

Ба 135 526

Министерство высшего и среднего
специального образования БССР
Белорусский технологический институт
имени С. М. Кирова

Кафедра тяговых машин

ТЕКСТ ЛЕКЦИЙ ПО КУРСУ
"РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ
ЛЕСНЫХ МАШИН"

(Раздел I. Специальная динамика лесоза-
готовительных и лесотранспортных машин)

Минск 1974

Ба 135526

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР

Белорусский технологический институт им. С.М.Кирова

Кафедра тяговых машин

ТЕКСТ ЛЕКЦИЙ ПО КУРСУ

"РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ ЛЕСНЫХ МАШИН"

(Раздел I. Специальная динамика лесозаготовительных
и лесотранспортных машин)

Минск 1974

Бел. 2005



Рассмотрено и рекомендовано к изданию методической комиссией
лесоинженерного факультета.

С

Белорусский технологический институт им. С.М.Кирова, 1974

Учебное пособие для студентов специальности
0901, 0519

Авторы доцент А.В.Луков,
ст. преп. П.Ф.Рудницкий

Научный редактор профессор А.Ф.Тихо-
нов

Рецензент доцент А.А.Федоров

5. 0 9. 2000

В В Е Д Е Н И Е

Курс по дисциплине "Расчет и проектирование специальных лесных машин" состоит из 20 лекций, содержит четыре раздела.

Излагаемый в настоящем пособии раздел I "Специальная динамика лесозаготовительных и лесотранспортных машин" (в объеме двух лекций) включает вопросы взаимодействия звеньев автопоезда, их устойчивость в горизонтальной плоскости, а также определения нагрузочных режимов транспортных машин при повороте.

Для более углубленного изучения отдельных теоретических вопросов в дополнение к излагаемым лекциям рекомендуется пользоваться литературой в соответствии с прилагаемым списком.

РАЗДЕЛ I

Специальная динамика лесозаготовительных и лесотранспортных машин

ЛЕКЦИЯ I

Взаимодействие звеньев автопоезда

В лесной промышленности широко применяются автомобильные и тракторные поезда для вывозки леса, перевозки оборудования и других грузов.

Все возрастающее применение различных видов автопоездов не только в лесной промышленности, но и в других отраслях хозяйства, объясняется тем, что они дают возможность значительно увеличивать грузоподъемность транспортных средств, повышают их производительность и снижают себестоимость перевозок. Важным положительным качеством автопоезда является то, что при увеличении грузоподъемности, его поперечные габариты и удельные давления на дорогу или на грунт остаются в допустимых пределах.

Автопоезда обладают преимуществами перед одиночными автомобилями такой же грузоподъемности: стоимость автопоезда меньше, чем стоимость автомобиля большей грузоподъемности; меньше затраты на обслуживание и эксплуатацию (расход топлива на единицу перевозимого груза на 1 т или на 1 т км - снижается на 20 - 30 %); в 1,4-1,5 раза увеличивается полезная площадь автопоезда; увеличивается разнообразие перевозимых грузов; меньше затраты на строительство зон хранения.

Грузовой автомобиль ЗИЛ-154 весом 10,1 т, из которых 6 т приходится на груз, при движении по грунтовой дороге с коэффициентом сопротивления качению $f = 0,03$, без прицепа, может двигаться со скоростью до 57 км/час, затрачивая на преодоление сопротивления качению 63 л.с. и на преодоление сопротивления воздуха 17 л.с. При этом производительность автомобиля - тягача без прицепного состава выражается в 350 т км за час движения с грузом.

При работе того же автомобиля ЗИЛ-154 с двумя прицепами весом каждый около двух тонн, с нагрузкой 7 - 8 т каждой, скорость при движении по той же дороге доходила до 25 км/час, а производительность автопоезда за час работы возросла до 550 т км.

Расход топлива в обоих случаях примерно был одинаков.

Построение и анализ потенциальных характеристик грузовых автомобилей, используемых в качестве тягачей автопоездов, позволяет сделать вывод, что в полевых и даже наилучших дорожных условиях, грузовые

автомобили без прицепов дают производительность меньшую, чем автопоезда.

Вопросы общей динамики и тяговые расчеты рассматриваются в курсах тяговых машин и сухопутного транспорта леса. В некотором дополнительном изучении нуждается специальная динамика автопоезда. Специальная динамика изучает силы, возникающие между звеньями автопоезда, и их относительные перемещения, а также влияние взаимодействия между звеньями на неустановившееся движение автопоезда.

Продольное взаимодействие звеньев автопоезда

Изменение тяговых или тормозных сил в процессе движения автопоезда вызывает относительные перемещения его звеньев в направлении продольной оси системы. Указанные перемещения носят колебательный характер при упругой связи в сцепных устройствах. Причем, интенсивность колебаний зависит от внешних сил, микрорельефа дороги, от конструктивных параметров сцепки, соотношения масс звеньев автопоезда и т.д. Схема тягово-сцепного устройства прицепного автопоезда приведена на рис. 1.

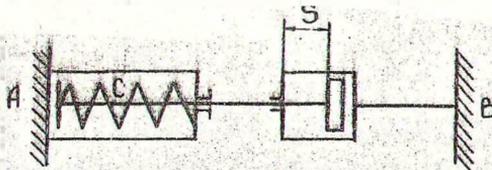


Рис. 1. Схема тягово-сцепного устройства.

Общее выражение для определения экстремальных значений усилий в сцепке [1] для прицепных автопоездов имеет вид:

$$P_{крз} = m j_0 M_a \left[1 + e^{-k\tau} \sqrt{1 - 2k j_0 \frac{v}{j_0} + (\omega \frac{v}{j_0})^2} \right], \quad (1)$$

где $P_{крз}$ — экстремальные усилия в сцепке;

j_0 — коэффициент весовой характеристики автопоезда;

j — разность ускорений автомобиля и прицепа;

M_a — масса автомобиля;

τ — время соответствующее значениям $P_{крз}$;

$2k$ — коэффициент затухания собственных колебаний в сцепке;

v — относительная скорость элементов автопоезда к моменту выбора зазора в сцепке;

Коэффициент затухания собственных колебаний $2k$, круговую частоту ω и коэффициент m можно легко найти по формулам:

$$2k = \frac{\delta_a M_a + \delta_n M_n}{\delta_a \cdot \delta_n \cdot M_a \cdot M_n} \cdot k;$$

$$\omega = \sqrt{c \cdot \frac{\delta_a \cdot M_a + \delta_n \cdot M_n}{\delta_a \cdot \delta_n \cdot M_a \cdot M_n}};$$

$$m = \frac{\delta_a \cdot M_a}{\delta_a \cdot M_a + \delta_n \cdot M_n},$$

где $\delta_a \cdot M_a$ и $\delta_n \cdot M_n$ - приведенные массы соответственно автомобиля и прицепа;

k - коэффициент сопротивления демфера;

c - коэффициент жесткости упругой связи.

Относительная скорость элементов автопоезда к моменту выбора зазора в сцепке I равна

$$v_s = \sqrt{2 \cdot S \cdot j_0},$$

где S - величина зазора в сцепке;

$$j_0 = \frac{\delta_n \cdot M_n \cdot (P_a - G_a \cdot f) - \delta_a \cdot M_a \cdot (P_n - G_n \cdot f)}{\delta_a \cdot \delta_n \cdot M_a \cdot M_n},$$

причем P_a и P_n - тяговые силы соответственно автомобиля и прицепа;

G_a и G_n - веса соответственно автомобиля и прицепа;

f - коэффициент сопротивления качению.

Выражение для времени τ , входящего в уравнение (I), имеет вид:

$$\tau = \frac{1}{v} \operatorname{arctg} \frac{v(v^2 - 3k^2)v + 2vkj_0}{k(3v^2 - k^2)v + j_0(k^2 - v^2)},$$

где $v = \sqrt{\omega^2 - k^2}$.

Общее выражение (I) предусматривает наличие активного прицепа с независимым от автомобиля приводом. В случае, если прицеп входящий в автопоезд пассивный, уравнение (I) остается применимым. Однако, следует учесть, что в этом случае величина относительного ускорения j_0 будет другой, а именно

$$j_0 = \frac{P_a}{\delta_a \cdot M_a} - \frac{\delta_a - \delta_n}{\delta_a \cdot \delta_n} \cdot f \cdot g.$$

На режиме трогания с места коэффициент весовой характеристики автопоезда в большинстве случаев можно принять равным единице.

В случае, если отсутствует относительное перемещение звеньев автопоезда ($j = 0$), то усилие в сцепке равно нулю.

Как видно, выражение (1) содержит конструктивные параметры сцепного устройства: C, k, S , а также составляющие весовой характеристики автопоезда и т.д. Следовательно, указанным уравнением можно пользоваться для выбора рациональных значений жесткости сцепного прибора с целью снижения кривых нагрузок $P_{кр}$.

