

Э. И. Махлин

ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ АГРЕГАТА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ КОРЧЕВАЛЬНЫХ РАБОТ

Работа корчевального агрегата на трассах гидролесомелиоративных систем и лесных дорог происходит в специфических условиях [3], когда сопротивление экстракции древесных корней резко меняется в больших пределах (от нуля до максимума и затем резко уменьшается, а горизонтальная составляющая результирующей силы экстракции может принимать и отрицательное значение) и естественно влечет за собой изменение динамики агрегата, вследствие чего возникает необходимость проверки его продольной устойчивости. Под динамической устойчивостью агрегата следует понимать способность агрегата в целом продолжать заданное движение после того, как произойдет смещение центра давления под действием сил сопротивления экстракции или агрегат получит небольшую угловую скорость (в зависимости от способа корчевки).

Корчевальный агрегат представляет собою трелевочный трактор ТДТ-75 с фронтальной навесной корчевальной машиной системы М. П. Албякова [1]. Критерием его устойчивости примем допустимую величину смещения центра давления агрегата при выполнении корчевальных работ от действия реакций сопротивления экстракции древесной корневой системы. Для этого сравним фронтальную навеску корчевальной машины с трелевочным устройством трактора [2] с точки зрения их влияния на общую динамику гусеничного трактора в рабочем положении. Измерителем в этом отношении может служить коэффициент ξ , предложенный проф. Д. А. Чудаковым [5, 6] применительно к сельскохозяйственным тракторам и представляющий собой отношение величины смещения центра давления агрегата $a_{\text{д.р}}$, вызываемого действием сил сопротивления экстракции древесной корневой системы, к смещению центра давления $a_{\text{д}}$ под действием тягового сопротивления при трелевке леса в тех же условиях. На рис. 1, а, б приведена силовая схема гусеничного агрегата с корчевальной машиной, расположенной фронтально в рабочем положении.

При выполнении корчевальных работ на горизонтальном участке на агрегат действуют следующие внешние силы и реакции: вес трактора $G_{\text{тр}}$, вес навесной корчевальной машины $G_{\text{н}}$; реакция V , нормальная к дневной поверхности почвы, она является результирующей всех нормальных реакций почвы; реакции почвы, параллельные ее дневной поверхности: толкающая сила $X_{\text{к}}$ и составляющая лобового сопротивления $X_{\text{л}}$; результирующая сила экстракции древесной корневой системы $R_{\text{рез}}$ и ее составляющие: горизонтальная $R_{\text{г}}$ и вертикальная $R_{\text{в}}$. При наличии опорного устройства (см. рис. 1, б) действует еще реакция $V_{\text{к}}$, нормальная к дневной поверхности почвы.

Точки приложения упомянутых сил и реакций показаны на силовой схеме. Остальные обозначения расстояний и плеч (высот) упомянутых

сил и реакций ясны с рисунка. Продольную устойчивость корчевально-го агрегата рассматриваем для двух случаев: 1-й случай — опорное устройство (рама) находится на весу и жестко соединено с остоном трактора, все нагрузки передаются на ходовую систему трактора; 2-й случай — опорное устройство (рама) шарнирно соединено с остоном трактора и передает нагрузку на дневную поверхность почвы, при этом ходовая система частично разгружается.

