

они использовались в расчетах запасов древесины. При этом исходные данные включали: параметры выборки (число моделей, длина сорти-ментов, объем выборки); схемы раскряжевки хлыстов; характеристику лесоматериалов (размер, сорт, цена) и модели хлыстов.

Результаты расчетов запасов древесины по сортам и группам толщины представлены в табл. 2.

Результаты исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. Распределение хлыстов по длине и диаметрам в комле и на уровне груди можно описать нормальным законом распределения.

2. В перерабатываемом сырье преобладает древесина 1-го сорта (более 90 % от общего объема); доля крупной древесины составляет 38 %.

3. Рассчитанные запасы древесины позволяют оценить выход требуемых лесоматериалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Петровский В. С. Оптимальная раскряжевка лесоматериалов.— М.: Лесн. пром-сть, 1989.— 288 с. [2]. Редькин А. К. Основы моделирования и оптимизации процессов лесозаготовок.— М.: Лесн. пром-сть, 1988.— 256 с. [3]. Редькин А. К., Чуваев А. Я. Выбор лесоскладских машин и технологии в зависимости от размерно-качественных характеристик обрабатываемого сырья: Учеб. пособие.— М.: МЛТИ, 1981.— 76 с.

Поступила 5 мая 1993 г.

УДК 629.114.456.3

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ АВТОЩЕПОВОЗОВ

А. В. ЖУКОВ, С. П. МОХОВ, А. Р. ГОРОНОВСКИЙ

Белорусский технологический институт

Основным видом транспорта для перевозки щепы является автомобильный, на долю которого приходится более половины общего объема перевозок. Специализированный автотранспорт состоит из автомобиля и полуприцепа или прицепа, включающего несущий кузов рамно-каркасного типа. Различают два основных типа конструкций кузова: безрамные, представляющие собой каркасную систему с листом обшивки, и чисто каркасные.

Один из недостатков существующих автощеповозов — их большая металлоемкость. Коэффициент тары находится в пределах 0,40...0,84 и возрастает с увеличением базы. При этом масса несущих кузовов составляет около 70 % общей массы прицепного состава. Это отрицательно сказывается на их технических характеристиках, приводит к увеличению расхода топлива и уменьшению грузоподъемности.

Снижение массы автощеповозов при одновременном увеличении ресурса возможно только в случае использования данных о напряженно-деформированном состоянии их несущих систем на стадии проектирования.

Ввиду сложности комбинированных несущих систем — кузовов автощеповозов — задача моделирования их напряженно-деформированного состояния является сложной и трудоемкой. В данном случае наиболее предпочтителен метод конечных элементов (МКЭ) [2].

В соответствии с основными принципами МКЭ рассчитываемые конструкции кузовов представляются в виде систем конечных элементов. При разработке расчетной схемы принят ряд традиционных допу-

щений: дорожная поверхность не деформируется, движение автопоезда является прямолинейным установившимся с постоянными продольными и поперечными силами взаимодействия между тягачом и прицепным звеном [1].

При динамическом расчете каркас кузова рассматривают находящимся под воздействием возмущающих сил от неровностей дороги, передающихся через опорные точки контакта. Воздействие дорожных неровностей задают кинематически через две временные функции $h_i(t)$ для левой и правой колес щеповоза. При этом учитывают запаздывание воздействия между первой и второй осями. Расчетная схема как для статического, так и для динамического расчета имеет геометрическую конфигурацию, образованную продольными осями стержневых конечных элементов. В местах стыковки элементов расположены узловые точки. Их нумеруют в определенной последовательности по поперечному сечению конструкции, что позволяет получить минимальную ширину ленты матриц жесткости и масс, размер которой находится в прямой зависимости от времени решения задачи.

Следующий этап разработки расчетной схемы — моделирование подвески щеповоза, обеспечивающей контакт с дорогой. Упругие элементы подвесок условно заменяют пружинами с жесткостью C_{pi} , а шин — $C_{шi}$. Сопротивление колебаниям подвесок и шин характеризуется коэффициентами сопротивления K_{pi} и $K_{шi}$ соответственно. Расчетная схема учитывает неподрессоренные массы m_i . Воздействие случайных дорожных неровностей задают вектором ординат $\{h_i(t)\}$.

