

УДК 377.44

Д.В. Клоков, ассистент; А.Н. Бычек, ассистент

ОЦЕНКА НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ЛЕСНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

The rating of loading modes is given and key parameters of leading system of forwarder are proved.

Проведенные на основе разработанной математической модели погрузочно-транспортной машины [1] теоретические и экспериментальные исследования позволили оценить значения и установить влияние параметров динамической системы на нагруженность ее элементов при различных режимах работы машины. Анализ результатов, полученных для наиболее типичных условий эксплуатации, позволил выделить и оценить нагрузочные режимы, выработать рекомендации по совершенствованию конструкции колесной погрузочно-транспортной машины, провести оптимизацию ее основных параметров.

На рис. 1 и 2 представлены зависимости динамических реакций на мостах машин 4К4 и 6К6 с продольными базами в диапазоне 3,81...4,35 м, при различных скоростях движения и нагрузках. Анализируя приведенные зависимости, можно проследить, что при движении по пасечному волоку отмеченный характер изменения среднеквадратичных значений угловых и вертикальных ускорений с увеличением скорости движения возрастает на всех нагрузочных режимах.

Поэтому движение по пасечному волоку рассматривалось как один из наиболее сложных режимов, т. к., безусловно, при эксплуатации машины всегда возможны наезды на единичные неровности в виде пней или порубочных остатков.

Расчеты показали, что рассматриваемые показатели для условий эксплуатации по дорогам с улучшенным покрытием в среднем имеют значения в 1,7 раза меньше, чем при движении по пасечному волоку (технологическому коридору).

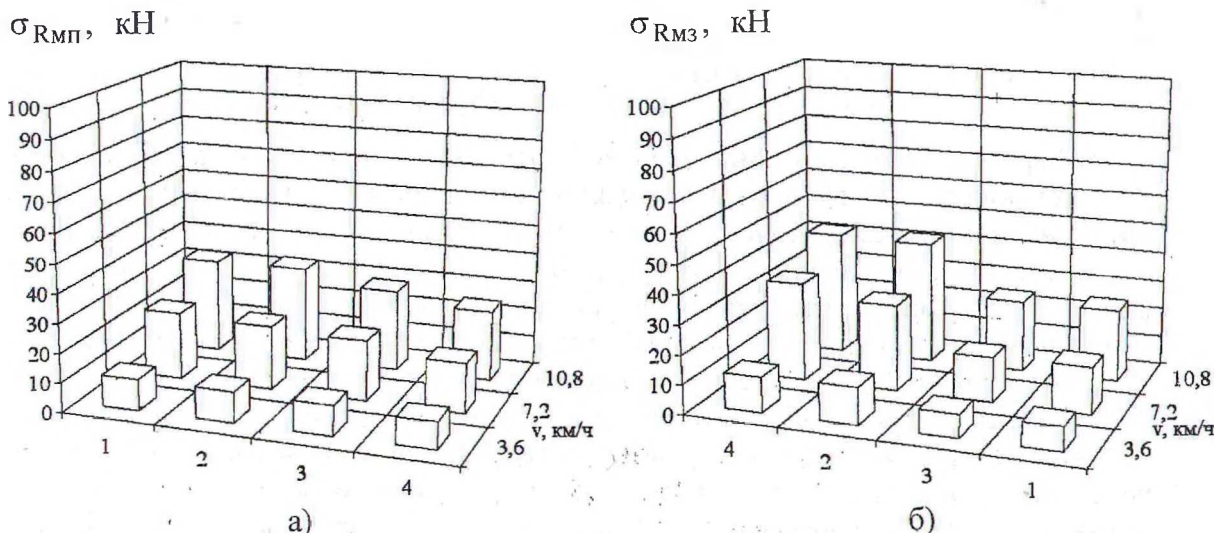


Рис. 1. Зависимость средних квадратичных значений амплитуд вертикальных динамических реакций переднего (а) и заднего (б) мостов колесной погрузочно-транспортной машины 4К4 от скорости v при движении по пасечному волоку: 1, 2 – машина соответственно без груза и с грузом 5 т (при $L_6=3,81$ м); 3, 4 – ($L_6=4,35$ м)

