

## ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.114.2 : 624.04

К РАСЧЕТУ НАДЕЖНОСТИ  
ГРУЗОНЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ЛЕСНЫХ МАШИН

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

Белорусский технологический институт

В настоящее время, наряду с решением вопросов повышения прочности и надежности конструкций лесных машин, ставится задача снижения их металлоемкости. Ее решение невозможно без создания расчетных методов, позволяющих уже на стадии проектирования оценивать нагруженность создаваемых конструкций с учетом реальных условий эксплуатации.

Основным показателем надежности для грузонесущих элементов конструкций является их усталостная долговечность, прогнозирование которой основано на использовании статистических характеристик динамической нагруженности.

Для определения напряженно-деформированного состояния грузонесущих систем в настоящее время наиболее широкое применение нашел метод конечных элементов (МКЭ). Особый интерес представляет расчет динамической нагруженности, базирующийся на применении МКЭ и методов статистической динамики [4].

В МКЭ свойства отдельных элементов описывают соотношениями между нагрузками и перемещениями в узловых точках. Внешнюю нагрузку заменяют эквивалентными сосредоточенными силами и моментами, приведенными к узловым точкам системы. Полную потенциальную энергию системы можно выразить следующим образом:

$$П = \sum_{j=1}^M U_j + \sum_{k=1}^K R_k - \sum_{l=1}^L T_l, \quad (1)$$

где  $U$  — потенциальная энергия деформации системы, состоящей из  $M$  конечных элементов;

$R$  — потенциальная энергия  $K$  узлов с упругоподатливыми опорами, которыми заменяется подвеска или отброшенная часть конструкции;

$T$  — потенциал внешней нагрузки, приложенной к  $L$  узлам системы.

Расчет сводится к определению нагрузок и перемещений во всех узловых точках системы для известного эквивалентного нагружения. Перемещения узловых точек  $X_N$  находят решением системы, составленной из  $N$  линейных алгебраических уравнений. Из всех возможных перемещений, удовлетворяющих граничным условиям, действительны соответствующие минимуму полной потенциальной энергии системы.

Зная перемещения узловых точек  $X_N$ , по известным зависимостям теории упругости определяют компоненты тензора напряженного состояния от действия статической нагрузки. Прикладывая к соответствующим узлам единичные силы вместо статической нагрузки, можем получить матрицы влияния для каждого конечного элемента.

Для определения сил, действующих на грузонесущую систему, воспользуемся методами статистической динамики. Система дифферен-

циальных уравнений, описывающая процесс работы любой машины как многомассовой взаимосвязанной динамической системы, в матричной форме имеет вид:

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

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

$\{Z(t)\}$  — вектор обобщенных координат системы;

$\{P(t)\}$  — вектор внешней нагрузки.

Общее решение уравнения (2) имеет вид

$$\{Z(t)\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \{Z_0(\omega)\} e^{i\omega t} d\omega. \quad (3)$$

Отсюда можно получить статистические характеристики силового воздействия на грузонесущую систему. Используя матрицы влияния и корреляционные моменты внешних сил, определенные при расчете МКЭ, находим корреляционную матрицу компонент напряженного состояния:

$$[K_{\sigma_j}^v] = [\sigma_j^1] \cdot K_{Rkn}, \quad (4)$$

где  $[\sigma_j^1]$  — матрица влияния, элементы которой представляют собой произведения компонент тензора напряжений в  $j$ -м конечном элементе от действия единичной нагрузки;

$K_{Rkn}$  — корреляционные моменты внешнего силового воздействия на несущую систему;

$v$  — символ производной по времени.