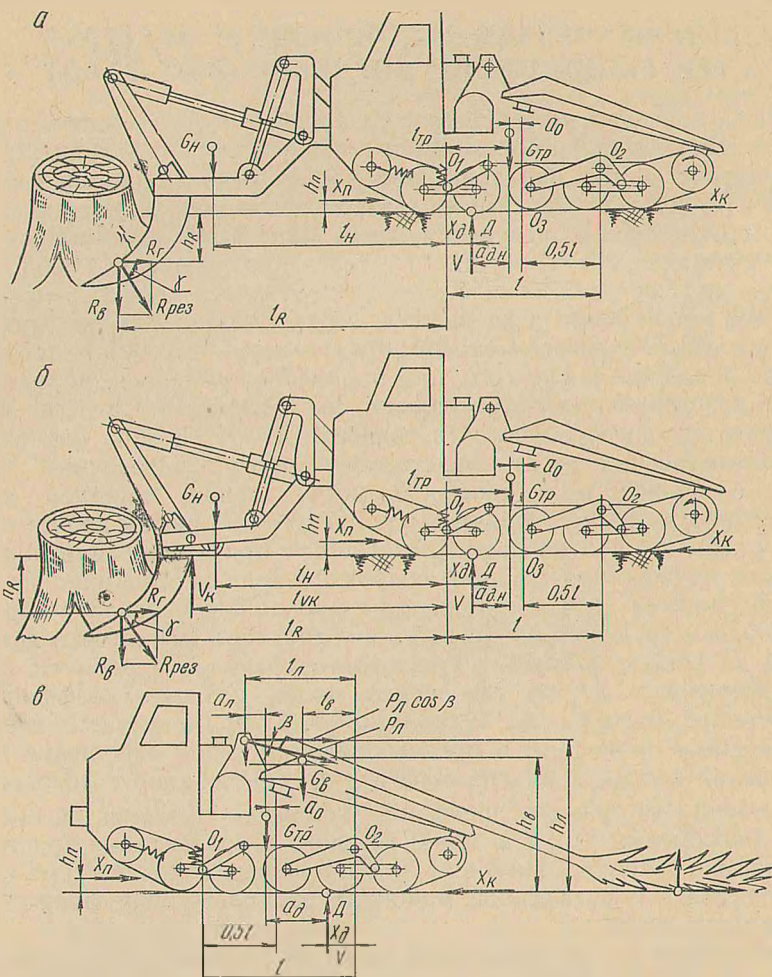


Рис. 1. Схема сил и реакций, действующих в продольной плоскости: а — на корчевальный агрегат при работе с навесной машиной без опорного устройства; б — на корчевальный агрегат при работе с навесной машиной, имеющей опорное устройство; в — на трелевочный трактор при движении с грузом.

Предварительно определим положение центра давления относительно середины продольной базы балансирующих кареток, для чего составим уравнение моментов всех внешних сил относительно следа ее середины O_3 . Условимся направление моментов по часовой стрелке считать положительным. В таком случае при $\Sigma M_{O_3} > 0$ центр давления D смещается вправо (в направлении O_2) от середины гусеницы, а если $\Sigma M_{O_3} < 0$ — влево.

Рассмотрим, как смещается центр давления гусеничного агрегата при работе с навесной корчевальной машиной, когда на последнюю действуют кроме веса силы сопротивления экстракции древесных корневых систем. Величину продольного смещения центра давления можно определить из уравнения моментов всех внешних сил относительно центра давления агрегата $\Sigma M_d = 0$:

$$a_{д.р} = \frac{G_n(l_n + l_{тр}) + R_b(l_R + l_{тр}) + R_r h_R}{G_{тр} + G_n + R_b} \tag{1}$$

Для сравнения влияния на динамику трелевочного трактора навесной машины в работе определим величину продольного смещения центра давления (относительно его центра тяжести) при трелевке леса комлем вперед и примем, что такие же (или близкие к ним) значения могут быть при прочих равных условиях допущены также и для корчевального агрегата. Можно считать, что поскольку трелевочные тракторы с такими продольными смещениями центра давления выдержали испытания в течение длительной работы в леспромхозах и лесхозах страны, то эти значения смещения центра давления в известной мере обеспечат надежную и устойчивую работу агрегата. Измерителем в этом отношении может служить коэффициент ξ , упомянутый в начале работы, представляющий отношение $a_{д.р}/a_d$.

Как упоминалось, коэффициент ξ должен быть меньше единицы или равен единице. Аналогично (корчевальному агрегату) находим продольное смещение центра давления трелевочного трактора a_d при трелевке леса комлем вперед. На рис. 1, в показана схема сил, действующих на трактор.