При отсутствии демпфирующего сопротивления и зазора ($\delta_k = 0, S = 0$), максимальная нагрузка определяется простым выражением

$$P_{кр. max} = 2 \cdot m \cdot j_0 \cdot M_0. \quad (2)$$

С увеличением зазора максимальные усилия в сцепке возрастают.

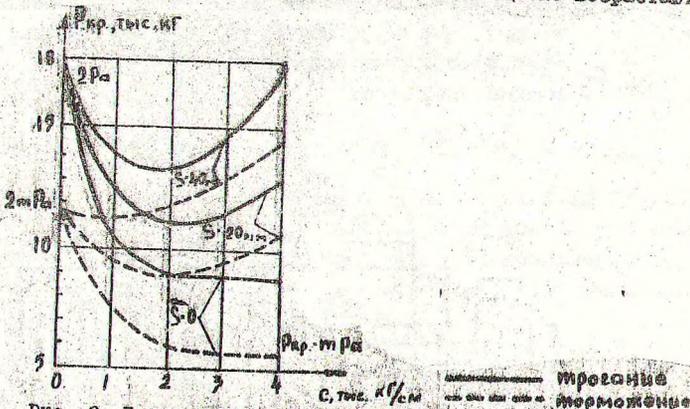


Рис. 2. Диаграмма тормозного усилия при трогании автопоезда.

На силу взаимодействия большее влияние оказывает темп приложения движущих или тормозных сил K .

$$K = \frac{P}{\tau_k}, \quad (3)$$

где τ_k - время нарастания тяговой или тормозной силы P от нуля до максимума при линейном их нарастании.

На рис. 2 показан характер изменения усилия кривых нагрузок $P_{кр}$ для автомобиля КраЗ-2Т4 с прицепом МАЗ-522 при трогании с места и при торможении. Из диаграммы видно, что с увеличением зазоров усилия $P_{кр}$ быстро увеличиваются. Увеличение жесткости подвески сначала снижает усилия, а затем в большинстве случаев ведет к его

возрастанию. При $S = 0$ (безазорная сцепка), с увеличением коэффициента C усилия $P_{кр}$ непрерывно уменьшаются.

Опорно-сцепное устройство седельного автопоезда, схема которого приведена на рис. 3, как правило, не имеет упругой связи, и зазоры между сцепными элементами незначительны, что дает основание считать такую сцепку безазорной и жесткой. Усилие в сцепке можно найти из условия равновесия полуприцепа под действием продольных сил. Выражение для определения $P_{кр}$ имеет вид [1]:

$$P_{кр} = \frac{G_n}{g} \cdot j_{ан} \left(1 - \frac{x}{m} \right), \quad (4)$$

- где G_n - вес полуприцепа;
 g - ускорение свободного падения;
 $j_{ан}$ - замедление автопоезда;
 x - коэффициент, который на режиме торможения равен отношению $P_n : (P_T + P_n)$, причем P_T и P_n - тормозные силы на колесах тягача и полуприцепа;
 m - весовой коэффициент.

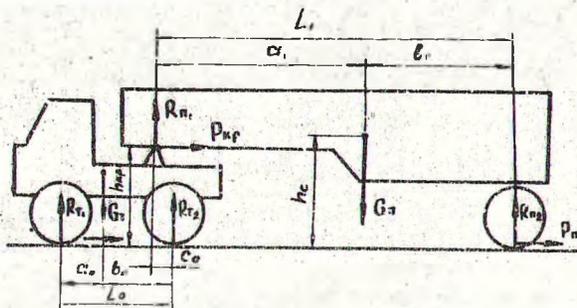


Рис. 3. Схема действия сил на седельный автопоезд. На режиме торможения коэффициенты приведенной массы близки к единице, поэтому m и $j_{ан}$ выражаются упрощенными формулами:

$$m = \frac{M_n}{M_T + M_n};$$

$$j_{ан} = \frac{P_T + P_n}{M_T + M_n};$$

где M_T и M_n - массы соответственно тягача и прицепа.

Для предельного случая, тормозные или тяговые силы определяются сцеплением колес с дорогой

$$\left. \begin{aligned} P_n &= \varphi R_{n2} ; \\ P_T &= (G_T + R_{n1}) \varphi, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где φ - коэффициент сцепления.

В зависимости от характера распределения сил P_T и P_n определяются три диапазона суммарной силы:

1. $0 < P_T + P_n \leq R_{n2} \varphi$;
2. $R_{n2} \varphi < P_T + P_n \leq (G_T + R_{n2}) \varphi$;
3. $(G_T + R_{n1}) \varphi < P_T + P_n \leq (G_T + G_n) \varphi$.

Значения вертикальных реакций R_{n1} и R_{n2} определяются по формулам:

$$\left\{ \begin{aligned} R_{n1} &= \frac{1}{L_1} \{ G_n \cdot b_1 + m [P_T + P_n] (h_c - h_{кр}) + P_n \cdot h_{кр} \} \\ R_{n2} &= \frac{1}{L_2} \{ G_n \cdot a_1 - m [P_T + P_n] \cdot (h_c - h_{кр}) - P_n \cdot h_{кр} \} \end{aligned} \right. \quad (16)$$

Опорные реакции полуприцепа, а следовательно, и сцепной вес звеньев автопоезда зависит, как видно из выражений (6) от конструктивных весовых параметров автопоезда и от соотношения тормозных или движущих сил на колесах автомобиля и полуприцепа.

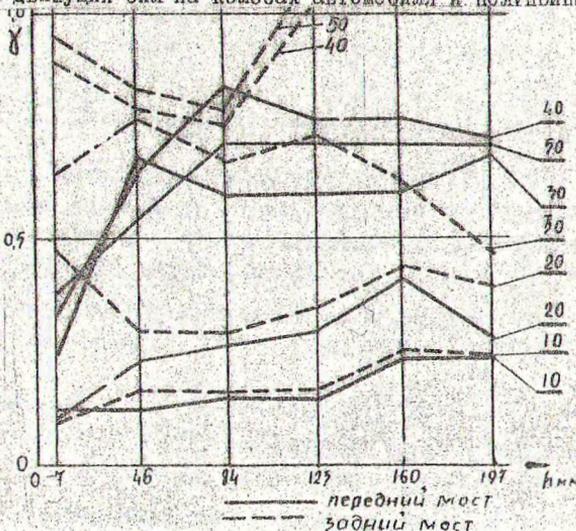


Рис. 4. Вертикальные ускорения рамы автомобиля МАЗ-504.

На рис. 4 приведены графики вертикальных ускорений рамы над задним и передним мостом автомобиля МАЗ-504 с полуприцепом МАК-5245 для различных скоростей в зависимости от сдвига седла по отношению к задней оси.

На рис. 5 дан график продольных ускорений автомобиля МАЗ-504 также в зависимости от сдвига седла.

Здесь следует отметить, что величина продольных ускорений элементов автопоезда резко уменьшается, если используется прорессорное седло. При испытаниях автомобиля МАЗ-504 было установлено, что продольное усилие при мягком седле снижалось почти в 2 раза по сравнению с жестким. Кроме того, также в 1,5 - 2 раза за счет упругой связи были снижены вертикальные ускорения рамы под задним мостом и на 15 - 30 % под передним.

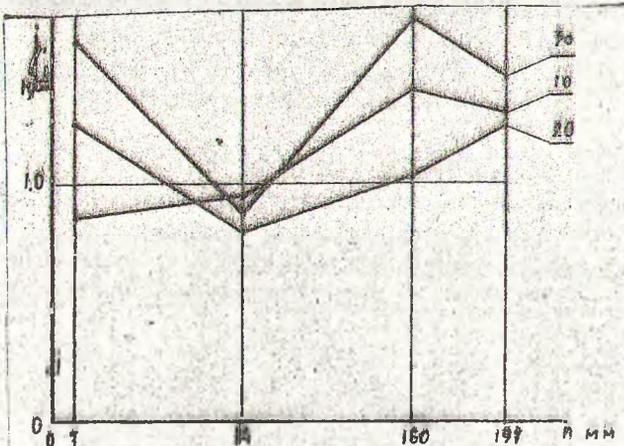


Рис. 5. Продольные ускорения автомобиля МАЗ-504.

Анализ характера изменения реакций полуприцепа R_{n1} и R_{n2} [1] дает основание отметить следующее:

1. При $\frac{h_2}{h_{кр}} > 1 - \frac{x}{m}$ на режиме торможения сцепной вес полуприцепа уменьшается, а на режиме тяги увеличивается. Сцепной вес тягача в первом случае увеличивается, а во втором уменьшается.
2. При $\frac{h_2}{h_{кр}} = 1 - \frac{x}{m}$ сцепные веса тягача и полуприцепа остаются неизменными и равны статическим.
3. При $\frac{h_2}{h_{кр}} < 1 - \frac{x}{m}$ сцепной вес полуприцепа при торможении увеличивается, а тягача уменьшается (при положительных ускорениях наоборот).