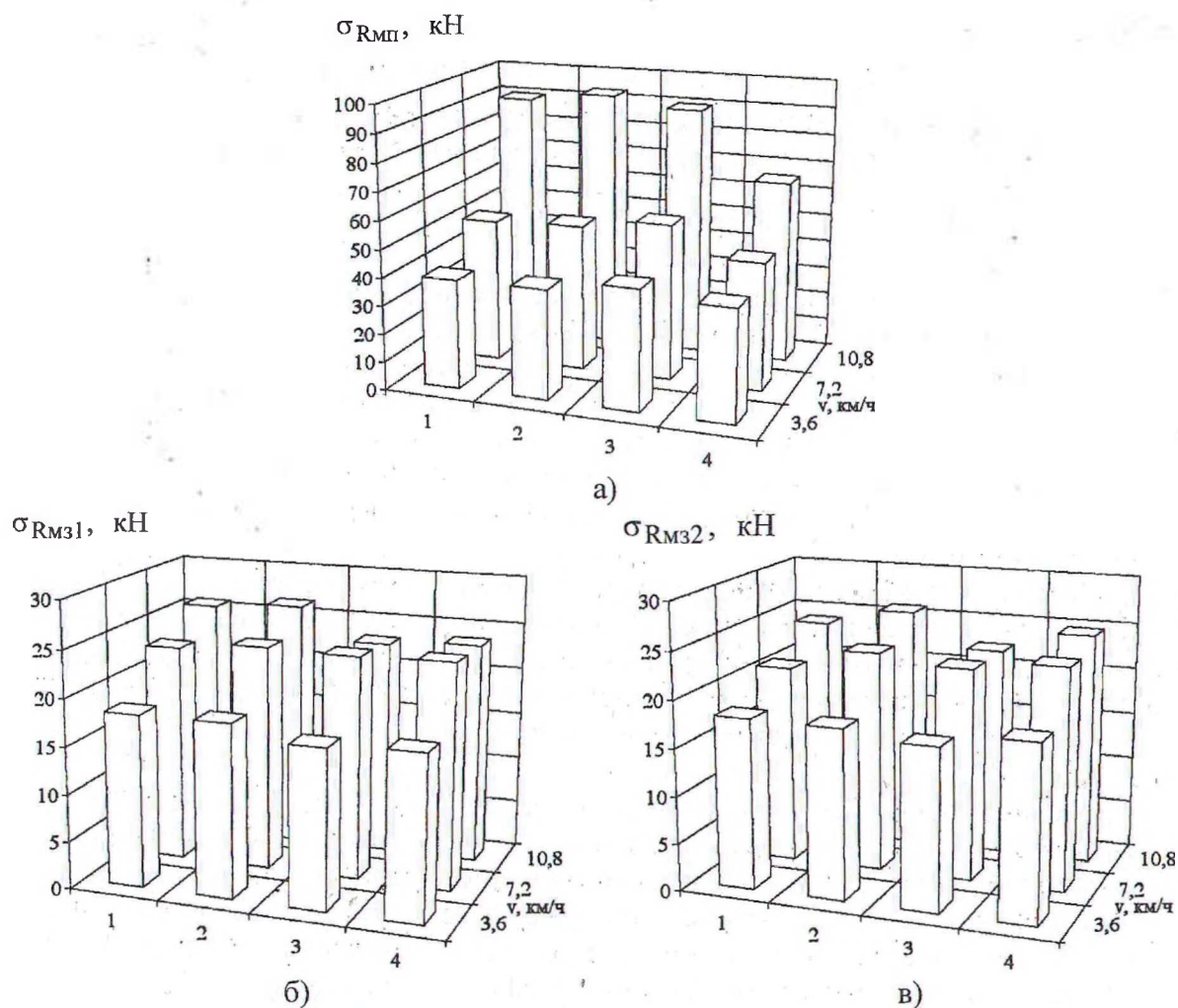


Рис. 2. Зависимость средних квадратичных значений амплитуд вертикальных динамических реакций переднего моста (а) и балансирной тележки (б, в) колесной погрузочно-транспортной машины БК6 от скорости v при движении по пасечному волоку: 1, 2 – машина соответственно без груза и с грузом 5 т (при базе $L_6=3,81$ м); 3, 4 – ($L_6=4,35$ м)

Подробным исследованием одного из наиболее характерных переходных режимов движения лесной погрузочно-транспортной машины, каковым является преодоление единичной неровности, установлено, что, как правило, длина и высота неровности взаимосвязаны и увеличение высоты неровности сопровождается увеличением ее длины. Однако нередки случаи, когда лесной машине приходится преодолевать «нестандартные» препятствия: пень, лежащее дерево и т. д., которые оказывают более существенное влияние на нагруженность ходовой системы и машины в целом.

Моделирование процесса переезда единичных неровностей производилось при различных скоростях движения. Анализ проводился по максимальным значениям динамических реакций мостов машины (рис. 3). Диапазон варьирования скоростей движения находился в пределах: 3,6...10,8 км/ч; высоты неровностей составляли 0,2 и 0,3 м; а длины неровностей 0,3 и 0,6 м.

Полученные данные показывают, что с увеличением высоты неровности от 0,2 до 0,3 м значения вертикальных динамических реакций мостов увеличиваются на

30...40 %. Также заметное влияние на их величину оказывают длина неровности и скорость движения.

С увеличением длины неровности от 0,3 до 0,6 м значения динамических реакций мостов уменьшаются, причем с увеличением скорости движения они уменьшаются с разной интенсивностью: так, для реакций заднего моста при скорости движения 3,6 км/ч значение реакции уменьшается на 62,3 %, при 7,2 км/ч – на 71,4 %. Минимальные значения реакция заднего моста имеет на малых скоростях движения, с увеличением скорости значение реакции возрастает и достигает максимума при 10,8 км/ч.

