

Рис. 4. Оптимизационная поверхность параметров жесткостей и коэффициентов неупругого сопротивления шин

Реализация рекомендуемых оптимальных параметров позволит снизить величину средних квадратичных значений динамических реакций мостов машины на 23...25 % и средних квадратичных значений крутящих моментов в трансмиссии на 12...15 %, а следовательно, и нагруженность машины в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Высоцкий М.С., Жуков А.В., Коробкин В.А., Клоков Д.В. Имитационная модель движения лесной колесной транспортно-погрузочной машины // Весці НАН Беларусі. Серыя фізика-тэхнічных навук. – 1998. – №1. – С. 25–31.
2. Жуков А.В. Теория лесных машин. Мн.: БГТУ, 2001. – 640 с.

УДК 625.711.84

А.С. Федоренчик, доцент; А.В. Дорожко, доцент; П.А. Протас, аспирант

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ОТХОДОВ ЛЕСОЗАГОТОВОК

There are given the results of researches of mechanical properties of timber cutting waste products used for strengthening trailroads. The technique of realization of tests is described.

Воздействие колеса лесозаготовительной машины на грунт через покрытие из древесных отходов в значительной мере зависит от вязкоупругих свойств веток и сучьев, образующих это покрытие. Известно, что вязкоупругие свойства материалов определяются мгновенным – E и длительным – H модулями упругости. На основании этих величин определяются все параметры ядра ползучести.

Для проведения лабораторных испытаний сучьев и ветвей была использована разрывная машина ИР-5046-5, оснащенная дополнительными преобразователями силы и перемещения, а также блоком коммутации, управляемым ПЭВМ.

В качестве преобразователя силы использовали кольцо, изготовленное из закаленного дюралюминия В 95. Для измерения деформаций кольца на его внутренней и внешней поверхности в направлении горизонтального диаметра были наклеены попар-

но четыре тензорезистора, образующие полностью активный измерительный мост. Для питания моста использовали стабилизированный источник постоянного тока напряжением 5 В. Измеряемое усилие прикладывали в направлении вертикального диаметра кольца. Выходное напряжение тензомоста было прямо пропорционально измеряемой нагрузке в диапазоне 0...3000 Н.

Измерение перемещения траверсы разрывной машины производили тензометрическим преобразователем. В его корпусе на прецизионных шарикоподшипниковых опорах перемещается измерительный шток. На штоке закреплен клин, который взаимодействует с консольной балкой, изготовленной из стали 65 Г. На обеих поверхностях балки попарно наклеены четыре тензорезистора, образующие полностью активный измерительный мост. При перемещении штока преобразователя клин изгибает балку, что приводит к деформации тензорезисторов и, как следствие, изменению выходного напряжения тензомоста.

Для измерения выходного напряжения на тензомостах преобразователей использовали 16-разрядный аналого-цифровой преобразователь ADAM 4018 (адаптер) с многоканальным входом. Измерения производили в диапазоне 0...50 мВ. Для связи с базовым компьютером данный преобразователь использует промышленный помехоустойчивый интерфейс RS 485. В связи с тем, что стандартные ПЭВМ используют интерфейс с протоколом обмена RS 232, был применен конвертер интерфейса ADAM 4520.

Для градуировки преобразователя силы использовали образцовый динамометр сжатия ДОСМ-10, а для градуировки преобразователя перемещения – индикатор часового типа ИГЧ. Градуировки производили в диапазоне 0...2500 Н и 1...10 мм соответственно. Измерения осуществляли по 20 точкам диапазона с записью 50 значений выходного напряжения и их статистической обработкой. В качестве аппроксимирующих уравнений преобразования использовали полиномы второй степени. Коэффициент корреляции для обоих преобразователей составил 0,999.

При нагружении образцов часто возникает необходимость задавать значения конечной силы или прогиба. Ручное управление испытательной машиной не позволяет получить высокую точность этих параметров нагружения. В связи с этим для управления данной машиной был использован блок коммутации, контролируемый ПЭВМ. На основании данных, поступающих от преобразователей перемещения и усилия, ПЭВМ выдавала требуемую команду на пуск или останов привода машины.