Для расчета построена конечно-элементная модель системы в виде совокупности прямолинейных стержней постоянного сечения и пластинчатых четырехугольных элементов. Точки приложения воздействия, соединения различных стержней описаны как узлы. В выбранной системе прямоугольных координат зафиксированы координаты всех узлов. Каждые стержень и узел пронумерованы и закодированы по координатам, материалу (модуль упругости E), сечению (площадь F), условию закрепления. Стыковка элементов, моделирующих подвеску с каркасом, осуществляется применением конечного элемента пространственного стержня с удалением в матрице жесткости степеней свободы, связанных с тремя угловыми и двумя линейными перемещениями. В результате такой операции получается специальный конечный элемент с одной степенью свободы в узле. Он используется для моделирования упругих элементов подвески и шины, а также внешнего кинематического возмущения, связанного с неровностью дорожного полотна в вертикальном направлении. Заданная жесткость подвески и шин получается за счет варьирования параметров стержня E, F .

Расчетная схема полуприцепа-щеповоза каркасного типа представлена на рис. 1. Несущий кузов описан 169 стержневыми элементами и 102 пластинчатыми, стыкующимися в 121 узле. Подвеска моделируется 14 элементами.

Рессорная подвеска полуприцепа заменена упругими элементами с эквивалентными жесткостями C_{p11}, C_{p12} и сопротивлениями K_{p11}, K_{p12} , а также жесткими конечными элементами.

Колебательная схема полуприцепа учитывает поддрессоренную массу $M_{2т}$, приходящуюся на заднюю ось тягача, и его неподрессоренную массу $m_{2т}$. Подвеска задней оси тягача учтена введением упругого элемента с эквивалентной жесткостью $C_{рт}$ и коэффициентом сопротивления $K_{рт}$. Шины тягача и полуприцепа моделируются конечными элементами с параметрами соответственно $C_{шт}, C_{шп}, K_{шт}, K_{шп}$. Воздействие дорожных неровностей задается двумя векторами ординат под левую и правую колею щеповоза.

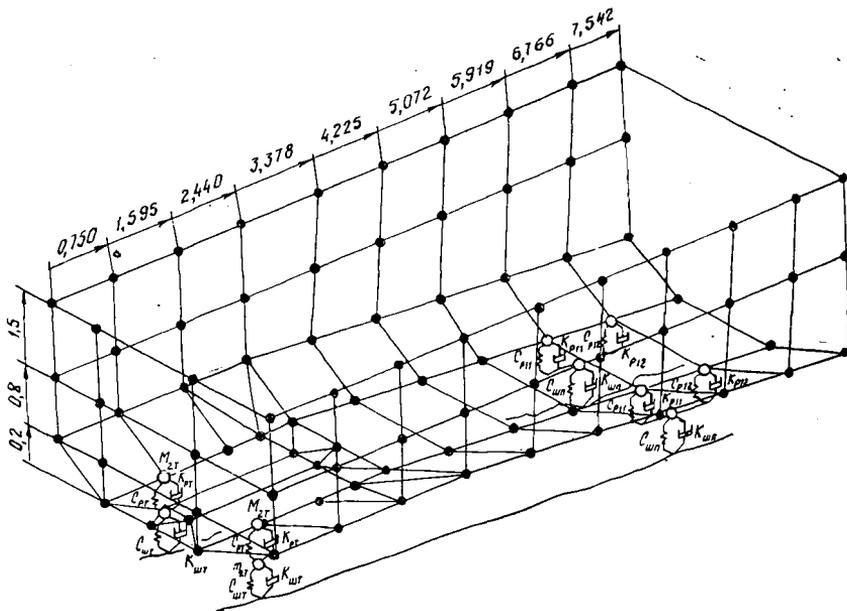


Рис. 1. Расчетная схема кузова щеповоза каркасного типа

Динамическая система дорога — транспортное средство описывается системой дифференциальных уравнений, которая в матрично-векторной форме имеет вид

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{P(t)\}, \quad (1)$$

где $[M]$, $[C]$, $[K]$ — матрицы масс, сопротивлений и жесткости динамической системы соответственно;

\ddot{X} , \dot{X} , X — векторы ускорений, скоростей и перемещений узловых точек конечно-элементной модели кузова;

$\{P(t)\}$ — вектор внешнего воздействия.

