

Так как $c_3 \gg \beta$ и $y = y_{max}$ при $\dot{y} = 0$, то максимальную ударно-динамическую нагрузку можно определить из выражения

$$N_{max} = c_3 y_{max} + e y_{max}^3 \quad (12)$$

Из графика находим $y_{max} = 0,0224$ м.

Подставив значение y_{max} в выражение (12), получим:

$$N_{max} = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,0224 + 2 \cdot 10^8 \cdot 11,24 \cdot 10^{-6} = 6728 \text{ Н.}$$

Таким образом, в нашем примере амортизатор уменьшает амплитуду ударного воздействия в 2,2 раза.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Гастев В. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава.— М.: Лесн. пром-сть, 1967. [2]. Жуков А. В., Кадошко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Минск: Наука и техника, 1978. [3]. Коловский М. З. Нелинейная теория виброзащитных систем.— М.: Наука, 1966. [4]. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем.— М.: Наука, 1967. [5]. Хегай В. К. Выбор рациональных параметров подвески приемного устройства валочно-пакетирующей машины при ударном нагружении // Лесн. журн.— 1978.— № 2.— С. 35—39.— (Изв. высш. учеб. заведений). [6]. Хегай В. К. О некоторых вопросах динамики валочно-пакетирующих машин (ВГМ) при пакетировании деревьев // Лесн. журн.— 1981.— № 4.— С. 43—47.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 15 января 1987 г.

УДК 630*378.45

ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАЗМОЛЕВОЧНЫХ МАШИН ПРОПУСКНОГО ТИПА

В. Я. ХАРИТОНОВ, С. В. ПОСЫПАНОВ

Архангельский лесотехнический институт

В практике лесосплава возникает необходимость размольчивать пучки перед последующими технологическими операциями с плавающими бревнами, например сортировкой на рейдах типа Бобровский. Как правило, часть бревен, потерявших запас плавучести, тонет. На их подъем затрачиваются большие средства, засоряется водная среда.

Известные конструкции размольвачных машин типа МР-1 [3] на таких рейдах неприменимы из-за низкой производительности, ограниченной возможностями перекидывающего устройства.

Размольвачные устройства пропускного типа [1] подают плавающие бревна из размольваного пучка поперечной щетью на сортировку и одновременно улавливают топляки. При разработке конструкций таких машин важно правильно выбрать их длину и осадку. Если машину предполагается эксплуатировать в условиях малых скоростей или при отсутствии течения, то ее длина должна быть не меньше длины однорядной поперечной щети, образовавшейся при снятии обвязок с пучка бревен (если не предусматривается выпуск из машины бревен порциями). Требование это объясняется тем, что топляки располагаются в разных местах пучка и в процессе размольки могут быть зажаты бревнами, имеющими хорошую плавучесть. Осадка поддона машины в этом случае определяется максимальной осадкой пучков и запасом глубины для размещения топляков.

Выражение для определения длины поддона имеет вид [2]

$$L_n = \frac{V_n n d_{cp}}{V_6}, \quad (1)$$

где V_n — объем наибольшего пучка;
 V_6 — средний объем бревна;
 d_{cp} — средний диаметр бревна;
 n — коэффициент неплотности щети.

Если принять $V_n = 30 \text{ м}^3$, $V_6 = 0,18 \text{ м}^3$, $d_{cp} = 0,18 \text{ м}$, $n = 1$, то:

$$l_n = \frac{30 \cdot 1,0 \cdot 0,18}{0,18} = 30 \text{ м.}$$

Размолочная машина с длиной поддона 30 м — весьма громоздкое и дорогостоящее сооружение. Поэтому в конструкции необходимо предусматривать ограничители, позволяющие выпускать бревна из зоны роспуска пучка небольшими партиями. В этом случае длина поддона равна длине размолочной камеры с многорядной напряженной поперечной щетью бревен ($l_k = 5 \dots 7 \text{ м}$) плюс длина участка для роспуска отделившейся от общей массы бревен пачки в однорядную щеть.

Если принять объем пачки $q_n = 2 \text{ м}^3$, $n = 1,25$, то:

$$l_n = l_k + \frac{2 \cdot 0,18 \cdot 1,25}{0,18} = l_k + 2,5 \text{ м.}$$

Таким образом, длина поддона сокращается до 8...10 м.

При эксплуатации машины на рейде в речных условиях необходимо учитывать, что топляк, находящийся на уровне поверхности воды, погружаясь и одновременно перемещаясь потоком, должен по крайней мере попасть на нижний конец поддона или на нижнюю ограничивающую стенку (рис. 1).

