

Полученные теплопроводные клеевые композиции использовали Майкопский машиностроительный завод и др. при изготовлении муфт и тормозов лебедок ЛЛ-8 и ЛЛ-22 для крепления к металлической ленте фрикционных накладок 6КВ-10. Производственные испытания лебедок ЛЛ-22, проведенные в Гузерипльском опытно-показательном леспрохозе и на Ангарской лесоперевалочной базе, показали достаточно высокую нагрузочную способность и надежную работу лебедок с наклеенным фрикционным материалом 6КВ-10. При этом были получены следующие значения коэффициента трения во фрикционных узлах ленточных муфт: при креплении на заклепах $f = 0,38$, на клею компаунде с бинарным наполнителем нитрид бора + окись алюминия $f = 0,44$ и на компаунде с бинарным наполнителем коллоидный графит С-1 + нитрид бора $f = 0,50$.

Таким образом, исследования показали, что применение теплопроводных клеевых композиций для крепления фрикционных материалов в лебедках лесных машин позволяет улучшить теплообмен (тепlostок) в узле трения, что обеспечивает стабильность коэффициента трения. Кроме этого, применение клеев для крепления накладок увеличивает надежность и долговечность рабочего ресурса лебедок лесных машин.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Исследование узлов и деталей ПТМ. Труды ВНИИПТМАШ. Вып. 7(49). М., 1964. [2]. Нартов П. С., Церлюк М. Д., Кондратьев Л. П. Нагрузочная способность ленточных реверсивных фрикционных лесных лебедок. — Машины и орудия для механизации лесозаготовок. Вып. 4. Л., 1975. [3]. Попов В. М., Белокуров В. П. К вопросу о термическом сопротивлении клеевых прослоек на основе высоковязких клеев. — «Механика полимеров», 1975, № 2. [4]. Эрлих И. М. и др. — В сб.: Заливочные компаунды и герметики. ЛДНТП, 1971, с. 44—48. [5]. Scheffe H. Simplex-centroid design for experiments with mixtures. — J. Roy. Statist. Soc., 1963, b. 25, 2, 235.

Поступила 15 ноября 1976 г.

УДК 629.114.2.001.2 : 531

О ВЫБОРЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ПОГРУЖЕННЫХ ДЕРЕВЬЕВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ КОЛЕБАНИЙ ЛЕСНЫХ МАШИН

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

Рассмотрены результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию расчетных моделей погруженных деревьев. Даны практические рекомендации по составлению и практическому использованию расчетных моделей деревьев в структуре общей колебательной модели лесных машин.

При расчетно-теоретических исследованиях динамических колебательных явлений, возникающих при работе специальных лесных машин, непрерывным элементом эквивалентных расчетных моделей является дерево или пачка деревьев (хлыстов). Своеобразные колебательные свойства дерева определенным образом влияют на общий характер колебаний машин, их динамику. Поэтому для большего соответствия реальной машины и ее расчетной модели очень важно правильно отразить колебательные свойства деревьев.

В практике проектирования специальных лесных машин широко используется трехмассовая расчетная модель дерева, впервые примененная при исследовании динамики лесовозных автопоездов Б. Г. Гастевым [3].

В отдельных случаях используются более простые расчетные модели [6, 7], где хлыст (пачка) принимается в виде гибкого стержня с одной дискретной массой, сосредоточенной в центре тяжести. Некоторые авторы рассматривают деревья в виде балки с равномерно или неравномерно распределенной нагрузкой [8], ступенчатой балки [5], стержня с четырьмя или более дискретными массами [1, 4].

Н. И. Библюк, Б. В. Билык и Б. Т. Черетятко в работах [1, 2] приводят результаты исследований по определению частот собственных колебаний хлыстов как предмета транспортирования. В диапазоне от 0 до 150 1/с авторы выявили пять частот для полностью погруженных и три частоты для полупогруженных хлыстов и рекомендуют отражать их колебательными расчетными схемами транспортных систем.

