

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.114.456.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОК НА КУЗОВ АВТОЩЕПОВОЗА

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

Белорусский технологический институт

Опыт эксплуатации автощеповозов показывает, что основной причиной их отказов являются поломки и трещины элементов несущей системы. Оценка напряженно-деформированного состояния несущих кузовов позволяет оптимизировать их конструкцию на стадии проектирования.

При оценке прочности кузова щеповоза, представляющего сложную пространственную пластинчато-стержневую систему, использован метод конечных элементов (МКЭ). Одним из наиболее сложных и важных этапов расчета является учет специфических особенностей конструкции и характера ее нагружения. В общем случае внешняя нагрузка представляется в виде вектора вертикальных гравитационных сил от полезного груза, приведенных к узловым точкам системы. Для решения задачи с помощью МКЭ надо иметь решение системы уравнений [1]:

$$[K]\{X\} = \{P\},$$

где $[K]$ — матрица жесткости конструкции в общей системе координат;

$\{X\}$ — вектор узловых перемещений;

$\{P\}$ — вектор внешней нагрузки.

При моделировании нагруженности щеповоза, помимо вертикальных сил, следует учитывать боковое давление щепы на борта кузова. Взаимосвязь между боковым и вертикальным давлением при допущении [3], что щепы в кузове насыпаны слоями [2], определяется соотношениями:

$$q_x = \rho H; \quad q_y = m q_x,$$

где q_x, q_y — давление на горизонтальные и вертикальные стенки кузова соответственно;

ρ — плотность щепы;

H — высота бортов кузова;

m — коэффициент подвижности.

Коэффициент подвижности может быть выражен через коэффициент внутреннего трения f :

$$m = 1 + 2f^2 - 2f\sqrt{1 + f^2}$$

или через угол внутреннего трения φ :

$$m = \operatorname{tg}^2 \frac{90 - \varphi}{2}.$$

Зная m и распределение бокового давления, можно определить нагрузку на борт щеповоза:

$$P = q_y LH/2 = \rho mLH^2/2,$$

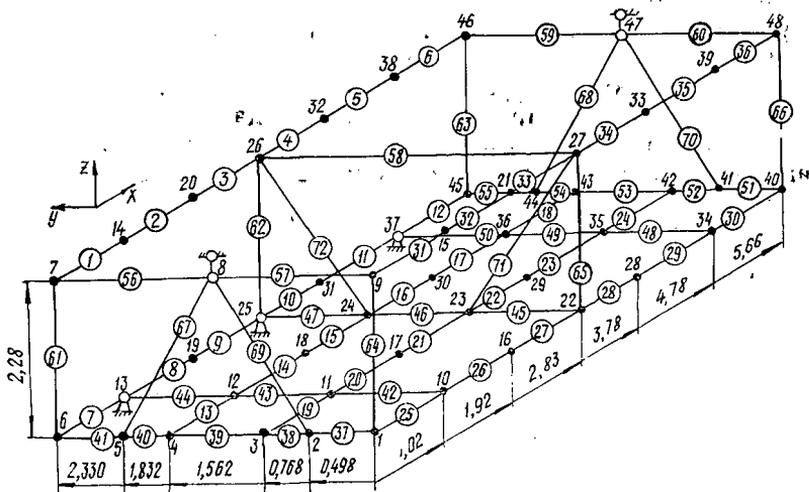


Рис. 2. Расчетная схема кузова щеповоза

Наряду с оценкой статических напряжений МКЭ позволяет исследовать динамическую нагруженность несущих систем щеповозов при любых внешних возмущениях с единых алгоритмических позиций [1]. 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 несущего кузова;

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

Матрицы $[M]$, $[C]$, $[K]$ получаются по правилам конечно-элементного суммирования отдельных матриц конечных элементов. Систему (1) решали в виде разложения по собственным формам колебаний:

$$\{X(t)\} = [\Phi]\{U(t)\},$$

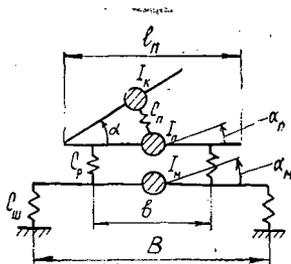
где $[\Phi]$ — матрица, столбцы которой являются собственными векторами, полученными без учета демпфирования;

$\{U(t)\}$ — вектор обобщенных перемещений.

При подъеме кузова общий центр тяжести прицепа смещается в сторону высыпания щепы. За счет прогиба рессор и шин прицепа его подрессоренная часть поворачивается на дополнительный угол. Рассмотрим режим нагружения кузова при разгрузке щеповоза с учетом этих особенностей.

Как правило, щепы начинает высыпаться из кузова сразу после открытия борта под углом естественного откоса. При достижении угла наклона кузова, равного углу естественного откоса, сползает весь оставшийся груз. Слежавшаяся или смерзшаяся щепы сбрасывается всей массой. Такой режим нагружения наиболее неблагоприятен, так как соответствует максимальному опрокидывающему моменту кузова с грузом, а следовательно, характеризуется наибольшей динамической нагрузкой.