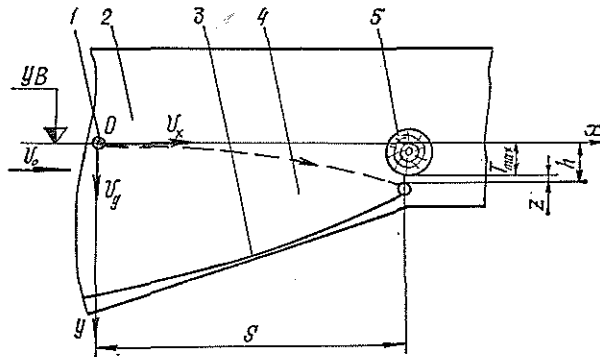


Рис. 1. Расчетная схема с траекторией движения топляка: 1 — топляк; 2 — понтон плавучего основания; 3 — топлякоулавливающий поддон; 4 — боковой щит; 5 — расчетное плавающее бревно

Для учета сноса погружающихся бревен потоком надо решить совместно два уравнения движения бревна. Уравнение погружения бревна

$$m \frac{dv_y}{dt} = P - r_y v_y^2. \quad (2)$$

Решение его имеет вид

$$t = \frac{m}{2\sqrt{Pr_y}} \ln \left(e^{\frac{2r_y h}{m}} - 1 + \sqrt{e^{\frac{2r_y h}{m}} \left(e^{\frac{2r_y h}{m}} - 2 \right)} \right). \quad (3)$$

В формулах (2), (3) m — масса бревна;
 v_y — скорость погружения;

t — время погружения бревна;
 P — вес бревна в воде;
 r_y — приведенная сила гидродинамического сопротивления бревна погружению,

$$r_y = \frac{1}{2} C_y \rho \omega_y;$$

C_y — коэффициент гидродинамического сопротивления бревна при его неустановившемся движении в потоке нормально к продольной оси с учетом нестационарности процесса;

ρ — плотность воды;

ω_y — характерная площадь бревна,

$$\omega_y = d_{cp} l;$$

l — длина бревна;

h — глубина погружения.

Уравнение разгона бревна потоком [4]

$$m \frac{dv_x}{dt} = r_x (v_0 - v_x)^2, \quad (4)$$

где v_0, v_x — соответственно скорость потока и скорость движения бревна в направлении оси x (рис. 1);

r_x — приведенная сила гидродинамического сопротивления бревна разгону,

$$r_x = \frac{1}{2} C_x \rho \omega_x;$$

C_x — коэффициент гидродинамического сопротивления при разгоне бревна потоком с учетом нестационарности процесса;

ω_x — характерная площадь бревна при разгоне потоком,

$$\omega_x = V_0^{2/3}.$$

Решение уравнения (4) относительно t имеет вид [4]

$$t = \frac{1}{b} \int \frac{dv_x}{(v_0 - v_x)^{\frac{2+4q}{1+q}}}, \quad (5)$$

где b — символ, принятый для обозначения выражения:

$$b = \left(\frac{a \rho \omega_x}{2m (\nu \sqrt{2gL})^q} \right)^{\frac{1}{1+q}}; \quad (6)$$

ν — кинематический коэффициент вязкости;

g — ускорение свободного падения;

L — характерный линейный размер,

$$L = \frac{V_0^{2/3}}{l}; \quad (7)$$

a, q — параметры, определяемые опытным путем, постоянные для конкретного вида движения геометрически подобных тел.

В данном случае $a = 37,11$; $q = -\frac{1}{3}$ [4].

Тогда из выражения (5)

$$t = -\frac{1}{b} \ln(v_0 - v_x) + C. \quad (8)$$

При $t = 0, v_x = 0$

$$C = \frac{1}{b} \ln v_0,$$

$$t = \frac{1}{b} \ln \frac{v_0}{v_0 - v_x}. \quad (9)$$

Из уравнения (9)

$$v_x = v_0 (1 - e^{-bt}). \quad (10)$$

Интегрируя выражение (10), получим формулу для определения длины участка сноса топляков потоком:

$$S = v_0 \left(t - \frac{1 - e^{-bt}}{b} \right). \quad (11)$$

Из выражения (3) определяют продолжительность погружения бревна t на глубину h , а из уравнения (11) находят расстояние, на которое за это время бревно будет снесено вниз по потоку от начального положения.

