

УДК 629.114

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЦЕПНОГО ВЕСА И РАЦИОНАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ КОЛЕСНЫХ МАШИН

М.А. Подригало, профессор, д.т.н., М.П. Холодов, ассистент, ХНАДУ

*Аннотация.* Определены зависимости для коэффициента использования сцепного веса двухосных колесных машин при торможении и определен рациональный коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось по условию максимального использования сцепного веса.

*Ключевые слова:* распределение тормозных сил, торможение, сцепной вес, колесная машина, расчетный коэффициент сцепления.

## ВИКОРИСТАННЯ ЗЧІПНОЇ ВАГИ І РАЦІОНАЛЬНИЙ РОЗПОДІЛ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ МІЖ ОСЯМИ КОЛІСНИХ МАШИН

М.А. Подригало, професор, д.т.н., М.П. Холодов, асистент, ХНАДУ

*Анотація.* Визначено залежності для коефіцієнта використання зчипної ваги двовісних колісних машин при гальмуванні та визначено раціональний коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь за умовою максимального використання зчипної ваги.

*Ключові слова:* розподіл гальмівних сил, гальмування, зчипна вага, колісна машина, розрахунковий коефіцієнт зчеплення.

## USING COUPLING WEIGHTS AND RATIONAL DISTRIBUTION OF BRAKE FORCES BETWEEN THE AXLES OF WHEELED VEHICLES

M. Podrigalo, Professor, Doctor of Technical Science,  
M. Kholodov, assistant, KhNAHU

*Abstract.* The dependence of the coefficient of coupling weight-axle vehicles under braking and a rational distribution coefficient of braking force to the front axle on the condition of maximum coupling weight.

*Key words:* brake force distribution, brake, towing weight, wheel car, the estimated coefficient of adhesion.

### Введение

Выбор распределения тормозных сил между осями оказывает существенное влияние на эффективность торможения, устойчивость и управляемость колесных машин. Наилучшее сочетание показателей указанных свойств реализуется при торможении либо с незаблокированными колесами, либо с колесами, находящимися на пределе блокирования. Для оценки степени реализации потенциальных

тормозных свойств колесных машин используется показатель – коэффициент использования сцепного веса при торможении.

В настоящей статье определены зависимости для коэффициента использования сцепного веса двухосных колесных машин при торможении и определен рациональный коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось по условию максимального использования сцепного веса.

Анализ публикаций

Выбору распределения тормозных сил между осями колесных машин посвящено значительное количество исследовательских работ [1–5]. В работах [1, 3] получены выражения для коэффициента использования сцепного веса двухосного автомобиля при постоянном распределении тормозных сил между осями

$$m_x = \begin{cases} \frac{b/L}{\beta_d - \varphi h/L} & (1) \\ \frac{a/L}{1 - \beta_d + \varphi h/L} & (2) \end{cases}$$

где выражение (1) – при опережающем блокировании передних колес; выражение (2) – при опережающем блокировании задних колес;  $a, b$  – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость;  $L$  – продольная колесная база автомобиля;  $\varphi$  – коэффициент сцепления колес с дорогой;  $h$  – высота центра масс машины;  $\beta_d$  – действительный постоянный коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось

$$\beta_d = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (3)$$

$P_{T1}, P_{T2}$  – суммарные тормозные силы на колесах передней и задней осей.

В работе [3] действительный коэффициент  $\beta_d$  постоянного распределения тормозной силы на переднюю ось определяется как

$$\beta_d = \frac{b}{L} + \varphi_0 \frac{h}{L}, \quad (3a)$$

где  $\varphi_0$  – расчетный коэффициент сцепления колес с дорогой, при котором, как традиционно считалось [1, 3–5], будет происходить одновременное доведение до грани блокирования и блокирование передних и задних колес.