Рис. 3. Расчетная схема колебаний при опрокидывании кузова



Для определения динамических усилий, действующих при боковом опрокидывании кузова, использовали расчетную схему колебаний, приведенную на рис. 3. Был принят ряд допущений, не оказывающих существенного влияния на точность расчета. В рассматриваемом положении динамическая система совершает поперечно-угловые колебания, не связанные с вертикальными и продольно-угловыми перемещениями. Распределенные массы мостов, платформы, кузова имеют соответствующие моменты инерции I_m, I_n, I_k . Учитывали упругую податливость шин, подвески и подъемника с коэффициентами жесткости $C_{ш}, C_p, C_n$ соответственно. Было принято, что движение кузова происходит под действием ускоряющей силы гидроцилиндров подъема P_1 , изменяющейся во времени [2].

Возмущающую силу определяли по выражению

$$P_1(t) = C_{\mu} \mu t,$$

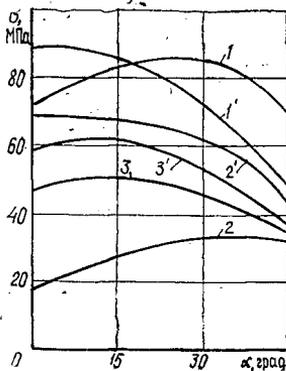
где μ — скорость выдвижения штока гидроцилиндра.

Сделанные допущения позволяют свести число степеней свободы рассматриваемой системы к трем — $\alpha_m, \alpha_n, \alpha$. С помощью уравнений Лагранжа второго рода была получена система из трех дифференциальных уравнений. Ее решали методом Рунге — Кутты. Динамические нагрузки, найденные в зависимости от угла поворота кузова, являлись исходными для конечно-элементной модели.

Точность разработанных математических моделей оценивали, сопоставляя результаты расчетных и экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния кузова щеповоза ЛТ-7А. Так, в режиме разгрузки средняя относительная погрешность полученных результатов не превышала 15,3%, что позволяет сделать вывод об адекватности принятой расчетной модели реальной динамической системе.

Как показали исследования, критическим режимом нагружения щеповоза является начальный момент опрокидывания кузова (рис. 4).

Рис. 4. Изменение напряжений в элементах кузова (1—3 — нагруженный борт, 1'—3' — противоположный борт) в зависимости от угла опрокидывания: 1, 1' — верхняя обвязка; 2, 2' — нижняя обвязка; 3, 3' — лонжерон



При этом происходит перераспределение нагрузки, что сказывается на напряженно-деформированном состоянии всей конструкции кузова в целом. Одним из наиболее нагруженных элементов является средняя часть верхней обвязки разгруженного борта, где напряжения σ составляют 87,1 МПа. Максимальные напряжения в лонжероне со стороны, противоположной нагрузке, достигают 61,4 МПа, несколько ниже со стороны разгрузки — до 52,2 МПа, в местах соединения боковых вертикальных стоек с верхней обвязкой 70 МПа. Напряженное состояние нижней обвязки борта, относительно которого опрокидывается кузов, по сравнению с транспортным положением изменилось незначительно.

При дальнейшем подъеме кузова масса технологической щепы перемещается к борту, относительно которого происходит опрокидывание. Верхняя обвязка противоположного борта разгружается, максимальные напряжения снижаются от 87,1 до 45,6 МПа. В нижней обвязке они также уменьшаются от 70,2 до 41,4 МПа, в лонжероне от 61,4 до 37,0 МПа. Борт со стороны разгрузки, наоборот, испытывает дополнительное воздействие от массы щепы, что приводит к увеличению его нагруженности. В верхней обвязке максимальные напряжения возрастают от 71,5 до 86,6 МПа, в нижней смещаются из средней части в зоны установки опор.

Проведенные исследования показали, что при разгрузке нагруженность отдельных элементов конструкции кузова на 22...27% выше, чем при движении автощеповоза по гравийной дороге. Следовательно, для всесторонней оценки конструкции кузова автощеповоза необходимо учитывать все характерные воздействия не только при транспортировке, но и при разгрузке щепы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов / Пер. с англ.— М.: Стройиздат, 1982.— 447 с. [2]. Жуков А. В., Кадошко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Минск: Наука и техника, 1978.— 264 с. [3]. Зенкол Р. Г. Механика насыпных грузов.— М.: Машиностроение, 1964.— 251 с.

Поступила 12 мая 1993 г.

УДК 630*377.1

К ОБОСНОВАНИЮ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА УПРАВЛЯЮЩЕГО МОМЕНТА ПРИ НАПРАВЛЕННОЙ ВАЛКЕ ДЕРЕВА

Д. Г. ШИМКОВИЧ

Московский государственный университет леса

Управляющий момент M_y , создаваемый валочным устройством лесозаготовительной машины и обеспечивающий направленную валку дерева, принято записывать в виде [1, 4]

$$M_y = nM_{c0}, \quad (1)$$

где n — коэффициент запаса управляющего момента, $n > 1$; M_{c0} — максимальный момент сопротивления при валке дерева (без учета сопротивления в перемычке недопила),

$$M_{c0} = G \left(\frac{d_0}{2} + h_c \sin \beta \right) + M_b;$$

G , d_0 , h_c , β — соответственно сила тяжести, диаметр в плоскости среза, высота центра тяжести и угол отрицательного наклона расчетного дерева (см. рисунок);

M_b — момент от ветровой нагрузки.