При трелевке леса комлем вперед на трактор действуют следующие внешние силы и реакции: вес трактора $G_{тр}$; часть веса пакета деревьев G_b , приходящаяся на погрузочный щит; горизонтальная и вертикальная составляющая силы тяги на тросе лебедки $P_l \cos \beta$ и $P_l \sin \beta$ соответственно; результирующая всех нормальных реакций почвы V ; толкающая сила X_k и составляющая лобового сопротивления X_n :

$$a_d = \frac{P_l \cos \beta \cdot h_l - G_b(a_d - l_l - l_b) - P_l \cdot \sin \beta \cdot a_d}{G_{тр} + G_b + P_l \sin \beta} \tag{2}$$

Для упрощения примем, что угол $\beta = 0$, тогда

$$a_d = \frac{P_l h_l - G_b(a_d - l_l - l_b)}{G_{тр} + G_b}; \tag{2a}$$

$$\xi = \frac{G_n(l_n + l_{тр}) + R_b(l_R + l_{тр}) + R_r h_R}{G_{тр} + G_n + R_b} : \frac{P_l h_l - G_b(a_d - l_l - l_b)}{G_{тр} + G_b} \tag{3}$$

Анализ и вычисления, проведенные по формуле (3), показывают, что

$$\xi > 1.$$

Продольную координату центра давления агрегата можно найти из уравнения моментов действующих сил относительно центра давления:

$$\chi_d = \frac{G_{тр} l_{тр} - G_n l_n - R_n l_R - R_r h_R}{G_{тр} + G_n + R_r} \tag{4}$$

Для устойчивой работы агрегатов необходимо, чтобы коэффициент смещения центра давления $\nu \leq \frac{1}{6}$. Этот коэффициент представляет собой отношение продольного смещения центра давления агрегата относительно середины продольной базы балансирных кареток к ее длине (продольной базе). Из теории трактора известно, что для гусеничных тракторов с полужесткой системой подвески рамы эпюра давлений, передаваемых на почву гусеницей, из трапеции переходит в треугольник, когда коэффициент смещения центра давления достигает максимально допустимой величины $\nu = \frac{1}{6}$. Однако практический опыт использования тракторов с навесными машинами, а также некоторые особенности балансирной подвески рамы трелевочного трактора позволяют повысить допускаемую максимальную величину коэффициента смещения центра давления до предельного значения $\nu = \frac{1}{5}$:

$$\nu \leq \frac{0,5 l - \chi_{\lambda}}{l},$$

откуда $\chi_{\lambda} \leq 0,3 l$.

Из формулы (4) после замены $R_r = R_b \cdot \text{ctg } \gamma$ можно получить

$$R_b = \frac{G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_{\text{н}} l_{\text{н}} - \chi_{\lambda} (G_{\text{тр}} + G_{\text{н}})}{l_R + h_R \text{ctg } \gamma}. \quad (5)$$

Подставляя значение χ_{λ} в формулу (5), получим в окончательном виде выражение для определения максимальной величины сопротивления экстракции корневой системы соответствующей предельной устойчивости агрегата:

$$R_b^{\text{max}} = \frac{G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_{\text{н}} l_{\text{н}} - 0,3 l (G_{\text{тр}} + G_{\text{н}})}{l_R + h_R \cdot \text{ctg } \gamma + 0,3 l}. \quad (5a)$$

Второй случай работы корчевального агрегата. Рассмотрим два положения поршней цилиндров гидропривода опорной рамы — плавающее и нейтральное. При плавающем положении — поршни цилиндров гидропривода нагрузок не воспринимают, а при нейтральном (запертом) — воспринимают нагрузки, т. е. навесная опорная рама жестко связана с трактором.