Грузонесущие системы большинства конструкций, в том числе и лесных машин, состоят из тонкостенных элементов, в которых реализуется двухосное напряженное состояние. Предположим, что наибольшие усталостные повреждения (основная причина разрушения несущих конструкций) возникают в плоскости действия максимальных касательных напряжений. В этом случае для оценки усталостной долговечности воспользуемся формулой, предложенной в работе [1]:

$$T = \frac{2\pi N_0 \tau_{-1}^m}{\omega_0 S_{\tau_3}^m 2^{m/2} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right) P\left\{\left(\xi \tau_{-1}/S_{\tau_3}\right)^2, m+2\right\}}, \quad (5)$$

где  $\tau_{-1}$ ,  $N_0$  и  $m$  — параметры степенного уравнения кривой усталости;

$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$  — полная гамма-функция;

$P\left\{\left(\xi \frac{\tau_{-1}}{S_{\tau_3}}\right)^2, m+2\right\}$  — функция  $\chi^2$  распределения Пирсона;

$S_{\tau_3}$  — стандарт процесса изменения эквивалентных касательных напряжений;

$\omega_0$  — средняя циклическая частота процесса нагружения,  $\omega_0 = S_{\dot{\tau}_3}/S_{\tau_3}$ ;

$\xi = \omega_3/\omega_0$  (здесь  $\omega_3 = S_{\ddot{\tau}_3}/S_{\dot{\tau}_3}$  — средняя циклическая частота первой производной процесса нагружения).

Используя формулу (5), получим верхнюю оценку долговечности, соответствующую схематизации нагрузочного режима методом «размахов», а для оценки нижней границы долговечности примем коэффициент сложности структуры процесса  $\xi = 1$ , что соответствует схематизации методом «выбросов».

Ориентация наиболее опасной с точки зрения усталостной долговечности площадки и соответственно значение  $S_{\tau_3}$  определяются направлением, величиной и знаком (растяжение или сжатие) главных напряжений. Если оба главных напряжения, действующих в плоскости, параллельной срединной плоскости элемента, растягивающие или оба сжимающие (имеют одинаковые знаки), то стандарт процесса  $\tau_3$  находят по выражению:

$$S_{\tau_3}^2 = b_1^2 S_{\sigma_x}^2 + b_2^2 S_{\sigma_y}^2 + b_3^2 S_{\tau_{xy}}^2 + 2b_1 b_2 K_{\sigma_x \sigma_y} + 2b_1 b_3 K_{\sigma_x \tau_{xy}} + 2b_2 b_3 K_{\sigma_y \tau_{xy}}, \quad (6)$$

где  $b_1 = 0,5 \cos^2 \alpha$ ;  $b_2 = 0,5 \sin^2 \alpha$ ;  $b_3 = 0,5 \sin 2\alpha$ ;  
 $S$  и  $K$  — стандарты и корреляционные моменты процессов  $\sigma_x(t)$ ,  $\sigma_y(t)$  и  $\tau_{xy}(t)$ , с помощью которых описывается напряженное состояние в конечном элементе.

Если одно из главных напряжений растягивающее, а другое сжимающее (имеют разные знаки), то:

$$S_{\tau_3}^2 = d_1^2 (S_{\sigma_x}^2 + S_{\sigma_y}^2 - 2K_{\sigma_x \sigma_y}) + d_2^2 S_{\tau_{xy}}^2 + 2d_1 d_2 (K_{\sigma_x \tau_{xy}} - K_{\sigma_y \tau_{xy}}), \quad (7)$$

где  $d_1 = 0,5 \sin 2\beta$ ;  $d_2 = 0,5 \cos 2\beta$ .

Для получения оценки долговечности необходимо знать ориентацию площадки с наибольшим накопленным повреждением, определяемую значениями углов  $\alpha$  и  $\beta$ , входящих в (6) и (7). Значения  $\alpha$  и  $\beta$  находим из условия максимума  $S_{\tau_3}^2$ . В этом случае выражение для определения угла  $\alpha$  принимает вид

$$b_1 \dot{b}_1 S_{\sigma_x}^2 + b_2 \dot{b}_2 S_{\sigma_y}^2 + b_3 \dot{b}_3 S_{\tau_{xy}}^2 + (b_1 \dot{b}_2 + \dot{b}_1 b_2) K_{\sigma_x \sigma_y} + (b_1 \dot{b}_3 + \dot{b}_1 b_3) K_{\sigma_x \tau_{xy}} + (b_2 \dot{b}_3 + \dot{b}_2 b_3) K_{\sigma_y \tau_{xy}} = 0, \quad (8)$$

где точками обозначены производные по  $\alpha$ .