При максимальных по сцеплению тормозных или тяговых силах (5) усилие в сцепке определяется по формуле

$$P_{кр.} = P_{н.} \varphi. \quad (7)$$

При опережающем торможении тягача, в момент торможения после сцепки наблюдается увеличение силы P_t и усилие в сцепке снижается до величины, определяемой уравнением (7) для случая синхронного торможения. При опережающем торможении полуприцепа усилие $P_{кр.}$ будет растягивающим, и моменту срабатывания тормозов тягача в сцепке устанавливается усилие, определяемое формулой (7).

Влияние упругой связи элементов автопоезда на его тяговые свойства

К моменту трогания прицепа с места тягач, за счет деформации упругой сцепки имеет некоторый разгон и приобретает скорость $U_a > 0$.

Тяговое усилие в сцепке достигает максимального значения, если прицеп не стронулся с места, т.е. при $U_a = 0$. Тогда $P_{кр. max}$ будет равно:

$$P_{кр. max} = P_K' + \sqrt{(P_K')^2 + \delta_a M_a (\gamma_0 c - 2K) + K t_2}, \quad (8)$$

где P_K' - тяговое усилие на ведущих колесах автомобиля, соответствующее началу деформации упругого элемента сцепки;

t_2 - время, соответствующее максимальному тяговому усилию в сцепке;

U_a - начальная скорость движения автомобиля при $t=0$.

Время t_2 равно:

$$t_2 = \frac{1}{\rho} \arccos \frac{P_K' \cdot \rho \sqrt{(P_K' \cdot \rho)^2 + (\gamma_0 c - 2K) \gamma_0 c - K(\gamma_0 c - K)}}{(P_K' \cdot \rho)^2 + (\gamma_0 c - K)^2},$$

$$\rho = \sqrt{\frac{c}{\delta_a M_a}}$$

Трогание автопоезда с места в благоприятных дорожных условиях графически показано на рис. 6.

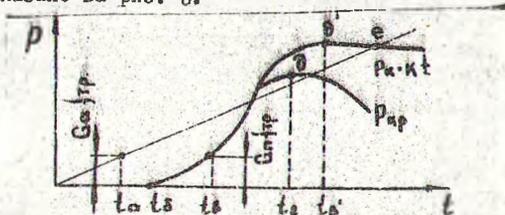


Рис. 6. График кривоого усилия при трогании системы с места.

Тяговое усилие P_K на колесах нарастает линейно. Момент времени t_0 соответствует началу разгона до момента времени t_1 окончания выбора зазора в сцепке. После этого до момента t_2 происходит деформация упругого элемента, затем начало движения прицепа, так как тяговое усилие в сцепке P_{Kp} достигает величины сопротивления троганию с места $G_n f_{тр}$.

Максимальное тяговое усилие в сцепке наблюдается в момент времени t , когда $v_a = v_n$. Если сопротивление троганию прицепа значительное, то в момент времени t_0 скорость автомобиля падает до нуля при максимальном значении P_K (точка d'). Точка e пересечения кривых P_K и P_n соответствует возобновлению движения ($P_K = P_{Kp, max}$).

В заключение следует сказать, что упругая сцепка по сравнению с жесткой обеспечивает трогание автопоезда с места при значительно меньшем коэффициенте сцепления, кроме того она снижает ударные нагрузки.

Условия сцепки тягача с полуприцепом

При эксплуатации транспортных систем в условиях лесозаготовок часто могут возникнуть случаи, когда груженный полуприцеп из-за неровностей опорной поверхности или же её слабой несущей способности опускается несколько ниже необходимого уровня. В этом случае сцепка полуприцепа с тягачем требует затраты дополнительных усилий и ограничивается по буксованию ведущих колес тягача и по сдвигу полуприцепа назад. На рис. 7 представлена схема соединения тягача с полуприцепом. Усилия N, R_n и угол наклона седла δ , определенные из возможности сцепки, позволяют правильно рассчитать элементы опорно-сцепного устройства.

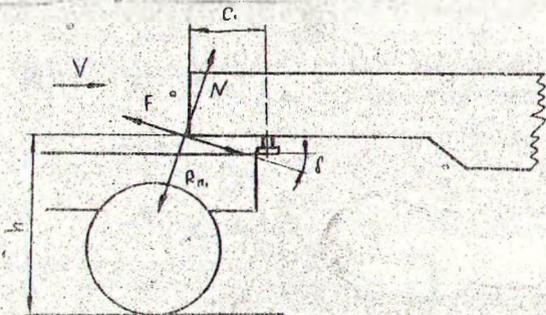


Рис. 7. Схема соединения тягача с полуприцепом.

В случае автомобиля-тягача во всеми ведущими осями усилия R_m и N определяются по формулам:

$$R_m = \frac{G_0 (1 - \mu \operatorname{tg} \delta) \delta}{L_1 + c + \mu A + [A - \mu(L_1 + c)] \operatorname{tg} \delta} \quad (9)$$

$$N = \frac{G_0 \delta}{(L_1 + c + \mu A) \cos \delta + [A - \mu(L_1 + c)] \sin \delta}$$

где μ - коэффициент трения между седлом и опорным листом полу-привода;

A - расстояние от точки давления до опорной поверхности;

c - расстояние от шкворня до точки давления (рис. 7).

Условие, при котором возможна сцепка без буксования ведущих колес автомобиля, имеет вид:

$$\operatorname{tg} \delta \leq \frac{L_1 \frac{G_0}{G_0} \varphi - (\varphi - \mu) \cdot \delta}{(1 - \mu \varphi) \delta + \varphi (\mu \delta - k_{xp}) \frac{G_0}{G_0}} \quad (10)$$

В случае автомобиля-тягача с приводом на одну только заднюю ось это условие видоизменяется:

$$\operatorname{tg} \delta \leq \frac{(\varphi - \mu) \delta + \varphi \cdot \frac{G_0 \cdot \delta}{G_0 \cdot \delta}}{[1 + \varphi (\mu + k_{xp})] \delta + \varphi (\mu - k_{xp}) \frac{G_0 \cdot \delta}{G_0 \cdot \delta}} \quad (11)$$

Обычно при сцепке полуприцепа заформовывается. Наклон склизов опорно-сцепных устройств чаще всего не превышает 15-20°. При таких значениях угла δ сдвиг полуприцепа назад возможен при небольших значениях коэффициента сцепления. Условие, при котором исключается сдвиг, следующее

$$\operatorname{tg} \delta < \frac{\varphi a_1 - \mu b_1}{a_1 - \varphi (k_{xp} - \mu a_1)} \quad (12)$$

Большие углы δ нецелесообразны с точки зрения сцепки без сдвига. Однако, увеличение δ с другой стороны является полезным для повышения продольной гибкости автопоезда, что обеспечивает повышенную проходимость автопоезда при движении в условиях дорог, имеющих малые радиусы поворота. Поэтому угол δ должен выбираться по условиям сдвига, проходимости, а также с учетом компоновочных соотношений.

Поперечная устойчивость автопоездов в горизонтальной плоскости

Известно, что на определенных скоростях движения, обычно свыше 35 - 40 км/час, при прямолинейном движении автомобиля с прицепом, часто возникает колебания прицепа в горизонтальной поперечном равновесии. Это явление называется вилянием. При вилянии траектория прицепа носит характер неустойчивых колебаний. Этот вид колебаний является крайне вредным и может привести к заносу автопоезда и прицепов к аварии.

Учитывая поперечную эластичность шин и рессор, буксирный крюк автомобиля-тягача можно представить, как бы зажатый между двумя поперечными горизонтальными пружинами. В этом случае (как и при наличии зазора) точка сцепки имеет возможность перемещаться в поперечном направлении. При выходе автопоезда из поворота на поперечном уклоне дороги вследствие увода шин и при наезде колесами прицепа на препятствие, происходит сжатие поперечного упругого элемента и возникает горизонтальная поперечная сила P_{np} в точке сцепки. Эта сила создает момент относительно центра тяжести прицепа, который отклоняет его от положения основной траектории и увеличивает угол ψ разворота продольной оси прицепа. При обратном отклонении прицепа момент силы P_{np} действует в противоположном направлении, но опять в фазе с угловой скоростью $\dot{\psi}$. Совпадение момента силы P_{np} по фазе с угловой скоростью $\dot{\psi}$ и является причиной возникновения автоколебания или виляния прицепа.

Двухосный прицеп в отношении виляния отличается от одноосного. В основном это отличие определяется взаимосвязью положения центра тяжести и центра бокового увода, а также наличием передаточного отношения в приводе управления колесами прицепа.

