

ческий институт им. С.М. Кирова. По планам распределения для лесной промышленности Белоруссии ежегодно выделяется лишь 10—15 человек специальности 0901 и 7—10 человек специальности 0519, то есть совершенно незначительное количество по сравнению с потребностью.

Второй путь увеличения количества дипломированных специалистов — это повышение квалификации занятых в отрасли практиков. Необходимо широко вовлекать их в систему заочного обучения. На предприятиях следует, по-видимому, так организовать работу, чтобы большая часть специалистов, имеющих среднее специальное образование, и практиков, имеющих десятилетнее образование, через систему заочного обучения в вузах переходила со временем в категорию дипломированных инженеров, а практики, не имеющие среднего образования, заочно приобретали в техникумах специальное образование и занимали освободившиеся по указанной выше причине штатные должности дипломированных специалистов.

Нет необходимости доказывать, что без серьезного отношения к дипломированным специалистам, в особенности к молодым (в отношении обеспечения их жильем, использования по специальности, своевременного повышения в должности, материального и морального поощрения и т.д.), невозможно изжить текучести кадров или свести ее к минимуму.

В.К. Хегай, А.В. Жуков

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДАРНЫХ НАГРУЗОК ПРИ ПОВАЛЕ ДЕРЕВЬЕВ НА ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА

Одним из перспективных направлений в области создания новых высокопроизводительных лесозаготовительных машин [1, 2] является создание валочно-пакетирующих машин фронтального типа. При проектировании машин указанного типа необходимо знание нагрузочных режимов, возникающих на всех основных фазах процесса их работы. Особенно важно при этом уточненное определение величины и характера изменения ударных нагрузок.

Исследованиями, проведенными [1, 2, 3] в данном направлении, установлено, что ударные усилия, которые испытывают приемные устройства машин, при определенных условиях очень велики. Однако выяснилось также, что величина и характер их

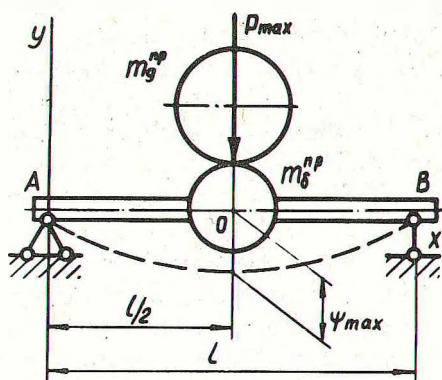


Рис. 1. Расчетная схема.

изменения зависят от многих факторов (веса дерева, его длины, высоты и места расположения приемной балки и др) и могут быть снижены при оптимизации параметров системы. Одним из факторов, существенно влияющим на ударные силы, которые развиваются при повале деревьев, является подвижность опор приемных конструкций, при этом [1] возможно снижение импульса ударных сил на 30—40%.

Остановимся на вопросе определения ударных нагрузок при повале дерева на упругую приемную балку, применив для этого случая методику, несколько отличную от общепринятой [1, 2, 3].

При решении данной задачи считаем, что удар по балке производится массой дерева, приведенной к точке удара; дерево до удара совершает вращательное движение вокруг кромки среза, продольного скольжения ствола по приемной балке не происходит. Сопротивление воздушной среды и гибкость ствола не учитываются. Тогда расчетная схема принимает вид, показанный на рис. 1.

Для определения приведенной массы дерева  $m_d^{пр}$  в рассматриваемом случае запишем формулу кинетической энергии дерева перед ударом

$$T = I_z \frac{w^2}{2} = \frac{I_z}{d^2} \frac{v_A^2}{2}, \quad (1)$$

где  $I_z$  — момент инерции дерева относительно оси вращения;  $w$  — угловая скорость дерева перед ударом;  $d$  — расстояние от комля до точки соударения дерева;  $v_A$  — линейная скорость точки соударения дерева.