В Белорусском технологическом институте также проведены экспериментальные и расчетные исследования, которые позволили дополнить литературные данные о колебательных свойствах деревьев.

При экспериментальных исследованиях использована методика определения собственных частот изгибных колебаний стволов деревьев, аналогичная описанной в работе [1].

Как показал анализ записанных при опытах осциллограмм, свободные колебания деревьев имеют особенности, которые по-разному проявляются в зависимости от длины дерева, наличия кроны и других факторов.

При размещении деревьев на двух опорах колебания свисающих вершин при существенной их длине оказывают влияние на колебания ствола. Это влияние усугубляется наличием кроны, что иллюстрируется экспериментальными кривыми, представленными на рис. 1. Если на рис. 1, а кривая 1 явно двухкомпонентная, то на рис. 1, б аналогичная кривая содержит одну явную частоту, наложение колебаний более высокой частоты выражено не столь явно. Сравнение кривых 2 указывает на то, что при отсутствии кроны частота колебаний свисающей вершины повысилась, что является следствием уменьшения массы консольной части дерева. Колебания в этом случае затухают медленнее. Это характерно и для деревьев других пород (рис. 1, в и г).

Для полупогруженных деревьев при наличии кроны и без нее колебания ствола, как правило, происходят с частотой основного тона, в некоторых случаях имели место и двухкомпонентные кривые с весьма существенным соотношением частот.

В целом результаты проведенных нами экспериментальных исследований свободных колебаний хлыстов совпадают с результатами исследований, изложенных в работе [1]. Однако нами получены некоторые дополнительные данные. Установлено, что в большинстве случаев для деревьев (хлыстов) на двух опорах, при соотношении межопорного расстояния и длины свисающих вершин, близком к соотношению указанных величин для лесовозного автопоезда, изгибные колебания ствола происходят с частотой основного тона. Для пачки деревьев кривые свободных колебаний, как правило, однокомпонентные.

В целях обоснования расчетной модели деревьев экспериментальные кривые колебаний деревьев сравнивали с аналогичными кривыми, полученными расчетным путем для различных по степени сложности расчетных моделей (рис. 2).

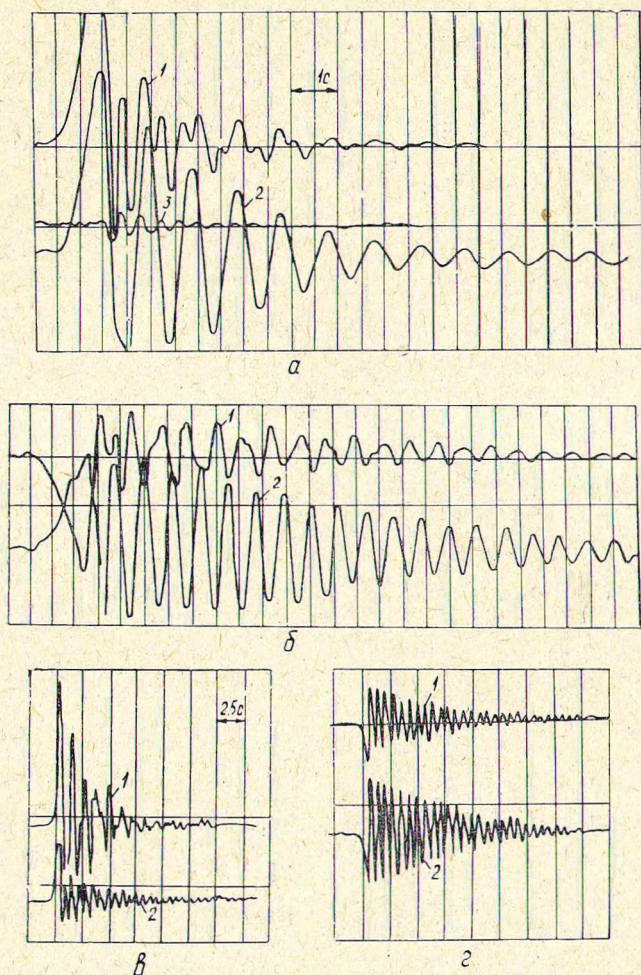


Рис. 1. Осциллограммы колебаний деревьев березы ($d_n = 22$ см), расположенных на двух опорах ($L = 8,57$ м) с кроной (а) и без кроны (б), а также ели ($d_n = 18$ см, $L = 7,17$ м) с кроной (в) и без кроны (г).