Проекция мгновенного центра поворота на продольную ось прицепа при его повороте под действием внешних сил называется центром бокового увода. Если боковая сила приложена к центру бокового увода, то углы увода передних и задних колес будут равны и прицеп перемещается параллельно самому себе в направлении увода колес.

Это положение подтверждается соотношением

$$a_1 k_1 = b_1 k_2,$$

где a_1 и b_1 - расстояния от центра бокового увода соответственно до передней и задней оси прицепа;

k_1 и k_2 - коэффициенты сопротивления боковому уводу передней и задней осей, они равны отношению боковых

сил Y_H соответствующим углам увода δ , т.е.

$$K = \frac{Y_H}{\delta}$$

В зависимости от взаимного расположения центра тяжести и центра бокового увода прицепа момент, стремящийся повернуть продольную ось прицепа, может действовать в направлении его движения (центр тяжести расположен позади центра бокового увода) или против (центр тяжести впереди центра бокового увода). Во втором случае устойчивость прицепа улучшается. Соотношения координат центра бокового увода A_2 δ_2 и координат центра тяжести прицепа A_1 и δ_1 соответствующие этому соотношению положения центра тяжести по отношению к центру бокового увода даны в таблице I:

Т а б л и ц а I

Положение центра тяжести и центра бокового увода при разных соотношениях их координат и коэффициентов сопротивления боковому уводу

Соотношение коэффициента K	Соотношение A_1 и δ_1	Соотношение A_2 и δ_2	Положение центра тяжести по отношению к центру бокового увода	Примечание
$K_1 = K_2$	$A_1 = \delta_1$	$A_2 = \delta_2$	впереди	
$K_1 > K_2$	$A_1 > \delta_1$	$A_2 > \delta_2$	впереди	
$K_1 < K_2$	$A_1 < \delta_1$	$A_2 > \delta_2$	впереди	если $\delta_2 > \delta_1$ если $\delta_2 < \delta_1$
$K_1 < K_2$	$A_1 < \delta_1$	$A_2 < \delta_2$	позади	

Передающее число в приводе управления колесами также влияет на поперечную горизонтальную устойчивость прицепа, причем, чем больше передающее отношение i_0 в приводе, тем ближе к передней оси смещается положение центра бокового увода и интенсивность его поперечных колебаний может увеличиться.

Влияние прицепа наблюдается при определенных скоростях движения. Скорость движения автопоезда, на который возможно возникновение его заухаживающих колебаний после начального отклонения, может быть выражена через его конструктивные параметры.

Для одноосного прицепа, не имеющего упругой подвески при отсутствии зазоров в сцепке, указанная (граничная) скорость движения U_0 определяется соотношением

$$U_0 \leq 0,5 \sqrt{\frac{L^2 \lambda}{M_{пр} (\rho^2 + a_c^2)}} \quad (13)$$

где L - база прицепа;

a_c - расстояние от точки сцепки до центра тяжести прицепа;

$M_{пр}$ - масса прицепа;

ρ_c - радиус инерции прицепа.

Из формулы (13) видно, что граничная скорость возрастает с увеличением базы прицепа, с увеличением коэффициента сопротивления боковому уводу колес, с уменьшением радиуса инерции и веса прицепа и с приближением центра тяжести прицепа к точке сцепки.

В случае, если одноосный прицеп имеет подвеску, то граничная скорость определяется более сложной зависимостью, то есть

$$U_0 \leq \frac{L_0 \lambda}{2 \sqrt{J_0 \lambda \left(1 - \frac{1}{2} \nu\right)^2 + N J^2 - b \nu^2}} \quad (14)$$

где J_0 - момент инерции неподрессоренной массы прицепа относительно вертикальной оси, проходящей через точку сцепки;

H - плечо крена, $H = h_c - z_A$ (z_A - высота центра инерции поддрессоренной массы, h_c - высота центра оси от опорной поверхности);

ν - коэффициент, учитывающий влияние угла крена на увод ходовой оси;

ξ - коэффициент сопротивления подвески прицепа.

Величина N , входящая в (14), является основным фактором характеризующим подвеску прицепа и её влияние на граничную скорость движения, так как коэффициенты ξ и ν незначительны по своей величине.

Фактор подвески N равен

$$N = \frac{1}{H} \left(\frac{c_r^2}{2H} c_p \nu - M_c g \beta^2 \right),$$

где c_p - коэффициент, учитывающий изменение угловой жесткости подвески вследствие поперечного скручивания упругого элемента при боковом крене ($c_p = 1,05 - 1,5$);

M_c - поддрессоренная масса прицепа;

β - коэффициент равный отношению $\frac{a_c}{L}$.

Значение N становится больше при увеличении жесткости подвески,

а увеличение N снижает граничную скорость U_0 , что видно из (14). Следовательно, наличие подвески на прицепе повышает устойчивость его неподдресоренных масс против виляния, что касается устойчивости поддресоренных масс, то она ухудшается с увеличением жесткости подвески, высоты расположения центра тяжести и момента инерции, с уменьшением базы, расборной колеи и сопротивления подвески,

Для расчетов удобной является упрощенная формула критической скорости одноосного прицепа, которая не учитывает эластичности подвески и ее сопротивления; но дает результаты, обеспечивающие достаточную для практических целей точность:

$$U_{кр} = D^{-1} \sqrt{\frac{b^2 \cdot k}{J_n}}, \quad (15)$$

где

$$D = \frac{2 \cdot d_{пр}}{\sqrt{4k^2 + c_1^2}}$$

Предельный логарифмический декремент затухания $d_{пр}$ определяется из условий, при которых возникшие поперечные колебания одноосного прицепа быстро затухают, что обеспечивает устойчивость движения. Декремент $d_{пр}$ равен:

$$d_{пр} = c_n \frac{1 + \frac{c_n}{b}}{g \cdot \Delta_{н}} \cdot a_n,$$

где c_n - задний свес прицепа;

a_n - начальное отклонение кодовой оси прицепа;

$\Delta_{н}$ - зазор безопасности, то есть половина величины уширения полосы движения автопоезда в учетом виляния прицепа.

Приведенная формула (15) действительна при неощутимых зазорах в сцепном устройстве.

Пользуясь приведенными выражениями, можно подобрать конструктивные параметры одноосного прицепа, которые при экспериментальных скоростях обеспечат необходимую устойчивость движения.

Критическая скорость движения двухосного прицепа, схема колебаний которого представлена на рис. 8 определяется из выражения:

$$U_{кр} = \sqrt{\frac{b_2 \cdot k_1}{M_{пр}} \cdot Q}, \quad (16)$$

где b_2 - база прицепа;

Q - безразмерный коэффициент.

Коэффициент Q зависит от соотношения конструктивных параметров прицепа, он равен:

$$Q = \frac{4\rho^2(1+\lambda)(4+\rho^2)}{(2-\frac{\lambda}{c_0})[\rho^2(2+\lambda)(8\lambda-\rho^2)+16\lambda]},$$

где

$$\lambda = \frac{l_2}{l_1} \quad \text{и} \quad \rho = \frac{l_2}{l_1}$$

l_1 - радиус инерции прицепа относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести.

Формула (16) введена в предположении, что у вилочного прицепа абсолютно жесткая подвеска и точка O сцепки его с автомобилем движется строго прямолинейно с постоянной скоростью V . Прицеп имеет управляемые передние колеса с приводом, передаточное отношение которого i_0 . Кроме того принято, что $a_2 = b_2$, то есть отношение $\frac{a_2}{b_2} = 1$, коэффициенты сопротивления боковому уводу также равны, то есть $\frac{k_1}{k_2} = 1$.

Коэффициент Q может быть определен по опытным номограммам, дающим зависимость Q от трех основных конструктивных соотношений:

$$\frac{l_2}{l_1}, \quad \frac{b_2}{l_1} \quad \text{и} \quad i_0.$$

Исследования показывают, что при данной массе прицепа его поперечная устойчивость улучшается с увеличением базы, с увеличением коэффициента сопротивления боковому уводу шин, с увеличением длины дышла и с уменьшением передаточного отношения i_0 , радиуса инерции l_1 . Упругая подвеска осей колес прицепа, как и в случае одноосного прицепа, улучшает устойчивость двухосного прицепа.

Учет поправок на подвеску производится введением перед корнем выражения (16) эмпирического коэффициента. Для двухосного прицепа этот коэффициент может быть принят равным 1,2.

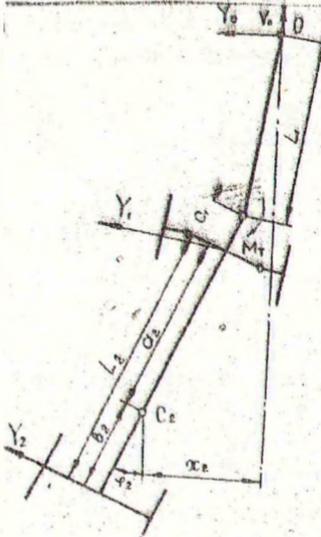


Рис. 8. Расчетная схема.

