varphi} \quad \text{или} \quad c_{n\varphi} = \frac{R^2 c c_\varphi}{R^2 c + c_\varphi}, \quad (17)$$

где R - радиус приведения; c - линейная жесткость; c_φ - угловая жесткость.

При приведении жесткостей элементов металлоконструкции технологического оборудования помимо жесткостей его отдельных элементов и особенностей их соединения может учитываться также и упругая характеристика привода. Характеристика упругости гидросистемы определяется упругими характеристиками ее отдельных элементов и приведена в работе [2].

Для гидроманипулятора приведенные жесткости стрелы и рукояти с учетом их последовательного соединения с гидроцилиндрами определяются выражениями

$$c_c^{пр} = \frac{c_\pi c_c}{c_\pi + c_c}; \quad c_p^{пр} = \frac{c_\pi c_p}{c_\pi + c_p}, \quad (18)$$

где c_c и c_p - жесткости металлоконструкции стрелы и рукояти; c_π - приведенная жесткость гидропривода.

Общая приведенная жесткость стрелы и рукояти (приведение к концу рукояти) равна

$$c_{ср}^{пр} = \frac{c_c^{пр1} c_p^{пр}}{c_c^{пр} + c_p^{пр}}, \quad (19)$$

где $c_c^{пр1}$ - жесткость стрелы, приведенная к концу рукояти.

ЛИТЕРАТУРА

1. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. – М.: Гослесбумиздат, 1963. – 271 с.
2. Жуков А.В., Провоторов Ю.И., Скотников В.А. и др. Мелиоративные, строительные и лесные тракторы. – Мн.: Ураджай, 1989. – 335 с.
3. Александров В.А. Моделирование технологических процессов лесных машин. – М.: Экология, 1995. – 257 с.
4. Коротяев Л.В. Параметры деревьев и хлыстов как объектов лесозаготовительного производства. – Л.: ЛТА, 1982. – 80 с.
5. Люмонов Р. Машинная валка леса. – М.: Лесная промышленность, 1990. – 277 с.
6. Хегай В.К. Исследование динамического процесса взаимодействия дерева с машиной при гравитационном методе пакетирования: Дис.... канд. техн. наук. – Л., 1975. – 192 с.

7. Жуков А.В., Кодолко Л.И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний. – Мн.: Наука и техника, 1978. – 264 с.
8. Библиук Н.И. Теоретические основы расчета параметров движения и улучшения эксплуатационных свойств колесных лесотранспортных средств: Дис.... докт. техн. наук. – Львов, 1993.– 428 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Общая характеристика параметров лесных машин	3
2. Основные конструктивные особенности базового шасси и технологического оборудования некоторых типов лесных машин	5
2.1. Основные параметры шасси	5
2.2. Технологическое оборудование	8
2.3. Лебедки и гидроманипуляторы	9
2.4. Шины	18
3. Корреляция основных конструктивных параметров с массой машины	21
4. Расчетные характеристики и параметры деревьев как предмета труда	26
4.1. Основные размерные параметры	26
4.2. Масса и объем ствола	28
4.3. Крона	30
4.4. Геометрические параметры пачки	32
5. Оценка динамических характеристик деревьев	32
5.1. Моменты инерции	32
5.2. Частоты изгибных колебаний и коэффициенты затухания	34
6. Приведенные параметры динамических систем	40
6.1. Приведение масс и моментов инерции	40
6.2. Приведение жесткостей	44
Литература	47

Учебное издание

Жуков Анатолий Васильевич, Гороновский Андрей Романович,
Мохов Сергей Петрович, Клоков Дмитрий Викторович

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ
"ЛЕСНАЯ МАШИНА-ПРЕДМЕТ ТРУДА"

Редактор М.В. Коноплева. Корректор Н.В. Гвасалия

Подписано в печать 2.03.2001. Формат 60x84¹/16.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,4. Усл. кр.-отт. 3,4. Уч.-изд.л. 2,9.

Тираж 50 экз. Заказ

Белорусский государственный технологический университет.
Лицензия ЛВ №276 от 15.04.98. 220050. Минск, Свердлова, 13 а.

Отпечатано на ротапринтере Белорусского государственного
технологического университета. 220050. Минск, Свердлова, 13.