

боте на органических удобрениях мощность, потребляемая транспортером, расходуется только на преодоление сил трения, возникающих при его движении. На минеральных удобрениях мощность расходуется также на уплотнение и сгуживание массы перед дозатором, пропускная площадь которого в несколько раз меньше поперечного слоя удобрений, подаваемых транспортером. На малых нормах открытие дозатора уменьшают и накопление удобрений перед ним становится больше, что и приводит к увеличению сопротивления и затрате мощности на привод транспортера.

Указанными особенностями работы транспортера и объясняется ненадежность и поломки прицепов-разбрасывателей типа 1 ПТУ-3,5 и 1 ПТУ-4 при оборудовании их приспособлениями для внесения минеральных удобрений и извести: обрыв цепей, скручивание ведущего вала транспортера, поломка кри-

вошипно-шатунного механизма привода, изгиб и значительные деформации задней и боковых стенок кузова.

Практика эксплуатации показывает, что прицепы-разбрасыватели надежно работают на внесении органических удобрений. При оборудовании тех же прицепов приспособлениями для внесения минеральных удобрений надежность их падает. Следовательно, прицепы-разбрасыватели типа 1 ПТУ-3,5 и 1 ПТУ-4 без существенных конструктивных изменений нельзя рекомендовать для работы на внесении органических, минеральных удобрений и извести.

**Литература**

Сахаров Б. Л., Воропаев В. В. Энергетические показатели навозоразбрасывателей. В кн. «Материалы НТС». Вып. 26. ВИСХОМ. М., 1969.

УДК 631.358.004.67:633.72

**• К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ЧАЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ**

Д-р техн. наук Ш. Я. КЕРЕСЕЛИДЗЕ, канд. техн. наук Т. А. ЛАШХИ, инж-ры Г. Н. ЗОЗИАШВИЛИ, Б. С. БЕККЕР, Г. Г. КУМЕЛАШВИЛИ (ВНИИгорсельмаш), Г. Г. СИОРИДЗЕ, Р. А. ДЖОРДЖАДЗЕ (ПТНИИМЭ)

Созданием чаеуборочной машины ЧСН-1,6 «Сакартвело» решен вопрос о выборочном сборе сортового чайного листа. Оригинальность конструкции дает возможность на основании хозяйственной работы машины вносить ряд улучшений.

Основным рабочим звеном машины является уборочная гребенка, которая состоит из ряда сопряженных узлов и деталей, предопределяющих эксплуатационную надежность всей машины. Поэтому вопрос о надежной работе и долговечности этого узла имеет решающее значение. Важными узлами чаеуборочной гребенки являются полусферические подвижные и неподвижная дуги. На них закреплены уборочные пальцы и режущие сегменты. Подвижные дуги поддерживаются бронзовыми опорами, закрепленными на неподвижной дуге.

Результаты эксплуатационных наблюдений показали, что приблизительно за 200 ч работы аппарата бронзовые опоры изнашиваются на 0,2 мм. Для выборки зазора в конструкции предусмотрено снятие металлических прокладок. Так как износ опор по всей дуге происходит неравномерно, то регулировка каждой опоры представляет определенную сложность. Преждевременный износ указанных деталей вызывает нарушение сопряжения дуг, вследствие чего нарушается также работа аппарата в целом.

Исходя из вышеуказанного, было решено заменить бронзовые опоры и планки пластмассовыми; при этом решались два таких взаимосвязанных вопроса, как изыскание антифрикционного, надежного и более дешевого материала, нежели бронза, и устранение смазки в трущихся деталях. Устранение смазки в трущихся деталях ликвидирует дополнительные технологические расходы и простои машин; одновременно исключается возможность попадания смазочного материала в собранный чай.

Следует отметить, что вопросами износа полимерных материалов занимается также и лаборатория пластмасс Института механики и полимерных материалов АН ГрузССР.

Наименование пластмассы	Плотность в г/см <sup>3</sup>	Температура плавления °С	Твердость по Бринеллю в кгс/мм <sup>2</sup>	Коэффициент трения по стали	Водопоглощение в %	Теплостойкость в °С		Коэффициент теплопроводности в ккал/м·ч·град.	Цена 1 кг в рублях
						по Мартенсу	по Вика		
Второпласт 4	2,19	327—210	3,4	0,2	—	—	110	0,2	10,5
Пластмасса СФД	1,4	170—100	25—30	0,12 0,30	3,5	120	160	0,19	3

Испытанию подвергались пластмассы, физико-химические характеристики которых приведены в таблице. Испытания второпластовых опор на стенде показали, что их износ значительно превышает износ бронзовых опор и доходит до 1 мм за то же время. В результате 400 ч работы опор из СФД (сополимер формальдегида с диоксалоном) на стенде выявилось, что износ не превысил 0,2 мм.