Из уравнения (1) видно, что

$$\frac{I_z}{d^2} = m_{\text{д}}^{\text{пр}} \quad (2)$$

Прогиб балки в произвольном сечении в любой момент времени определяем по формуле  $y(x, t) = \psi(x) u(t)$ , где  $\psi(x)$  и  $u(t)$  соответственно функции по координате  $x$  и времени  $t$ .

Форму колебания балки примем такой же, как при собственных колебаниях основного тона [4]  $\psi(x) = \psi_c \sin \frac{\pi x}{l}$ , где  $\psi_c$  — значение функции  $\psi(x)$  в точке удара;  $l$  — длина балки.

Удар считаем не упругим. Тогда

$$\dot{y}(x, 0) = \psi(x) \dot{u}(0) \quad (3)$$

Скорость приведенной массы дерева изменится и вместо  $v_A$  будет равна

$$v_1 = \psi_c \dot{u}(0) \quad (4)$$

Найдем потери кинетической энергии системы

$$\Delta T = \frac{m_{\text{д}}^{\text{пр}} v_A^2}{2} - \frac{m_{\text{д}}^{\text{пр}} v_1^2}{2} - \frac{1}{2} \int_0^l \mu [\dot{y}(x, 0)]^2 dx, \quad (5)$$

где  $\mu$  — погонная масса балки.

С другой стороны  $\Delta T$  можно определить так:

$$\Delta T = \frac{m_{\text{д}}^{\text{пр}} (v_A - v_1)^2}{2} + \frac{1}{2} \int_0^l \mu [\dot{y}(x, 0)]^2 dx \quad (6)$$

Приравняв (5) и (6), учитывая (3) и (4), после несложных преобразований получим

$$m_{\text{д}}^{\text{пр}} [\psi_c \dot{u}(0) v_A - \psi_c^2 \dot{u}^2(0)] = \int_0^l \mu \psi^2(x) \dot{u}^2(0) dx.$$

Откуда найдем

$$\dot{u}(0) = \frac{m_{\text{д}}^{\text{пр}} \psi_c v_A}{m_{\text{д}}^{\text{пр}} \psi_c^2 + \int_0^l \mu \psi^2(x) dx} \quad (7)$$

Подставив уравнение (7) в формулу (4), получим

$$v_1 = \frac{m_{\text{д}}^{\text{пр}} v_{\text{А}}}{m_{\text{д}}^{\text{пр}} \psi_{\text{с}}^2 + \int_0^l \mu \psi^2(x) dx} \quad (8)$$

Выражение  $\int_0^l \mu \left[ \frac{\psi(x)}{\psi_{\text{с}}} \right]^2 dx = m_{\text{б}}^{\text{пр}}$

является приведенной к точке удара массой балки.

В рассматриваемом случае приведенная масса балки будет равна

$$m_{\text{б}}^{\text{пр}} = \int_0^l \mu \frac{\psi_{\text{с}}^2 \sin^2 \frac{\pi x}{l}}{\psi_{\text{с}}^2} dx = \frac{\mu l}{2} = \frac{m_{\text{б}}}{2} \quad (9)$$

С учетом (9) выражение (8) для  $v_1$  примет вид  $v_1 =$

$$= \frac{m_{\text{д}}^{\text{пр}} v_{\text{А}}}{m_{\text{д}}^{\text{пр}} + \frac{m_{\text{б}}}{2}}$$

Кинетическая энергия системы в момент удара равна

$$T = \left( m_{\text{д}}^{\text{пр}} + \frac{m_{\text{б}}}{2} \right) \frac{v_1^2}{2} = \frac{m_{\text{д}}^{\text{пр}} v_1^2}{2 \left( m_{\text{д}}^{\text{пр}} + \frac{m_{\text{б}}}{2} \right)} \quad (10)$$

Максимальную потенциальную энергию определяем по формуле

$$\Pi_{\text{max}} = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left( \frac{d^2 \psi}{dx^2} \right)^2 dx$$