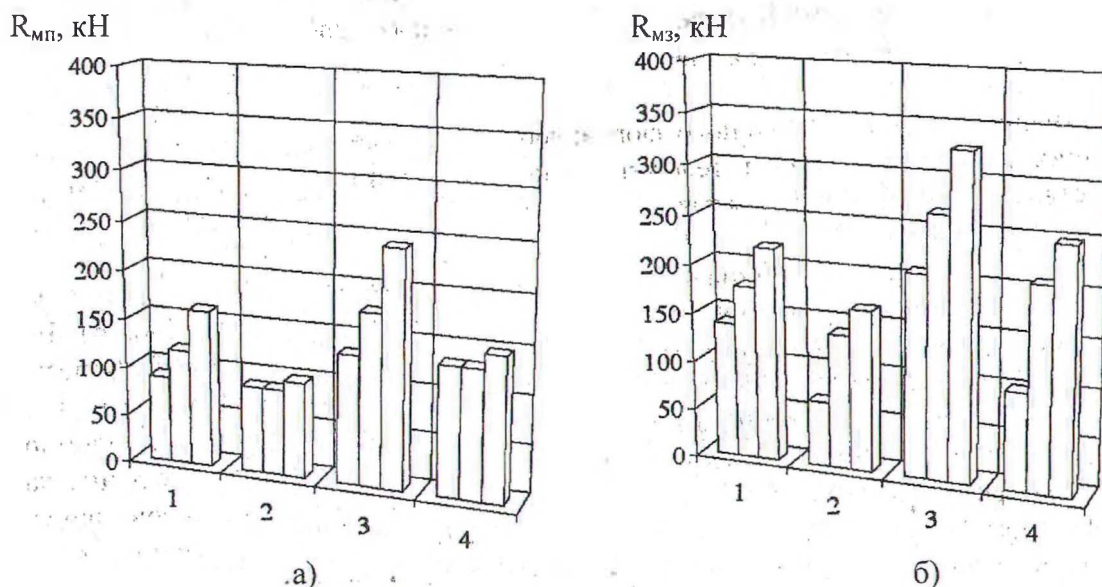


Рис. 3. Зависимость вертикальных динамических реакций переднего (а) и заднего (б) мостов машины 4К4 с грузом 5 т ($L_6=4,35$ м) от скорости v (3,6, 7,2 и 10,8 км/ч) при переезде неровности: при высоте неровности 0,2 м и длине – 0,3 (1) и 0,6 (2) м; при высоте неровности 0,3 м и длине – 0,3 (2) и 0,6 (4) м

Спектральный анализ процессов движения машины также подтверждает вывод о том, что с увеличением скорости частота изменения динамических реакций возрастает. Проанализировав процесс изменения динамических реакций, можно констатировать, что наиболее приемлемой схемой является лесная машина на базе шасси БК6 с базой 4,35 м.

Однако, как и во всех рассматриваемых вариантах, одним из ограничивающих факторов выступает эксплуатационная скорость. Установлено, что по нагруженности переднего моста при движении по пасечному волоку скорость не должна превышать 7,2 км/ч. На магистральном волоке (лесной дороге) допустимая скорость до 10,8 км/ч, что явно достаточно для реализации показателей эффективности машины при эксплуатации.

После рассмотрения возникающих нагрузок на переднем мосту балансирной тележки погрузочно-транспортной машины БК6 можно констатировать, что характер их изменения в зависимости от эксплуатационных условий существенно отличается. При базе машины 4,35 м и скоростях движения 3,6 и 10,8 км/ч как частотный диапазон, так и размах амплитуд указывают на зависимость динамических реакций от параметров

машины. На переднем мосту максимум спектральной плотности динамической реакции приходится на частоты от 1,5 до 10 Гц при указанных скоростях.

Характер изменения спектральных плотностей динамических реакций на колесах тандемной тележки обусловлен наличием балансирной оси и, как следствие, имеет два экстремума. Амплитуды сдвигаются при этом по возрастающей для скорости движения 3,6 км/ч до частоты 8 Гц. При скорости движения 10,8 км/ч характер кривых изменяется противоположно как для передних, так и для задних колес балансирной тележки с частотным диапазоном до 25–30 Гц и имеет первый всплеск большей величины, чем второй. Объяснением этому может служить кинематика работы балансирной равноплечей тележки. Динамические реакции с базой машины 3,81 м по расчетам имеют большие значения S_{R31} и S_{R32} .

Анализ динамики груженого форвардера показывает, что происходит разгрузка передних колес балансирной тележки и дополнительное нагружение задних колес вследствие влияния со стороны таких факторов, как параметры шин, балансира, и условий движения.

Причем в относительном выражении картина выглядит следующим образом. Разгрузка передних колес балансира при движении груженой машины на скорости 3,6 км/ч может составлять до 30%. С увеличением скорости движения до 10,8 км/ч возможно увеличение неравномерности распределения динамических нагрузок в 1,63 раза. Следствием этого могут явиться циркуляция паразитной мощности привода тандемной тележки, повышение нагруженности трансмиссии и машины в целом. Решение данной проблемы предполагает проведение специальных исследований процессов, происходящих в трансмиссии и в приводе балансирной тележки погрузочно-транспортной машины с колесной формулой 6К6.

По результатам расчетных и экспериментальных исследований установлено, что динамические нагрузки, передающиеся на погрузочно-транспортную машину от неровностей волока, превышают допускаемые величины.