Угол  $\beta$  находим по формуле

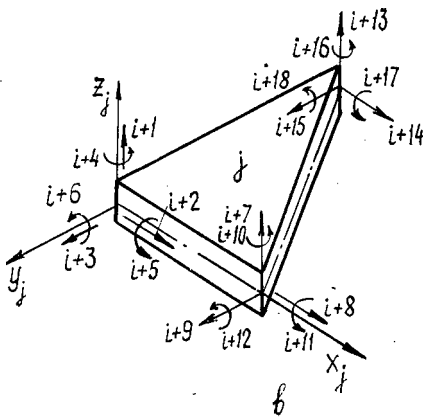
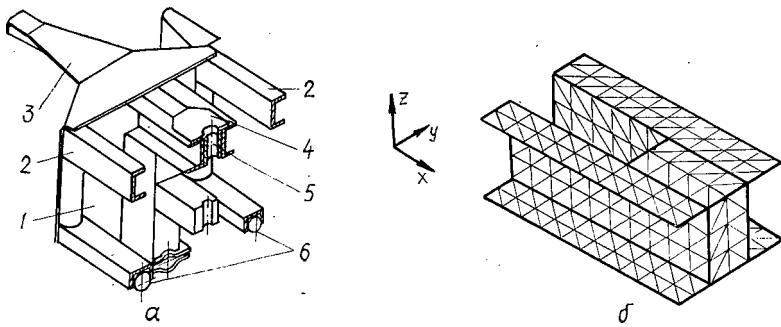
$$d_1 \dot{d}_1 (S_{\sigma_x}^2 + S_{\sigma_y}^2 - 2K_{\sigma_x \sigma_y}) + d_2 \dot{d}_2 S_{\tau_{xy}}^2 + (d_1 \dot{d}_2 + \dot{d}_1 d_2) (K_{\sigma_x \tau_{xy}} - K_{\sigma_y \tau_{xy}}) = 0, \quad (9)$$

где точками обозначены производные по  $\beta$ .

Следовательно, для расчетной оценки долговечности конструкции по известным стандартам и корреляционным моментам компонент напряженного состояния по выражениям (8) и (9) необходимо определить ориентацию площадки с наибольшим накопленным повреждением, а затем — значение  $S_{\tau_3}$ , используя (6) и (7) по условию:

$$S_{\tau_3} = \max \{ (S_{\tau_3})_{\alpha}, (S_{\tau_3})_{\beta} \}. \quad (10)$$

Конструкции несущих систем лесных машин обладают рядом специфических особенностей. Для них характерно широкое применение, наряду с тонкостенными стержневыми элементами, листовых элементов (рамы гусеничных трелевочных тракторов, несущие элементы технологического оборудования, рама тягача и несущая система прицепа-ропуска лесовозных автопоездов и т. д.). Наиболее целесообразно в этих случаях использовать пластинчатые конечноэлементные модели несущих систем или, как, например, для несущего кузова полуприцепа-щеповоза, составлять комбинированные расчетные схемы, включающие стержневые и пластинчатые конечные элементы.



