

Успешное внедрение прогрессивной сортиментной заготовки невозможно без оснащения предприятий лесозаготовительной отрасли высокопроизводительными магистральными автопоездами-сортиментовозами, оборудованными гидроманипуляторами. Возможным путем решения этой задачи является их создание на базе автомобилей и прицепного состава Минского автомобильного завода. Выбор гидроманипулятора должен производиться на основе сочетания его параметров и параметров базовой машины, а также рационального его размещения для обеспечения высокой производительности, экономичности, удобства управления и обслуживания.

УДК 629.114.2

Д.В. Клоков, асс.;

С.В. Трибуль, студ.

### **РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ДИНАМИКИ ПРИЦЕПНОГО ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ ТРАКТОРА МТЗ-82В**

The mathematical model of the forwarder has been developed. It permits design variants of the transmission.

Погрузочно-транспортные агрегаты различной грузоподъемности (от 4 до 10 т), агрегируемые с сельскохозяйственными тракторами, предназначены для сбора, погрузки и транспортировки сортиментов по лесосекам, волокам, усам и лесовозным дорогам, а также для их разгрузки. Наиболее известные из них выпускаются фирмами "Nokka-Tune", "FARM", "NIAB", "RATU". Широкое распространение погрузочно-транспортные агрегаты получили среди фермеров в Финляндии и Швеции. С их использованием вывозится около 25% древесины, заготавливаемой в частных лесах. В настоящее время на предприятиях Министерства лесного хозяйства Республики Беларусь эксплуатируется около 40 таких машин.

В акционерном обществе "Амкодор" создан подъемно-транспортный агрегат ПТА-1, состоящий из пассивного балансирного прицепа ПБ-1 грузоподъемностью 9 т с габаритными размерами 6800x2200x2800 мм, дорожным просветом 600 мм и универсального манипулятора МУ-35. Данный агрегат предназначен для работы с тракторами МТЗ-80/82.

На Минском тракторном заводе создана новая лесная погрузочно-разгрузочная машина МПР-371, которая может использоваться с различными приводными прицепами.

Созданию данной машины предшествовал комплекс расчетно-теоретических исследований по обоснованию ее основных параметров.

