

Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, Л. Л. Борисов

УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Рассмотрим движение седельного тягача (рис. 1) и сформулируем требования, обеспечивающие устойчивость движения в условиях интенсивного торможения сначала по прямой (рис. 2), а затем при движении по дуге окружности (рис. 3).

Под устойчивостью движения автомобиля понимаем способность автомобиля сохранять заданное направление движения по прямой (или по дуге окружности) без дополнительных воздействий водителя. При таком определении между понятием устойчивости движения и способностью автомобиля «держаться дороги» возникает прямая связь. Разница заключается в том, что понятие «держания или недержания дороги» является понятием чисто субъективным, тогда как для понятия устойчивости имеется возможность выработать определенные числовые критерии.

При рассмотрении условий устойчивости при движении по прямой легко заметить, что требование абсолютной устойчивости влечет за собой необходимость радикального уменьшения эффективности торможения, а это идет вразрез с современными тенденциями. Поэтому возникает необходимость во введении понятия относительной устойчивости.

Основными требованиями для достижения абсолютной устойчивости при торможении для движения по прямой можно считать (для седельных автопоездов) следующее:

1) отсутствие толкающих усилий, направленных от полуприцепа к тягачу; 2) равенство парциальных замедлений всех осей автопоезда, сохраняющееся на всех режимах торможения; 3) соблюдение неравенства $R_i \varphi \geq T_i$ для каждой оси автопоезда

$$T_i = \frac{k_i p_{\max} t}{r_{k_i} t_1},$$

где k_i — коэффициент, зависящий от параметров и конструкции колесных тормозных механизмов и привода; p_{\max} — максимальное давление рабочей среды в тормозной системе; t_1 — время срабаты-

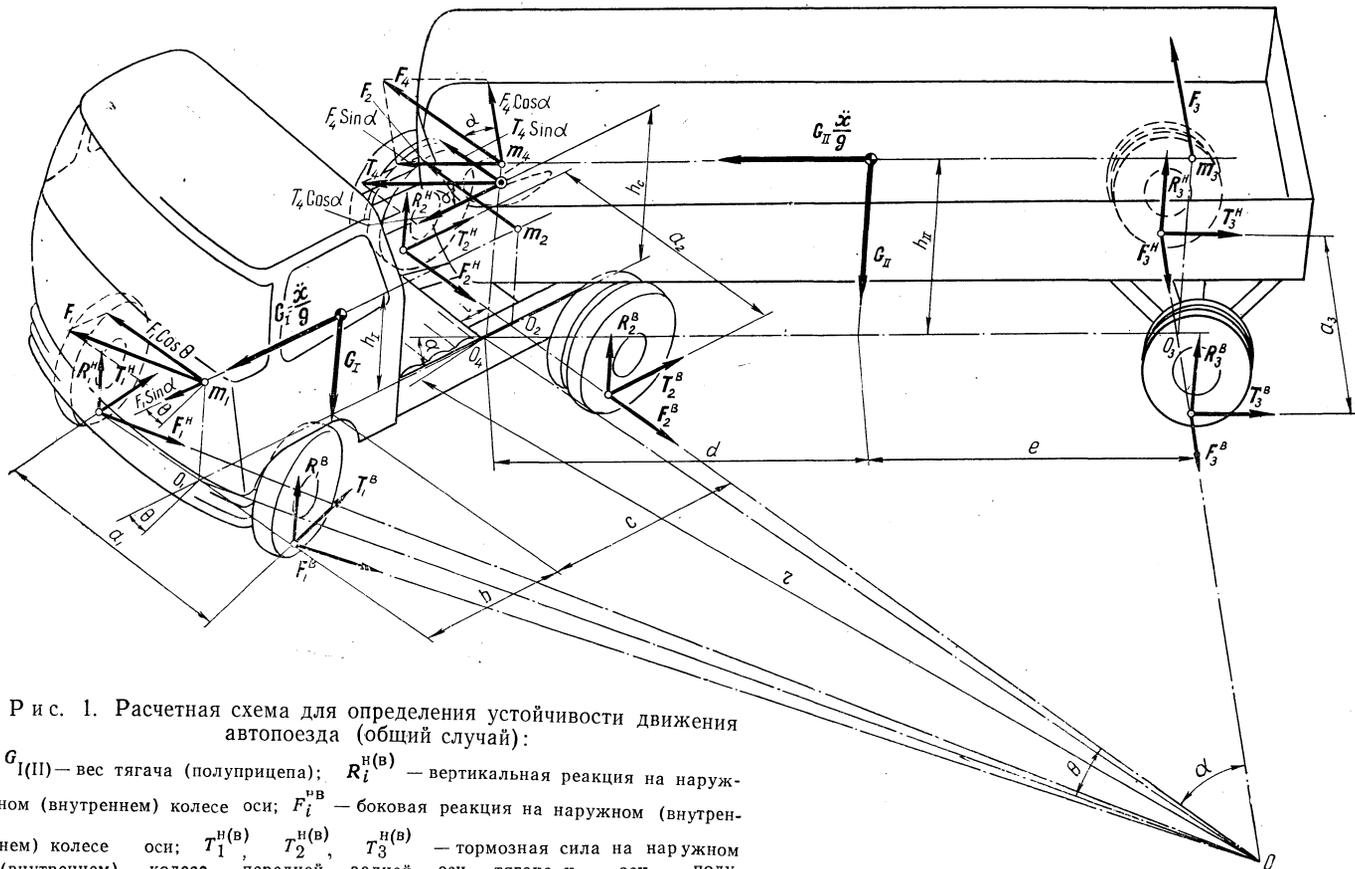


Рис. 1. Расчетная схема для определения устойчивости движения автопоезда (общий случай):