Полученные результаты позволили испытать пластмассу СФД в полевых условиях. С этой целью на одной чаеуборочной машине были установлены пластмассовые опоры, которые испытывались в течение всего уборочного сезона 1971 г. и были пригодны к дальнейшей эксплуатации, тогда как бронзовые опоры в течение одного сезона заменяются дважды. Общая экономия от замены бронзовых опор пластмассовыми на весь парк машин в течение 1 года составит 26 885 руб.

Результаты полевых испытаний были рассмотрены выездным заседанием МТС ВНИИгорсельмаша на Лайгурской ОПБ, который одобрил проведенную работу и счел целесообразным проводить дальнейшие исследования в этом направлении.

УДК 634.0.37.076

**• О ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ САМОХОДНО-ПОГРУЗОЧНЫХ МАШИН**

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ

В сельском хозяйстве и лесной промышленности на погрузке и разгрузке различных материалов применяются как стационарные, так и передвижные грузоподъемные устройства. При их работе возникают динамические усилия, влияющие не только на прочность отдельных элементов машин, но и на их устойчивость. Это прежде всего относится к машинам на колесном или гусеничном ходу, имеющим грузоподъемные устройства (манипуляторы) и совмещающим с погрузочными другие операции технологического процесса, таким как тракторы для бес-

чокерной трелевки деревьев (ТБ-1), челюстные погрузчики и др.

Машины указанного типа снабжены упругой подвеской для возможности передвижения по неровному пути, а для выполнения различных операций имеют значительный вылет грузоподъемного элемента (стрела, гидроманипулятор).

Эти особенности конструкции предъявляют повышенные требования к устойчивости машин при движении и работе.

Расчет параметров поперечной устойчивости лесозаготови-

тельных машин указанного типа должен производиться с учетом упругости подвески, а также усилий, имеющих место в различные моменты подъема груза. Рассмотрим методику расчета динамической устойчивости лесозаготовительных машин при погрузке на примере трактора для бесчokerной трелевки леса.

Расчетная схема устойчивости трактора приведена на рис. 1, на котором показан наиболее опасный случай подъема дерева (хлыста) за комель, когда продольная ось трактора перпендикулярна вертикальной плоскости подъема груза. Остов трактора опирается на упругие опоры (рессоры). В точке  $O$  гидроманулятора расположен грузозахватный элемент, который

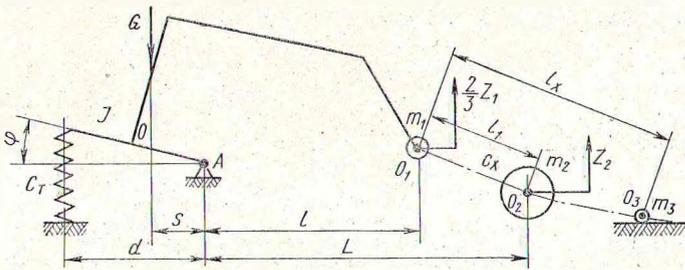


Рис. 1. Схема устойчивости трактора для бесчokerной трелевки при подъеме дерева

осуществляет подъем хлыста  $O_1O_3$ . При действии нагрузок упругая система будет совершать сложные колебания. С целью упрощения можно ввести некоторые допущения, не влияющие на точность практических расчетов. В рассматриваемом положении при динамических воздействиях трактор совершает поперечно-угловые колебания, которые не связаны с вертикальными и продольно-угловыми перемещениями [1]. Опоры правой стороны трактора заменяем шарниром [2]. Стрелу считаем с известным допущением жесткой. Распределенную массу пакета заменяем дискретными массами  $m_1, m_2, m_3$ , что является правомырым [3].

Сделанные допущения позволяют свести число степеней свободы системы к трем. Критическим случаем потери устойчивости считаем такой, когда реакция одной из опор крана равна нулю (в данном случае левая опора). При нормальном подъеме хлыста за один конец (в полуподвешенном состоянии) в периоды пуска и остановки механизма подъема возникают динамические силы, оказывающие влияние на устойчивость трактора.