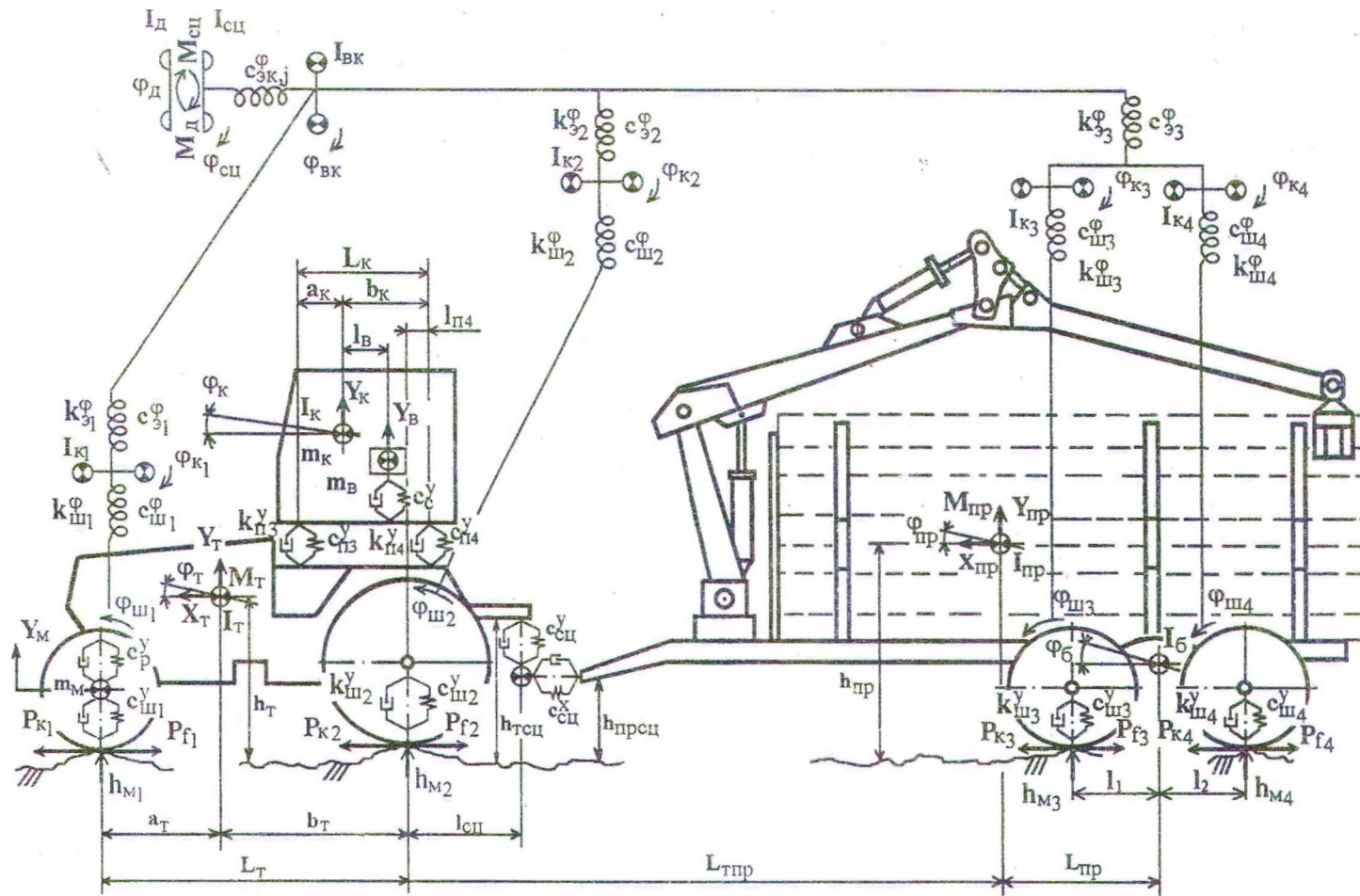


Рис. 1. Расчетная схема колебаний лесного погрузочно-транспортного агрегата

На рис. 1 приведена расчетная схема динамической системы лесного погрузочно-транспортного агрегата, разработанная с учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев.

Расчетная динамическая система имеет восемнадцать степеней свободы, позволяющих описать колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение лесотранспортной машины определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя -  $\varphi_d$ ; углами поворота элементов трансмиссии, соответственно сцепления и выходного вала коробки передач -  $\varphi_{сц}$ ,  $\varphi_{вк}$ ; угловыми перемещениями колес трактора и прицепа -  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$ ,  $\varphi_4$ ; угловыми перемещениями масс трактора, прицепа, кабины и балансирующего редуктора -  $\varphi_t$ ,  $\varphi_{пр}$ ,  $\varphi_k$ ,  $\varphi_b$ ; вертикальными перемещениями центра тяжести машины, прицепа, кабины и водителя -  $Y_t$ ,  $Y_{пр}$ ,  $Y_k$ ,  $Y_b$ ; продольным перемещением машины и прицепа -  $X_t$ ,  $X_{пр}$ .

На расчетной схеме обозначены соответствующие массы и моменты инерции, упруго-демпфирующие, размерные и кинематические параметры динамической системы.

Массы:  $M_t$  - масса трактора;  $M_{пр}$  - масса прицепа;  $m_m$ ,  $m_k$ ,  $m_b$  - подвесные массы переднего моста, кабины, водителя.

Моменты инерции:  $I_d$  - момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления;  $I_{сц}$  - момент инерции ведомых частей и вала сцепления;  $I_{вк}$  - приведенный к первичному валу момент инерции вторичного вала со связанными с ним деталями КП;  $I_{1(2,3,4)}$  - приведенные к первичному валу КП суммарные моменты инерции колес с шинами ведущих мостов со связанными с ними деталями трансмиссии;  $I_t$ ,  $I_{пр}$ ,  $I_k$  - моменты инерции машины, прицепа, кабины.