Нагружение образцов веток производили на изгиб по классической трехточечной схеме нагружения. Выбор данной схемы обусловлен простотой ее реализации и достаточной степенью приближения к реальным условиям при наезде колеса лесозаготовительной машины на ветку, уложенную в покрытие волока. Скорость нагружения образцов составляла 3 мм/мин, расстояние между опорами 160 мм. Предельный прогиб – 3 мм, что соответствовало относительной деформации крайних волокон образца около 2%. Для нагружения использовался штатный реверсор разрывной машины.

Мгновенный модуль упругости E (Па) вычисляли по формуле

$$E = \frac{F_i}{\Delta_i} \cdot \frac{\ell^3}{48J_z} = K \cdot \frac{\ell^3}{48J_z},$$

где F_i , Δ_i – текущие значения нагрузки и прогиба при нагружении, Н и м соответственно; ℓ – расстояние между опорами, м; J_z – осевой момент инерции сечения, м⁴; K – угловой коэффициент прямой на диаграмме деформирования, Н/м.

Величину K рассчитывали, оптимизируя линейный участок диаграммы. На диаграмме деформирования (рис. 1) начало и конец участка отмечены линиями 1 и 2. Существенная нелинейность диаграммы в начальной фазе (до линии 1) объясняется тем, что происходит смятие коры ветки на опорах реверсора. Нелинейность в конечной фазе (после линии 2) связана со «сползанием» образца с опор и, очевидно, с превышением предела пропорциональности для материала ветки. Кроме того, существенной может становиться и деформация ползучести.

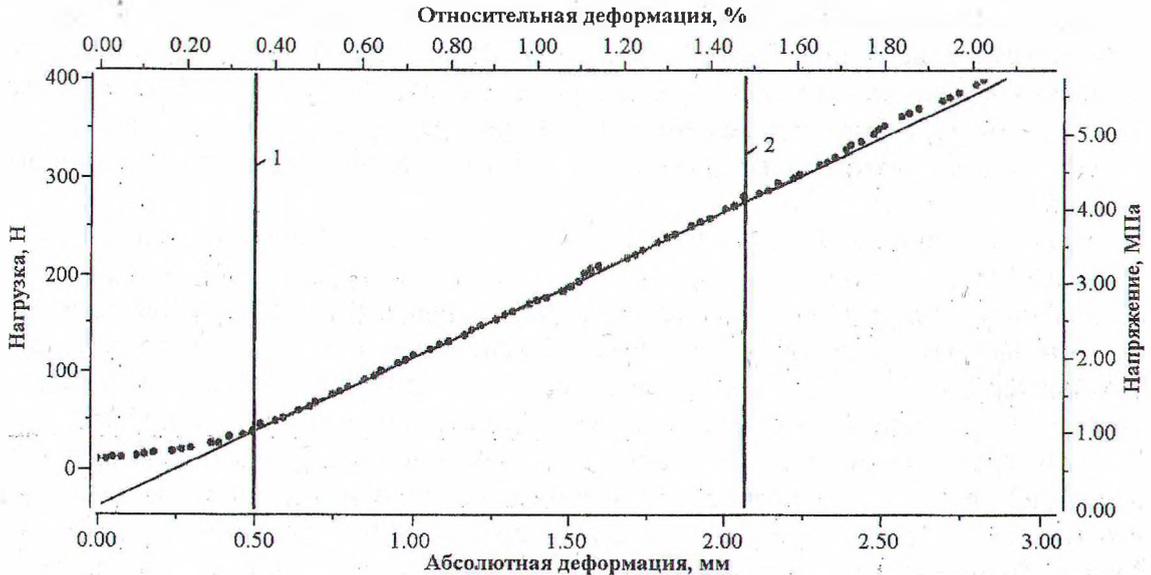


Рис. 1. Диаграмма нагружения сосновой ветки диаметром 30 мм

По результатам испытаний свежесрубленных веток сосны диаметром 10...40 мм было получено среднее значение мгновенного модуля упругости $E = 310$ МПа ($\epsilon_{\max} = 3\%$) при коэффициенте вариации 11%.

Определение длительного модуля упругости N производилось по релаксации усилия упругого последствия образца. Для этого образцу задавался фиксированный прогиб ($\epsilon_{\max} = 3\%$) и в течение 2 мин с интервалом 1 с измерялась сила его сопротивления изгибу. Типичная кривая релаксации сосновой ветки показана на рис. 2. Линия 1 показывает изменение силы сопротивления образца изгибу $F(t)$, а линия 2 — значение F_k . Величину конечной силы релаксации F_k , (Н) при $t = \infty$ рассчитывали по формуле

$$F_k = \frac{F_2 \cdot F_0 - F_1^2}{F_0 + F_2 - 2F_1},$$

где F_0 — начальная сила релаксации при $t = 0$, Н; F_1 , F_2 — текущие значения силы при $t_2 = 2t_1$, Н.