После интегрирования  $\Pi_{\text{max}}$  будет равна

$$\Pi_{\text{max}} = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left[ \frac{d^2 \left( \psi_{\text{с}} \sin \frac{\pi x}{l} \right)}{dx^2} \right]^2 dx = \frac{EI \pi^4 \psi_{\text{с}}^2}{4l^3} \quad (11)$$

Приравняв выражения (10) и (11), учитывая, что  $m_{\text{б}} \ll m_{\text{д}}^{\text{пр}}$ , найдем величину максимального динамического прогиба балки

$$\psi_{\max} = \frac{v_A l}{\pi^2} \sqrt{\frac{2m_{\text{д}}^{\text{пр}} l}{EI}}$$

Максимальную динамическую нагрузку определяем по формуле

$$P_{\max} = \frac{48EI}{l^3} \cdot \frac{v_A l}{\pi} \sqrt{\frac{2m_{\text{д}}^{\text{пр}} l}{EI}} = \frac{48v_A}{\pi^{2,2}} \sqrt{2m_{\text{д}}^{\text{пр}} EI}, \quad (12)$$

где  $EI$  — жесткость балки.

Итак, зная приведенную массу  $m_{\text{д}}^{\text{пр}}$ , скорость точки соударения дерева, а также жесткость и длину приемной балки, можно по формуле (12) определить максимальную нагрузку.

На основании изложенной методики было проведено исследование влияния параметров системы (относительной жесткости балки  $\frac{EI}{l^3}$ ,  $v_A$ ,  $m_{\text{д}}^{\text{пр}}$ ,  $m_{\text{б}}^{\text{пр}}$ ) на величину ударной силы  $P_{\max}$ . Анализ проводился для деревьев объемом от 0,5 до 1,5 м<sup>3</sup>.

На рис. 2 даны зависимости максимальной ударной силы от относительной жесткости балки и массы дерева, приведенной к точке удара при различных значениях скоростей  $v_A$ .

Скорость  $v_A$  определялась по формуле [1]

$$v_A = \sqrt{\frac{2Gh_c(1 - \cos\varphi)}{I_z}} \quad d,$$

где  $G$  — вес дерева;  $h_c$  — высота центра тяжести дерева;  $\varphi$  — угол поворота ствола при падении.

В табл. 1 даны значения скорости  $v_A$  в зависимости от объема ствола  $v$  и угла поворота  $\varphi$  при  $d = 2,5$  м.

Таблица 1

$\varphi$ , град / $v_A$ , м <sup>с</sup>	35	40	45	50
0,54	1,36	1,55	1,74	1,92
0,96	1,44	1,64	1,84	2,03
1,12	1,46	1,66	1,86	2,05
1,47	1,29	1,47	1,64	1,79