Жесткости:  $c_{эк,j}^\varphi$ ,  $k_{эк,j}^\varphi$  - эквивалентная крутильная жесткость и сопротивление валов КП и вала сцепления на  $j$ -той передаче, приведенная к первичному валу;  $c_{эл(2,3,4)}^\varphi$ ,  $k_{эл(2,3,4)}^\varphi$  - эквивалентные крутильные жесткости и сопротивления валов привода мостов агрегата;  $c_{ш1(2,3,4)}^\varphi$ ,  $k_{ш1(2,3,4)}^\varphi$  - суммарные крутильные жесткости и сопротивления шин;  $c_{ш1(2,3,4)}^y$ ,  $k_{ш1(2,3,4)}^y$  - суммарные вертикальные жесткости и сопротивления соответствующих мостов машины;  $c_p^y$ ,  $c_{п3}^y$ ,  $c_{п4}^y$ ,  $c_c^y$ ,  $k_p^y$ ,  $k_{п3}^y$ ,  $k_{п4}^y$ ,  $k_c^y$  - суммарные вертикальные жесткости и сопротивления подвески переднего моста, кабины и сиденья оператора.

Расчетная схема учитывает значение крутящего момента двигателя  $M_d$ , задаваемого в зависимости от частоты вращения коленчатого вала по его статическим характеристикам, заданным в виде кусочно-линейных функций.

Необходимые для описания исследуемой динамической системы параметры элементов определяются расчетным путем или экспериментально.

Вывод дифференциальных уравнений движения осуществлялся традиционными энергетическими методами исходя из уравнений Лагранжа второго рода с последующей проверкой по анализу равновесия действующих сил и моментов. Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы машины в продольной вертикальной плоскости, имеет вид

$$\begin{aligned}
 I_d \cdot \ddot{\varphi}_d - M_d + M_{сц} &= 0; \\
 I_{сц} \cdot \ddot{\varphi}_{сц} - M_{сц} + M_{эк,j} &= 0; \\
 I_{вк} \cdot \ddot{\varphi}_{вк} - M_{эк,j} + M_{вк} &= 0; \\
 I_{к1} \cdot \ddot{\varphi}_{к1} - M_{э1} + M_{ш1} &= -P_{f1} \cdot r_{к1} / (i_{тр1} \cdot \eta_{тр1}); \\
 I_{к2} \cdot \ddot{\varphi}_{к2} - M_{э2} + M_{ш2} &= -P_{f2} \cdot r_{к2} / (i_{тр2} \cdot \eta_{тр2}); \\
 I_{к3} \cdot \ddot{\varphi}_{к3} - M_{э3} + M_{ш3} &= -P_{f3} \cdot r_{к3} / (i_{тр3} \cdot \eta_{тр3}); \\
 I_{к4} \cdot \ddot{\varphi}_{к4} - M_{э4} + M_{ш4} &= -P_{f4} \cdot r_{к4} / (i_{тр4} \cdot \eta_{тр4}); \\
 I_T \cdot \ddot{\varphi}_T - (M_{ш1}/r_{к1}) \cdot (h_T - r_{к1}) \cdot i_{тр1}/r_{к1} - (M_{ш2}/r_{к2}) \cdot (h_T - r_{к2}) \times \\
 \times i_{тр2}/r_{к2} - P_p^y \cdot a_T + P_{ш2}^y \cdot b_T + P_{сц}^y \cdot (b_T + l_{сц}) - P_{сц}^x \cdot (h_T - h_{тсц}) + P_{п3}^y \times \\
 \times (b_T + l_{п4} - L_k) + P_{п4}^y \cdot (b_T + l_{п4}) &= (P_{к1} + P_{к2} - P_{f1} - P_{f2}) \cdot h_T; \\
 I_k \cdot \ddot{\varphi}_k + P_{п4}^y \cdot b_k - P_{п3}^y \cdot a_k - P_c^y \cdot l_B &= 0; \\
 I_{пр} \cdot \ddot{\varphi}_{пр} - (M_{ш3}/r_{к3}) \cdot (h_{пр} - r_{к3}) \cdot i_{тр3}/r_{к3} - (M_{ш3}/r_{к3}) \cdot (h_{пр} - \\
 - r_{к3}) \cdot i_{тр3}/r_{к3} + P_{ш3}^y \cdot (L_{пр} - l_1) + P_{ш4}^y \cdot (L_{пр} + l_2) + P_{сц}^y \cdot (L_{тпр} - l_{сц}) + \\
 + P_{сц}^x \cdot (h_{пр} - h_{прсц}) &= 0; \\
 I_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 - P_{ш3}^y \cdot l_1 + P_{ш4}^y \cdot l_2 &= (P_{к3} + P_{к4} - P_{f3} - P_{f4}) \cdot h_{пр}; \\
 M_T \cdot \ddot{Y}_T - P_p^y - P_{ш2}^y + P_{п3}^y + P_{п4}^y &= 0; \\
 m_M \cdot \ddot{Y}_M + P_p^y - P_{ш1}^y &= 0;
 \end{aligned}$$