$G_{I(II)}$ — вес тягача (полуприцепа); $R_i^{H(B)}$ — вертикальная реакция на наружном (внутреннем) колесе оси; F_i^{HB} — боковая реакция на наружном (внутреннем) колесе оси; $T_1^{H(B)}, T_2^{H(B)}, T_3^{H(B)}$ — тормозная сила на наружном (внутреннем) колесе передней, задней оси тягача и оси полуприцепа; T_4 — сила в сцепном устройстве автопоезда; m_i — масса тягача (полуприцепа), отнесенная к i -й оси автопоезда; F_i — центробежные силы на осях автопоезда; \ddot{x} — замедление автопоезда; g — ускорение свободного падения; θ — средний угол поворота управляемых колес тягача; α — угол складывания автопоезда; r — радиус поворота автопоезда

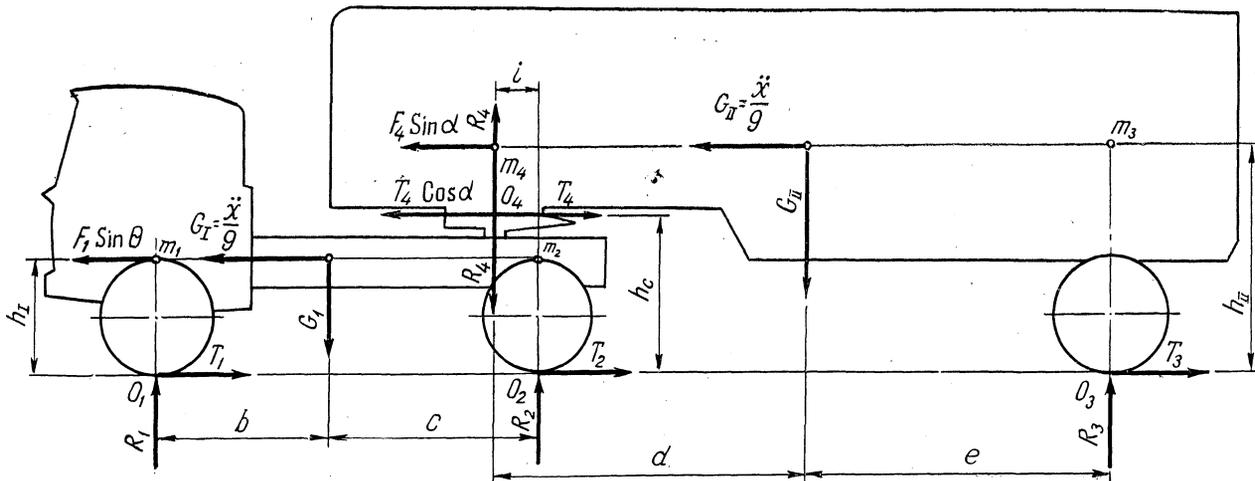


Рис. 2. Схема движения автопоезда по прямой

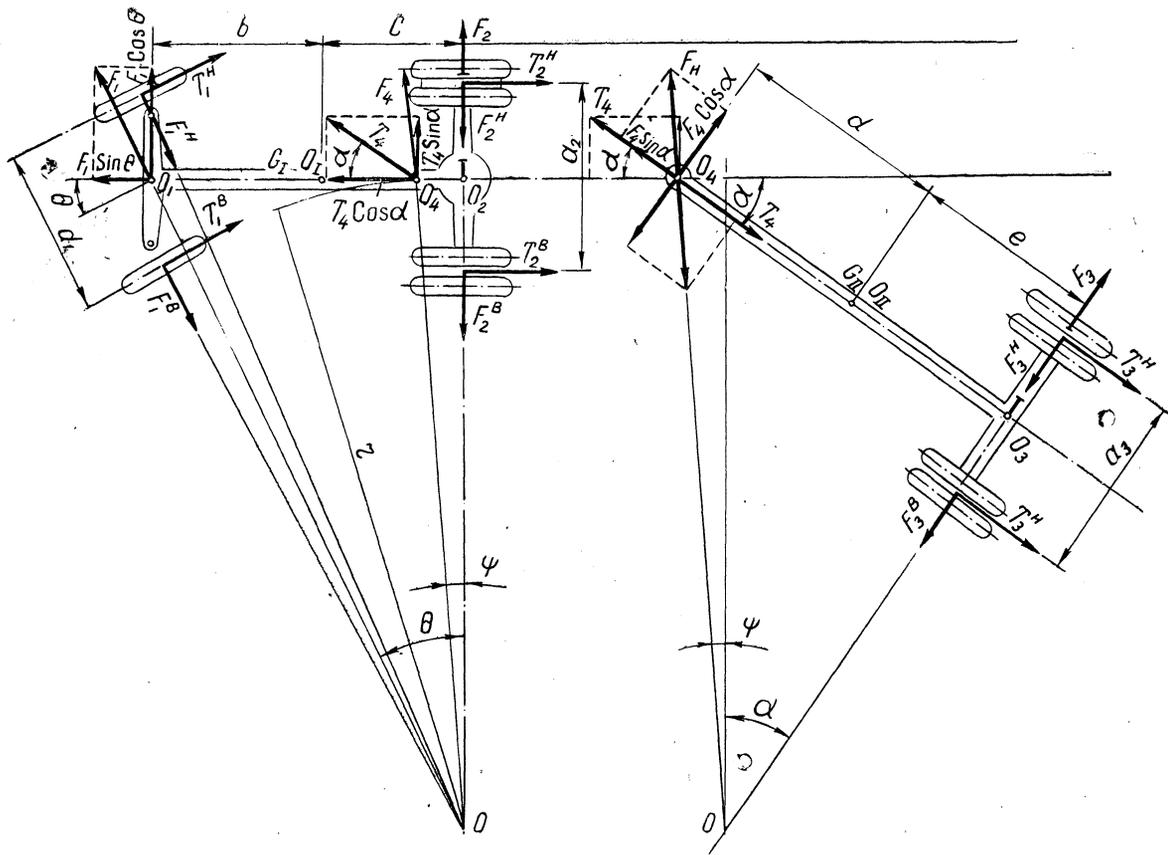


Рис. 3. Схема движения автопоезда по дуге окружности (автопоезд условно расчленен)

вания тормозного привода; r_{ki} — радиус колеса i -й оси автопоезда; t — время.

Отношение $K_i = \frac{T_i}{R_i \cdot \varphi}$ является критерием устойчивости для прямолинейного движения при торможении. Для случая оптимального распределения тормозных сил это выражение может быть записано в виде

$$K_i = \frac{\ddot{x}_i(t)}{\varphi g}, \quad (1)$$

где φ — коэффициент сцепления колес с дорогой.

При наличии какой-либо боковой силы (центробежная сила, ветер и т. д.) критерием устойчивости является выражение

$$K_i = \frac{\sqrt{T_i^2 + F_i^2}}{R_i \varphi}. \quad (2)$$

Используя рис. 1, условие 1 для полуприцепа записываем так:

$$G_{II} \frac{\ddot{x}}{g} = T_3, \quad (3)$$

$$T_{3 \max} = R_3 \varphi,$$

откуда

$$R_3 = G_{II} - R_4 = \frac{G_{II}}{d+e} \left(d - \frac{\ddot{x}}{g} h_{II} \right), \quad (4)$$

$$R_3 \varphi = \frac{G_{II}}{g} \ddot{x}_{\max}$$

и

$$\ddot{x}_{\max} = \frac{d \varphi g}{d+e+h_{II}\varphi}. \quad (5)$$

Величины R_i и T_i являются функциями замедления.