1 — ствол (центр тяжести); 2 — верхина; 3 — комель.

Вычисления производились для одно-, двух-, трех- и четырехмассовых моделей деревьев (ель, $d_n = 20$ см; сосна, $d_n = 17$ см) и пачки из пяти стволов деревьев разных пород с учетом и без учета наличия крон.

Дифференциальные уравнения колебаний записывали в обратной форме с учетом демпфирования, коэффициенты влияния и коэффициенты сопротивлений определяли экспериментально. Дискретизацию масс модели производили методами, аналогичными изложенным в работах [2, 3]. При рассмотрении вариантов четырехмассовой модели с консолью массу кроны присоединяли к дискретной массе консольной части ствола (для сосны) или распределяли между консольной и смежной с нею дискретной массой (для ели).

Уравнения решали на ЭВМ «Мир-2» и аналоговой вычислительной машине «МН-7».

Анализ расчетных и экспериментальных данных дает основание считать, что при большом межпролетном расстоянии и отсутствии значительного свисания свободных концов дерева хорошую точность дает применение модели 1.

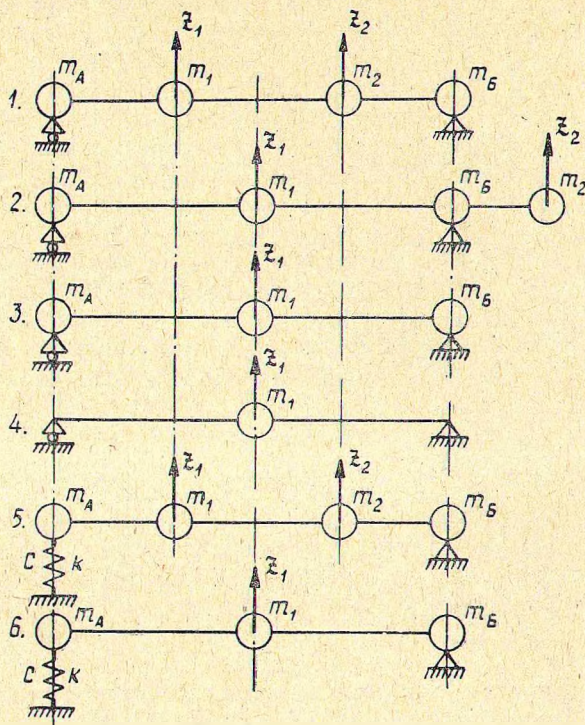


Рис. 2. Расчетные модели деревьев.

В большинстве случаев для эталонных деревьев при возбуждении колебаний в сечениях, близких к опорным, расхождение частот основного тона и амплитуд свободных колебаний не превышало 6—8%.

При значительном свисании вершинной части дерева за опорой наиболее близкое совпадение расчетных и экспериментальных кривых свободных колебаний наблюдалось для модели 2.

Установлено, что при незначительном свисании концов дерева сходимость расчетных кривых, полученных для трехмассовой модели 3, с экспериментальными также хорошая, что иллюстрируется рис. 3, а.

В некоторых случаях, особенно для пачки хлыстов, при использовании модели 3 расчетные кривые свободных колебаний совпадали с экспериментальными даже лучше, чем при использовании модели 1 (рис. 3, б).

Для изучения колебаний деревьев в составе упругой динамической системы были проведены расчетные исследования моделей 5 и 6 и экспериментальные — на стенде с упругими опорами.

Колебания системы возбуждали предварительной деформацией упругого элемента или внезапным приложением нагрузки на опоре.