При этом предполагается, что скорость v_0 в разных точках потока той зоны, в которой происходит движение, одинакова. С некоторым приближением ее можно принимать равной поверхностной скорости. Длина участка погружения топляков зависит от геометрических параметров бревна, скорости потока, плотности древесины и глубины погружения.

Анализируя графики зависимости пути разгона бревен от их длины и диаметра (рис. 2), можно сделать вывод, что расчет длины поддона из условия сноса бревен потоком при их погружении следует вести для бревен минимальных размеров.

Как видно из рис. 2, длина участка погружения топляков, а следовательно, и длина поддона в значительной степени определяются глубиной погружения его нижнего конца. Очевидно, что она должна быть минимальной, но достаточной для беспрепятственного пропуска одно-

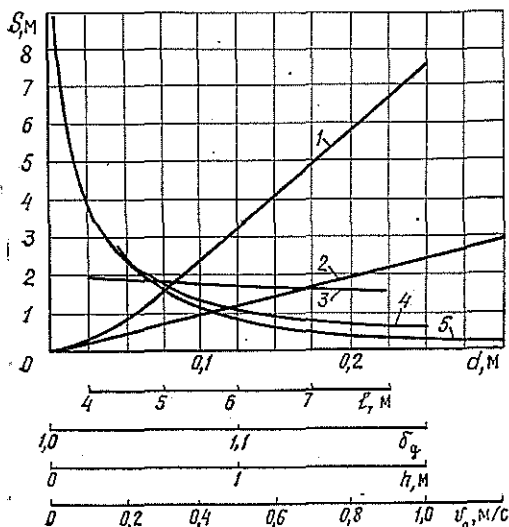


Рис. 2. Графики зависимости пути сноса топляка: 1 — от глубины погружения h ($l = 4$ м; $d = 0,06$ м; $\delta_d = 1,05$; $v_0 = 0,8$ м/с); 2 — от скорости потока v_0 ($l = 4$ м; $d = 0,06$ м; $\delta_d = 1,05$; $h = 0,7$ м); 3 — от длины топляка l ($d = 0,06$ м; $\delta_d = 1,05$; $h = 0,7$ м; $v_0 = 0,8$ м/с); 4 — от относительной плотности бревен δ_d ($l = 4$ м; $d = 0,06$ м; $h = 0,7$ м; $v_0 = 0,8$ м/с); 5 — от диаметра топляка d ($l = 4$ м; $\delta_d = 1,05$; $h = 0,7$ м; $v_0 = 0,8$ м/с)

рядной щети на следующий технологический узел. Величину ее определяем из выражения (рис. 1)

$$h = T_{max} + z, \quad (12)$$

где T_{max} — максимальная осадка бревен в однорядной щети;
 z — запас осадки (принимается равным 0,05...0,10 м).

Одним из наиболее существенных факторов, влияющих на длину участка сноса топляков, является их плотность (рис. 2). На практике встречаются бревна с относительной плотностью, близкой к единице. Поэтому чем длиннее поддон, тем больше вероятность уловить все топляки. Однако здесь, очевидно, необходимо выбрать оптимальное решение в зависимости от конкретной конструкции размолевочного устройства.

При выборе оптимального решения предлагается воспользоваться номограммой (рис. 3), построенной нами для бревен диаметром $d = 0,06$ м и длиной $l = 4$ м, т. е. с учетом того, что большему сносу потоком при погружении подвергаются мелкие топляки, имеющие небольшую массу (на номограмме v_0 — м/с).