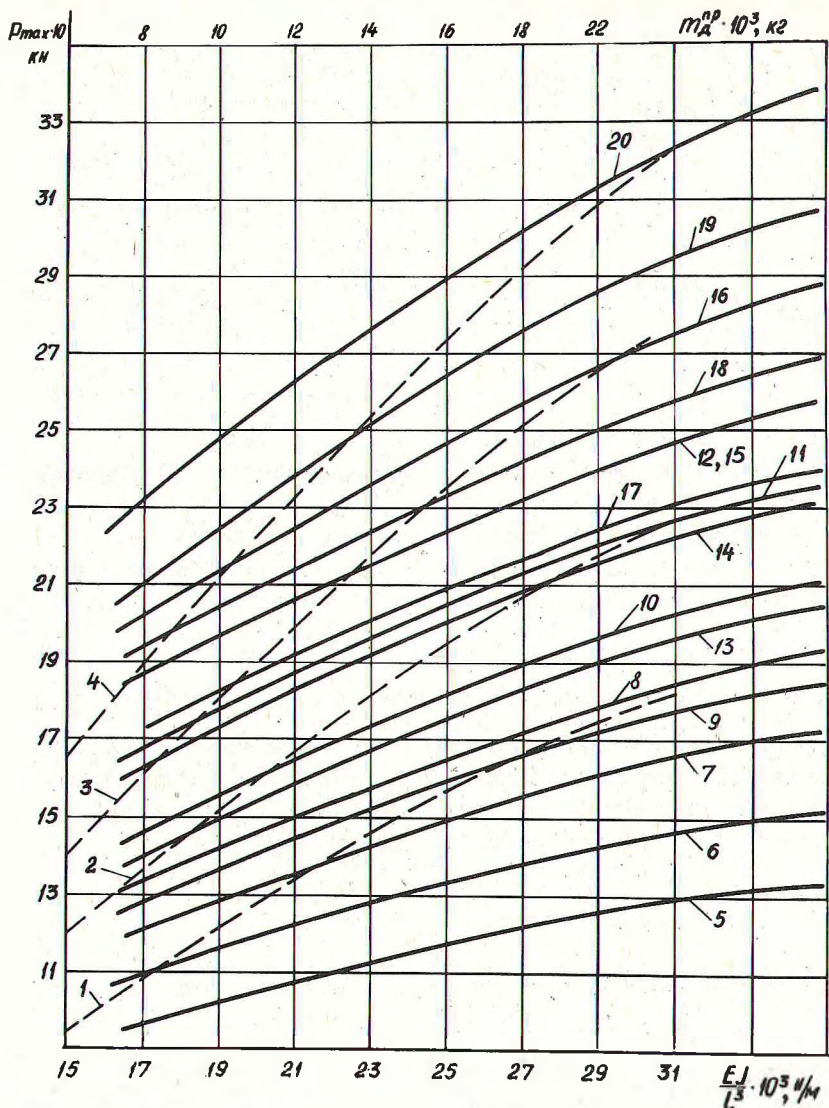


Рис. 2. Зависимости максимальной ударной силы от относительной жесткости приемной балки и приведенной к точке удара массы дерева:

1--4  $P_{max} = f(m_d^{pr})$ ;  $v_A = 1,36; 1,55; 1,74; 1,92 \text{ м/с}$ ;

5--20  $P_{max} = f(\frac{EI}{L^3})$ ; 5--8  $v = 0,536 \text{ м}^3$ ;  $v_A = 1,36; 1,55;$

1,74; 1,92 м/с; 9--12  $v = 0,96 \text{ м/с}$ ;  $v_A = 1,44; 1,66; 1,84;$

2,03 м/с; 13--16  $v = 1,12 \text{ м}^3$ ;  $v_A = 1,46; 1,66; 1,86; 2,05$

м/с; 17--20  $v = 1,47 \text{ м}^3$ ;  $v_A = 1,29; 1,47; 1,79 \text{ м/с}$ .

Из рис. 2 видно, что с увеличением массы дерева  $m_{\text{д}}^{\text{пр}}$  ударные нагрузки интенсивно возрастают, причем, чем больше скорость  $v_{\text{А}}$ , тем больше по абсолютной величине  $P_{\text{max}}$  и тем более интенсивно проходит их увеличение. Видно, что при рассматриваемом диапазоне изменения массы деревьев (табл. 2), углов наклона стволов и скоростей  $v_{\text{А}}$  диапазон изменения максимальных ударных нагрузок весьма значителен от 94 до 320 КН, причем даже при благоприятных условиях они весьма велики.

Кривые 1—4, так же, как и кривые 5—20 возрастают по параболическому закону.

Таблица 2

$v, \text{ м}^3$	$I_z, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	$m_{\text{д}}^{\text{пр}}, \text{ кг}$
0,54	38400	6130
0,96	63700	10200
1,12	75750	12100
1,47	134000	21400

Значения  $m_{\text{д}}^{\text{пр}}$  и  $I_z$  при  $a = 2,5 \text{ м}$ .