На рис. 4 приведены расчетные и экспериментальные зависимости $z_A = f(t)$ и $z_1 = f(t)$ при возбуждении колебаний системы предварительной деформацией пружинной опоры. Расчетные кривые соответствуют трехмассовой модели пачки (модель 6). Дискретная масса m включает подрессоренную массу опоры.

Основные параметры системы: масса пачки $M = 96,5$ кгс · с²/м; расстояние между опорами $L = 10,78$ м; жесткость опоры $C_A = 6500$ кгс/м.

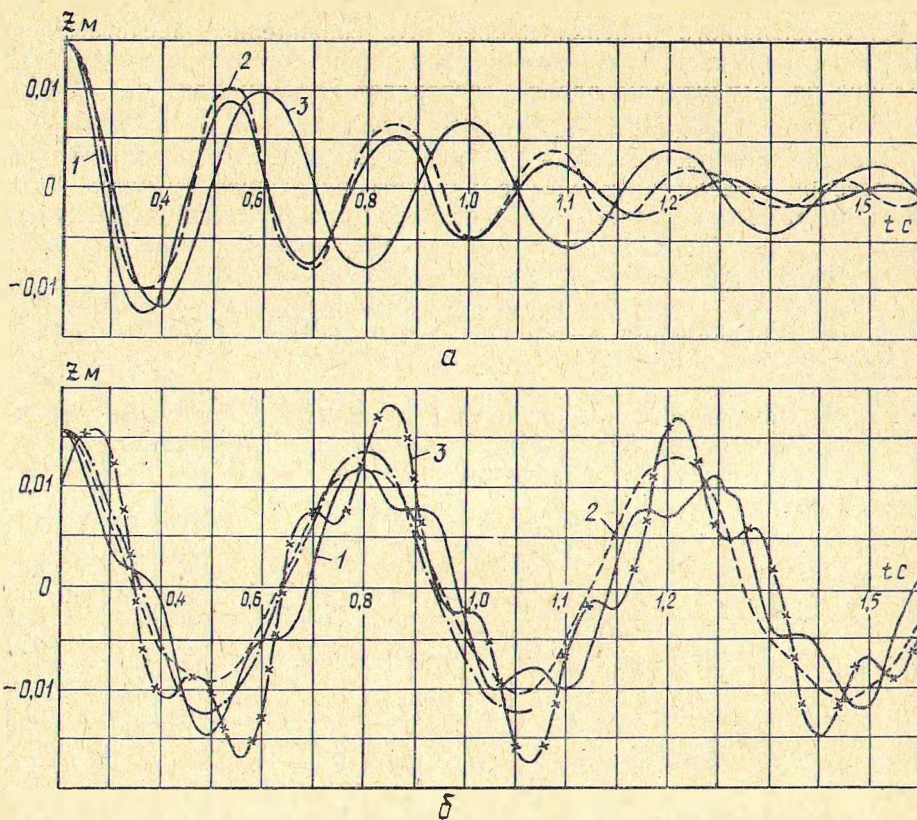


Рис. 3. Перемещения деревьев в зависимости от времени при свободных колебаниях на двух опорах.

a — пачка ($L = 10,78$ м); 1 — расчетная кривая, модель 3; 2 — экспериментальная кривая; 3 — расчетная кривая, модель 4; *б* — ель без кроны ($L = 9,17$ м, $a_n = 16$ см); 1, 3, 4 — расчетные кривые; 2 — экспериментальная кривая; 1, 2, 4 — $z_1 = f(t)$; 3 — $z_2 = f(t)$; 1, 3 — модель 1; 4 — модель 3.

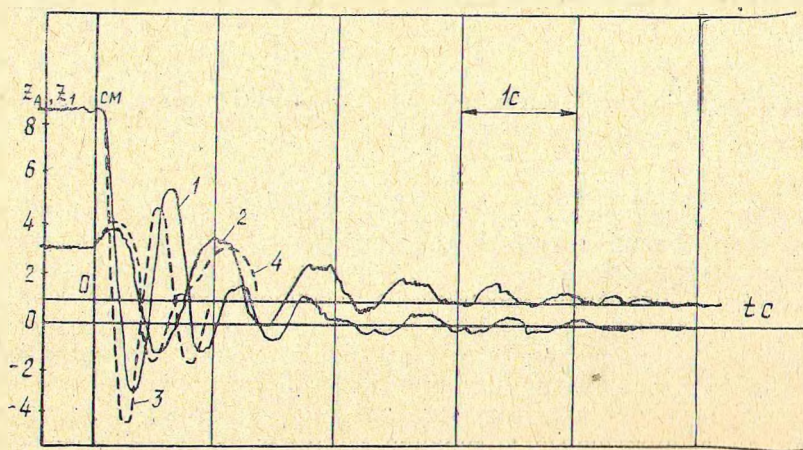


Рис. 4. Экспериментальные (1, 2) и расчетные (3, 4) кривые колебаний системы упругая опора — пачка ($L = 10,78$ м).

1, 3 — $z_A = f(t)$; 2, 4 — $z_1 = f(t)$.

Из приведенного рисунка видно, что совпадение расчетных и экспериментальных кривых удовлетворительное. Максимальное расхождение по амплитудам для z_A составляет 26% и для z_1 — 20%, по частотам — 6,55% для ω_{zA} и 12,16% для ω_{z1} .

Проведенные исследования позволяют сказать, что использование трехмассовой модели дает вполне удовлетворительную точность. При включении пачки или дерева в общую схему транспортной системы замена трехмассовой модели деревьев на четырехмассовую не вызывает существенных изменений в показателях колебаний системы.

Для подтверждения этого нами проанализированы параметры вынужденных вертикальных колебаний систем, соответствующих расчетным моделям 5 и 6 (рис. 2).

Преобразуя дифференциальные уравнения для моделей 5 и 6, записанные в прямой форме, получили их амплитудно-частотные характеристики. Расчеты на ЭВМ «Мир-2» выполняли для системы, имеющей следующие основные параметры: $M = 91$ кгс · с²/м; $L = 10.78$ м; $C_A = 3000$ кгс/м.

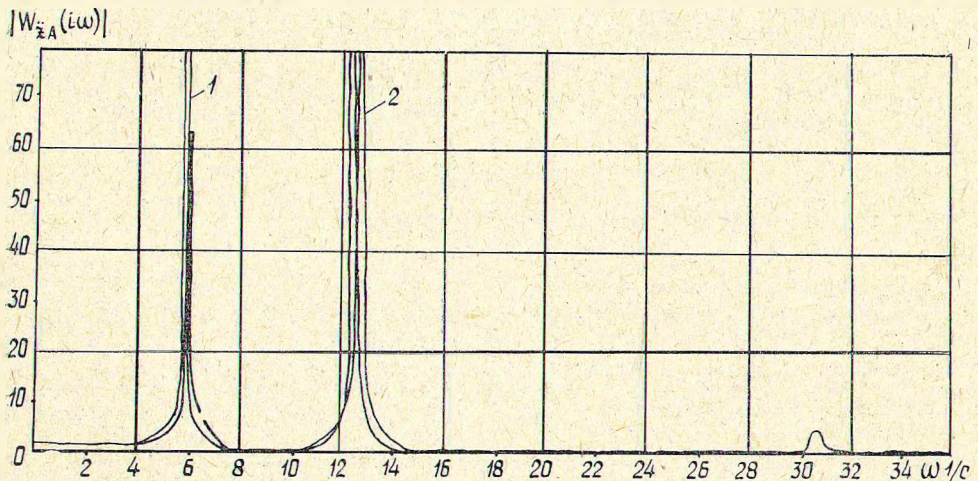


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики вертикальных перемещений системы упругая опора + пачка.

1 — модель 5; 2 — модель 6.

Показанные на рис. 5 амплитудно-частотные характеристики вертикальных колебаний опоры A для системы с трехмассовой (кривая 2) и четырехмассовой (кривая 1) разбивкой груза имеют идентичный вид. Частоты проявления максимумов различаются мало. Кривая 1 (четыремассовая модель дерева) имеет три максимума, последний из них определяется наличием массы m_3 пачки. Однако проявление его незначительно и происходит при частоте 30,75 1/с.

Для определения влияния особенностей частотных характеристик $W_{zA}(i\omega)$ на вынужденные колебания системы были вычислены спектральные плотности вертикальных перемещений и ускорений рассматриваемой системы при моделировании движения ее с разными скоростями по дорогам с различными типами покрытий — булыжной дороге среднего качества (участок 1, $\sigma_n = 2,89$ см), ветке с гравийным

укатанным слоем (участок 2, $\sigma_n = 5,24$ см), грунтовой дороге (участок 3, $\sigma_n = 1,9$ см) и пасечном волокне (участок 4, $\sigma_n = 2,99$ см).

Анализ результатов исследований показал, что при изменении скоростей от 1 до 19 м/с на рассматриваемых типах дорог не наблюдалось большого различия спектральных плотностей перемещений $S_{z1}(\omega)$ и ускорений $S_{z1}''(\omega)$ для моделей 5 и 6 на дороге одного типа (рис. 6).

Основные максимумы кривых $S_{zA}(\omega)$ и $S_{zA}''(\omega)$ проявляются при частотах: первый — 6 1/с; второй — в диапазоне от 12 до 13 1/с. Третий максимум у кривых $S_{zA}(\omega)$ не наблюдается, а у кривых $S_{zA}''(\omega)$ для модели 5 он незначителен при частоте 30,5 1/с (рис. 6).

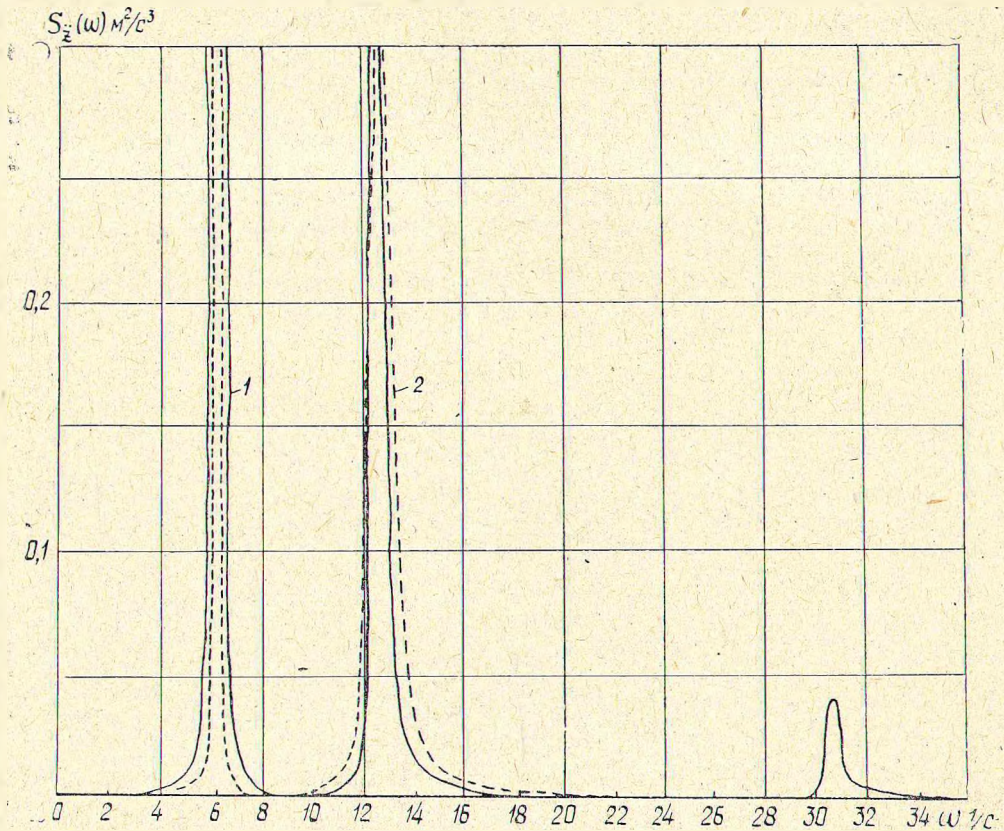


Рис. 6. Спектральные плотности вертикальных ускорений опоры при движении системы по опытному участку № 2 ($v = 1$ м/с).

1 — модель 5; 2 — модель 6.

Максимум, обусловленный наибольшими значениями спектральной плотности воздействия, явно выражен не всегда. Для участка № 2, например, он располагается при $v = 19$ м/с на частоте 2,1 1/с. При $v = 1$ м/с (рис. 6) в рассматриваемом диапазоне частот он не проявляется.

Программа расчета на ЭВМ предусматривала вычисление средних квадратичных значений вертикальных перемещений σ_{zA} , σ_{z1} и ускорений σ_{zA}'' и σ_{z1}'' упругой опоры.

Сравнение моделей 5 и 6 по средним квадратичным значениям показателей вертикальных колебаний опоры А показало, что на различ-

ных дорогах и разных скоростях движения различие между рассматриваемыми моделями сказывается по-разному (между σ_{zA} и σ_{z1} оно больше, чем между σ_{zA} и σ_{z1}).

На участках 1 и 3 различие меньше, чем на участках 2 и 4. Для участка 3 оно значительнее при $v = 19$ м/с, а для участка 4 при $v = 7$ м/с, что объясняется разным характером функций воздействия от дороги.

Выявленные при анализе статистических показателей расхождения объясняются не только различием расчетных моделей дерева, но и зависят от параметров упругой опоры и в частности от ее массы. При увеличении массы опоры различие показателей вертикальных колебаний моделей 5 и 6 уменьшается.

В целом можно отметить, что при расчете колебаний транспортной системы, когда хлысты или деревья являются составным элементом общей динамической системы, представление их в виде трехмассовой модели оправдано, так как в этом случае погрешности не выше допускаемых при практическом проектировании машин. Это подтверждается результатами данной работы, а также косвенно исследованиями ряда авторов, рассматривавших колебания лесовозных автопоездов и трелевочных тракторов.

При необходимости же проведения исследований повышенной точности может быть использована четырехмассовая модель дерева.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Библиук Н. И., Перетятко Б. Т. Экспериментальное исследование собственных частот хлыста как предмета транспортирования. — В сб.: Лесное хозяйство, лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность. Вып. 3. Киев, «Будівельник», 1974. [2]. Билык Б. В., Перетятко Б. Т. К вопросу о выборе расчетной схемы пакета хлыстов при исследовании вертикальных колебаний трелевочных тракторов. — ИВУЗ, «Лесной журнал», 1975, № 5. [3]. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., «Лесная промышленность», 1967. [4]. Игнатов Н. Г., Камаев В. А., Михальченко Г. С. Расчетная схема и уравнения вертикальной динамики лесовозных вагонов-сцепов колеи 750 мм. — «Труды ЦНИИМЭ», 1971, вып. 115. [5]. Сметхов С. Н. О взаимосвязи колебаний хлыстов, перевозимых в полупогруженном (полуподвешенном) положении, и сопротивления их перемещению. — «Труды ЦНИИМЭ», 1970, № 106. [6]. Хлуд В. Я. Исследование и совершенствование подвижного состава на лесозаготовках в горных условиях. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Воронеж, 1971. [7]. Храпцов Г. Ф. Исследование силового взаимодействия системы «пакет хлыстов — двухзвенный автопоезд — дорога». Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Л., 1973. [8]. Цофин З. С. Исследование колебательных характеристик пакетов хлыстов, перевозимых по лесовозным дорогам. — «Труды ЦНИИМЭ», 1964, № 48.

Поступила 23 сентября 1976 г.