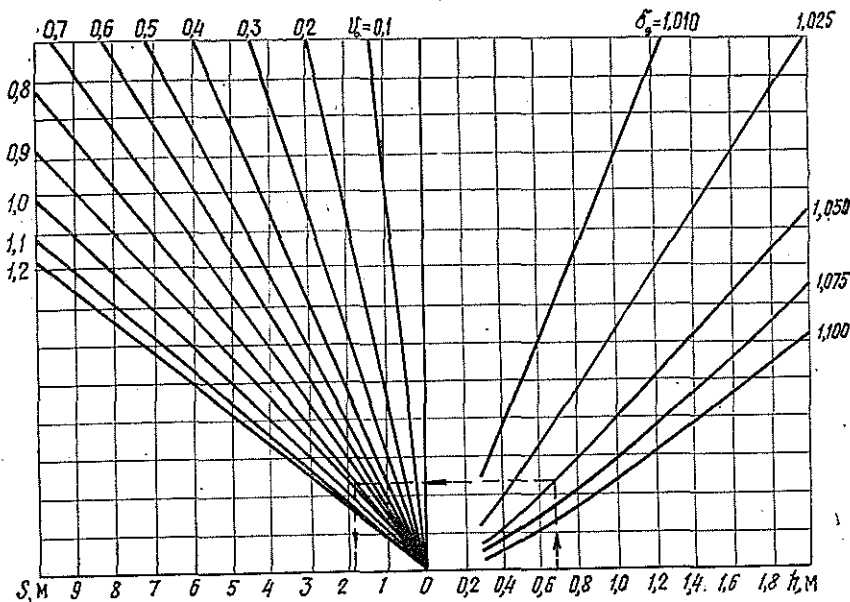


Рис. 3. Номограмма для определения длины участка сноса топляков ($l = 4$ м, $d = 0,06$ м)

По номограмме, задаваясь различными значениями глубины погружения h , относительной плотности бревен δ_d , скорости потока v_0 , можно быстро определить длину участка сноса топляков S .

При нахождении длины участка сноса топляков иных геометрических размеров следует использовать приведенные формулы. Коэффициент C_y можно принимать для бревен в коре равным 1,43, без коры — 1,36 [4].

Поиск оптимального решения для конкретной конструкции размолевочного устройства и конкретных условий значительно облегчается при использовании ЭВМ. Программа, составленная для решения этой задачи на ЭВМ «Искра-1256», имеется в пакете программ кафедры водного транспорта леса и гидравлики АЛТИ.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. А. с. 691373 СССР, МКИ² В 65 G 69/20. Размольничное устройство / В. Я. Харитонов, В. П. Проскуряков (СССР).— № 2586415/27—11; Заявлено 01.03.78. // Открытия. Изобретения.— 1979.— № 38.— С. 61. [2]. Инструкция по проектированию лесосплавных предприятий. ВСН 4—78.— Л.: Минлеспром СССР, 1979.— 294 с. [3]. Суда и оборудование лесосплава: Справочник / В. И. Пятакин, И. Я. Бейлик, Ф. Е. Захаренков и др.— М.: Лесн. пром-сть, 1976.— 296 с. [4]. Харитонов В. Я. Гипотеза изоморфности и ее использование при исследовании неустановившегося движения // Лесн. журн.— 1978.— № 5.— С. 65—70.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 23 мая 1986 г.

УДК 629.11.012.814 : 630*375.5

О ВЗАИМОСВЯЗИ КОЛЕБАНИЙ ЗВЕНЬЕВ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ПОЕЗДА

Г. Ф. ХРАМЦОВ, О. Л. ХРАМЦОВА

Хабаровский политехнический институт

Большое влияние на плавность хода автопоезда оказывает компоновка его поддресоренной массы, которая во многом определяет взаимосвязь колебаний его звеньев, а также восприимчивость к внешним воздействиям. Качество компоновки поддресоренной массы оценивается коэффициентом распределения масс (ε) между передним и задним мостами автомобиля и осями прицепного состава.

Известно [2, 4], что хорошей плавностью хода обладают автомобили, компоновка которых обеспечивает независимость вертикальных колебаний над его передней и задней подвесками. Это достигается тогда, когда коэффициент распределения ε поддресоренной массы, определяемый формулой (1), равен 0,8...1,2 [5]:

$$\varepsilon = \frac{r_y^2}{ab}, \quad (1)$$

где r_y — радиус инерции поддресоренной массы относительно ее центра тяжести;

a, b — расстояния от центра тяжести поддресоренной массы до передней и задней точки ее подвеса.

Компоновка поддресоренных масс современных лесовозных автомобилей обеспечивает несвязность колебаний их передней и задней частей, т. е. при наезде передних колес машины на неровность задняя подвеска практически не будет прогибаться, и наоборот. Это объясняется тем, что коэффициент распределения поддресоренных масс порожних и груженых автомобилей мало отличается от единицы и колеблется в пределах 0,7...1,1 [4]. В силу этого анализ поддресоривания автомобилей можно производить отдельно для его передней и задней частей, представляя каждую из них в виде независимой эквивалентной колебательной системы.

Взаимосвязь колебаний отдельных звеньев лесовозного автопоезда можно оценить значением коэффициентов связи (e_1, e_2), входящих в систему дифференциальных уравнений колебаний лесовозного автопоезда, определяемых формулой:

$$e_1 = \frac{1-\varepsilon}{b/a+\varepsilon}; \quad e_2 = \frac{1-\varepsilon}{a/b+\varepsilon} \quad (2)$$

(для современных автомобилей $e_1, e_2 \leq 0,1$).