Рама прицепа — роспуска: а — общий вид; б — расчетная схема подкониковой балки; в — выделенный треугольный  $j$ -й конечный элемент; 1 — щека; 2 — верхние поперечные балки; 3 — тяговая балка; 4 — подкониковая плита; 5 — подкониковая балка; 6 — нижние поперечные балки

Рассмотрим конкретизацию изложенной методики применительно к оценке усталостной долговечности несущей системы (рамы) прицепа-роспуска. Учитывая особенности конструкции (рис. а), для ее моделирования использовали треугольные конечные элементы с узловыми точками в вершинах углов. На рис. б показана схема подкониковой балки, разбитая на конечные элементы, а на рис. в — выделенный  $j$ -й конечный элемент. Каждая узловая точка обладает шестью степенями свободы. Внешняя узловая нагрузка от пачки и тросов управления крестообразной сцепки приведена к соответствующим узлам в виде сосредоточенных сил и моментов. При составлении расчетной схемы использовано свойство симметрии конструкции, для чего в узлах системы, лежащих на оси симметрии, введены запрещенные перемещения. Всего расчетная схема включает 408 узлов и 726 конечных элементов.

Полную потенциальную энергию деформации системы находили по выражению (1) на основании зависимостей, описывающих энергию деформации треугольных пластинчатых элементов [3]. В результате расчетов определены компоненты напряженного состояния в каждом из  $M$  конечных элементов при действии статической нагрузки  $P_i$ , а также получены матрицы влияния от единичной нагрузки  $[\sigma_i]$ .

Для определения сил, действующих на несущую систему прицепа-роспуска, использованы дифференциальные уравнения, описывающие движение лесовозного автопоезда [2]. В этом случае система уравнений (2) принимает вид

$$[M]\{\ddot{Z}(t)\} + [K]\{\dot{Z}(t)\} + [C]\{Z(t)\} = [\tilde{C}]\{q(t)\} + [\tilde{K}]\{\dot{q}(t)\}, \quad (11)$$

где  $[\tilde{C}]$  и  $[\tilde{K}]$  — матрицы, характеризующие жесткостные и демпфирующие свойства подвески лесотранспортной системы;

$\{q(t)\}$  — вектор ординат случайных дорожных воздействий.

После подстановки (3) в уравнение (11) и соответствующих преобразований получаем выражение для комплексной матрицы амплитудно-частотных характеристик перемещений дискретных масс рассматриваемой динамической системы

$$[W_{\{z_0\}}(i\omega)] = \frac{([\tilde{C}] + i\omega[\tilde{K}]][H]}{[C] + i\omega[K] - \omega^2[M]}, \quad (12)$$

где  $[H]$  — прямоугольная матрица, на главной диагонали которой расположены элементы  $e^{-i\omega t_n}$ , характеризующие запаздывание возмущающего воздействия на  $n$ -ю ось автопоезда по отношению к воздействию на первую ось, а остальные элементы нулевые;

$\omega$  — круговая частота вынужденных колебаний.

Для определения динамической реакции на раму прицепа-ропуски необходимо учесть особенности его балансирной подвески. Динамическую реакцию передней оси находим по формуле

$$R_{\xi_n} = \frac{1}{2} k_{\text{шп}} (\dot{\xi}_n - \dot{q}_n) + \frac{1}{2} c_{\text{шп}} (\xi_n - q_n), \quad (13)$$

где  $c_{\text{шп}}$  и  $k_{\text{шп}}$  — коэффициенты жесткости и сопротивления шин передней оси ропуска;

$\xi_n$  — вертикальные перемещения передней оси;

$q_n$  — ордината микронеровностей дороги под передней осью.

После преобразований Лапласа и Фурье выражения (13) переходим к частотной характеристике динамической реакции

$$W_{R_n}(i\omega) = \frac{1}{2} (k_{\text{шп}}i\omega + c_{\text{шп}}) W_{\xi_n}(i\omega) - \frac{1}{2} (k_{\text{шп}}i\omega + c_{\text{шп}}) e^{-i\omega t_n}, \quad (14)$$

где  $W_{R_n}(i\omega)$  — передаточная функция динамической реакции на раму от передней оси ропуска;

$W_{\xi_n}(i\omega)$  — передаточная функция вертикальных перемещений передней оси, определяемая с помощью выражения (12);

$t_n$  — время запаздывания воздействия на переднюю ось ропуска относительно первой оси автопоезда.