$$m_k \cdot \ddot{Y}_k - P_{п3}^y - P_{п4}^y + P_c^y = 0;$$

$$m_b \cdot \ddot{Y}_b - P_c^y = 0;$$

$$M_{пр} \cdot \ddot{Y}_{пр} - P_{ш3}^y - P_{ш4}^y + P_{сц}^y = 0;$$

$$(M_T + m_k + m_b) \cdot \ddot{X}_T - M_{ш1}/r_{к1} - M_{ш2}/r_{к2} + P_{сц}^x = P_{к1} + P_{к2} - P_{f1} - P_{f2};$$

$$M_{пр} \cdot \ddot{X}_{пр} - M_{ш3}/r_{к3} - M_{ш4}/r_{к4} - P_{сц}^x = P_{к3} + P_{к4} - P_{f3} - P_{f4}, \quad (1)$$

где  $M_d$  и  $M_{сц}$  - соответственно крутящие моменты двигателя и сцепления;  $M_{э,к,j}$  - крутящий момент на  $j$ -той передаче, приведенный к первичному валу КП;  $M_{вк} = M_{э1} + M_{э2} + M_{э3} + M_{э4}$  - крутящий момент на выходном валу КП,  $M_{э1(э2,э3,э4)}$  - крутящий момент в ветвях привода мостов;  $M_{ш1(ш2,ш3,ш4)}$  - реактивный момент в шинах ведущих мостов;  $P_{ш1}^y, P_{ш2}^y, P_{ш3}^y, P_{ш4}^y$  - соответственно приведенные силы шин трактора и прицепа;  $P_p^y, P_{п3}^y, P_{п4}^y, P_c^y$  - приведенные силы подвески переднего моста трактора, кабины и сиденья водителя.

Приведенные крутящие и реактивные моменты, а также силы, входящие в систему уравнений:

$$M_{э,к,j} = c_{э,к,j}^{\varphi} \cdot (\varphi_{сц} - \varphi_{вк}) + k_{э,к,j}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_{сц} - \dot{\varphi}_{вк});$$

$$M_{э1(2,3,4)} = c_{э1(2,3,4)}^{\varphi} \cdot (\varphi_{вк} - \varphi_{к1(2,3,4)}) + k_{э1(2,3,4)}^{\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_{вк} - \dot{\varphi}_{к1(2,3,4)});$$

$$M_{ш1(2,3,4)} = c_{ш1(2,3,4)}^{\varphi} \cdot (\varphi_{к1(2,3,4)} - \varphi_{ш1(2,3,4)}) + k_{ш1(2,3,4)}^{\varphi} \times \\ \times (\dot{\varphi}_{к1(2,3,4)} - \dot{\varphi}_{ш1(2,3,4)});$$

$$\varphi_{ш1,2} = \frac{[X_T + (h_T - r_{к1,2}) \cdot \varphi_T]}{r_{к1,2}} \cdot i_{тр1,2};$$

$$\varphi_{ш3,4} = \frac{[X_{пр} + (h_{пр} - r_{к3,4}) \cdot \varphi_{пр}]}{r_{к3,4}} \cdot i_{тр3,4};$$