Л Е К Ц И Я II

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПРИ ПОВОРОТЕ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ И ИХ МАНЕВРЕННОСТЬ

Динамика поворота колесных машин

На рис. 9 показана схема поворота колесной системы. Углы поворота правой и левой цапф управляемых колес α_1 и α_2 , при соблюдении правильных условий поворота определяются соотношениями

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{L}{R-a}, \quad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{L}{R+a},$$

где L - продольная база машины;
 R - радиус поворота;
 a - половина расстояния между шарнирами A и B .

5135526

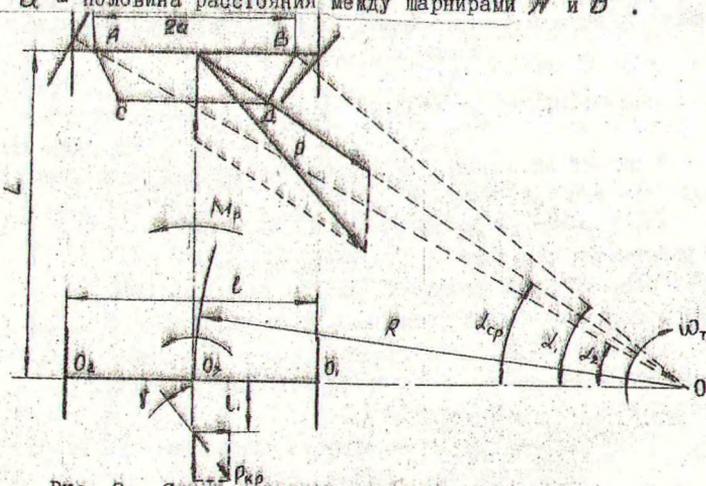


Рис. 9. Схема поворота колесной машины.

Если условно отбросить переднюю ось с направляющими колесами, то её действие можно представить силой P , приложенной в точке A_1 и моментом $M_{рл}$, приложенным к рулевому механизму.

На горизонтальном участке пути при установившемся движении на корпус машины будет действовать под некоторым углом δ сила тяги на кривке $P_{кр}$. Рассматривая колесные машины с малыми скоростями движения, действием центробежных сил можно пренебречь.

Вращение заднего моста около оси поворота O состоит из двух движений: относительное вращательное движение около точки O_1



угловой скоростью $\omega = \frac{V}{R}$ и переносное поступательное движение со скоростью V . Имеющая в действительности место буксование колес вызывает поперечное смещение полюса вращения заднего моста

$$e = \frac{\delta}{1-\delta} \cdot R, \quad (17)$$

где δ - потери от буксования ведущего колеса.

При движении колесных машин по слабым грунтам, значительную величину приобретают силы трения и реакции почвы на погруженные в почву зацепы колес и на части беговой дорожки протектора. В предположении одинарного ведущего колеса машины момент M_p этих сил равен:

$$M_p = P_H \cdot b \frac{(1-\delta)\delta}{2\delta R},$$

где b - ширина беговой дорожки протектора ведущего колеса;

P_H - равнодействующая продольных реакций почвы на упорные поверхности зацепов.

В случае не одинарного, а двух ведущих колес, при отсутствии дифференциала формула для определения момента M_p принимает вид:

$$M_p = P_H \cdot e^2 \frac{(1-\delta)^2}{4\delta R}, \quad (18)$$

где P_H - равнодействующая касательная сила тяги обоих ведущих колес.

Суммарный момент всех сил, противодействующих повороту заднего моста может быть выражен формулой

$$M_k = M_p + P_{kp} \cdot e \cdot \sin \gamma + M_{pk},$$

где e , - расстояние от точки O_3 до точки оценки.

Силу P (рис. 9) можно разложить на две составляющие: F , действующую в продольной плоскости симметрии трактора и P_2 , направленную по радиусу O_3O к оси поворота. Сила F является результирующей толкающей силой, действующей на колеса управляемой оси при повороте.

При установившемся движении колеса эта сила равна:

$$F = F_n (\cos \alpha_1 + \epsilon \cos \alpha_2),$$

где F_n - сила сопротивления качению колеса, $F_n = \frac{M_n}{r_n}$ (момент сопротивления качению колеса, r_n - динамический радиус направляющего колеса);

Сила P_2 создает относительно полюса O_3 момент равный

$$M_2 = P_2 \cdot d \cdot \cos \alpha_{cp},$$

где α_{cp} - средний угол поворота цапф управляемых колес.

Момент M_2 уравновешивается суммарным моментом M_k . Из этого равенства имеем

$$P_2 = \frac{M_p + P_{kp} \cdot e \cdot \sin \gamma + M_{pk}}{d \cdot \cos \alpha_{cp}}. \quad (19)$$

Если условно отбросить корпус машины, то момент приложенный к рулевому механизму M_p уравнивается суммой моментов, действующих на направляющие колеса передней оси. Кроме того, на переднюю ось действуют: сила F , направленная в сторону движения и P_2 , направленная по радиусу OO_2 от оси поворота.

Поворачивающая сила или результирующее давление почвы на поверхности боковых дорожек направляющих колес определяется выражением

$$P_2 = P_0 + F \operatorname{ctg} \alpha_{cp} = \frac{M_p + P_n \cdot b \cdot \sin \alpha + M_{an}}{L \cdot \cos \alpha_{cp}} + F \operatorname{ctg} \alpha_{cp},$$

где $F \operatorname{ctg} \alpha_{cp}$ - слагающая силы F , направленная вдоль оси колеса.

Таким образом, при повороте колесной машины к колесам передней оси приложена поворачивающая сила, которая увеличивается с увеличением колес L , расстояния b , угла α_{cp} и уменьшается при увеличении базы L . При повороте значительно увеличивается сила сопротивления качению, что вызывается наличием силы $P_0 \sin \alpha_{cp}$ и F .

Наличие дифференциала оказывает сильное влияние на характер поворота колесной машины и значительно облегчает поворот за счет снижения величины необходимой поворачивающей силы вследствие уменьшения момента M_p . Величина момента при наличии дифференциала равна

$$M_p = P_n \cdot b \cdot \frac{(1 - \delta) \delta}{2 \delta R}$$

Поворот гусеничного трактора

Особенности конструкции гусеничных машин оказывают влияние на характер их поворота. При повороте трактора происходит перераспределение сцепного веса по опорной поверхности правой и левой гусениц. Вследствие снижения нагрузки на забегавшую гусеницу, она при определенных условиях может пробуксовать. Поэтому выбранный вес машины должен проверяться по условиям их поворота.

На рисунке 10 представлена схема трактора, с действующими на него силами при гревелке деревьев в полупогруженном состоянии. Рассматривается установившееся движение по горизонтальному участку пути.

На трактор действуют следующие силы: вес трактора G , нагрузка на него $\frac{G_n}{2}$, тяговое усилие троса P , нормальные реакции грунта

на гусеницы R_1 и R_2 , касательные усилия на гусеницах, реализуемые по сцеплению R_1 и R_2 , R_T - сопротивление движению трактора. Пользуясь рисунком 10 составим уравнения моментов сил относительно точек А и С. Эти уравнения имеют вид:

$$(G + P \sin \beta + \frac{G_1}{n}) \frac{L}{2} = R_2 \cdot L - P \cdot h \cos \beta \cdot \sin \lambda = 0;$$

$$(G + P \sin \beta + \frac{G_1}{n}) \frac{L}{2} - R_1 \cdot L - P \cdot h \cos \beta \cdot \sin \lambda = 0.$$

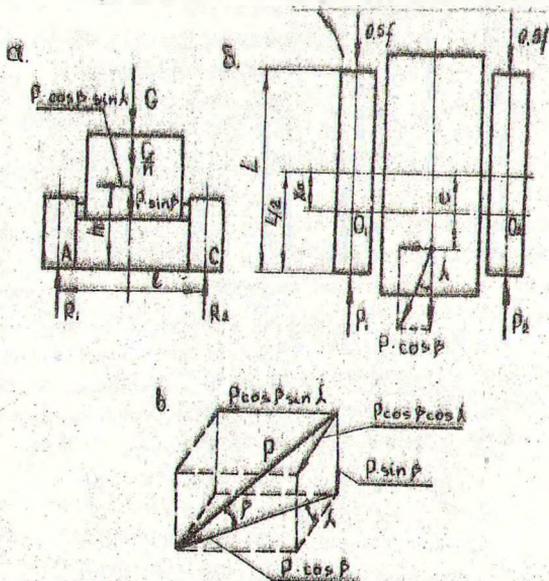


Рис. 10. Схема сил действующих на гусеничный трактор при повороте.