Значительно влияет на  $P_{\text{max}}$  и жесткость приемной балки. Изменение жесткости  $\frac{EI}{l^3}$  с  $15 \cdot 10^3$  до  $35^3 \cdot 10 \frac{\text{Н}}{\text{М}}$  дает возможность увеличить или уменьшить величину  $P_{\text{max}}$  примерно на 45—70 КН в зависимости от соотношения остальных параметров системы. Из рис. 2 видно, что увеличение силы  $P_{\text{max}}$  при увеличении  $\frac{EI}{l^3}$  наблюдается при больших скоростях  $v_{\text{А}}$  и больших объемах деревьев (сравни кривые 5—  
 $v = 0,536 \text{ м}^3, v_{\text{А}} = 1,36 \text{ м/с}$  и 8 —  $v = 0,536 \text{ м}^3, v_{\text{А}} = 1,92 \text{ м/с}$ ; 8 и 16 —  $v = 1,12 \text{ м}^3, v_{\text{А}} = 2,05 \text{ м/с}$ ).

Таким образом, одной из конструктивных мер, существенно уменьшающих нагруженность системы при ударах падающего дерева следует считать жесткость приемной балки. Уменьшения этой жесткости можно достичь увеличением длины балки или уменьшением площади ее поперечного сечения.

Однако, учитывая конструктивные и прочностные соображения, следует иметь в виду, что изменение жесткости двухопорной балки, размещенной на машине, в достаточно широких пределах трудно осуществимо, поэтому лучше идти по пути дополнительного подрессоривания приемного устройства на опорах с помощью упругих элементов с достаточно большим динамическим ходом.

Изложенная методика расчета ударных сил в этом случае остается полностью применимой, но расчетное уравнение (12) несколько видоизменяется с учетом выражения для вертикальной жесткости устройства.

С целью проверки точности данной методики расчета ударных сил, возникающих при падении деревьев на упругую опору, была проведена специальная экспериментальная работа. С помощью комплекта измерительной аппаратуры, включающей осциллограф К-4-21, расходные датчики, электроконтактные часы и блок питания, записывались перемещения упругой приемной балки, воспринимающей удары падающих деревьев.

Параметры приемной балки следующие:

$$I = 1,05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4; \quad l = 2,5 \text{ м}; \quad m_{\text{б}} = 4,2 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}.$$

Опыты производились для деревьев различных пород, диаметра и длины. Деревья падали из вертикального положения и под различными углами. Широко варьировались расстояние от опоры до дерева и жесткость балки.

На рис. 3, а приведена осциллограмма с записью процесса колебаний балки после удара о нее дерева.

Кривая 1, приведенная на осциллограмме, соответствует удару о балку дерева, имеющего следующие параметры:  $d = 10,97 \text{ м}; \quad h_{\text{с}} = 5,82 \text{ м}; \quad G = 130 \text{ кг}; \quad m_{\text{д}}^{\text{пр}} = 8,42 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}.$  С учетом отклонения ствола от исходного положения до соприкосновения с опорой ( $\varphi = 8^{\circ} 18'$ )  $v$  составит  $1,88 \text{ м/с}.$

Максимальная ударная сила, полученная по формуле (12), равна  $427 \text{ кг}.$   $P_{\text{max}}$  на осциллограмме составляет  $470 \text{ кг}.$  Как видим, расхождение по максимуму в данном случае равно  $9,15\%.$  При других опытах, в зависимости от условий, параметров деревьев и других характеристик расхождение между экспериментальными и расчетными значениями  $P_{\text{max}}$  изменилось от  $5$  до  $15\%.$  Наблюдаемые в некоторых случаях существенные различия между расчетными и опытными данными объясняются принятыми допущениями и, в первую очередь, допу-