Используя среднее значение F_k , длительный модуль упругости N (Па) рассчитывали по формуле

$$N = \frac{F_k \cdot l^3}{48 \cdot J_z \cdot \Delta_p},$$

где Δ_p — прогиб, заданный при испытании на релаксацию, м.

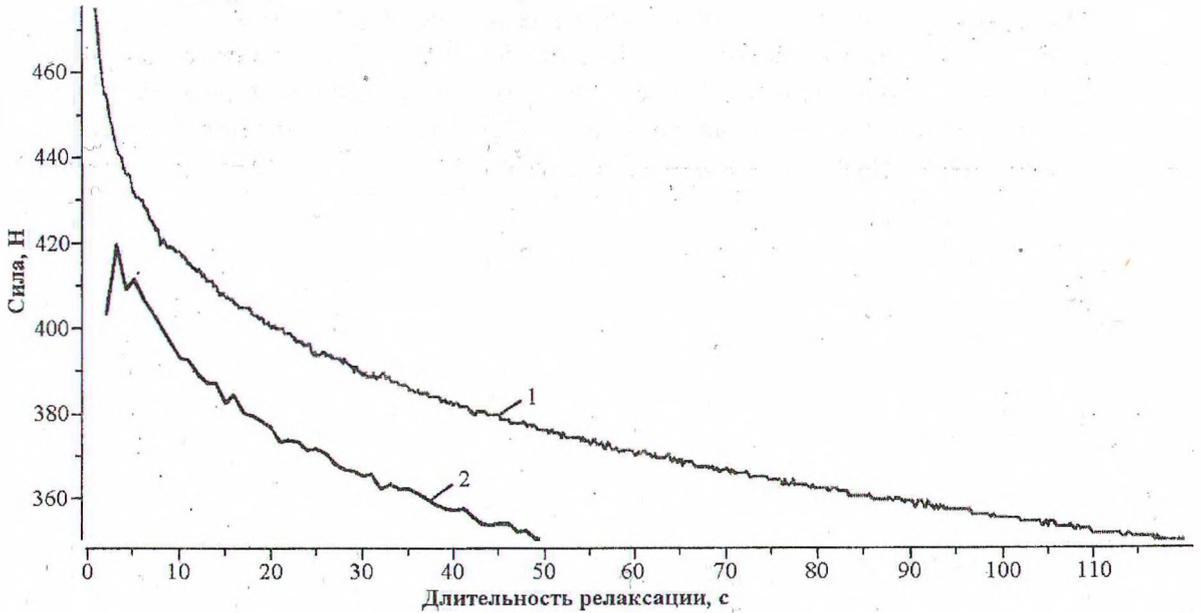


Рис. 2. Кривая релаксации сосновой ветки диаметром 35 мм

Для испытанной серии образцов веток свежесрубленной сосны среднее значение длительного модуля упругости составило $H=180$ МПа при коэффициенте вариации 18%.

С целью изучения деформативных свойств ковра веток, уложенных поперек колеи, были произведены испытания пакетов, состоящих из 4–6 веток близкого диаметра. Типичная диаграмма деформирования пакета показана на рис. 3. Из анализа полученных диаграмм следует, что 70...80% расчетной жесткости по составляющим веткам пакет достигает только при весьма больших относительных деформациях – 4...6%. Полное соответствие жесткостей не достигается вообще. При этом диаграмма весьма нелинейная, что объясняется постепенным вовлечением в процесс деформирования составляющих пакет веток.