Из записанной системы уравнений получаем выражения для определения реакций R_1 и R_2 :

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{G + P \sin \beta + \frac{G_1}{n}}{2} + \frac{P \cdot h \cos \beta \sin \lambda}{L}; \\ R_2 &= \frac{G + P \sin \beta + \frac{G_1}{n}}{2} - \frac{P \cdot h \cos \beta \sin \lambda}{L} \end{aligned} \right\} (20)$$

где β и λ - углы наклона троса в вертикальной и горизонтальной плоскости.

- h - высота закрепления троса;
 b - колея трактора.

Для нормального поворота трактора без буксования сабегающей гусеницы необходимо соблюдение условия:

$$0,5 R_n + \frac{M_{\text{прз}}}{b} \leq \varphi R_a \quad (21)$$

где R_n - касательная сила обвиг гусениц при прямолинейном движении,
 $R_n = R_d + R \cos \beta \cos \alpha$;

$M_{\text{прз}}$ - суммарный момент всех сил сопротивления повороту;

φ коэффициент сцепления,

Коэффициент сцепления зависит от типа машин, качества пути, влажности и может быть взят из таблицы 2.

Т а б л и ц а 2

Коэффициенты сцепления колесных и гусеничных машин

Тип дороги	Автомобили и колесные тягачи	Гусеничные тракторы и тягачи
Асфальто-бетонное шоссе:		
сухое	0,7 - 0,8	-
мокрое	0,3 - 0,6	-
Щебенчатое шоссе:		
сухое	0,6 - 0,7	-
мокрое	0,3 - 0,4	-
Грунтовая дорога:		
сухая	0,5 - 0,8	0,6 - 1,0
мокрая	0,3 - 0,4	-
Глинистый грунт:		
сухой	0,5 - 0,6	0,8 - 1,0
мокрый	0,3 - 0,4	-
Песок:		
сухой	0,3 - 0,6	0,3 - 0,9
влажный	0,4 - 0,5	0,5 - 0,6
Обледенелая дорога	0,1 - 0,3	0,2 - 0,8
Укатанная снежная дорога:		
сухая	0,2 - 0,4	-
влажная	0,1 - 0,2	0,4 - 0,8
Грунтовая дорога песчаная:		
сухая	0,75	0,7 - 0,8

I	2	3
мокрая	0,65	0,8 - 1,0
Грунтовая дорога на черноземе	0,6	0,7 - 1,0

Суммарный момент сил сопротивления повороту, входящий в (21) равен

$$M_{\text{пр}3} = M_{\text{р}} + P(e - x_0) \cos \beta \sin \alpha,$$

где $M_{\text{р}}$ - момент сил трения и реакции грунта;

e - расстояние от центра коника до поперечной оси трактора;

x_0 - смещение полюсов вращения гусениц.

При равномерном распределении нагрузки по поверхности гусениц момент сил трения и реакции грунта определяется из уравнения

$$M_{\text{р}} = \mu \frac{G + \frac{Q^2}{4} + P \sin \beta}{4} \cdot 2 \left[1 + \left(\frac{2x_0}{l} \right)^2 \right], \quad (22)$$

где μ - приведенный коэффициент, учитывающий влияние грунта на элементы гусеничного двигателя.

Ориентировочно коэффициент μ можно для грейдерных тракторов принимать равным: летом 0,6-0,5, зимой 0,5-0,4.

Величина смещения полюсов вращения x_0 определяется по формуле

$$x_0 = \frac{P \cos \beta \sin \alpha}{4 \mu Q} \quad (23)$$

где Q - удельное давление на единицу длины опорной поверхности гусеницы.

Используя условие (21) и приведенные формулы, можно установить вес грейдерной пачки с учетом работы трактора при повороте без буксования. При грейдерке древесины в полуподвешенном состоянии нормальные реакции равны:

$$\begin{aligned} R_2 &= \frac{G + N \cos \gamma}{2} + \frac{N h \sin \gamma \sin \alpha}{l}; \\ R_2 &= \frac{G + N \cos \gamma}{2} - \frac{N h \sin \gamma \sin \alpha}{l}, \end{aligned} \quad (24)$$

где N - тяговое усилие в тросе;

γ - угол отклонения тягового троса от вертикали.

Буксования забегавшей гусеницы не будет при условии

$$P_2 \leq \varphi R_2,$$

причем

$$P_2 = 0,5(G + N \sin \gamma \cos \alpha) + \frac{M_{\text{р}} - N(e - x_0) \sin \gamma \sin \alpha}{l}$$

Коэффициент сопротивления движению тягача f имеет равные значения для гусеничных и колесных машин. Его значения для разных типов дороги или волока даны в таблице 3.

Т а б л и ц а 3

Коэффициенты сопротивления движению, кг/кг

Тип дороги или волока	Автомобили и колесные тягачи	Гусеничные тракторы и тягачи
Асфальто-бетон	0,010-0,040	-
Бетон	0,008-0,016	-
Гравийная дорога	0,020-0,080(0,090)	-
Лесная дорога	0,020-0,030(0,045)	-
Грунтовая дорога	0,029-0,080(0,120)	0,050-0,120(0,180)
Снежно-укатанная дорога	0,020-0,050(0,075)	0,030-0,080(0,090)
Снежно-неукатанная дорога	0,150-0,250	0,100-0,150
Снежная целина	-	0,150-0,250
Бездорожье	0,150-0,240	-
Заболоченная местность	-	0,200-0,250
Зимний волок в лесу	-	0,070-0,180
Летний волок в лесу	-	0,100-0,250

Момент сил трения и реакций определяется из выражения

$$M_p = \frac{N \cdot f}{4} \left[1 + \left(\frac{2x_0}{L} \right)^2 \right] (G + N \cos \gamma). \quad (25)$$

Минимальный вес машины по условиям нормальной работы при повороте можно получить из соотношения (24).

Анализ показывает, что максимальное значение удельной нагрузки на трактор при повороте соответствует трелевке деревьев в полупогруженном состоянии.

Маневренность автопоезда

Ввиду значительной длины автопоездов их маневренные свойства приобретают важное значение при движении на ограниченных площадях и проездах, что в условиях лесной промышленности встречается особенно часто. Малые радиусы поворота лесовозных дорог, захлещен-

ность и плохое состояние лесосеки и подъездных путей заставляют искать пути улучшения маневренности лесовозных автопоездов.

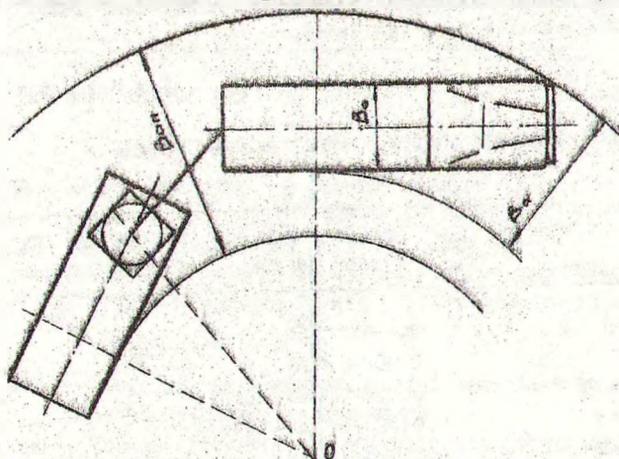


Рис. II. Полоса движения автопоезда при повороте.

При криволинейном движении автомобиля или автопоезда полоса движения уширяется. Уширение равно разности $B_{вн} - B_в$ (рис. II). Соотношение ширины полос движения на круговом повороте следующее

$$B_{вн} > B_0 > B_в.$$

Определение необходимой ширины проезда величины маневровой площадки, длины фронта погрузки и выгрузки, радиусов поворота необходимо для правильного подхода к расчету параметров маневренности автопоездов при их проектировании. Для этой цели необходимым является построение траекторий криволинейного движения автопоездов разного состава и при разных режимах поворота.

При рассмотрении кинематики автопоезда, принимается, что характер движения его звеньев определяется траекториями середины ходовых осей; из рассмотрения исключается боковой увод и скольжение шин.

Автопоезд начинает движение по кривой при повороте управляемых колес ведущего звена. Как известно, основное условие поворота автомобиля без бокового скольжения колес имеет вид:

$$P \sin \varphi < R, \varphi,$$

где P — толкающая сила, приложенная к переднему мосту и направленная вдоль продольной оси автомобиля.

Для нормального поворота автопоезда необходимо соблюдение этого

условия. При расчетах следует иметь в виду, что коэффициент сцепления в поперечном направлении больше, чем в продольном на 20 % (табл. 3)

Криволинейное движение одиночного автомобиля определяется основной траекторией, то есть траекторией середины ведущего моста при нормальной двухосной компоновке. У двухосного автомобиля со всеми управляемыми колесами основная траектория описывается точкой, лежащей на продольной оси автомобиля, посредине базы у трехосного автомобиля - посредине между мостами задней тележки. При этом, как уже говорилось, явление бокового увода шин не учитывается.