Аналогично найдем смещение (6) и продольную координату (8) центра давления:

$$a_{\text{д.р}} = \frac{G_{\text{н}} (l_{\text{н}} + l_{\text{тр}}) + R_b (l_R + l_{\text{тр}}) + R_r h_R - V_{\text{к}} (l_{\text{вк}} + l_{\text{тр}})}{G_{\text{тр}} + G_{\text{н}} + R_b - V_{\text{к}}}. \quad (6)$$

Для сравнительной оценки рассмотрим отношение

$$\xi = \frac{G_{\text{н}} (l_{\text{н}} + l_{\text{тр}}) + R_b (l_R + l_{\text{тр}}) + R_r h_R - V_{\text{к}} (l_{\text{вк}} + l_{\text{тр}})}{G_{\text{тр}} + G_{\text{н}} + R_b - V_{\text{к}}} \cdot \frac{P_{\text{л}} h_{\text{л}} - G_{\text{в}} (a_{\text{л}} - l_{\text{л}} - l_{\text{в}})}{G_{\text{тр}} + G_{\text{в}}}. \quad (7)$$

Из анализа уравнения (7) следует, что $\xi < 1$, т. е. смещение центра давления при выполнении корчевальных работ меньше, чем при трелевке леса:

$$\chi_{\lambda} = \frac{G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_{\text{н}} l_{\text{н}} - R_b l_R - R_r h_R + V_{\text{к}} l_{\text{вк}}}{G_{\text{тр}} + G_{\text{н}} + R_b - V_{\text{к}}}. \quad (8)$$

Для устойчивой работы агрегата коэффициент смещения центра давления:

$$\nu \leq \frac{1}{6} \div \frac{1}{5};$$

$$\nu \leq \frac{0,5 l - \gamma_{\tau}}{l},$$

откуда $\chi_{\lambda} \leq 0,3 l$.

По формулам

$$R_{\text{н}} = \frac{G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_{\text{н}} l_{\text{н}} - \chi_{\lambda} (G_{\text{тр}} + G_{\text{н}} - V_{\text{к}}) + V_{\text{к}} l_{\text{вк}}}{l_{\text{Р}} + h_{\text{Р}} \cdot \text{ctg } \gamma + \chi_{\lambda}}, \quad (9)$$

$$R_{\text{н}}^{\text{max}} = \frac{G_{\text{тр}} l_{\text{тр}} - G_{\text{н}} l_{\text{н}} - 0,3 l (G_{\text{тр}} + G_{\text{н}} - V_{\text{к}}) + V_{\text{к}} l_{\text{вк}}}{l_{\text{Р}} + h_{\text{Р}} \text{ctg } \gamma + 0,3 l} \quad (9a)$$

можно определить максимальную величину сопротивления экстракции корневой системы соответствующей предельной устойчивости агрегата и легко установить возможность корчевки древесной корневой системы исходя из динамического критерия предельной устойчивости агрегата. Сравнивая работу корчевального агрегата без наличия опорного устройства (1-й случай работы) и с опорным устройством (2-й случай работы), следует отметить, что работа агрегата с опорным устройством не вызывает перегрузку ходовой системы трактора, продольное смещение центра давления при работе агрегата не выходит за допустимые пределы и является благоприятной с точки зрения динамики трактора. Работа агрегата без опорного устройства недопустима.

Рассмотрим влияние бесконечно большого сопротивления экстракции древесных корневых систем на динамическую устойчивость гусеничного агрегата, когда древесную корневую систему извлечь из почвы невозможно. Поршни цилиндров подъема опорного устройства находятся в плавающем положении и нагрузки не воспринимают. Площадь опорного устройства рассчитана так, что ограничивает погружение на небольшую, вполне допустимую величину (примерно 2,7 см) и обеспечивает нормальную работу агрегатов (удельное давление рамы на почву доходит до 0,00185 н/м²). При этом, естественно, вертикальная составляющая равнодействующей силы сопротивления экстракции (в дальнейшем сокращенно будем обозначать тремя буквами с. с. э.) уравновешивается реакцией почвы, а горизонтальная составляющая $R_{\text{Г}}$ стремится оттолкнуть агрегат назад, но этому препятствуют силы сцепления гусеничного движителя с почвой P_{φ} , силы трения опорного устройства с почвой $F_{\text{тр}}$ и силы сопротивления двух боковых клыков $P_{\text{б.к}}$, погруженных в почву. Для устойчивой работы агрегата необходимо выдержать следующее неравенство:

$$R_{\text{Г}} < P_{\varphi} + F_{\text{тр}} + P_{\text{б.к}}, \quad (10)$$

в котором

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot G_{\text{тр}}; \quad (11)$$

$$F_{\text{тр}} = f (G_{\text{н}} + R_{\text{н}}); \quad (12)$$

$$P_{\text{б.к}} = 2K \cdot b \cdot h, \quad (13)$$

где φ — коэффициент сцепления;

f — коэффициент трения почвы о стальную поверхность опорной рамы;

2 — число кльков;

K — удельное сопротивление почвы рыхлению ($K = 3,25 \cdot 10^{-3} \text{ н/м}^2$);

b — ширина клыка;

h — глубина погружения клыка.

Опыт работы показывает, что равнодействующая с. с. э. возрастает по мере поворота двуплечего рычага [4]. Максимальная величина равнодействующей с. с. э. достигает, когда рабочий орган повернется на угол $18-25^\circ$ (в среднем 22°).

Это объясняется тем, что корни головного пня подвергаются разрыву не все сразу. В первый момент поворота рабочего органа с. с. э. возрастает постепенно вследствие некоторой податливости среды, характеризваемой упругими свойствами почвы и древесины корневой системы, в дальнейшем в момент обрыва основной массы корней с. с. э. достигают максимальной величины. Величина горизонтальной составляющей с. с. э. уменьшается с поворотом двуплечего рычага, резко падает (70°), а затем снова возрастает, но с обратным знаком.

При бесконечно большом сопротивлении экстракции древесных корневых систем рабочие органы закреплены замертво (имеют неподвижную заделку) о древесину главного корня и почву. При этом агрегат (точнее трактор, а не двуплечий рычаг рабочих органов) поворачивается вокруг оси O_2 под действием усилия P , развиваемого на штоке цилиндрами рабочего органа (максимальная величина которого достигает $350\,000 \text{ н}$ при давлении в гидросистеме порядка $100 \cdot 10^{-3} \text{ н/м}^2$). При этом на агрегат действуют следующие силы: в шарнире O_1 — усилие P , развиваемое цилиндрами поворота рабочего органа; вес трактора и навесной системы Q , приведенный к шарниру; сила, сжимающая опорную раму, T ; вертикальная составляющая N силы, которая поднимает трактор.

Для равновесия системы необходимо, чтобы $\Sigma X = 0$ и $\Sigma Y = 0$.

Рассмотрим условия равновесия действующих сил, представленных на схеме рис. 2, а, и составим уравнения равновесия:

$$\begin{aligned}\Sigma X &= T \cos(\lambda + \varepsilon - 90^\circ) + P \cos(90^\circ - \varepsilon) = 0; \\ \Sigma Y &= N + P \cos \varepsilon - T \sin(\lambda + \varepsilon - 90^\circ) = 0; \\ T &= -\frac{P \sin \varepsilon}{\sin(\lambda + \varepsilon)}.\end{aligned}\quad (14)$$

Подставляя значение T во второе уравнение равновесия, получим

$$N = P \left[\frac{\sin \varepsilon}{\operatorname{tg}(\lambda + \varepsilon)} - \cos \varepsilon \right]. \quad (15)$$

Для обеспечения устойчивой работы агрегата необходимо соблюдать условие (чтобы не было подъема трактора)

$$N \leq Q,$$

где Q — сила веса трактора и корчевального устройства, приведенного к оси O_1 .

