

Иларионов В.А. Расчет показателей тормозной динамичности автомобиля. - "Автомобильная промышленность", 1976, № 1.  
5. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей. Автореф. канд. дис. Минск, 1977.  
6. Harned, Johnston, Scharpf. Measurement of tirebrake force characteristics as related to wheel slip (anti-lock) control system disig.- SAE, Preprints sa N690214.  
7. Kłodziejczak M. Elektroniczne ukladu przeciwoślizgowe.- Techn. motoryz", 1969, N9.  
8. Haviland G.S. Automatik brake-control for truck what good is it.- SAE, Preprints sa N 680591.

УДК 629.114.3

Ю.М. Жуковский, Г.А. Молош

## К ВОПРОСУ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ МОМЕНТОВ НА ОСЯХ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

Повышение энергонасыщенности и транспортных скоростей современных колесных тракторов открывает широкие возможности для их использования на транспортных работах с различными прицепами. В связи с этим возникла необходимость оснащения тракторных поездов эффективными тормозными системами.

Для остановки тракторного поезда на минимальном отрезке пути, т.е. для обеспечения наибольшей эффективности торможения, необходимо рационально распределить сцепной вес по его осям. Одним из наиболее эффективных способов рационального распределения сцепного веса, а следовательно, и тормозных моментов по осям тракторного поезда является применение регуляторов.

При торможении происходит значительное догружение передней оси трактора (до 60%) [1], которая у большинства серийно выпускающихся моделей универсально-пропашных тракторов не оборудована тормозными механизмами. Поэтому сцепной вес тракторного поезда при торможении снижается по сравнению со статическим сцепным весом на 10...20% [2]. Следовательно, существует возможность без ухудшения управляемости тракторного поезда снять избыточную нагрузку с передней оси трактора, нагрузить ею заднюю ось и тем самым повысить эффективность торможения. Снятие избыточной нагрузки с передней оси

разгружает упругие элементы подвески и предотвращает "клевок" трактора при торможении, улучшая устойчивость движения. Кроме того, при торможении сцепной вес перераспределяется по осям прицепа, вследствие чего перегружаются тормозные механизмы его передней оси и не догружаются тормозные механизмы задней оси. Это приводит к неполному использованию возможностей тормозной системы прицепа и к ухудшению устойчивости движения тракторного поезда из-за возможной блокировки задней оси прицепа.

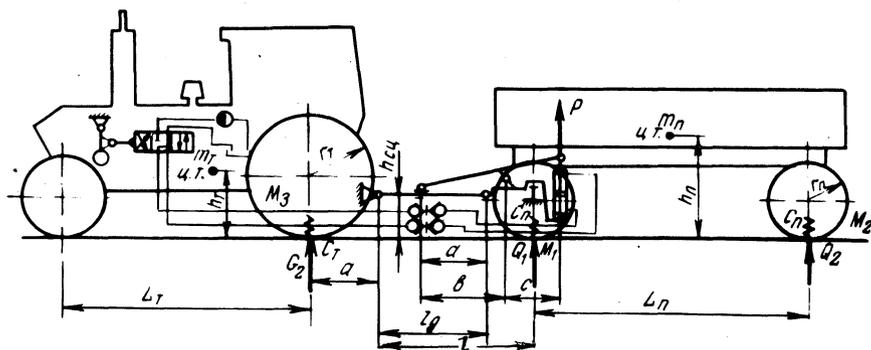


Рис. 1. Схема двухзвенного тракторного поезда

На рис. 1 представлена схема двухзвенного тракторного поезда, оборудованного регулятором тормозных моментов.

Известно, что максимально возможный тормозной момент на оси определяется следующими выражениями:

а) для осей прицепа:

$$M_{1,2} = \left( Q_{1,2} \pm \frac{m_{п} \ddot{x} h_{п}}{L_{п}} \pm \frac{P_{сн} h_{сн}}{L_{п}} \right) \left[ r_{п} - \frac{1}{2C_{п}} \left( Q_{1,2} \pm \frac{m_{п} \ddot{x} h_{п}}{L_{п}} \pm \frac{P_{сн} h_{сн}}{L_{п}} \right) \right] \varphi, \quad (1)$$

где  $Q_{1,2}$  - статическая нагрузка соответственно на переднюю и заднюю оси;  $\ddot{x}$  - замедление при торможении;  $h_{п}$  - высота центра тяжести;  $m_{п}$  - полная масса прицепа;  $L_{п}$  - продольная база прицепа;  $P_{сн}$  - горизонтальное усилие в сцепном устройстве;  $h_{сн}$  - расстояние от опорной поверхности до сцепного устройства;  $r_{п}$  - радиус колеса прицепа в свободном состоянии;  $C_{п}$  - радиальная жесткость шины прицепа;  $\varphi$  - коэффи-

коэффициент сцепления. Знак (+) относится к передней оси, знак (-) относится к задней оси прицепа;

б) для задней оси трактора:

$$M_3 = \left( G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} \right) \left[ r_T - \frac{1}{2C_T} \left( G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} \right) \right] \varphi, \quad (2)$$

где  $G_2$  - статическая нагрузка на заднюю ось трактора;  $m_T$  - масса трактора;  $h_T$  - высота центра тяжести;  $L_T$  - продольная база трактора;  $r_T$  - радиус заднего колеса трактора в свободном состоянии;  $C_T$  - радиальная жесткость шины заднего колеса трактора.