Рассматриваемая динамическая система имеет обобщенные координаты  $z_1$  и  $z_2$ . Затухание системы не учитываем. Из выражений кинетической, потенциальной энергии, а также с учетом действующих сил, пользуясь уравнением Лагранжа второго ряда, получаем три дифференциальных уравнения движения масс  $m_1, m_2$  и массы с моментом инерции  $J$ :

$$\frac{2}{3} m_1 \ddot{z}_1 + C_X(z_1 - z_2) = Q + P - LC_X \varphi; \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 - C_X(z_1 - z_2) = -Q + LC_X \varphi; \quad (2)$$

$$J \ddot{\varphi} + (C_X L^2 + C_T d^2) \varphi = M_c - C_X L(z_1 - z_2) + QL, \quad (3)$$

где  $C_T$  — вертикальная жесткость рессор трактора;  $C_X$  — жесткость хлыста;  $\varphi$  — угловое перемещение массы трактора;  $\frac{2}{3} z_1$  — перемещение массы  $m_1$ ;  $z_2$  перемещение массы  $m_2$ ;  $d$  — расстояние между опорами трактора;  $L$  — расстояние от опоры  $A$  до ц. т. хлыста;  $M_c$  — момент статических сил, действующих на трактор;  $P$  — ускоряющая (замедляющая) сила, приложенная к дереву в точке  $O_1$ ;  $J$  — момент инерции трактора относительно оси опрокидывания.

Дискретные массы [3] определяются по формулам

$$m_1 = \frac{J_0}{l_1 l_X}; \quad (4)$$

$$m_2 = m_0 - \frac{J_0}{l_1 (l_X - l_1)}, \quad (5)$$

где  $J_0$  — центральный момент инерции хлыста (пакета);  $l_X$  — расстояние между опорными точками хлыста;  $l_1$  — расстоя-

ние от точки подвеса до ц. т. хлыста (принято  $l_1 = \frac{1}{3} l_X$ );

$m_0$  — действительная распределенная масса хлыста.

Момент сопротивления статических сил

$$M_c = Gs - m_1 g l - M_0, \quad (6)$$

где  $G$  — масса трактора вместе с гидроманипулятором;  $M_0$  — момент от ветровой нагрузки, действующий в сторону опрокидывания трактора;  $Q$  — вес условной массы  $m_2$ . Размеры  $s$  и  $l$  ясны из рис. 1.

После преобразований уравнений (1)–(3), исключения  $z_1$  и  $z_2$  получаем дифференциальное уравнение

$$\frac{d^4 \varphi}{dt^4} + a \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + b \varphi = c, \quad (7)$$

где

$$a = \frac{C_X L^2 + C_T d^2}{J} + \left( \frac{2}{3} \frac{m_2 + m_1}{m_1 m_2} \right) C_X; \quad (8)$$

$$b = \frac{C_T d^2 C_X \left( \frac{2}{3} \frac{m_2 + m_1}{m_1 m_2} \right)}{m_1 m_2 J}; \quad (9)$$

$$c = \frac{M_c C_X \left( \frac{2}{3} \frac{m_2 + m_1}{m_1 m_2} \right) - \frac{2 P C_X L}{3 J m_1}}{J m_1 m_2}. \quad (10)$$

Общим решением уравнения (7) будет

$$\varphi = A \sin k_1 t + B \cos k_1 t + C \sin k_2 t + D \cos k_2 t + \frac{M_c}{C_T d^2} - \frac{2 P L m_2}{C_T d^2 (2 m_2 + 3 m_1)}. \quad (11)$$

Начальные условия — при  $t = 0$   $\varphi = \frac{M_c}{c d^2}$ , производные

угла  $\varphi$  равны нулю, т. е.  $\frac{d\varphi}{dt} = 0$ ,  $\frac{d^2 \varphi}{dt^2} = 0$ ,  $\frac{d^3 \varphi}{dt^3} = 0$ .

Исходя из начальных условий, находим значения коэффициентов  $A, B, C$  и  $D$ .