$$P_p^y = c_p^y \cdot (-Y_T - a_T \cdot \varphi_T + Y_M) + k_p^y \cdot (-\dot{Y}_T - a_T \cdot \dot{\varphi}_T + \dot{Y}_M);$$

$$P_{ш1}^y = c_{ш1}^y \cdot (-Y_M + h_{м1}) + k_{ш1}^y \cdot (-\dot{Y}_M + \dot{h}_{м1});$$

$$P_{ш2}^y = c_{ш2}^y \cdot (-Y_T + b_T \cdot \varphi_T + h_{м2}) + k_{ш2}^y \cdot (-\dot{Y}_T + b_T \cdot \dot{\varphi}_T + \dot{h}_{м2});$$

$$P_{ш3}^y = c_{ш3}^y \cdot [-Y_{пр} + (L_{пр} - l_1) \cdot \varphi_{пр} - \varphi_6 \cdot l_1 + h_{м3}] + k_{ш3}^y \times$$

$$\begin{aligned}
& \times \left[ -\dot{Y}_{\text{пр}} + (L_{\text{пр}} - l_1) \cdot \dot{\phi}_{\text{пр}} - \dot{\phi}_6 \cdot l_1 + \dot{h}_{\text{м3}} \right]; \\
P_{\text{ш4}}^y &= c_{\text{ш4}}^y \cdot \left[ -Y_{\text{пр}} + (L_{\text{пр}} + l_2) \cdot \phi_{\text{пр}} + \phi_6 \cdot l_2 + h_{\text{м4}} \right] + k_{\text{ш4}}^y \times \\
& \times \left[ -\dot{Y}_{\text{пр}} + (L_{\text{пр}} + l_2) \cdot \dot{\phi}_{\text{пр}} + \dot{\phi}_6 \cdot l_2 + \dot{h}_{\text{м4}} \right]; \\
P_{\text{сц}}^y &= c_{\text{сц}}^y \cdot \left[ -Y_{\text{т}} + (b_{\text{т}} + l_{\text{сц}}) \cdot \phi_{\text{т}} + Y_{\text{пр}} + \phi_{\text{пр}} \cdot (L_{\text{тпр}} - l_{\text{сц}}) \right] + \\
& k_{\text{сц}}^y \cdot \left[ -\dot{Y}_{\text{т}} + (b_{\text{т}} + l_{\text{сц}}) \cdot \dot{\phi}_{\text{т}} + \dot{Y}_{\text{пр}} + \dot{\phi}_{\text{пр}} \cdot (L_{\text{тпр}} - l_{\text{сц}}) \right]; \\
P_{\text{сц}}^x &= c_{\text{сц}}^x \cdot \left\{ \left[ X_{\text{т}} - (h_{\text{т}} - h_{\text{тсц}}) \cdot \phi_{\text{т}} \right] - \left[ X_{\text{пр}} - (h_{\text{пр}} - h_{\text{прсц}}) \cdot \phi_{\text{пр}} \right] \right\} + \\
& + k_{\text{сц}}^x \cdot \left\{ \left[ \dot{X}_{\text{т}} - (h_{\text{т}} - h_{\text{тсц}}) \cdot \dot{\phi}_{\text{т}} \right] - \left[ \dot{X}_{\text{пр}} - (h_{\text{пр}} - h_{\text{прсц}}) \cdot \dot{\phi}_{\text{пр}} \right] \right\}; \\
P_{\text{п3}}^y &= c_{\text{п3}}^y \cdot \left[ Y_{\text{т}} + (b_{\text{т}} + l_{\text{п4}} - L_{\text{к}}) \cdot \phi_{\text{т}} - Y_{\text{к}} - \phi_{\text{к}} \cdot a_{\text{к}} \right] + k_{\text{п3}}^y \cdot \left[ \dot{Y}_{\text{т}} + (b_{\text{т}} + \right. \\
& \left. + l_{\text{п4}} - L_{\text{к}}) \cdot \dot{\phi}_{\text{т}} - \dot{Y}_{\text{к}} - \dot{\phi}_{\text{к}} \cdot a_{\text{к}} \right]; \\
P_{\text{п4}}^y &= c_{\text{п4}}^y \cdot \left[ Y_{\text{т}} + (b_{\text{т}} + l_{\text{п4}}) \cdot \phi_{\text{т}} - Y_{\text{к}} + \phi_{\text{к}} \cdot b_{\text{к}} \right] + k_{\text{п4}}^y \cdot \left[ \dot{Y}_{\text{т}} + (b_{\text{т}} + \right. \\
& \left. + l_{\text{п4}}) \cdot \dot{\phi}_{\text{т}} - \dot{Y}_{\text{к}} + \dot{\phi}_{\text{к}} \cdot b_{\text{к}} \right]; \\
P_{\text{с}}^y &= c_{\text{с}}^y \cdot (Y_{\text{к}} - l_{\text{в}} \cdot \phi_{\text{к}} - Y_{\text{в}}) + k_{\text{с}}^y \cdot (\dot{Y}_{\text{т}} - l_{\text{в}} \cdot \dot{\phi}_{\text{к}} - \dot{Y}_{\text{в}}).
\end{aligned}$$