Основная траектория состоит из трех участков: круговой траектории и двух переходных - входной и выходной.

Радиус основной траектории зависит от геометрических параметров автомобиля, он равен

$$R_0 = L_0 \operatorname{ctg} \delta_{\text{ср}} = \frac{d_0}{2} (\operatorname{ctg} \delta_1 + \operatorname{ctg} \delta_2), \quad (26)$$

форма переходной траектории (входной и выходной) является сложной, относящейся к классу спиралей. Уравнение, характеризующее её имеет вид:

$$S_0 = \frac{1}{K_n} \left(\frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{R_0}{L_0} \right), \quad (27)$$

где S_0 - путь, проходимый автомобилем по переходной траектории;

K_n - режимный коэффициент.

Режимный коэффициент K_n характеризует режим движения автомобиля на повороте и представляет из себя отношение средней угловой скорости управляемых колес $\omega_{\text{ср}}$ к поступательной скорости движения автомобиля, то есть

$$K_n = \frac{\omega_{\text{ср}}}{V}, \quad (28)$$

где V - поступательная скорость движения автомобиля на повороте.

Из формулы (28) видно, что чем больше поступательная скорость, тем меньше коэффициент K_n и тем больше путь, проходимый автомобилем по переходной кривой.

При практических расчетах можно пользоваться значениями режимных коэффициентов, приведенных в таблице 4.

Т а б л и ц а 4

Значения реинного коэффициента

Условия поворота	$V, \frac{m}{сек}$	$R_0, м$	$K_n, сек^{-2}$
Закрытые помещения и узкие проезды	3 - 8	8 - 12	0,05-0,10
Городские перекрестки и тяжелые дорожные условия на усовершенствованных дорогах	8 - 25	до 20	0,01-0,05
	свыше 25	свыше 20	0,005-0,01

Текущие координаты основной траектории x_0 и y_0 автомобиля или селельного тягача можно приблизительно определить по упрощенным формулам:

$$x_0 = \frac{d_{op}^3}{8 K_n^2 d_0} \left\{ 1 + q_1 d_{op}^2 \left[1 + q_2 d_{op}^2 \left(1 - \frac{1}{K_n^2 d_0^2} \right) \right] \right\}; \quad (29)$$

$$y_0 = \frac{d_{op}}{K_n} \left(1 - \frac{d_{op}^4}{40 K_n^2 d_0^2} \right).$$

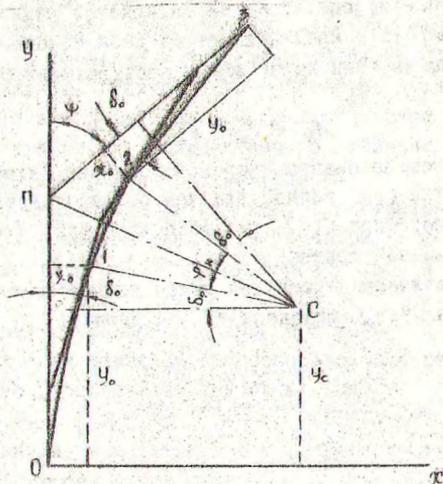


Рис. 12. Параметры основной траектории.

Круговая траектория полностью характеризуется радиусом кривизны R_{0min} и углом круговой траектории ψ_n (параметры основной траектории показаны на рис. 12).

Координаты центра C равны:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= x_0 + R_{0min} \cos \delta_{0max} \\ y_c &= x_0 - R_{0min} \cos \delta_{0max} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

где δ_{0max} - угол поворота тягача в момент начала его движения по круговой траектории.

Построение основной траектории тягача производится следующим образом:

В соответствии с условиями решаемой задачи выбирает исходные данные:

- а) базу тягача L ;
- б) угол поворота траектории ψ ;
- в) радиус R_{0min} (радиус, соответствующий моменту окончания поворота управляемых колес);
- г) режимный коэффициент K_n (по таблице 4).

По формуле $R_{0min} = L_0 \operatorname{ctg} \delta_{0max}$ определяют угол δ_{0max} поворота управляемых колес тягача.

Находят координаты переходной траектории при значениях углов поворота колес в пределах от $\delta_{0p}=0$ до δ_{0pmax} по формулам (29). При $K_n \geq 0,03 \text{ м}^{-1}$ координаты x_0 и y_0 можно найти по формулам

$$x_0 = \frac{\delta_{0p}^3}{6 K_n L_0} \quad \text{и} \quad y_0 = \frac{\delta_{0p}}{K_n}$$

т.е. в этом случае основная траектория является кубической параболой.

Интервалы δ_{0p} берут 0,05 или 0,1 радиуса. Затем определяют угол δ_{0max} поворота тягача при δ_{0pmax} , а также при промежуточных значениях δ_{0p} .

$$\delta_0 = - \frac{1}{K_n L_0} \ln \cos \delta_{0p} \quad (31)$$

По формулам (30) находят координаты центра кривизны круговой траектории x_c и y_c .

После этого из выражения

$$\psi_n = \psi - 2 \delta_{0max}$$

вычисляется угол круговой траектории ψ_n . В зависимости от величины угла ψ определяются расстояние ОП (рис. 12). В общем случае при $\psi \neq 90^\circ$ и $\psi_n \neq 0$ оно равно

$$OП = y_c + x_c \operatorname{tg} \frac{\psi}{2} \quad (32)$$

Порядок построения траектории следующий. По оси y откладывают

расстояние ОП. Из точки П проводят ось конечного направления движения тягача после поворота, под углом ψ и на ней откладывают расстояние ОП, получая точку З. Строит переходные траектории 0 - I и 2 - 3 по координатам X_0 и Y_0 , принимая за начало координат точки 0 и 3.

Затем, вычисленные координаты X_c и Y_c находят центр круговой траектории С, из которого радиусом $R_0 \sin \alpha$ соединяют дугой точки I - 2 круговой траектории.

Для проверки полученный графически угол ψ_n сопоставляется с подсчитанным по формуле.

Анализ маневренности автопоезда сводится обычно к анализу или определению степени траектории ведомых звеньев (обычно это середины ходовых осей прицепов) с основной траекторией; для этой цели необходимыми является построение траектории ведомого звена автопоезда.

Если вычислена и построена основная траектория движения автомобиля-тягача, то положения ведомых звеньев автопоезда могут быть найдены аналитическим или графическим методом.

Аналитический метод целесообразно применять в случае одного ведомого звена: одноосного прицепа, прицепа-ропуска, полуприцепа, двухосного прицепа с поворотной осью.

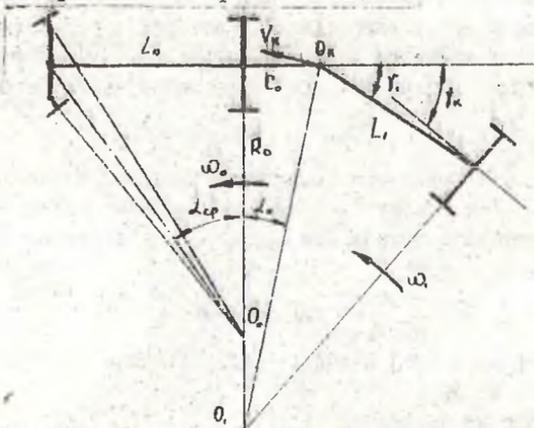


Рис. 13. Схема движения автомобиля с одноосным прицепом на повороте.

Учитывая, что эти случаи имеют наибольшее распространение, рассмотрим аналитический способ построения траектории ведомого звена автопоезда.

На рисунке приложена схема движения автомобиля с одноосным

прицепои на повороте.

Последовательность расчета и построения траектории ведомого звена автопоезда и полосы его движения при повороте на 90° следующая (рис. 14.).

Задаются исходные данные:

- а) база прицепа L_1 ;
- б) задний вынос буксирного крюка C_0 ;
- в) передаточное отношение прямой связи.

На основной траектории намечают точки, соответствующие последовательным положениям середины ведущего моста тягача $O_0, I_0, 2_0$ и т.д.

Проводят в намеченных точках касательные $O_0 O_{0п}, I_0 I_{0п}, 2_0 2_{0п}$ и т.д. под углом δ_0 к оси ψ , которые подсчитаны заранее (31).