Аналогичным образом определяли передаточную функцию динамической реакции на раму от задней оси ропуска  $W_{R_s}(i\omega)$ . Тогда стандарт общей динамической реакции на несущую систему прицепа-ропуски

$$S_R^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |W_{R_n}(i\omega) + W_{R_s}(i\omega)|^2 S_q(\omega), \quad (15)$$

где  $S_q(\omega)$  — спектральная плотность воздействия от неровностей дороги.

Стандарты первой и второй производных процесса динамической нагруженности находим по формулам

$$S_{\dot{R}}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \omega^2 |W_{R_n}(i\omega) + W_{R_s}(i\omega)|^2 S_q(\omega); \quad (16)$$

$$S_{\ddot{R}}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \omega^4 |W_{R_n}(i\omega) + W_{R_s}(i\omega)|^2 S_q(\omega).$$

Для определения корреляционных матриц компонент напряженного состояния в конечных элементах воспользуемся выражением (4), которое в рассматриваемом случае принимает вид:

$$[K_{\sigma_j}^v] = \begin{vmatrix} \sigma_{xj}\sigma_{xj} & \sigma_{xj}\sigma_{yj} & \sigma_{xj}\tau_{xyj} \\ & \sigma_{yj}\sigma_{yj} & \sigma_{yj}\tau_{xyj} \\ & & \tau_{xyj}\tau_{xyj} \end{vmatrix} \cdot S_{R^v}^2, \quad (17)$$

где  $\sigma_{xj}$ ,  $\sigma_{yj}$ ,  $\tau_{xyj}$  — элементы матрицы влияния, представляющие собой компоненты тензора напряжений в  $j$ -м конечном элементе от действия единичной нагрузки.

Усталостную долговечность  $T$  конструкции оценивали по наиболее нагруженным элементам в соответствии с формулой (5). Анализ напряженно-деформированного состояния несущей системы прицепа-ропуса показал, что наиболее нагруженным элементом конструкции является подкониковая балка, максимум эпюры напряжений по длине которой приходится на место приварки подкониковой плиты к верхним полкам швеллеров (рис. а).

В результате расчетов получены корреляционные матрицы компонент напряженного состояния и двух их первых производных

$$K_c = \begin{vmatrix} 557,4 & 854,1 & -58,5 \\ & 1308,7 & -89,6 \\ & & 6,2 \end{vmatrix}; \quad K'_c = \begin{vmatrix} 6967,5 & 10077,8 & -689,7 \\ & 14395,2 & -1020,9 \\ & & 72,6 \end{vmatrix};$$

$$K''_c = \begin{vmatrix} 100630,6 & 136610,2 & -9349,3 \\ & 180739,1 & -13327,8 \\ & & 983,4 \end{vmatrix}.$$

При этом статические напряжения в конечном элементе составили:  $\sigma_x = 99,3$  МПа,  $\sigma_y = 152,4$  МПа,  $\tau_{xy} = 10,6$  МПа.

Согласно условию (10), на основании зависимостей (6) — (9) было определено значение  $S_{-1}$ , которое в рассматриваемом случае равнялось 17,9 МПа, причем значения  $S$  и  $K$ , входящие в эти выражения, брали из соответствующих корреляционных матриц.

При вычислении оценок долговечности нижнюю границу суммирования повреждений принимали равной  $0,5\tau_{-1}$ ,  $\tau_{-1} = 28$  МПа,  $m = 4$ ,  $N_0 = 5 \cdot 10^6$ . В результате расчетов по формуле (5) нижняя и верхняя границы усталостной долговечности соответственно равнялись 108 и 126 тыс. км пробега в заданных условиях эксплуатации.