Окончательное решение уравнения (7) имеет вид:

$$\varphi = - \frac{2 P L m_2}{C_T d^2 (2 m_2 + 3 m_1)} \gamma - \frac{M_c}{C_T d^2}, \quad (12)$$

где  $\gamma$  — переменный коэффициент, зависящий от времени и определяемый по формуле

$$\gamma = 1 - \frac{1}{k_1^2 - k_2^2} (k_1^2 \cos k_2 t - k_2^2 \cos k_1 t), \quad (13)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — составляющие частоты колебаний,

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{a}{2} \pm \sqrt{\frac{a^2}{4} - b}}. \quad (14)$$

Исследованиями установлено, что для реальных систем максимальное значение коэффициента

$$\gamma_{\max} = \frac{2 k_1^2}{k_1^2 - k_2^2}. \quad (15)$$

Тогда максимальное значение угла  $\varphi$  может быть определено по формуле (12) с подстановкой в него значения  $\gamma$ , вычисленного по выражению (15).

При равенстве частот  $k_1$  и  $k_2$  должен возникнуть резонанс, однако его не произойдет, так как всегда  $k_1 > k_2$  и, кроме того, будет происходить неучтенное нами затухание процесса.

При значениях  $k_2 > 10$  1/с и  $k_1 > 40$  1/с коэффициент  $\gamma_{\max}$  стремится к 2. Поэтому справедливым будет выражение

$$\varphi_{\max} \approx - \frac{4 P L m_2}{C_T d^2 (2 m_2 + 3 m_1)} + \frac{M_c}{C_T d^2}. \quad (16)$$

Условие устойчивости трактора имеет вид

$$M_c > \frac{4PLm_2k_1^2}{(2m_2 + 3m_1)(k_1^2 - k_2^2)} \quad (17)$$

Максимальное, допустимое с точки зрения динамической устойчивости трактора, значение ускоряющей силы  $P$  должно удовлетворять неравенству

$$P < \frac{M_c(2m_2 + 3m_1)(k_1^2 - k_2^2)}{4Lm_2k_1^2} \quad (18)$$

Для примера рассмотрим поперечную динамическую устойчивость трактора ТБ-1 для бесчокерной трелевки деревьев при их подъеме. Ветровой нагрузки не учитываем.

Основные расчетные параметры приняты следующими:  $G = 10,5$  т;  $l = 4,015$  м;  $d = 1,8$  м;  $s = 0,903$  м.

Расчеты показывают, что при погрузке трактором ТБ-1 хлыста массой  $G_x = 0,5$  т ( $l_x = 25$  м;  $l_1 = 8,33$  м;  $m_1 = 0,012$  тс<sup>2</sup>/м;  $m_2 = 0,036$  тс<sup>2</sup>/м) при максимальной вылете стрелы и расположении ее перпендикулярно продольной оси трактора его поперечная устойчивость сохраняется с запасом (все расчеты произведены при отсутствии уклонов пути) при значении избыточной силы  $P$ , приведенной к грузозахватному устройству, до 300 кгс. При  $P = 200$  кгс проверка по формуле (17) дает  $M_c > 4$  тс·м (4,75 тс·м).

При больших значениях  $P$  неравенство (17) может нарушиться. На рис. 2 приведен график изменения угла  $\varphi_{\max}$  в зависимости от величины избыточной силы  $P$ . Как видно из графика, при  $G_x = 0,5$  т и увеличении силы  $P$  (процесс пуска) угол  $\varphi_{\max}$  возрастает, т. е. трактор сильнее наклоняется в сторону груза ( $-\varphi_{\max}$ ). При  $P = 1$  тс угол  $\varphi_{\max} = -2^\circ 25'$ . При остановках наблюдается обратное явление. По кривой для  $G_x = 0,5$  т можно определить значения статического угла  $\varphi_c$  крена, а также критическую избыточную силу. Статический угол крена для данного случая равен  $1^\circ 10'$ , а критическая избыточная сила 0,3 тс. Изменение параметров поперечной устойчивости трактора также приводит к другим значениям  $\varphi_{\max}$ . Значительное влияние на динамическую устойчивость оказывает вылет стрелы, угловая жесткость подвески трактора, а также параметры груза — вес и длина дерева. С увеличением нагрузки значения как статических, так и динамических углов

крена растут. При  $G_x = 1,5$  т статический угол крена направлен уже в сторону груза (величина  $M_c$  отрицательна). При  $G_x = 0,5$  и 1 т восстанавливающий момент больше нуля.