Предполагаем нарастание замедления автопоезда по закону прямой и синхронно для всех осей. Тогда при условии, что $\ddot{x}_{\max} = = g\varphi$,

$$\ddot{x} = \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1} = \frac{d g \varphi}{d+e+h_{II}\varphi} \cdot \frac{t}{t_1}. \quad (5')$$

Равенство (5) представляет собой ограничение максимального замедления, достигнутого при отсутствии толкания тягача прицепом.

Анализируя выражение (5') замечаем, что практика соблюдения этого условия требует значительного изменения геометрии полуприцепов для достижения приемлемых значений замедления.

В самом деле, обозначая сумму $d + e = L$ и считая, например, $d = 0,5L$ и $h_{II} = 0,5L$, получаем значение \ddot{x}_{\max} , явно не удовлетворяющее современным требованиям.

Для получения удовлетворительных значений замедления в этом случае выгодно применять двухосные полуприцепы с расположением центра тяжести полуприцепа между его осями, что позволяет использовать предельное значение $L = d$. Это однако значительно снижает грузоподъемность полуприцепа.

В остальных случаях приходится учитывать неизбежность толкающей силы, которую надо принимать во внимание при расчете тормозов тягача.

Заметим, что нельзя предполагать, что давление в тормозных устройствах всех осей будет нарастать синхронно. В действительности для получения устойчивого движения нужно подавать давление, нарастающее по закону прямой, только в тормозные устройства одной из осей, а в тормозные устройства остальных осей подавать давление так, чтобы соблюдалось равенство парциальных замедлений. Это может быть достигнуто применением автоматических регуляторов, вырабатывающих аппроксимацию оптимального соотношения давлений в зависимости от мгновенного значения замедлений или от давления в тормозных устройствах основной оси. За основную ось считаем ту ось, в тормозных устройствах которой давление нарастает по закону прямой.