В работе [3] после подстановки уравнения (3a) в (1) и (2) получены соотношения

$$m_x = \begin{cases} \frac{b/L}{b/L - (\varphi_0 - \varphi)h/L} - \text{при } \varphi \leq \varphi_0; & (4) \\ \frac{a/L}{a/L + (\varphi - \varphi_0)h/L} - \text{при } \varphi \geq \varphi_0. & (5) \end{cases}$$

Из выражений (4) и (5) следует, что при  $\varphi < \varphi_0$  первыми блокируются передние колеса, а при  $\varphi > \varphi_0$  – задние. В работе [3] также предложено определять  $\varphi_0$  из условия равенства коэффициентов использования сцепного веса автомобиля при минимальном  $\varphi'$  и максимальном  $\varphi''$  коэффициентах сцепления, ограничивающих возможный диапазон изменения  $\varphi$ . На основе анализа возможного диапазона изменения  $\varphi$  определено, что  $\varphi' = 0,2$  и  $\varphi'' = 0,8$  [3]. Из указанного условия определено рациональное значение  $\varphi_{0\text{рац}}$  [3]

$$\varphi_{0\text{рац}} = \frac{a}{L} \varphi' + \frac{b}{L} \varphi''. \quad (5a)$$

В дальнейшем авторами работ [4, 6] предложено в качестве целевой функции для определения оптимального значения  $\varphi_{0\text{opt}}$  использовать функцию среднего коэффициента использования сцепного веса автомобиля при торможении

$$\bar{m}_x(\varphi_0) = \frac{\int_{\varphi'}^{\varphi''} m_x(\varphi) d\varphi}{\varphi'' - \varphi'}. \quad (5б)$$

При оптимизации определено, что  $\varphi_{0\text{opt}} = \varphi_{0\text{рац}}$ . Поскольку оптимизация проводилась только по одному параметру  $\varphi_0$ , то полученный оптимум считается локальным. Это не позволяет считать, что определенный параметр является оптимальным. Поэтому в работе [7] проведена оптимизация функций  $\bar{m}_x$  с учетом изменения как  $\varphi$ , так и координат центра масс машины ( $a, b, h$ ).

Проведенные в последнее время исследования показали, что идеальный закон распределения тормозных сил между осями двухосного автомобиля, имеющий вид [1]

$$\beta_{\text{ид}} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}, \quad (6)$$

определен в случае торможения машины с уже заблокированными колесами. Для случая одновременного доведения передних и задних колес до грани блокирования этот закон имеет вид

$$\beta_{ид} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h - r_{д2}}{L}}{1 - \varphi \frac{r_{д2} - r_{д1}}{L}}, \quad (7)$$

где  $r_{д1}, r_{д2}$  – динамические радиусы передних и задних колес машины.

Кроме того, показано, что одновременное доведение до грани блокирования и блокирование всех колес машины при постоянном  $\beta_d$  невозможно.

Полученные результаты требуют пересмотра полученных ранее расчетных формул и методик выбора рационального распределения тормозных сил между осями колесных машин по критерию использования сцепного веса при торможении.

#### Цель и постановка задачи

Целью исследования является улучшение тормозных свойств колесных машин путем совершенствования методов определения рационального распределения тормозных сил между осями.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить коэффициент использования сцепного веса машины при торможении;
- определить рациональный коэффициент постоянного распределения тормозной силы на переднюю ось.

#### Определение коэффициента использования сцепного веса

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на колесную машину при торможении. Поскольку наиболее общим и интересным является случай, при котором  $r_{д1} \neq r_{д2}$ , то на схеме представлен колесный трактор классической компоновки, у которого  $r_{д1} > r_{д2}$ .

Коэффициент использования сцепного веса колесной двухосной машины [1, 3]

$$m_x = \frac{P_{T1} + P_{T2}}{\varphi G}, \quad (8)$$

где  $G$  – общий вес машины.

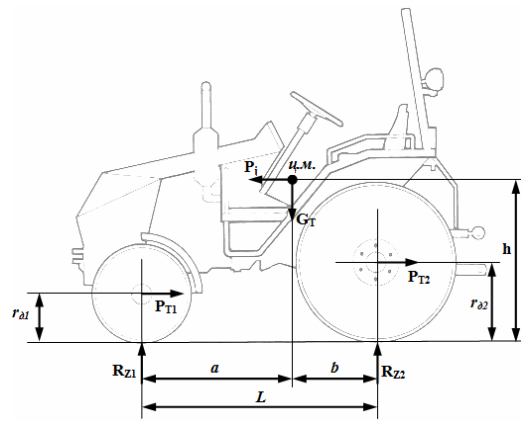


Рис. 1. Схема сил, действующих на колесный трактор в процессе торможения при незаблокированных передних и задних колесах

При доведении первыми до грани блокирования передних колес

$$P_{T1} = \varphi R_{z1}; \quad (9)$$

$$P_{T2} = P_{T1} \frac{1 - \beta_d}{\beta_d} = \varphi R_{z1} \frac{1 - \beta_d}{\beta_d}, \quad (10)$$

где  $R_{z1}$  – суммарная нормальная реакция на колесах передней оси.