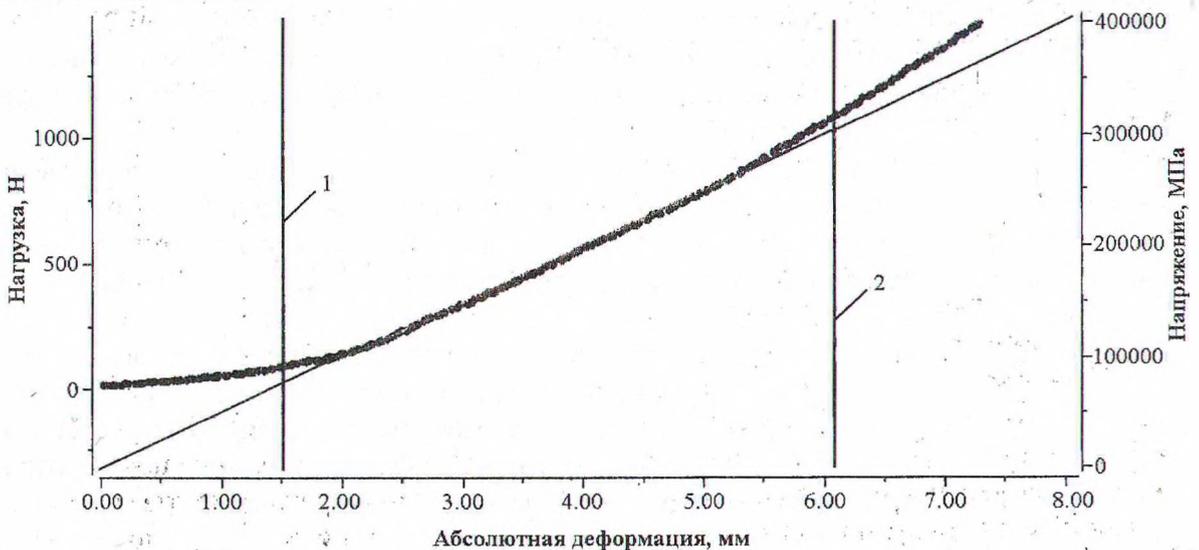


Рис. 3. Диаграмма нагружения пакета параллельно уложенных веток

Кривая релаксации пакета веток показана на рис. 4. Длительный модуль упругости H для пачки оказался несколько выше (на 5...10%), чем рассчитанный по составляющим веткам. Это объясняется вероятно тем, что усилия между ветками разного диаметра распределяются в последовательности, обратной распределению при нагружении, когда пакет имеет заниженную жесткость.

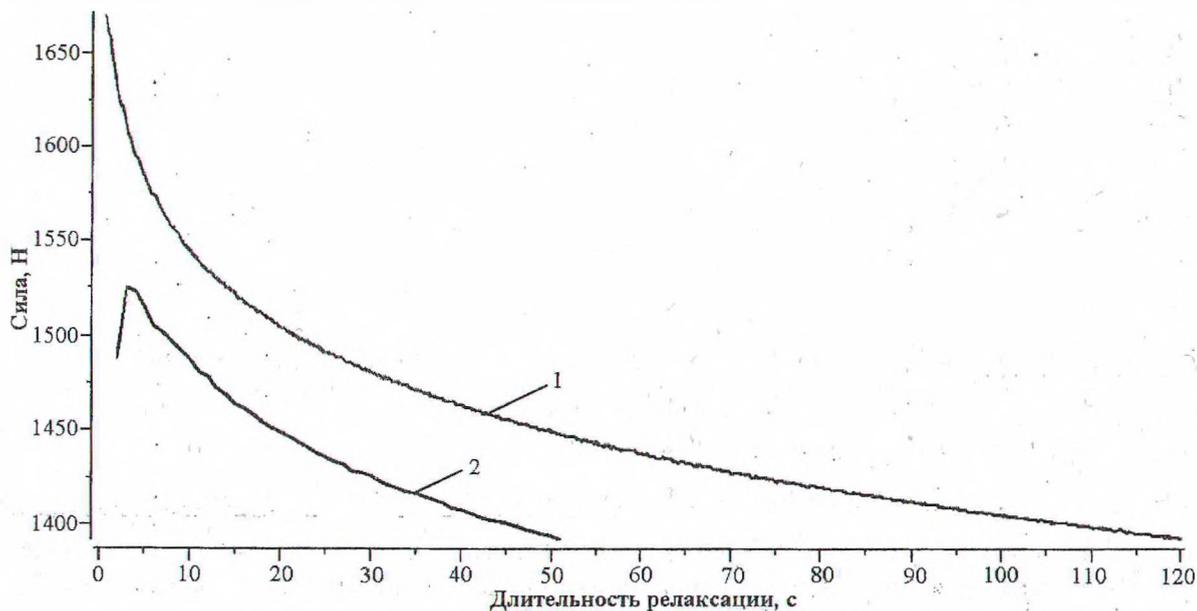


Рис. 4. Кривая релаксации пакета параллельно уложенных веток

По результатам испытаний можно сделать следующие выводы.

– Диаграмма деформирования свежесрубленных веток сосны существенно нелинейна при $1,5\% < \epsilon < 0,4\%$. Мгновенный модуль упругости ($E \approx 300$ МПа) существенно ниже модуля упругости древесины сосны при влажности 12% ($E \approx 16000$ МПа). Это объясняется высокой влажностью ($> 30\%$) материала ветки и значительной ролью камбия и луба во внешних, наиболее нагруженных при изгибе слоях ветки.

– Длительный модуль упругости ($H = 180$ МПа) значительно ниже мгновенного. Вероятной причиной является высокая влажность свежесрубленных веток и, особенно, эластичность луба и камбия ветки.

– Особенностью диаграммы деформирования пакета веток является существенная нелинейность, что связано с несинхронным включением в процесс деформирования веток разного диаметра. Расчетная жесткость пакета может не достигаться, так как начавшие деформироваться первыми более толстые ветки переходят в область нелинейного деформирования.

Использование полученных результатов позволит с помощью разработанной математической модели [1–3] на стадии проектирования и освоения лесосек выявить рациональные методы укладки сучьев на волокна, а также наиболее оптимальные способы трелевки на укрепленных волоках, что значительно снизит трудозатраты, негативное воздействие на почву, повысит проходимость лесных машин и рациональное использование древесины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Федоренчик А.С., Макаревич С.С., Протас П.А. Аналитическое исследование колеобразования на трелевочных волоках, укрепленных отходами лесозаготовок // Лесной журнал. – 2002. – № 1. – С. 80 – 89. (Изв. высш. учеб. заведений).
2. Федоренчик А.С., Макаревич С.С., Протас П.А. Определение глубины колеи на трелевочных волоках, укрепленных отходами лесозаготовок // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Мн., 2002. – Вып. X. – С. 52 – 56.
3. Федоренчик А.С., Макаревич С.С., Вырко Н.П., Протас П.А. Расчет лесных транспортных путей с учетом вязкоупругих свойств материалов // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – Мн., 2002. – Вып. X. – С. 6 – 13.

УДК 630*377.4

Д.А. Зенькевич, аспирант

АНАЛИЗ МАНЕВРЕННОСТИ ДВУХЗВЕННОЙ ЛЕСНОЙ КОЛЕСНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

The analysis of the model simulating kinematics of process of turn of transport systems «a tractor + a hook-on part with controlled beam» and «a tractor + a hook-on part with unguided beam» is resulted.

В связи с переходом лесозаготовительных предприятий Республики Беларусь на сортиментную заготовку древесины все большее распространение получают полноприводные форвардеры типа 4К4 и 6К6 с шарнирно-сочлененной рамой. Выпускаемые за рубежом форвардеры характеризуются высокими технико-эксплуатационными показателями: проходимость, маневренность, устойчивость, плавность хода и др. Однако они имеют высокую стоимость, что сдерживает их применение на предприятиях Республики Беларусь.

С учетом данного обстоятельства на Минском тракторном заводе была разработана имеющая значительно меньшую стоимость прицепная колесная погрузочно-транспортная машина МПТ-461 с активным приводом колес и гидроуправляемым дышлом, которые позволяют повысить тяговые и маневренные свойства всей транспортной системы при движении в сложных условиях лесосеки.

Для форвардера характерны два основных режима движения: транспортный и маневрирование. Транспортный режим соответствует движению транспортной системы по магистральному волоку или по дорогам общего пользования со скоростью более 7 км/ч на небольшие расстояния (до 10 км). В режиме маневрирования форвардер движется с меньшими скоростями (2–5 км/ч) по криволинейной траектории, и данный режим является основным. На режим маневрирования кинематические параметры оказывают существенное влияние вследствие малых скоростей движения.

Так как кинематика процесса поворота указанной транспортной системы характеризуется в основном закономерностями, описывающими перемещения ее звеньев в горизонтальной плоскости неподвижной системы координат, то будет рассматриваться плоская модель криволинейного движения транспортной системы, расчетная модель которой изображена на рис. 1.

Кинематика поворота любой транспортной системы зависит от габаритных размеров ее звеньев и определяется изменением углов поворота тягача (трактора) и прицепного звена [1].