Условие равенства парциальных замедлений всех осей для каждого времени приводит к выражению

$$\frac{p_i(t) k_i g}{R_i(t) r_k} = \ddot{x}(t)$$

или

$$k_i p_i(t) = \ddot{x}(t) \frac{R_i(t)}{g} \cdot r_k.$$

Предполагаем следующие параметры тормозной системы: максимальное замедление $\ddot{x}_{\max} = 7 \text{ м/сек}^2$, время полного срабатывания $t_1 = 0,6 \text{ сек}$, максимальное давление $p_{\max} = 6,5 \text{ кг/см}^2$.

Записываем уравнение моментов для полуприцепа

$$R_4(d + e) + T_4 h_c - G_{II} e - G_{II} \frac{\ddot{x}}{g} h_{II} = 0. \quad (6)$$

Замечая, что $\ddot{x} = \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}$ и $T_4 = \frac{R_4}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}$, получаем из уравнения (6)

$$R_4 = G_{II} \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}$$

и

$$R_3 = G_{II} - R_4 = G_{II} \left(1 - \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}} \right), \quad (7)$$

$$T_3 = \frac{R_3}{g} \ddot{x} = \frac{R_3}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}.$$

Определим силы T_1 и T_2 , обуславливающие те же замедления, что и замедление оси полуприцепа:

$$T_1 = \frac{R_1}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}, \quad T_2 = \frac{R_2}{g} \ddot{x}_{\max} \frac{t}{t_1}.$$

Величины R_1 , R_2 и R_3 являются функциями \ddot{x} , а значит, и t . Поэтому T_1 , T_2 , T_3 будут кривыми на диаграммах зависимости от замедления (\ddot{x}). При построении зависимости давлений в тормозных устройствах двух осей от третьей одно из давлений получится спрямленным. Уравнения моментов позволяют получить для R_1 и R_2 зависимости:

$$R_1 = \frac{G_I}{b+c} \left(c + h_I \cdot \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1} \right) + G_{II} \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}} \cdot \frac{i + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{b+c}, \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{G_I}{b+c} \left(b - h_I \cdot \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1} \right) + G_{II} \frac{e + h_{II} \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{d + e + h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}} \cdot \frac{b + c - i - h_c \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \cdot \frac{t}{t_1}}{b+c}. \quad (9)$$

Кривые давления для осей определяются из соотношений

$$T_1 = \frac{p_1 k_1}{r_k}, \quad T_2 = \frac{p_2 k_2}{r_k}, \quad T_3 = \frac{p_3 k_3}{r_k} \quad (10)$$

по максимальным значениям величин $T_{i \max}$ и p_i .

При значении K в выражениях (1) и (2), больших единицы, движение становится неустойчивым.

Для учета влияния колебаний на подвеске был применен следующий метод. Предполагается движение по дороге со случайным

микропрофилем, характеризованным определенным значением величины дисперсии амплитуд. На основании некоторых статистических данных и исследований имеются основания предполагать, что автомобиль будет колебаться с частотой, близкой к частоте собственных колебаний системы автомобиль — подвеска, и с амплитудой, характеризованной качеством подвески как фильтра. При этом качественный показатель подвесок может быть принят как отношение дисперсии на выходе к дисперсии на входе.

Таким образом, приняв изложенные основные положения, можно считать, что деформация упругих элементов является функцией от дисперсии на входе, а увеличение или уменьшение реакций равно произведению качественного показателя фильтрующих способностей подвески на величину дисперсии и на коэффициент, определяющий величину периодической составляющей корреляционной функции входа, взятому как аргумент от функции, характеризующей восстанавливающую силу подвески. Полученная величина за вычетом восстанавливающей силы подвески в состоянии покоя даст величину, увеличивающую или уменьшающую реакцию данного колеса, которая определяется выражением

$$\Delta R_i^y = f(y_i) - R_{0i}, \quad (11)$$

где $f(y_i) = y_i c_i$ — восстанавливающая сила упругого элемента оси колеса как функция относительного перемещения подрессоренной и недрессоренной массы; c_i — жесткость подвески i -го колеса; R_{0i} — реакция на i -м колесе в статическом положении; y_i — вертикальное перемещение оси i -го колеса относительно подрессоренной массы в данный момент времени,

$$y_i = D_{bx} \alpha \beta \sin \nu t. \quad (12)$$

Здесь D_{bx} — дисперсия дороги от амплитуды перемещения; α — качественный показатель фильтрующих способностей подвески; β — коэффициент, определяющий величину амплитуды периодической составляющей; ν — круговая частота, которую можно принимать равной частоте собственных колебаний автомобиля.