При проектировании лесных машин используют, как правило, следующие основные критерии оптимальности: минимум приведенных затрат; максимум экономической эффективности; минимум потерь; технические критерии. В целом эти критерии являются комплексными, так как учитывают ряд различных факторов, влияющих на работу системы машины.

Параметры выходных процессов и их количество определяются в каждом конкретном случае конкретной постановкой задачи исследования. При определении параметров шин и подвески груза рассматривается математическая модель колебаний погрузочно-транспортной машины в комплексе. В качестве выходного процесса исследовались величина вертикальной динамической реакции мостов машины R_Y ($K_{дин}$), а также значения коэффициента динамичности $K_{дин}$.

Задача определения оптимальных параметров представляется следующим образом: расчет оптимальных жесткостей $c_{ш}^Y$ и $c_{п}^Y$, коэффициентов неупругого сопротивления $k_{ш}^Y$, $k_{п}^Y$ и продольной базы L_6 при условии минимизации целевой функции и соблюдении условий ограничения.

Целевая функция в таком случае имеет вид

$$F = f(c_{ш}^Y, k_{ш}^Y, c_{п}^Y, k_{п}^Y, M, L_6) = K_{дин} \rightarrow \min,$$

$$c_{ш}^y, c_{п}^y, k_{ш}^y, k_{п}^y, L_6 \in V_{п},$$

где c – оптимизируемый (управляемый) параметр жесткости; k – оптимизируемый (управляемый) параметр неупругого сопротивления; M – задаваемые динамические параметры системы ($M = M_t, M_{гр}, \dots M_n$); $K_{дин}$ – коэффициент динамичности, нормативное значение которого при расчете принимается равным 2,5 [2]; $V_{п}$ – область существования значений управляемых параметров, задаваемая прямыми ограничениями на них.

Условия ограничений:

$$\left. \begin{aligned} c_{ш}^y > 0; k_{ш}^y > 0; c_{п}^y > 0; k_{п}^y > 0; \\ 3,8 \leq L_6 \leq 5; \\ K_{дин} \leq 2,5. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Пределы изменения каждого из параметров являются параметрическими ограничениями (1), которые выделяют в пространстве параметров n -й объем $V_{п}$. В дальнейшем нас будут интересовать значения параметров, принадлежащие области $V_{п}$, так как только им будут соответствовать оптимизируемые параметры с учетом отмеченных ограничений.

При заданных и управляемых оптимизируемых параметрах системы нам необходимо определить функцию F , или коэффициент динамичности $K_{дин}$. Для его определения необходимо провести анализ вынужденных вертикальных колебаний погрузочно-транспортной машины, описываемых системой дифференциальных уравнений [1].

$$F = K_{дин} = (R_Y + P_{шм}^Y - P_{п}^Y) / R_Y.$$

При проведении расчетов определялись необходимые параметры, входящие в выражения целевой функции и ограничений. Расчеты выполнялись при следующих условиях: скорость движения принималась в пределах 3,6...10,8 км/ч; объем рейсовой нагрузки максимален – 6 м³; перераспределение вертикальной нагрузки между передним и задним мостами стремится к 1; поверхность движения – пасечный волок, ровность которого является самой неудовлетворительной для нашего случая.

Результаты расчетов оптимальных параметров шин представлены на рис. 4.

В результате анализа полученных данных установлено, что область оптимальных параметров определяется следующими интервалами: радиальная жесткость шин $c_{ш}=500...600$ кН/м, коэффициент неупругого сопротивления $k_{ш}=45...55$ кН·с/м, жесткость демпфирующих элементов грузовой платформы $c_{п}=1700...1750$ кН/м, коэффициент неупругого сопротивления $k_{п}=65...70$ кН·с/м и продольная база погрузочно-транспортной машины $L_6=4,2...4,5$ м.

Рекомендуемые значения жесткости и коэффициента неупругого сопротивления снижают величину средних квадратичных значений динамических реакций мостов в среднем на 23...35 %.