Применение предлагаемой методики показало, что основным элементом, лимитирующим надежность несущей системы ролпуса, является подкониковая балка. Внесение необходимых конструктивных изменений, направленных на ее усиление, с соответствующей оценкой по критерию  $T$ , позволит существенно повысить ресурс ролпуса.

Данная методика позволяет выбрать наиболее рациональные конструктивные решения на этапе проектирования для получения заданных показателей надежности.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Гусев А. С., Светлицкий В. А. Расчет конструкций при случайных воздействиях.— М.: Машиностроение, 1984.— 238 с. [2]. Жуков А. В., Кадолко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Мн.: Наука и техника, 1978.— 264 с. [3]. Постнов В. А., Хархурим И. Я. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций.— Л.: Судострое-

ние, 1974.— 342 с. [4]. Фельзенштейн В. С. Расчет несущих конструкций прицепов как тонкостенных систем методом конечных элементов: Автореф. дис. . . канд. техн. наук.— Челябинск, 1983.— 21 с.

Поступила 21 апреля 1987 г.

УДК 629.1.033.2

## К ВОПРОСУ ПРИМЕНЕНИЯ ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ НА ЛЕСОСЕЧНЫХ МАШИНАХ

З. Я. ЕСАФОВА, В. Д. ЕСАФОВ

Архангельский лесотехнический институт

За последние 15 . . . 20 лет в СССР и за рубежом значительно возрос интерес к транспортным средствам для движения по бездорожью. Многочисленные авторские свидетельства и патенты предлагают принципиальные решения таких средств.

Особого внимания заслуживают средства передвижения с шагающим движителем, обеспечивающим высокую проходимость по слабонесущим грунтам, приспособляемость к рельефу местности, надежную сцепляемость с верхним покрытием трассы. По сравнению с гусеничным и колесным, шагающие движители имеют несомненные преимущества с лесоводственной точки зрения: сохранение жизнеспособного подроста, минимальное нарушение водно-физических и противоэрозийных свойств почвы.

В настоящее время на лесосечных работах широко применяют машины циклического действия с гусеничными движителями, предназначенные для валки и компоновки пачек деревьев, которые перемещаются по лесосеке от одной группы деревьев к другой. Время переезда их относительно мало по сравнению с общим временем цикла обработки деревьев с одной стоянки. Для валочно-пакетирующей машины ЛП-19 оно составляет 18 . . . 20 %\* от общего времени цикла. Таким образом, трансмиссия и ходовая система машины фактически простаивают.

Мощность, необходимая для срезания и направленной валки деревьев, составляет 20 . . . 30 кВт, а для перемещения машины по лесосеке 80 . . . 110 кВт. Реализация этой мощности по сцеплению движителя с грунтом требует увеличения суммарной массы машины. В результате энерго- и металлоемкость агрегата неоправданно велики, а сложность конструкции узлов и деталей трансмиссии и ходовой части снижает коэффициент технической готовности машины.

Представим себе аналогичную машину с ходовой системой шагающего типа, один из вариантов которой приведен на рис. 1. Шагающий движитель состоит из четырех опорных лап 1, шарнирно установленных на раме 4 машины с помощью гидравлических телескопов 2, поворотного круга 3, выдвижной рамки 5, также оснащенной четырьмя лапами 7 с телескопическими удлинителями 6.

Последовательное выдвижение рамки и передвижение корпуса машины по направляющим рельсам выдвижной рамки может осуществляться однобарабанной лебедкой с «бесконечным» тросом или телескопическим гидроцилиндром. Привод всех механизмов машины гидрообъемный.

Порядок перемещения машины по лесосеке следующий. По окончании валки группы деревьев с одной стоянки машины оператор поднимает лапы рамки, выдвигает рамку на полную величину, опускает

\* Виногоров Г. К. Лесосечные работы.— М.: Лесн. пром-сть, 1981.— 272 с.