В этом случае критерий устойчивости для торможения на прямой будет

$$K_i = \frac{T_i}{\Sigma R_i \varphi} = \frac{k_i D_i \max \frac{t}{t_1} r_k}{(R_i + \Delta R_i^y) \varphi}. \quad (13)$$

Для движения по дуге окружности постоянного радиуса, но с переменными замедлением и скоростью

$$K_i = \frac{\sqrt{T_i^2 + (\Sigma F_i)^2}}{\Sigma R_i \varphi} = \frac{\sqrt{T_i^2 + (\Sigma F_i)^2}}{(R_i + \Delta R_i^y) \varphi}. \quad (14)$$

Расчетные формулы для определения коэффициента устойчивости K_i для случая торможения при движении по дуге окружности записываются следующим образом (см. рис. 1, 2):

а) без учета влияния колебаний:

наружное колесо передней оси тягача

$$K_1^H = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_4\ddot{x} + B_{13}\dot{x}^2}{A_1\ddot{x} + B_1\dot{x}^2 + C_1}\right)^2 + \left(\frac{B_4\ddot{x}}{A_7\ddot{x} + B_5\dot{x}^2 + 0,5C_1}\right)^2}, \quad (15)$$

внутреннее колесо передней оси тягача

$$K_1^B = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_4\ddot{x} + B_{13}\dot{x}^2}{A_1\ddot{x} + B_1\dot{x}^2 + C_1}\right)^2 + \left(\frac{B_4\ddot{x}}{A_8\ddot{x} + B_6\dot{x}^2 + 0,5C_1}\right)^2}, \quad (16)$$

наружное колесо задней оси тягача

$$K_2^H = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_5\ddot{x} + B_{14}\dot{x}^2}{A_2\ddot{x} + B_2\dot{x}^2 + C_2}\right)^2 + \left(\frac{B_7\ddot{x}}{A_{10}\ddot{x} + B_8\dot{x}^2 + 0,5C_2}\right)^2}, \quad (17)$$

внутреннее колесо задней оси тягача

$$K_2^B = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{A_5\ddot{x} + B_{14}\dot{x}^2}{A_2\ddot{x} + B_2\dot{x}^2 + C_2}\right)^2 + \left(\frac{B_7\ddot{x}}{A_{11}\ddot{x} + B_9\dot{x}^2 + 0,5C_2}\right)^2}, \quad (18)$$

наружное колесо оси полуприцепа

$$K_3^H = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{D_1\dot{x}^2}{A_3\ddot{x} + B_3\dot{x}^2 + C_3}\right)^2 + \left(\frac{B_{10}\ddot{x}}{0,5A_3\ddot{x} + B_{11}\dot{x}^2 + 0,5C_3}\right)^2}, \quad (19)$$

внутреннее колесо оси полуприцепа

$$K_3^B = \frac{1}{\varphi} \sqrt{\left(\frac{D_1\dot{x}^2}{A_3\ddot{x} + B_3\dot{x}^2 + C_3}\right)^2 + \left(\frac{B_{10}\ddot{x}}{0,5A_3\ddot{x} + B_{12}\dot{x}^2 + 0,5C_3}\right)^2}. \quad (20)$$

Коэффициенты A_i , B_i , C_i , D_i определяются по формулам:

$$A_1 = \frac{G_{II}}{g(b+c)} \left[\frac{(h_{II} - h_c) \cdot i}{d+e} + \frac{h_c}{r} \sqrt{r^2 - (d+e)^2} \right] + \frac{G_I h_1}{g b+c} + \\ + \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max \cdot h_c}{r_k \cdot \ddot{x}_{\max} (b+c)} \cdot \left(\frac{i}{d+e} - \frac{\sqrt{r^2 - (d+e)^2}}{r} \right),$$

$$A_2 = \frac{G_{II}}{g(d+e)} \cdot \left[(h_{II} - h_c) \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) - \frac{h_c}{r} \sqrt{r^2 - (d+e)^2} \right] - \\ - \frac{G_I}{g} \cdot \frac{h_1}{b+c} + \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max \cdot h_c}{r_k \cdot \ddot{x}_{\max} \cdot (b+c)} \cdot \left(\frac{b+c-i}{d+e} - \frac{\sqrt{r^2 - (d+e)^2}}{r} \right),$$

$$A_3 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{h_c - h_{II}}{d + e} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max \cdot h_c}{r_k \cdot \dot{x}_{\max} (d + e)},$$

$$A_4 = \frac{i(d + e)}{r(b + c)} \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_5 = \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right) \cdot \left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \frac{d + e}{r},$$

$$A_7 = 0,5 A_1 + \frac{i \cdot h_c \cdot (d + e)}{r \cdot a_1 \cdot (b + c)} \cdot \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_8 = 0,5 A_1 - \frac{i \cdot (d + e) \cdot h_c}{r \cdot a_1 (b + c)} \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_{10} = 0,5 A_2 + \frac{h_c \cdot (d + e)}{r \cdot a_2} \cdot \left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$A_{11} = 0,5 A_2 - \frac{h_c \cdot (d + e)}{r \cdot a_2} \cdot \left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \left(\frac{G_{II}}{g} - \frac{2 \cdot k_3 \cdot p_3 \max}{r_k \cdot \dot{x}_{\max}} \right),$$

$$B_1 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e}{r^2} \cdot \left[\frac{i(h_{II} - 2h_c)}{(b + c)(d + e)} + \frac{h_c \sqrt{r^2 - (d + e)^2}}{r(b + c)} \right] +$$

$$+ \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{r(b + c) \sqrt{(b + c)^2 + r^2}},$$

$$B_2 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e}{r^2} \left[\left(1 - \frac{i}{b + c} \right) \frac{h_{II} - 2h_c}{d + e} - \frac{h_c \sqrt{r^2 - (d + e)^2}}{r(b + c)} \right] -$$

$$- \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{r(b + c) \sqrt{(b + c)^2 + r^2}},$$

$$B_3 = \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e(2h_c - h_{II})}{(d + e)r^2},$$

$$B_4 = \frac{k_1 p_1 \max}{r_k \dot{x}_{\max}},$$

$$B_5 = 0,5 B_1 + \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{a_1(b + c) \sqrt{(b + c)^2 + r^2}} +$$

$$+ \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e \cdot i \cdot h_c}{a_1 \cdot r \cdot (b + c)} \left(\frac{1}{d + e} + \frac{d + e}{r^2} \right),$$

$$B_6 = 0,5 B_1 - \frac{G_I}{g} \cdot \frac{ch_1}{a_1(b+c)\sqrt{(b+c)^2+r^2}} -$$

$$- \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e \cdot i \cdot h_c}{a_1 r (b+c)} \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r^2} \right),$$

$$B_7 = \frac{k_2 P_2 \max}{r_k \dot{x}_{\max}},$$

$$B_8 = 0,5 B_2 + \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b h_1}{a_2(b+c)r} + \frac{G_{II}}{g} \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r} \right) \frac{e \cdot h_c}{a_2 \cdot r},$$

$$B_9 = 0,5 B_2 - \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b h_1}{a_2(b+c)r} - \frac{G_{II}}{g} \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r^2} \right) \frac{e \cdot h_c}{a_2 \cdot r},$$

$$B_{10} = \frac{k_3 P_3 \max}{r_k \dot{x}_{\max}},$$

$$B_{11} = 0,5 B_3 + \frac{G_{II}}{g \cdot a_3 \cdot r \cdot (d+e)} \cdot \left[h_{II} \cdot d + \frac{e \cdot (h_{II} - h_c) \sqrt{r^2 - (d+e)^2}}{r} \right],$$

$$B_{12} = 0,5 B_3 - \frac{G_{II}}{g \cdot a_3 \cdot r \cdot (d+e)} \cdot \left[h_{II} d + \frac{e(h_{II} - h_c \sqrt{r^2 - (d+e)^2})}{r} \right],$$

$$B_{13} = \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b}{(b+c) \cdot r} + \frac{G_{II}}{g} \cdot \frac{e \cdot i}{(b+c)r} \cdot \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r} \right),$$

$$B_{14} = \frac{G_I}{g} \cdot \frac{b}{(b+c) \cdot r} + \frac{G_{II}}{g} \cdot \left(1 - \frac{i}{b+c} \right) \cdot \left(\frac{1}{d+e} + \frac{d+e}{r^2} \right) \frac{e}{r},$$

$$C_1 = G_I \cdot \frac{c}{b+c} + G_{II} \frac{ei}{(b+c)(d+e)},$$

$$C_2 = G_I \frac{b}{b+c} + G_{II} \frac{e}{d+e} \left(1 - \frac{i}{b+c} \right),$$

$$C_3 = G_{II} \frac{d}{d+e},$$

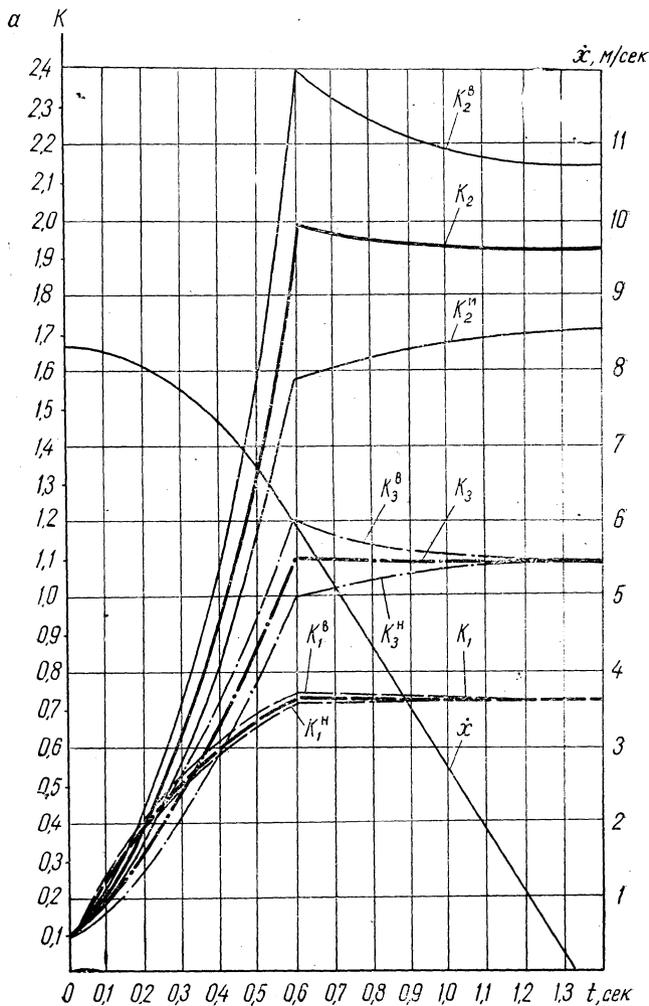
$$D_1 = \frac{G_{II}}{g} \frac{d}{(d+e)r};$$

б) для учета влияния колебаний (на подвеске) все выражения для K_p , приведенные выше, нужно умножить на переменный коэффициент

$$\frac{R_i}{R_i + \Delta R_i'}$$

По приведенным формулам были вычислены значения величин K_i для различных условий торможения, т. е. для различных радиусов закруглений, коэффициентов сцепления, начальных скоростей движения автомобиля и значений времени полного срабатывания тормозного привода.

На рис. 4, а, б изображены диаграммы зависимости показателя устойчивости K_i от времени. Эти диаграммы относятся к автопоезду с тормозной системой, в которой нарастание давлений в тормозных камерах всех осей происходит синхронно. Значения показателя



устойчивости $K_i \geq 1$ соответствуют началу скольжения. С этого момента водитель должен уменьшить давление в тормозной системе, что, однако, нежелательно.

Потери замедления будут тем меньше, чем ближе друг к другу кривые $K_i(t)$ для различных осей и чем ближе горизонтальные части кривых к линии $K_i = 1$.

На рис. 5, а, б представлены кривые $K_i = f(t)$ для автопоезда с теми же параметрами, но снабженного эффективной системой

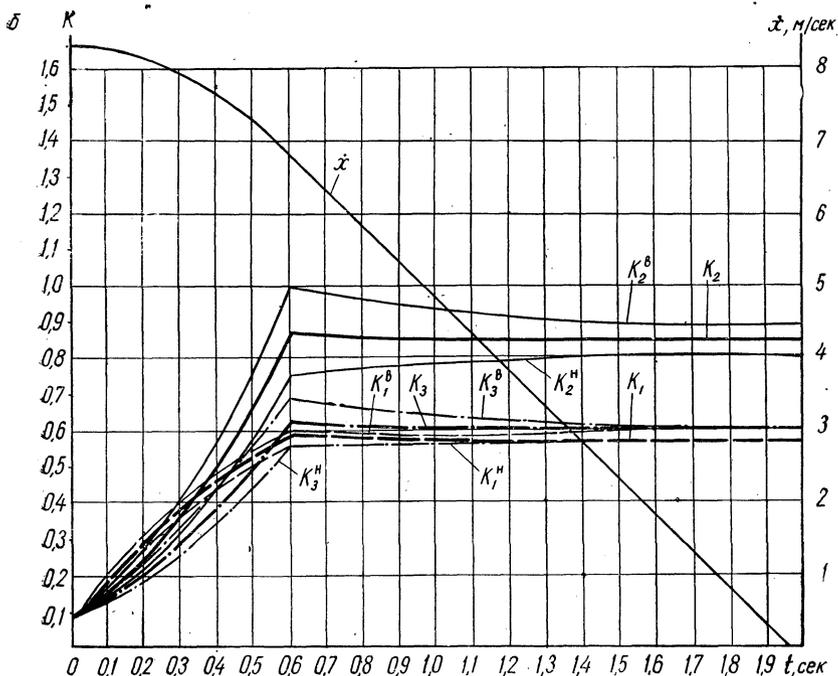
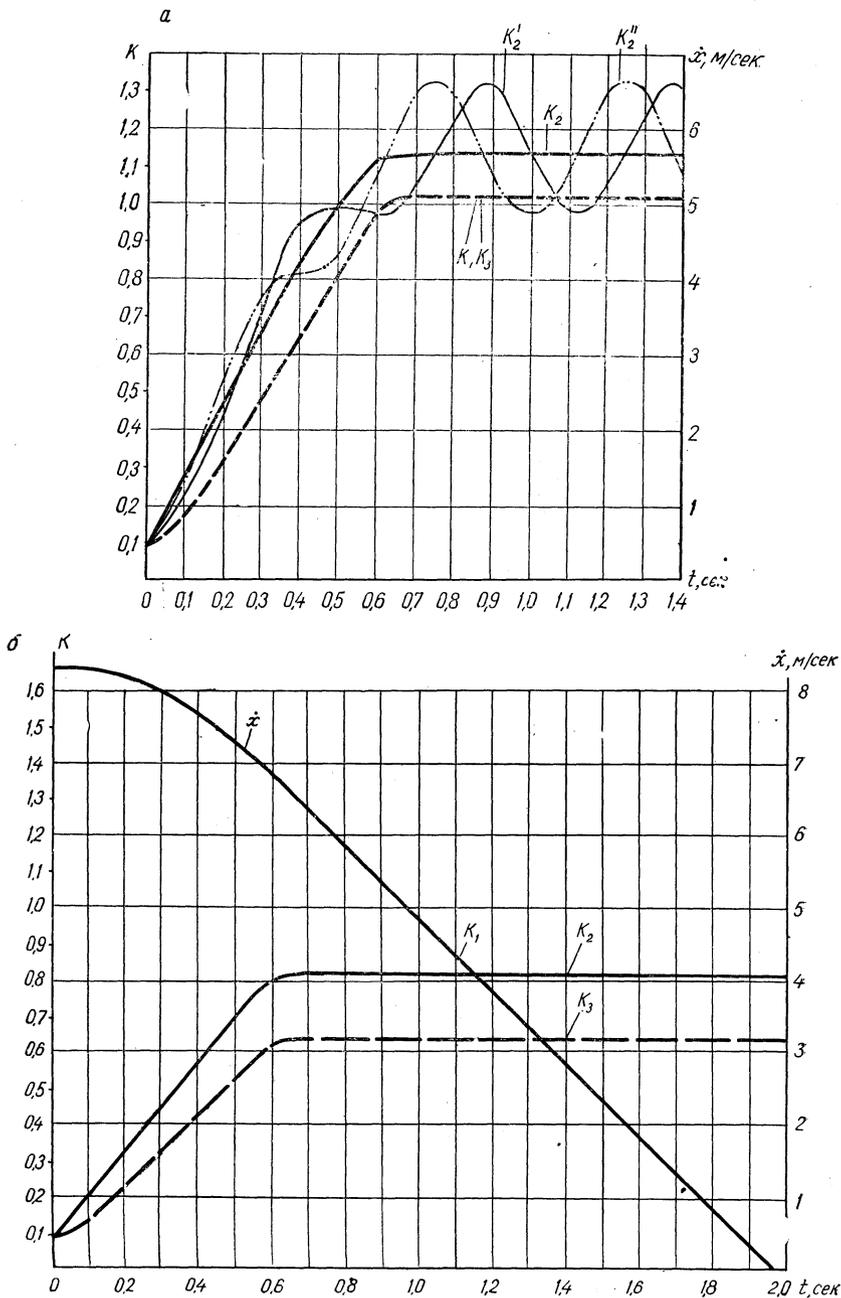