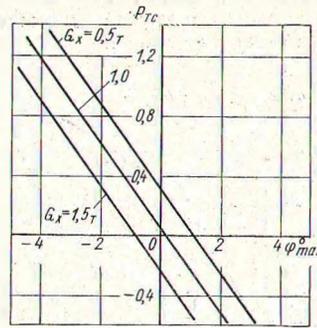


Рис. 2. График изменения угла  $\varphi_{\max}$  в зависимости от изменения силы  $P$

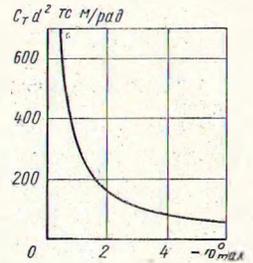


Рис. 3. График зависимости угла  $\varphi_{\max}$  от угловой жесткости подвески трактора ( $P = 0,5$  тс)

Значительное влияние на величину угла крена оказывает жесткость хлыста, а также угловая жесткость подвески трактора. На рис. 3 приведен график зависимости угла  $\varphi_{\max}$  от угловой жесткости подвески при  $P = 0,5$  тс и  $G_x = 0,5$  т, из которого видно, что при увеличении жесткости подвески устойчивость трактора при погрузке увеличивается.

Проведенный анализ показывает, что для выбора рациональных параметров устойчивости лесозаготовительных машин, применяемых на погрузке деревьев, необходимо при расчете учитывать избыточные силовые факторы при различных состояниях поднимаемого груза.

**Литература**

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. М., Машгиз, 1960.
2. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959.
3. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., «Лесная промышленность», 1967.

УДК 631.347.3.001.2

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ДЛИНЫ МНОГООПОРНЫХ ДОЖДЕВАЛЬНЫХ МАШИН**

Д-р техн. наук Б. М. ЛЕБЕДЕВ, канд. техн. наук Г. П. ЛЯМПЕРТ (ВИСХОМ)

Стремление увеличить расстояние между каналами и, таким образом, уменьшить потери площади, отводимые под каналы и дороги, привело к созданию в нашей стране многоопорных дождевальных машин и установок.

В настоящее время в производство внедряются многоопорные дождевальные машины ДКШ-64 «Волжанка» с расходом воды 60—64 л/с и «Фрегат» с расходом воды 70—100 л/с. Многоопорная дождевальная машина «Волжанка» предназначена для полива низкостебельных культур и за поливной сезон может оросить около 70 га. Многоопорная дождевальная машина «Фрегат» позволяет орошать высокостебельные растения. Машина может работать от артезианских скважин или закрытого трубопровода на чистой воде.

В ГСКБ Херсонского комбайнового завода разработана, изготовлена и в настоящее время проходит государственные испытания многоопорная среднеструйная самоходная машина фронтального перемещения с автономным электроприводом ДФ-120 «Днепр». Она предназначена для полива высокостебельных культур и имеет расход воды 120 л/с.

Известно, что с увеличением ширины захвата машины растет ее стоимость, однако при этом сокращается протяженность оросительных трубопроводов, а следовательно, и капиталовложения в оросительную сеть. Поэтому целесообразно

найти минимум затрат и ежегодных отчислений по дождевальной машине и оросительной сети.

**Техническая характеристика машины ДФ-120**

Расход воды в л/с . . . . .	До 120
Напор у гидранта в м вод. ст. . . . .	50—55
Ширина захвата в м . . . . .	400—460
Расстояние между гидрантами в м . . . . .	54
Производительность (при норме 300 м <sup>3</sup> /га) за 1 ч чистой работы в га . . . . .	1,03
Интенсивность дождя в мм/мин . . . . .	0,22
Масса машины в кг . . . . .	14 500
Обслуживающий персонал . . . . .	1 чел.

(на 4—8 машин)

Стоимость строительства  $C$  1 м стального и асбоцементного трубопроводов с укладкой в траншею, по данным «Союзводпроект», может быть представлена в зависимости от их диаметра, выраженного в метрах, кривой, показанной на рис. 1, или формулой  $C = 38,6 D - 3$ . Для определения стоимости оросительной сети необходимо к стоимости трубопровода прибавить стоимость гидрантов.

Таким образом, капиталовложения в строительство оросительной сети на 1 га можно рассчитать по формуле

$$K_{ос} = \frac{10\,000}{2B} (38,6D - 3) + nC_2, \quad (I)$$