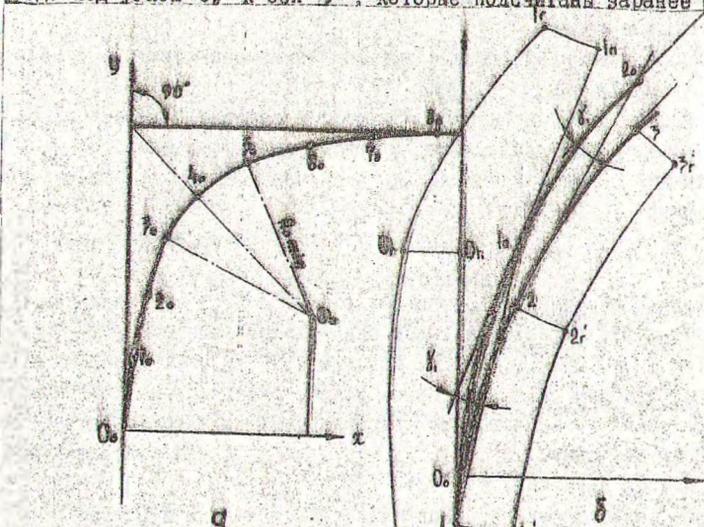


рис. 14. Построение траектории поворота.

Длина касательной должна быть равна сумме длины базы и переднего свеса тягача, а для одноосного прицепа (рис. 12) откладывается также длина заднего свеса буксирного крюка C_0 . Так последовательно находятся точки сцепки.

Проводят линии $I - I_0, 2 - 2_0, 3 - 3_0$ и т.д. соответствующие последовательным положениям продольной оси ведомого звена, под углами δ_1 к продольным осям тягача через точки сцепки.

Угол отклонения ведомого звена δ_1 для всех стадий криволинейного движения в случае одноосного прицепа находится по формулам:

на входной кривой

$$\gamma_1 = \frac{L_1 + c_0}{L_0} \left[d_{cp} - d \left(1 - e^{-\frac{d_{cp}}{L_1 \cdot K_n}} \right) \cdot K_n \right];$$

на круговой кривой

$$\gamma_1 = \gamma_1(\bar{t}_1) e^{-\frac{R_0}{L_1} \cdot \psi_k} + \frac{L_1 \cdot c_0}{L_0} \left(1 - e^{-\frac{R_0}{L_1} \cdot \psi_k} \right) d_{cp \max},$$

на выходной переходной кривой

$$\gamma_1 = \gamma_1(\bar{t}_2) e^{-\frac{d_{cp \max} + d_{cp}}{L_1 \cdot K_n}} + \frac{L_1 \cdot c_0}{L_0} \left[\left(d_{cp \max} + d \cdot K_n \left(1 - e^{-\frac{d_{cp \max} - d_{cp}}{L_1 \cdot K_n}} \right) \right) d_{cp} - d_{cp} \right];$$

на выходной прямолинейной кривой

$$\gamma_1 = \gamma_1(\bar{t}_3) \cdot e^{-\frac{L_0}{L_1}},$$

где \bar{t}_1 - момент времени, соответствующий окончанию поворота управляемых колес;

\bar{t}_2 - момент времени, соответствующий окончанию кругового движения тягача;

\bar{t}_3 - момент времени, соответствующий окончанию поворота и возврату управляемых колес в нейтральное положение.

Формулы для определения угла γ_1 в случае полуприцепа приводятся Я.Х. Закиным Г.

Длина линий Г - Г₀, 2 - 2₀, 3 - 3₀ и т.д. равна базе ведомого звена L_1 .

При плавном соединении полученных точек Г, 2, 3 ... находим искомую траекторию середины ходовой оси ведомого звена (рис. 12). Из точек Г_п, 2_п, 3_п ... и т.д. и точек Г, 2, 3 ... восстанавливаются перпендикуляры к продольным осям соответственно тягача и прицепа. Длина их равна половине габаритной ширины соответствующих звеньев. Получают точки О_Г, О_Г, Г_Г, Г_Г ..., соединяя которые находят линии полосы движения.

Описанный аналитический метод является несложным и пользоваться им удобно. Однако, для многозвенного автопоезда он малопригоден в связи с возрастающей громоздкостью расчетов. В этом случае следует пользоваться графическими методами Г.

Лесовозные автопоезда имеют сцепку автомобиля с прицепом роспуском двух видов - прямую и крестообразную 2. При прямой сцепке автомобиль с роспуском соединяются дышлом и хлыстами, а при крестообразной - дышлом, хлыстами и тросами.

Для нормальной работы крестообразной сцепки зазоры в шарнирах и сочленениях её устраняются предварительными натяжением тросов. Однако база крестообразной сцепки L_k под действием внешних и вну-

трених сил может несколько меняться, так как соединение авензев не является абсолютно жестким из-за наличия пружин в сцепном приборе и т.д., т.е. $\Delta L \neq 0$.

На рис. 15 приведена схема крестообразной сцепки, где точка O_2 соответствует оси поворота дышла относительно сцепного крива, O_3 - середине задней оси тягача, O_4 - оси шкворня роспуска.

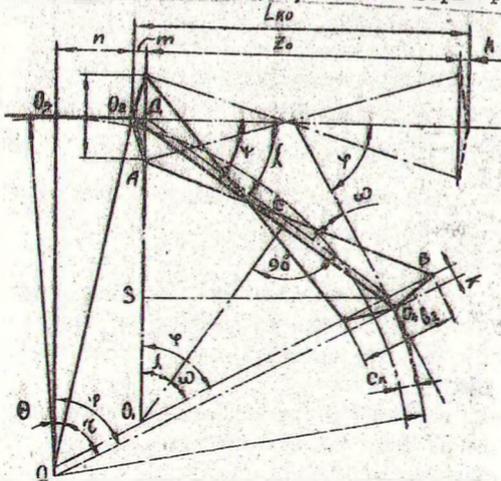


Рис. 15. Схема крестообразной сцепки.

Тяговые балки AF и FP соединены тяговыми тросами AB и FP длиной в b_1 и b_2 , при помощи которых осуществляется управление роспуском.

Радиусы поворота середин задней оси автомобиля R_2 и прицепа-роспуска R_3 (точки O_3 и O_4) равны.

$$\left. \begin{aligned} R_2 &= \frac{1}{\sin \varphi} [Z \cos \omega + (n+m) \cos \varphi + k]; \\ R_3 &= \frac{1}{\sin \varphi} (Z \cos \lambda + n+m+k \cos \varphi), \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

где φ - угол между продольными осями автомобиля и прицепа,

- Z - длина линии соединяющей точки Д и Е (рис. 15);
- λ, ω - углы поворота соответственно продольных осей автомобиля и роспуска относительно линии ДЕ;
- n - расстояние от задней оси автомобиля до точки сцепки;

m - смещение тяговой балки AF относительно точки сцепки;
 k - смещение тяговой балки роспуска относительно вертикальной оси шкворня O_A .

Длина линии, соединяющей точки A и F через геометрические параметры, может быть выражена следующим образом:

$$Z = \sqrt{(k_{до} - m - k)^2 + 0,25(b_1 + b_2)^2 - 0,25(b_1 \cos \lambda + b_2 \cos \omega)^2}.$$

Смещение траектории середины оси роспуска C_K относительно середины задней оси автомобиля определяется по уравнению:

$$C_K = \frac{1}{\sin \varphi} [Z(\cos \lambda - \cos \omega) + (n + m - k)(1 - \cos \varphi)]. \quad (34)$$

Условие, при котором смещение C_K будет равно 0, следующее:

$$\frac{n + m - k}{Z} = \frac{\cos \omega - \cos \lambda}{1 - \cos \varphi}. \quad (35)$$

При соблюдении этих условий колея колес оси роспуска будет совпадать с колеей задних колес тягача, уравнение (34) позволяет подобрать параметры крестообразной сцепки для наилучшего вписывания прицепа-роспуска в кривую пути.

Приведенные выражения получены в предположении, что отсутствует боковое смещение колес за счет боковой эластичности шки и что движение автопоезда установившееся.

ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда.
М., Изд-во "Транспорт", 1967.
2. Лажис В.П., Лажис Р.П. Автомобильные лесовозные автопоезда.
М.-Л., Гослесбумиздат, 1962.
3. Орлов С.Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. М., Гослесбумиздат., 1963.

О Г Л А В Л Е Н И Е

В в е д е н и е	
Р а з д е л I. Специальная динамика лесозаготовительных и лесо- транспортных машин	4
Лекция I. Взаимодействие звеньев автопоезда	4
Продольное взаимодействие звеньев автопоезда	5
Влияние упругой связи элементов автопоезда на его тяговые свойства	11
Условия сцепки тягача с полуприцепом	12
Поперечная устойчивость автопоездов в горизонтальной плоскости	14
Лекция II. Определение усилий при повороте транспортных систем и их маневренность	19
Динамика поворота колесных машин	19
Поворот гусеничного трактора	21
Маневренность автопоездов	25
Л и т е р а т у р а	35

ЛТ 08 416. Зак. 129. Тир. 500 экз. Объем 1,6 п.л. 13/04-74г.

Цена 7 коп. Отпечатано на ротационте ВТИ им. С.М. Кирова,
г. Минск, ул. Свердлова 13.