Рис. 4. Диаграмма зависимости показателя устойчивости от времени торможения при синхронном нарастании давлений рабочей среды в исполнительных органах тормозов. ($t_1 = 0,6$; $r = 100$ м; $\varphi = 0,8$; $x_0 = 8,33$ м/сек):

$$a - \ddot{x}_{\max} = 8 \text{ м/сек}^2; \quad б - \ddot{x}_{\max} = 5 \text{ м/сек}^2$$

автоматического регулирования, которая обеспечивает равенство парциальных замедлений осей автопоезда. В этой системе применены регуляторы, обеспечивающие оптимальное соотношение давлений.

Из сравнения рис. 4 и 5 ясно видны преимущества систем с автоматическим регулированием давлений. Эти преимущества заключаются, во-первых, в значительном сокращении тормозного пути вследствие оптимального использования сцепного веса и, во-вто-



Р и с. 5. Диаграмма зависимости показателя устойчивости от времени торможения при регулируемом нарастании давлений рабочей среды в исполнительных органах тормозов тягача и полуприцепа ($t_1 = 0,6$ сек; $r = 100$ м; $\varphi = 0,8$; $\dot{x}_0 = 8,33$ м/сек):

$a - \ddot{x}_{\max} = 8$ м/сек² (учтены колебания на подвеске); $б - \ddot{x}_{\max} = 5$ м/сек² (без учета колебаний на подвеске)

рых, в увеличении устойчивости движения. И то и другое повышает безопасность движения и увеличивает средние эксплуатационные скорости движения.

Примером регулятора, обеспечивающего равенство парциальных замедлений всех осей при различных режимах торможения, является наше устройство (авторское свидетельство № 177289/1965 г.).

На рис. 5, *a* изображены кривые $K_2'(t)$ и $K_2''(t)$, учитывающие влияние периодической слагаемой, получающейся в результате учета колебаний на подвеске. Отличие кривой $K_2'(t)$ от кривой $K_2''(t)$ состоит в том, что в первом случае предполагается начало торможения в момент времени $t = 0$, характерный тем, что синусоидальная составляющая равна нулю, тогда как во втором случае момент времени $t = 0$ характеризуется максимальным значением синусоидальной составляющей реакции.

Для каждого отдельного типа автомобиля и для каждой дороги, характеризованной максимальными амплитудами микропрофиля, по изложенной методике можно определить условия устойчивого движения.