При использовании регулятора тормозных моментов на осях тракторного поезда (см. рис. 1) выражения (1) и (2) примут следующий вид:

а) для передней оси трактора:

$$M_1 = \left[ Q_1 + \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_{\Pi}} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} - \frac{P c d (1 + L_{\Pi})}{b l_g L_{\Pi}} \right] x \times \left[ r_{\Pi} - \frac{1}{2C_{\Pi}} \left( Q_1 + \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_{\Pi}} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} - \frac{P c d (1 + L_{\Pi})}{b l_g L_{\Pi}} \right) \right] \varphi, \quad (3)$$

где  $P$  - усилие, развиваемое гидравлическим цилиндром при замедлении  $\ddot{x}$ ;

б) для задней оси прицепа:

$$M_2 = \left[ Q_2 - \frac{m_{\Pi} \ddot{x} h_{\Pi}}{L_{\Pi}} - \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} + \frac{P c d l}{b l_g L_{\Pi}} \right] x \times \left[ r_{\Pi} - \frac{1}{2C_{\Pi}} \left( Q_2 - \frac{m_{\Pi} \ddot{x} h_{\Pi}}{L_{\Pi}} - \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_{\Pi}} + \frac{P c d l}{b l_g L_{\Pi}} \right) \right] \varphi; \quad (4)$$

в) для задней оси трактора:

$$M_3 = \left[ G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} + \frac{P c d (L_T + a)}{b l_g L_T} \right] x \times \left[ r_T - \frac{1}{2C_T} \left( G_2 - \frac{m_T \ddot{x} h_T}{L_T} + \frac{P_{\text{сц}} h_{\text{сц}}}{L_T} + \frac{P c d (L_T + a)}{b l_g L_T} \right) \right] \varphi. \quad (5)$$

Из сопоставления выражений (1), (3) и (4) видно, что при использовании регулятора тормозных моментов произошла разгрузка передней оси и догрузка задней оси прицепа, а следовательно, и соответствующее этому изменение тормозных моментов. В соответствии с выражениями (2) и (5) догрузка задней (тормозной) оси трактора также увеличивалась в момент торможения вследствие перераспределения веса с передней оси трактора на заднюю ось.

Пренебрегая изменениями радиусов колес прицепа и трактора, потому что изменение радиуса колеса под действием нормальной нагрузки не существенно по сравнению с изменением тормозного момента на колесе, определим приращение суммарного тормозного момента на осях тракторного поезда сложением выражений (3), (4) и (5) и вычитанием из полученной суммы выражений (1) и (2):

$$\Delta M = \frac{P c d [(L_T + a) r_T - L_T r_{II}] \varphi}{b l_g L_T} . \quad (6)$$

Приращение суммарной тормозной силы

$$\Delta T = \frac{P a c d}{b l_g L_T} \varphi . \quad (7)$$

Приращение замедления при торможении

$$\Delta \ddot{x} = \frac{P a c d}{b l_g L_T (m_T + m_{II})} \varphi . \quad (8)$$

Параметры регулятора тормозных моментов на осях тракторного поезда должны быть выбраны таким образом, чтобы тормозной момент на задней оси трактора был постоянным и равным статическому тормозному моменту при любом замедлении  $\ddot{x}$ , т.е.:

$$\frac{P c d (L_T + a)}{b l_g} = m_T \ddot{x} h_T - P_{сц} h_{сц} . \quad (9)$$

Вследствие того, что параметры  $a, b, c, d, l_g, L_T, m_T, h_{сц}, h_T$  постоянны, а усилие в сцепном устройстве при заданной асинхронности торможения трактора и прицепа зависит от замедления, то в общем случае усилие, развиваемое гидравлическим цилиндром регулятора тормозных моментов, является функцией замедления, т.е.

$$P = f(\ddot{x}) .$$

Предлагаемая схема регулятора, распределитель которого кинематически связан с маятником, перемещающимся в продольной плоскости, может обеспечить необходимую функцию изменения  $P$  от  $\dot{x}$ .

### Л и т е р а т у р а

1. Парфенов А.П., Ясеневич В.Е. Исследование динамики торможения тракторного поезда. - "Труды НАТИ", вып. 175. М., 1964. 2. Ясеневич В.Е., Гумилевский Ю.Н., Куркин В.В. Исследование тормозной динамики тракторного поезда. - "Труды НАТИ", вып. 188. М., 1967.

УДК 629.113 - 597.5

Н.Ф. Метлюк, докт. техн. наук,  
В.П. Автушко, канд. техн. наук,  
П.Н. Кишкевич, Ф.К. Кравец

### ДИНАМИКА ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ МАЗ

Некоторые вопросы исследования динамики питающей части, взаимосвязи ее с потребителями отражены в работах [1, 2, 3]. В работе [1] предложена приближенная методика графоаналитического расчета давления в ресиверах в зависимости от расхода сжатого воздуха. Имеются рекомендации [3] по выбору и определению времени работы компрессора питающей части тормозного привода в зависимости от суммарного расхода сжатого воздуха потребителями (пневмоаппаратами). При этом предлагается формула для определения величины давления сжатого воздуха в ресиверах при работе компрессора и даются рекомендации по выбору объемов ресиверов. Однако в этих исследованиях [1, 2, 3] рассматривается лишь функционирование питающей части автотранспортного средства без ПБС, причем с рядом принятых упрощений и допущений. Поэтому для разностороннего и достаточно достоверного исследования, например, переходных процессов, протекающих в питающей части пневматического тормозного привода в режиме циклического торможения, представляется необходимым разработать ее математическую модель.

При составлении такой математической модели приняты следующие допущения: