

## ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.11.012.81

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ  
ЛЕСНЫХ МАШИН

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

Динамические воздействия, испытываемые лесными машинами, приводят к резкому уменьшению скоростных показателей рабочих процессов, срока службы и надежности элементов машин, повышению металлоемкости конструкций, ухудшению плавности хода, условий работы оператора и других эксплуатационно-технических показателей.

Один из наиболее эффективных способов снижения вредного воздействия неизбежных при эксплуатации машин динамических воздействий — применение средств подрессоривания, прежде всего, подвеска осей машины.

Большинство лесных машин монтируются на колесном или гусеничном шасси, и вопрос их подрессоривания имеет много общего с подрессориванием автомобилей и тракторов общего или сельскохозяйственного назначения. Колебания и плавность хода таких машин рассмотрены в отечественной и зарубежной литературе на достаточно высоком уровне.

Лесовозные автопоезда и лесные тракторы имеют, конечно, конструктивные и эксплуатационные особенности, однако теоретические аспекты их подрессоривания с учетом особенностей груза разработаны достаточно полно.

Помимо подрессоривания осей, существуют и другие резервы повышения динамических качеств машин и на этой основе улучшения их технико-эксплуатационных показателей. Это применение устройств вторичного подрессоривания кабины, сидения оператора, отдельных узлов и агрегатов шасси машин, а также технологического оборудования. Однако такие устройства, особенно в комплексе, используются еще недостаточно.

Как показали наши исследования, отсутствие подрессоривания заднего моста трактора может быть компенсировано введением системы вторичного подрессоривания технологического оборудования. При включении узла демпфирования в трособлочную систему подвеса пачки трактора типа Т-157, не имеющего задней подвески, вертикальные и продольные ускорения корпуса машины и водителя в сравнении с вариантом трактора с подвеской и жестким подвесом пачки практически не изменялись во всем рассматриваемом диапазоне скоростей. При  $v = 5 \dots 10$  км/ч указанное различие не превышало  $2 \dots 3\%$  (коэффициент жесткости трособлочной системы  $C = 500$  кН/м, коэффициент сопротивления  $k = 20$  кН · с/м).

На рис. 1 показаны принципиальные схемы некоторых систем подрессоривания технологического оборудования лесных машин. Ряд из них прошли опытную проверку и показали хорошие результаты.

Эффективность действия систем подрессоривания трособлочной системы и щита (рис. 1, а—2), установленных на тракторе ЛТ-157 [4], при погрузочно-разгрузочных операциях и трогании с места характеризуется данными, приведенными в таблице.

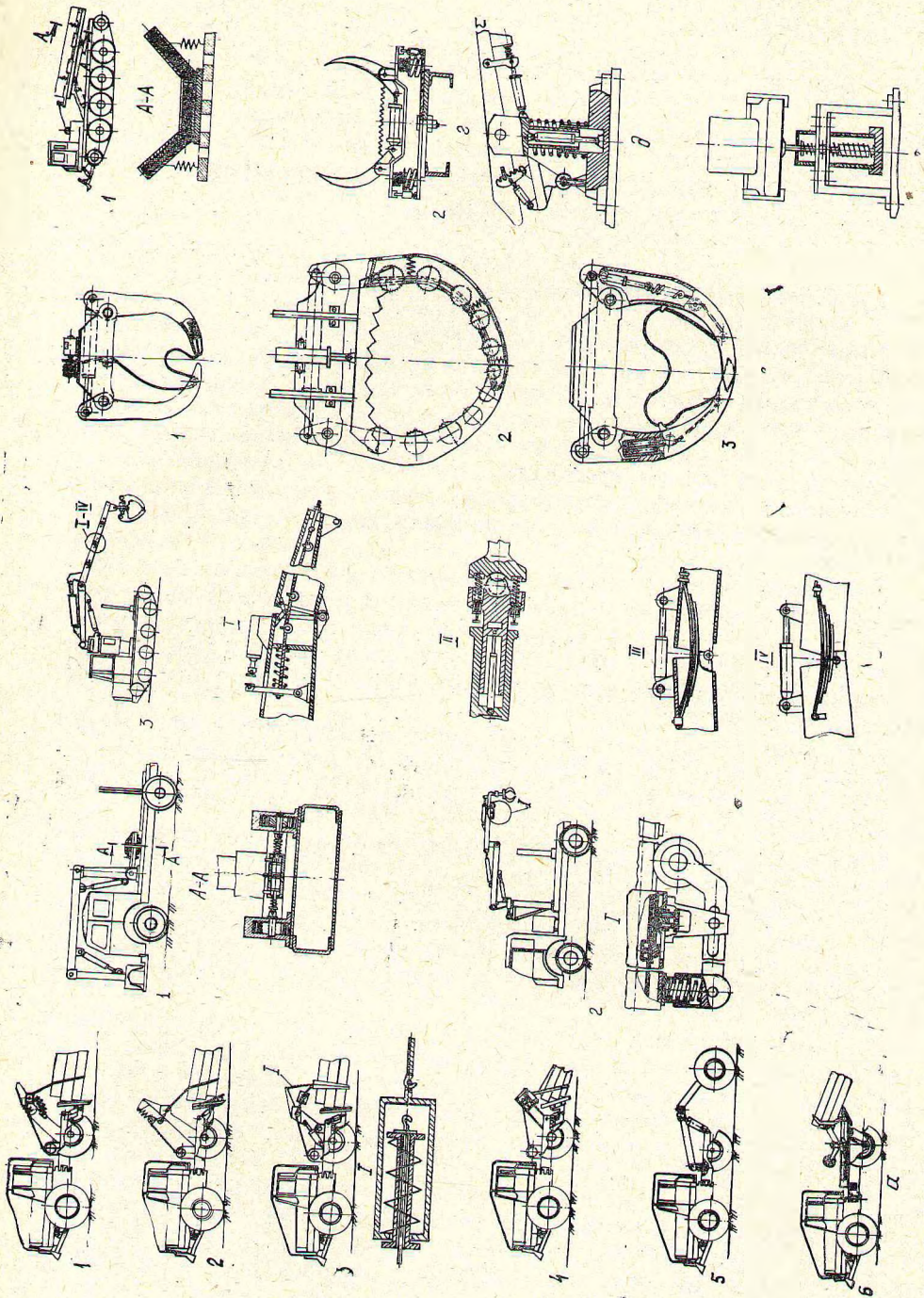


Рис. 1. Принципиальные схемы систем подпрессоривания технологического оборудования лесных машин: а — оборудование колесного трелевочного трактора; б — гидроманипуляторов; в — клещевых захватов; г — коников; д — сидения волгителя; е — оборудование ства валочно-пакетирующей машины; е — сидения волгителя

Из таблицы видно, что при работе всех упругих элементов в сравнении со случаем одновременной блокировки подвески и пружин имеет место снижение усилия в тросе в 1,4 раза как при погрузке трочки, так и трогании с места, что уменьшает нагруженность узлов и деталей шасси машины и технологического оборудования и облегчает процесс трогания трактора с места.

Состояние упругих звеньев	Значение коэффициента динамичности усилий в тросе	
	Погрузка пачки	Трогание с места
Работают все упругие звенья	4,8	2,8
Заблокированы пружины троса	5,2	3,4
Заблокирована подвеска трактора	6,3	3,6
Заблокирована пружина троса и подвеска	7,0	4,0

Исследования [3] показали, что при наличии упругих элементов в канате лебедки и щита наибольшие значения крутящих моментов  $M_{кр\ max}$  на полуосях при трогании с места также значительно уменьшаются.

О характере изменения показателей плавности хода трактора при установившемся движении с грузом по лесной дороге можно судить из рис. 2, откуда видно, что наибольшая разница ускорений в месте сидения водителя  $\sigma_{z_1+l_1\beta}$  при использовании системы демпфирования и без нее составляет 18 %. Характер изменения максимальных значений ускорения (кривые 3 и 4) более сложный.

Представляют интерес системы подрессоривания устройств, воспринимающих ударные нагрузки от падающих при валке деревьев. Рядом исследований установлено, что подрессоривание приемных устройств при падении на них деревьев дает возможность снизить ударные нагрузки на 30...50 %. В. К. Хегаем при испытаниях на натурном стенде установлены значения коэффициентов передачи динамических нагрузок  $K_{п1}$  и перемещений  $Y_1$  приемного устройства от коэффициента жесткости  $C_1$  его упругого элемента (рис. 3).

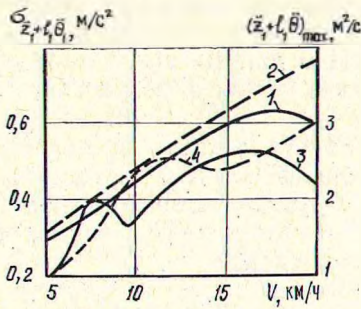


Рис. 2. Зависимости изменения средних квадратичных (кривые 1 и 2) и максимальных (кривые 3 и 4) ускорений на сидении тракториста от скорости движения трактора: 1, 3 — трос и щит имеют упругие элементы; 2, 4 — трос и щит заблокированы

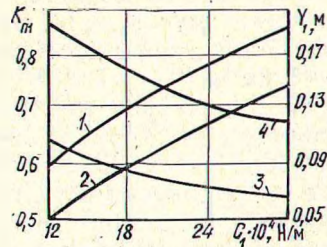


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $K_{п1}$  (кривые 1 и 2) и  $Y_1$  (кривые 3 и 4) от жесткости подвески приемного устройства: 1, 3 — объем дерева 0,39 м<sup>3</sup>; 2, 4 — объем дерева 0,8 м<sup>3</sup>

Исследованиями установлено, что значения ударных усилий, интенсивность колебаний и их затухание на элементах приемных устройств зависят от жесткости упругих элементов, коэффициентов сопротивления, жесткости и других параметров дерева. Пределы изменения амплитуд и частот колебаний даже при одной и той же настройке приемного устройства значительны и находятся в прямой зависимости от ряда значений и соотношения параметров как деревьев, так и базовой машины.

Можно привести и другие примеры положительного влияния упругих звеньев в элементах технологического оборудования. По нашим данным, при использовании тягачей МАЗ-509 и Т-157 для манипуляторных машин за счет выбора оптимальных значений жесткости стрелового манипулятора возможно существенное снижение колебаний подрессоренных масс при погрузке деревьев. Для трактора Т-157 при снижении угловой жесткости манипулятора с  $4 \cdot 10^3$  до  $2 \cdot 10^3$  кН·м вертикальные и угловые перемещения корпуса машин уменьшаются на 18...20 %, что существенно улучшает его устойчивость. В прямой связи с этим важным показателем находится также применение стабилизаторов поперечной устойчивости [1].

Целесообразность применения демпфирующих узлов в элементах трансмиссии лесных машин обосновывается в работах Г. М. Анисимова, упругих элементов в захватах манипуляторов — работах В. А. Александрова и др.

Приведенные данные с полной очевидностью указывают на целесообразность и необходимость введения в конструкцию лесных машин систем подрессоривания как первичных, так и вторичных. Однако, как показывает уже имеющийся опыт, необходима строгая увязка параметров подвески и общих параметров машин с параметрами систем вторичного подрессоривания (кабины и сидения оператора, узлов трансмиссии, элементов технологического оборудования). Для иллюстрации сложной взаимосвязи работы систем подрессоривания в общей динамической системе можно привести следующие полученные нами данные для трактора Т-150К с трелевочным оборудованием. В случае заблокированной подвески силы, деформирующие щит  $F$ , с увеличением скорости движения (лесная дорога) изменяются незначительно, возрастая до 5,6 кН при  $v = 24$  км/ч. При заблокированной подвеске максимальные усилия достигают 11 кН при  $v = 22$  км/ч. На трелевочном волоке при незаблокированной подвеске усилия не превышают 11,5 кН в интервале скоростей движения 10...15 км/ч. С увеличением  $v$  при заблокированной подвеске усилия возрастают до 18 кН при  $v = 15$  км/ч. При снижении жесткости пружин щита на 100 кН/м данные показатели сразу изменяются. Например, в последнем случае усилие  $F$  возрастает до 15 кН при  $v = 17$  км/ч.

Расчет параметров упруго-демпфирующих узлов на первых этапах может производиться приближенно общеизвестными методами, однако задачу выбора оптимальных параметров узлов демпфирования технологического оборудования и других систем вторичного подрессоривания лесных машин необходимо решать комплексно.

Как показали многочисленные исследования, в расчет следует принимать следующие не всегда учитываемые факторы: возмущения от неровностей дорог, волоков и воздействий другого рода при изменении режимов работы двигателя и неустановившемся движении, а также при выполнении рабочих операций на остановках; трансформирование воздействия, передающегося через ходовые органы (нивелирующий эффект шин или гусеничного двигателя); нелинейность упругих характеристик, характеристик вязкого и сухого трения; крутильные колебания трансмиссии и шин; упругие свойства груза и несущих систем для длиннобазных транспортных систем.

Учет перечисленных факторов позволяет с большой точностью моделировать работу машин, и именно в комплексе с такой моделью необходимо рассматривать звенья дополнительных узлов демпфирования технологического оборудования и других вторичных систем подрессоривания. Основные предпосылки такого подхода заложены в комплексе моделей, приведенных в работе [2]. В целях их использования и дальнейшего развития можно дать следующие рекомендации.

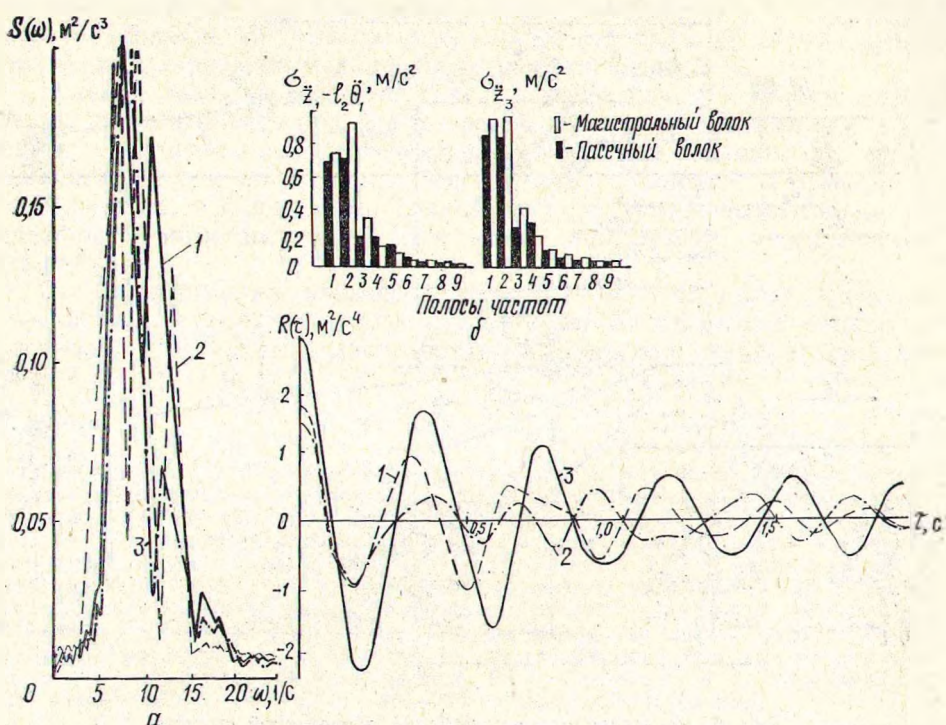


Рис. 4. Спектральные плотности (а) и полосовые средние квадратичные ускорения (б), а также корреляционные функции (в) для трактора Л-101 при движении с пачкой хлыстов при  $v = 5,37$  км/ч: 1 —  $(\bar{z}_1 - l_1 \ddot{\theta}_1)$ ; 2 —  $(\bar{z}_1 + l_2 \ddot{\theta}_1)$ ; 3 —  $z_3$

При выборе параметров систем подрессоривания лесотранспортных машин хорошие результаты дает использование методов оптимизации, в частности локальной статистической оптимизации нелинейных виброзащитных систем. Для анализа выходных параметров наиболее обстоятельная информация может быть получена при выходе на их средние квадратичные показатели по октавным полосам частот и спектральные плотности. На рис. 4 приведен комплекс таких показателей, полученных при моделировании на ЭВМ движения трактора Л-101 по волоку. Математическая модель построена с использованием общей расчетной схемы, приведенной на рис. 5, с учетом вторичных систем подрессоривания узлов сочленения трактора и груза (параметры жесткости  $C_{св}$  и  $C_{сп}$ ), а также упругой податливости трансмиссии и шин ( $C'_i$ ). Из рис. 4 видно, что наиболее интенсивные колебания при рассматриваемой скорости движения наблюдаются только в первых двух полосах частотного спектра (0,88...2,8 Гц), причем для магистрального ( $\sigma_n = 2,99$  см) волока ускорения ниже, чем для пасечного ( $\sigma_n = 3,72$  см).

Для сравнения приводим значения средних квадратичных ускорений в суммарной полосе частот при  $v = 5,37$  км/ч: для пасечного волока  $\bar{z}_1 = 1,79$  м/с,  $\bar{x}_1 = 0,44$  м/с,  $\bar{z}_3 = 2,26$  м/с,  $\bar{z}_1 - l_1 \ddot{\theta}_1 = 2,24$  м/с; для магистрального соответственно 0,95; 0,34; 1,71 и 1,40 м/с.

Сравнение этих данных с данными рис. 4 показывает их существенное различие.

При получении среднеполосных значений спектральных плотностей и средних квадратичных показателей весь процесс  $x(t)$  разбивали на  $n_2$

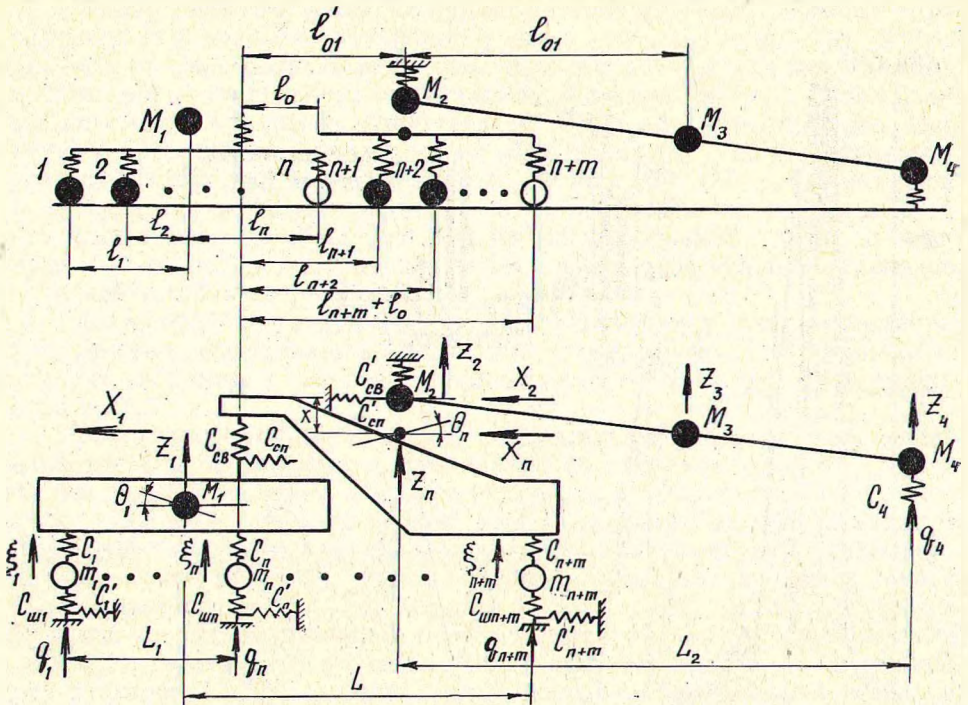


Рис. 5. Расчетная схема колебаний трелевочной системы

интервалов длиной  $T_1^{(p)}$ . Оптимальная продолжительность реализации  $T_1^{(p)}$  в полосе частот  $\omega_p$  и  $\omega_{p+1}$  равна  $n_1^{(p)}T_0^{(p)}$ , где  $T_0^{(p)} = 1/f_0^{(p)}$ ;  $n_1^{(p)} = 0,1\sqrt{2}f_0^{(p)}/(\epsilon\Delta f^{(p)})$ .

Полуширина полосы  $\Delta f^{(p)}$  и среднее значение частоты в полосе  $f_0^{(p)}$  определяются по значениям частот  $\omega_p$  и  $\omega_{p+1}$ . Каждая полоса разбивается на  $m$  интервалов, число которых зависит от принимаемой точности  $\epsilon$ ,  $m = 1/2\epsilon^{3/2}$ . Шаг интегрирования по времени для каждой полосы —  $\Delta t^{(p)} = T_0^{(p)}/l_0^{(p)}$ , где  $l_0^{(p)}$  — число интервалов, на которые разбивается период средней полосы частоты. Интервал для каждой полосы  $S^{(p)} = 2\Delta\omega_p/m$ , где  $\Delta\omega_p$  — полуширина полосы.

Приведенная модель является одной из разработанного нами комплекса моделей. Их дальнейшее усовершенствование предполагает более подробное рассмотрение ряда сложных элементов, таких, например, как шина и гусеничный двигатель. Здесь все же заложены допущения, которые при определенных условиях могут значительно влиять на точность результатов. При этом могут быть использованы разработки А. А. Хачатурова, В. М. Семенова, Ю. Д. Силукова, А. И. Гришкевича и др.

Более подробной проработки требует вопрос широкого охвата неустановившихся режимов движения на прямолинейных и криволинейных траекториях, с учетом зазоров в узлах сочленения масс, особенно когда возникают ударные нагрузки (например, часто наблюдаемые удары деревьев о щит трактора в процессе трелевки, особенно при сложных узлах демпфирования в щитах, ограждении и др.).

В ряде случаев целесообразно рассматривать хлыст как стержень с неравномерно распределенной массой или изменить традиционно применяемый принцип Б. Г. Гастева дискретизации масс ствола деревьев.

При этом могут быть использованы данные, полученные З. С. Цофиным, Л. М. Эмайкиным, Н. И. Библюком, Б. Т. Перетятко и др. Представляет интерес моделирование механических свойств кроны.

В целом развитие теории и моделирование процесса работы машин следует рассматривать под углом зрения выбора их технических параметров с возможностью комплексной расчетной оценки по таким эксплуатационным показателям, как тяговая динамика и топливная экономичность, проходимость, плавность хода, устойчивость движения, надежность, эргономичность, скоростные показатели и производительность.

Все это определяет повышение качества работ на этапах эскизного и технического проектов машин с учетом всего комплекса факторов прогрессивности, а также многообразия и специфики эксплуатационных условий.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Жуков А. В. Исследование эффективности использования стабилизаторов боковых кренов на лесозаготовительных и лесотранспортных машинах // Лесн. журн.— 1973.— № 3.— С. 57—62.— (Изв. высш. учеб. заведений). [2]. Жуков А. В., Кадолок Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Минск: Наука и техника, 1978.— 270 с. [3]. Жуков А. В., Симанович В. А. Оценка влияния конструкции трелевочного оборудования трактора ЛТ-157 на нагруженность его трансмиссии при неустановившихся режимах движения // Лесн. журн.— 1983.— № 4.— С. 45—50.— (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Оценка влияния системы подрессоривания технологического оборудования на динамику колесного трелевочного трактора / А. В. Жуков, П. Ф. Рудницкий, В. А. Симанович, А. Р. Гороновский // Лесн. журн.— 1980.— № 6.— С. 32—36.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 10 ноября 1986 г.

УДК 625.033 : 625.042.3

### НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕЛЬСОВ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ НА СТЕНДЕ

С. И. МОРОЗОВ

Архангельский лесотехнический институт

Постановка задачи. При экспериментальном определении критического значения сжимающей силы для температурно-напряженного железнодорожного пути одним из основных методов является проведение испытаний на специально оборудованном стенде [1, 3, 4].

Стенд представляет собой участок сварного пути (рельсовую плетть) длиной до 200 м, уложенный между массивными бетонными упорами, предотвращающими смещение концов рельсов при повышении температуры (рис. 1, а). Предполагается, что в таких условиях не происходит разрядки температурных сил и сжимающая сила  $P$  пропорциональна приращению температуры рельсов:

$$P = E\alpha\omega t, \quad (1)$$

где  $E$  — модуль упругости рельсовой стали;  
 $\alpha$  — коэффициент температурного расширения;  
 $\omega$  — площадь поперечного сечения двух рельсов;  
 $t = T - t_0$ ;  
 $T$  — текущая температура рельсов;  
 $t_0$  — начальная температура рельсов при  $P = 0$ .

При проведении экспериментов рельсы нагревают, пропуская через них постоянный ток небольшого напряжения [1], или с помощью труб-