На динамическую систему влияют не силовые внешние воздействия, а кинематические воздействия дорожных неровностей. В этом случае, выражая вектор нагрузки через вектор высот микронеровностей дорожного покрытия $\{h(t)\}$, получаем

$$\{P(t)\} = [\bar{K}]\{h(t)\} + [\bar{C}]\{\dot{h}(t)\},$$

где $[\bar{K}]$ и $[\bar{C}]$ — матрицы, характеризующие жесткостные и демпфирующие свойства подвески щеповоза.

Решение системы (1) находим в виде разложения по собственным формам колебаний, что позволяет привести систему к виду

$$[\hat{M}]\{\ddot{u}(t)\} + [\hat{C}]\{\dot{u}(t)\} + [\hat{K}]\{u(t)\} = \{\hat{P}(t)\}, \quad (2)$$

где $[\hat{M}] = [\Phi]^T [M] [\Phi] = [E]$; $[\hat{C}] = [\Phi]^T [C] [\Phi] = \text{diag} \{2\psi_i \omega_i\}$;

$$[\hat{K}] = [\Phi]^T [K] [\Phi] = \text{diag} \{\omega_i^2\}; \quad \{\hat{P}\} = [\Phi]^T \{P\};$$

$\{u(t)\}$ — вектор обобщенных перемещений;

$[\Phi]$ — матрица собственных векторов;

$[E]$ — единичная матрица;

ω_i — i -я собственная частота;

ψ_i — коэффициент демпфирования для i -й формы.

В этом случае система (1) разделяется на независимые уравнения

$$\ddot{u}_i(t) + 2\psi_i \omega_i \dot{u}_i(t) + \omega_i^2 u_i(t) = \hat{P}_i(t). \quad (3)$$

Теперь каждое i -е уравнение (3) может быть решено с помощью стандартной процедуры. Находим изменяющуюся во времени амплитуду для i -й формы колебаний. Реакцию системы вычисляем суммированием реакций по каждой собственной форме колебаний.

При анализе динамической нагруженности несущих систем щеповозов реакцию исследуемой системы адекватно описываем низшими формами колебаний. Это позволяет при нахождении собственных частот и форм колебаний ограничиться определением наибольшего числа первых форм, вносящих существенный «вклад» в динамическую реакцию. В этом случае общее число форм колебаний, участвующих в вычислениях, может быть значительно сокращено, что позволяет уменьшить затраты времени на вычисления.

С использованием изложенной методики было произведено моделирование напряженно-деформированного состояния каркасного полуприцепа-щеповоза типа ЛТ-7А.

На первой стадии был выполнен анализ напряженно-деформированного состояния кузова при статическом нагружении, который позволил установить влияние толщины и геометрических размеров листовых элементов на нагруженность элементов конструкции. Для примера на рис. 2 приведены зависимости напряжений σ в элементах каркаса от толщины листа h . Установлено, что при $h = 1$ мм напряжения в 1,35 раза ниже, чем в варианте каркаса без обшивки. При дальнейшем увеличении толщины листа кривая зависимости становится плавной.