Величины сил сопротивления качению колес соответствующих осей агрегата  $P_f$  учитывают перераспределение нагрузок от сил инерции и динамическое воздействие неровностей опорной поверхности при движении. Их значения можно определить по формуле

$$P_{f1(2,3,4)} = \left( R_{Y1(2,3,4)} + P_{\text{ш1}(2,3,4)}^y \right) \cdot f_{\text{с}},$$

где  $R_{Y1(2,3,4)}$  - вертикальные реакции опорной поверхности на передние и задние колеса машины;  $f_{\text{с}}$  - коэффициент сопротивления качению колес сортиментовоза.

Входящие в эту систему уравнений значения касательных сил тяги на ведущих колесах определяют по формуле

$$P_{k1(2,3,4)} = \left( R_{Y1(2,3,4)} + P_{\text{ш1}(2,3,4)}^y \right) \cdot \phi_{1(2,3,4)} \cdot \left( 1 - e^{-k\delta} \right),$$

где  $f_{1(2,3,4)}$  - коэффициент сцепления колеса с почвой;  $\delta$  - коэффициенты буксования ведущих колес;  $k$  - эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств грунта.

Рассматриваемая система уравнений (1) решалась методом Рунге-Кутты 4-го порядка точности с помощью специально разработанного комплекса модулей системы программ.

Использование данной модели позволяет описывать поведение лесотранспортной системы с учетом варьирования ее параметров и особенностей возмущающих факторов.

Оценка точности разработанной математической модели и методики расчета производились путем сравнения результатов теоретических исследований с данными эксперимента.

Проведенные с помощью разработанной математической модели исследования позволили оценить влияние параметров динамической системы на нагруженность ее элементов, при трогании, переключении передач и движении на установившихся режимах. На основе анализа полученных результатов разработаны рекомендации, направленные на совершенствование конструкции и оптимизации параметров ее отдельных элементов с учетом условий и режимов эксплуатации.

УДК 634.377

В. А. Симанович, доцент;  
Я. И. Остриков, доцент;  
С. Г. Субоч, аспирант

### **ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ОЦЕНКА РАБОТЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ**

The technological work of a wheel skidder in various conditions is described.

Создание специальной колесной лесной техники на базе сельскохозяйственных машин сопряжено с рядом трудностей и проблем ввиду специфики лесозаготовительного производства и в настоящий момент идет по двум направлениям. Первое направление связано с созданием трелевочных машин путем навески технологического оборудования и приспособления трактора к работе в лесных условиях. Во втором варианте предлагается создание специального колесного лесопромышленного трактора из унифицированных узлов базовой модели, скомпонованных на новой раме и имеющих связь через оригинальные узлы от других типов машин. Указанные направления создания лесной техники имеют свои преимущества и недостатки.

Опыт создания колесных трелевочных тракторов в РБ на базе собственных машин минского завода позволяет использовать указанные направления их совершенствования исходя из специфики лесозаготовительного производства. Новые машины приобретаются леспромхозами и лесхозами ввиду их меньшей стоимости по сравнению с гусеничными машинами российского производства.