Для определения Q составим уравнение моментов сил веса при возможном повороте трактора вначале вокруг оси A , представляющей проекцию оси задних кареток большого балансира на поверхность почвы:

$$\Sigma M_A = 0; \quad -Q(l_1 + l) - G_{\text{тр}}(l - l_{\text{тр}}) = 0,$$

откуда

$$Q = \frac{l - l_{TP}}{l_1 + l} Q_{TP}. \quad (16)$$

Анализ формул показывает, что $N > Q$.

Это неравенство говорит о возможности подъема трактора, т. е. нарушение его устойчивости. При мгновенном опускании трактора возникают большие инерционные силы, которые могут привести к поломке

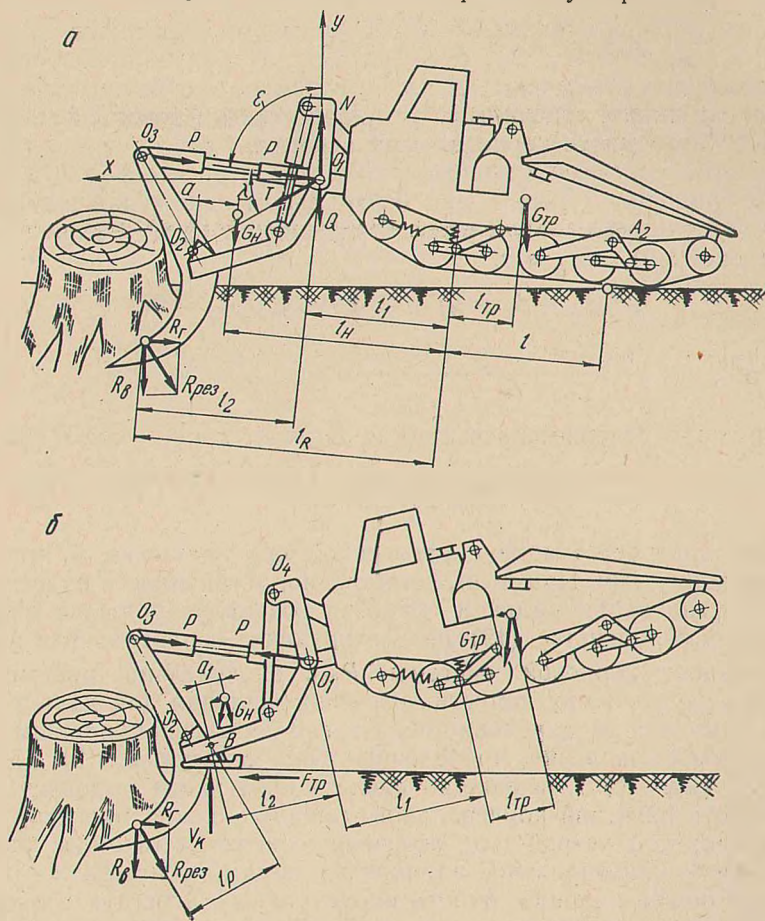


Рис. 2. Схема к определению влияния «бесконечно» большого сопротивления экстракции древесных корневых систем на устойчивость корчевального агрегата при плавающем положении поршней цилиндров спорного устройства (а) и нейтральном (б).

и авариям. В этом случае для обеспечения устойчивой работы агрегата нужно перевести поршни цилиндров подъема рамы (золотником гидроуправления) в нейтральное (запертое) положение, в результате чего получим жесткую связь опорной рамы корчевальной машины с остоном трактора. При этом (как видно из рис. 2, б) треугольник $O_1 O_2 O_4$ представится жестким соединением.

Рассмотрим, как изменяются соотношения сил при возможном, как и в первом случае, повороте трактора вокруг новой оси O_2 .

Для равновесия необходимо, чтобы $\Sigma M_{O_2} = 0$. Составим уравнение равновесия вокруг оси O_2 . Активными внешними силами будут — вес трактора $G_{тр}$ и вес корчевателя $G_{пн}$. Откуда

$$Q_{пн} = \frac{G_{тр}(l_2 + l_1 + l_{тр}) + G_{пн}a}{l_2} \quad (17)$$

Таким образом, $Q_{пн}$ представляет собой вес агрегата, приведенный к шарниру O_1 .

Анализ формул показывает, что $Q_{пн}$ намного превышает Q , с одной стороны, а с другой, $N < Q_{пн}$, т. е. подъем трактора не произойдет и устойчивость будет обеспечена. При этом возникает необходимость определения максимальной величины с. с. э. древесной корневой системы, которую может преодолеть корчевальный агрегат.

Для этого составим уравнение моментов относительно мгновенного центра B вращения агрегата при нейтральном положении поршней цилиндров поворотной опорной рамы (треугольник $O_1 O_2 O_4$ представляет жесткую систему) $\Sigma M_B = 0$:

$$G_{тр}(l_{тр} + l_1 + l_2) + G_{пн} \cdot a_1 - R_{рез} \cdot l_p = 0,$$

откуда $R_{рез}^{max} \leq \frac{G_{тр}(l_{тр} + l_1 + l_2) + G_{пн} \cdot a_1}{l_p} \quad (18)$

Если сопротивление корчевания превышает допустимое $R_{рез}^{max}$, т. е.

$$R_{рез}^{\infty} > R_{рез}^{max}, \quad (19)$$

то агрегат повернется вокруг мгновенной оси вращения B , что практически недопустимо. При этом, естественно, устойчивость будет потеряна, а при мгновенном падении трактора возникнут большие инерционные силы. В неравенстве (19) результирующее сопротивление экстракции древесной корневой системы $R_{рез}^{\infty}$, значительно превышающее максимальную величину допустимого сопротивления для данного типа корчевального агрегата, условно обозначено бесконечно большим.

Анализ и вычисления, проведенные по формулам (3), (5а), (7), (9а), (10), (15)—(18), позволяют сделать следующие выводы:

1. Работа навесной корчевальной машины должна происходить при наличии опорного устройства, обеспечивающего устойчивую работу и оказывающего благоприятное влияние на динамику агрегата в целом.

2. Как общее правило, работа корчевального агрегата должна производиться при плавающем положении цилиндров опорного устройства, и, как исключение, допускается переходить на нейтральное — если тяговая сила, развиваемая рабочими органами при помощи гидроцилиндра, недостаточна для преодоления сил сопротивления экстракции древесных корневых систем. Работа в нейтральном положении должна быть кратковременной.

3. Для обеспечения устойчивой работы агрегата необходимо корчевать пни, максимальное сопротивление экстракции которых не превышало бы суммы моментов от активных внешних сил — веса трактора и веса навесной машины — на соответствующие плечи сил относительно мгновенного центра вращения.

4. Для увеличения диапазона корчевки, т. е. для преодоления сил сопротивления экстракции древесных корневых систем, превышающих

максимально допустимые, необходимо идти по пути увеличения сцепного веса агрегата за счет применения балластного груза (бетонные плиты, пакет деревьев и др.), устанавливаемого на погрузочном щите. Для надежного крепления балластного груза необходимо предусмотреть на погрузочном щите трелевочного трактора специальные крепления (помимо троса лебедки).

ЛИТЕРАТУРА

1. М. П. Албяков. Механизация работ по возобновлению леса. М., 1966.
2. С. Х. Будька, А. Ф. Тихонов. Лесопромышленный справочник. Минск, 1962.
3. С. Х. Будька. Основные принципы и методы гидротехнических мелиораций лесов Полесья. Труды Института леса АН СССР, т. 49, 1959.
4. М. П. Елпатьяевский, М. П. Албяков. Механизация работ по лесосушительной мелиорации. «Лесное хозяйство», 1952, № 63.
5. Д. А. Чудаков, Б. А. Любимов. Основные вопросы конструирования навесных агрегатов. «Сельхозмашина», 1952, № 1.
6. Д. А. Чудаков. Общая динамика тракторов с навесными сельскохозяйственными орудиями. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 2.