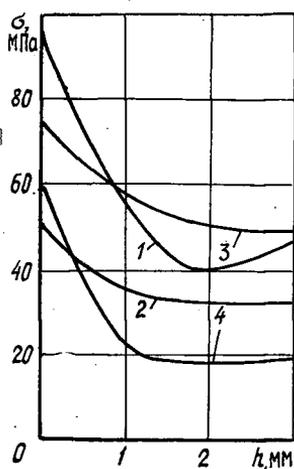
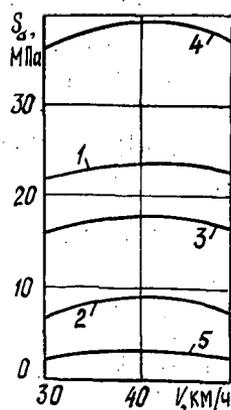


Рис. 2. Зависимость напряжений в элементах каркаса от толщины листа: 1 — лонжерон; 2 — верхняя продольная балка; 3 — поперечина; 4 — вертикальное ребро

Полученные результаты показывают, что увеличение толщины листа более 2 мм не приводит к существенному изменению напряженно-деформированного состояния несущего кузова щеповоза. Наибольшее влияние величина h оказывает на нагруженность силового каркаса кузова, при этом напряжения в самой обшивке минимальны. Оптимальная толщина листовых элементов составляет 1,8... 2,3 мм. Получен также ряд других важных данных, однако наибольший интерес представляют результаты динамического моделирования.

Динамическую нагруженность несущего кузова щеповоза исследовали при различных скоростях движения. Зависимость изменения средних квадратичных напряжений S_{σ} от скорости V для элементов конструкции кузова приведена на рис. 3, откуда видна общая закономерность для всей конструкции. В диапазоне изменения скорости от 30 до 40 км/ч указанный параметр нарастает, достигая максимума при $V = 40$ км/ч. Далее кривые для всех элементов конструкции идут плавно

Рис. 3. Изменение средних квадратичных напряжений от скорости движения: 1, 2, — соответственно верхняя и средняя продольные балки; 3 — лонжерон; 4, 5 — наклонное и вертикальное ребра



вниз. Наибольшее значение 39 МПа имеет величина $S_{ср}$ для шестого наклонного ребра поперечной балки в средней части кузова конструкции. При дальнейшем увеличении скорости $S_{ср}$ убывает до 37,4 МПа. Для данного элемента конструкции имеют место значительные средние квадратичные напряжения. Ниже расположены кривые для верхней продольной балки и лонжерона, максимальные значения $S_{ср}$ составляют 22,9 и 17,0 МПа соответственно. Самый низкий уровень $S_{ср}$ приходится на среднюю продольную балку и вертикальное ребро.

Анализ расчетных данных показал, что максимальные напряжения имеют место при $V = 40$ км/ч. Достаточно нагружена верхняя продольная балка кузова. Уровень нагруженности внутренней стенки достигает 110 МПа, наружной — незначителен. Меньше напряжения на верхней полке. Самый высокий уровень напряжений имеют поперечные балки: на наклонном участке 92,6, на горизонтальном 184,1 МПа. Нагруженность лонжерона невысока, лишь в месте наклона она составляет 80,2 МПа. Максимальные напряжения на внутренней стенке средней продольной балки достигают 55,8 МПа, на наружной примерно такие же. Заметно слабее нагружена верхняя полка средней продольной балки, где максимальные напряжения составляют лишь 23 МПа.

Таким образом, разработанная методика дает возможность выполнить статический и динамический анализ напряженно-деформированного состояния несущих систем автопоездов.

Адекватность модели устанавливали сравнением расчетных данных с данными тензометрирования, полученными при проведении натурного эксперимента.

Анализ соответствия расчетных и экспериментальных спектральных плотностей при различных режимах движения щеповоза показал, что значение статистики D^2 находится в пределах от 15,1 до 25,7 при области принятия гипотезы $\chi^2_{n, \alpha}$, равной 27,59. Результаты произведенной оценки позволяют сделать вывод об удовлетворительной сходимости расчетных и экспериментальных данных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Динамика длиннобазных автопоездов / М. С. Высоцкий, А. В. Жуков, Г. В. Мартыненко и др. — Минск: Наука и техника, 1987. — 199 с. [2]. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов / Под общ. ред. В. И. Мяченкова. — М.: Машиностроение, 1989. — 520 с.