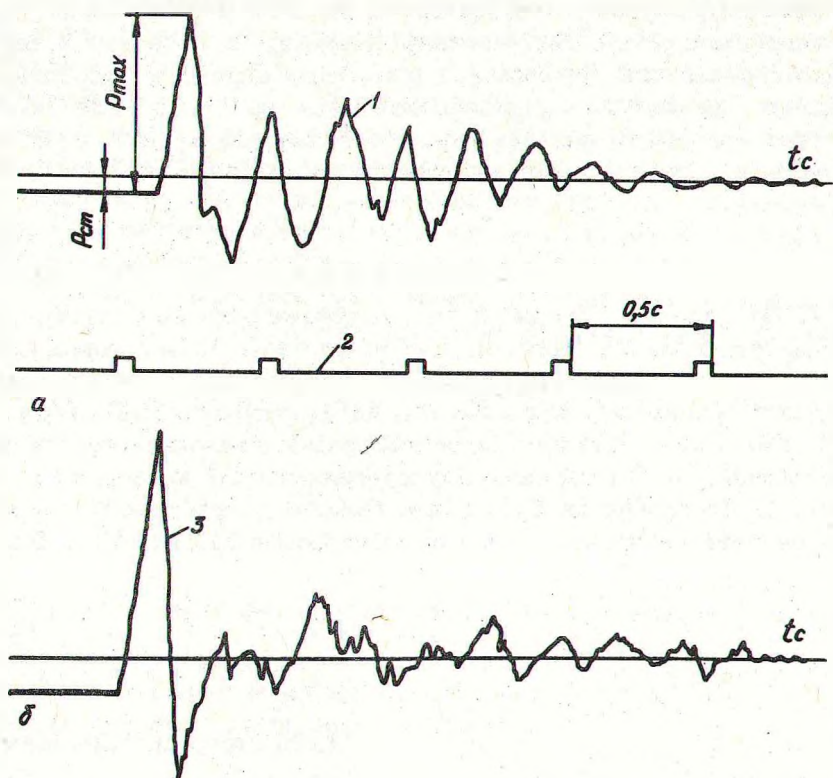


Рис. 3. Экспериментальные записи перемещений упругой балки при падении деревьев:  
 1,3 — кривые  $P = f(t)$ ; 2 — время.

шением об отсутствии гибкости ствола. Проведенные записи колебаний приемной балки указывают на близкое в некоторых случаях совпадение собственных частот ее колебаний и изгибных собственных колебаний ствола.

На рис. 3, а это заметно слабо, однако все же видно наложение на колебания балки некоторой гармоникой, имеющей более высокую частоту. На рис. 3, б это более заметно.

Изложенная методика подтверждает необходимость смягчения ударных нагрузок (даже при упругой балке коэффициенты динамичности могут доходить до 10—15, рис. 3, а;  $K_d =$

$= \frac{470}{44,8} = 10,5$ ). Эффективной мерой смягчения нагрузки является введение в конструкцию приемных устройств упругих

элементов. Разработанная методика расчета максимальных ударных нагрузок может быть использована при инженерных расчетах, однако для приближения расчетных данных к действительным она должна совершенствоваться, причем прежде всего следует учитывать влияние месторасположения кроны, изгибных колебаний ствола и амортизирующих элементов.

### Л и т е р а т у р а

1. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. М., 1963. 2. Дебердеев Д.Д. Некоторые вопросы динамики повала дерева. — "Тр. Ленинградской лесотехнической академии". Вып. 83, М., 1959. 3. Лось В.Ю., Орлов С.Ф. Некоторые проблемы проектирования валочно-пакетирующих машин. — "Материалы научно-технической конференции". Л., 1971. 4. Пономарев С.Д. и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении ГНТИ. М., 1952.

С.Г. Костогряз, И.П. Ковтун

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

В общем случае выражение для момента сопротивления движению колеса лесотранспортной машины (в дальнейшем будем сокращенно именовать ЛТМ) имеет вид

$$M_c = f(R, i, f_k, r), \quad (1)$$

где  $R, i, f_k, r$  — соответственно текущие значения вертикальной реакции дороги, уклона, дороги над колесом, коэффициента сопротивления качению и радиуса качения колеса.

В реальных условиях движения ЛТМ происходит непрерывное изменение величин  $R, i, f_k, r$  и в каждом конкретном случае зависимость для  $M_c$  имеет очень сложный вид, не поддающийся анализу. Поэтому попытка получить выражение для переменной сопротивляющей  $M_c$  в каждом отдельном случае выглядит иллюзорной. При движении по неровной дороге слу-