Подставляя (9) и (10) в выражение (8), получим

$$m_x = \frac{R_{z1}}{G \beta_d}. \quad (11)$$

Суммарная нормальная реакция на колесах передней оси (см. рис. 1) может быть определена путем составления уравнения моментов относительно оси задних колес (с учетом (9), (10))

$$\begin{aligned} R_{z1} &= G \frac{b}{L} + P_{T1} \frac{h - r_{д1}}{L} + P_{T2} \frac{h - r_{д2}}{L} = \\ &= G \frac{b}{L} + \varphi R_{z1} \frac{h - r_{д1}}{L} + \varphi R_{z1} \frac{1 - \beta_d}{\beta_d} \cdot \frac{h - r_{д2}}{L}. \end{aligned} \quad (12)$$

Проведя преобразования и учитывая, что  $R_{z2} = R_{z1} - G$ , окончательно получим

$$R_{z1} = G \frac{\frac{b}{L}}{\beta_d \left( 1 - \varphi \frac{r_{д2} - r_{д1}}{L} \right) - \varphi \frac{h - r_{д2}}{L}} \beta_d. \quad (13)$$

После подстановки (13) в (11) получим

$$m_x = \frac{\frac{b}{L}}{\beta_d \left( 1 - \varphi \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right) - \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L}}. \quad (14)$$

При блокировании передних колес линия действия тормозной силы  $P_{T1}$  будет проходить в плоскости дороги, а точка приложения находится в пятне контакта передних колес с дорогой (рис. 2). Поэтому в уравнениях (12), (13) и (14) величина  $r_{\delta 1}$  должна быть равна нулю, и указанные уравнения примут вид

$$\begin{aligned} R_{z1} &= G \frac{b}{L} + P_{T1} \frac{h}{L} + P_{T2} \frac{h - r_{\delta 2}}{L} = \\ &= G \frac{b}{L} + \varphi R_{z1} \frac{h}{L} + \varphi R_{z1} \frac{1 - \beta_d}{\beta_d} \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L}; \end{aligned} \quad (15)$$

$$R_{z1} = G \frac{\frac{b}{L}}{\beta_d \left( 1 - \varphi \frac{r_{\delta 2}}{L} \right) - \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L}}; \quad (16)$$

$$m_x = \frac{\frac{b}{L}}{\beta_d \left( 1 - \varphi \frac{r_{\delta 2}}{L} \right) - \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L}}. \quad (17)$$

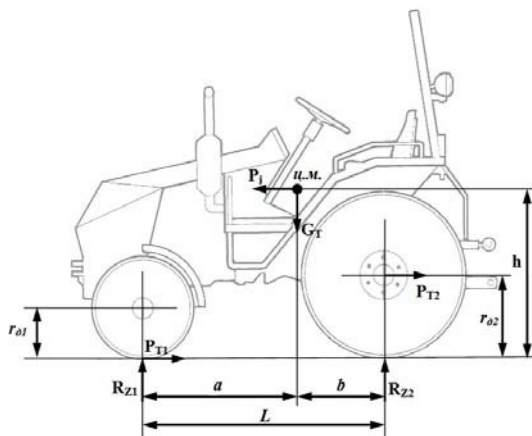


Рис. 2. Схема сил, действующих на колесный трактор в процессе торможения при заблокированных передних и незаблокированных задних колесах

При доведении до грани блокирования первыми задних колес (рис. 3)

$$P_{T2} = \varphi R_{z2}; \quad (18)$$

$$P_{T1} = P_{T2} = \frac{\beta_d}{1 - \beta_d} = \varphi R_{z2} \frac{\beta_d}{1 - \beta_d}. \quad (19)$$

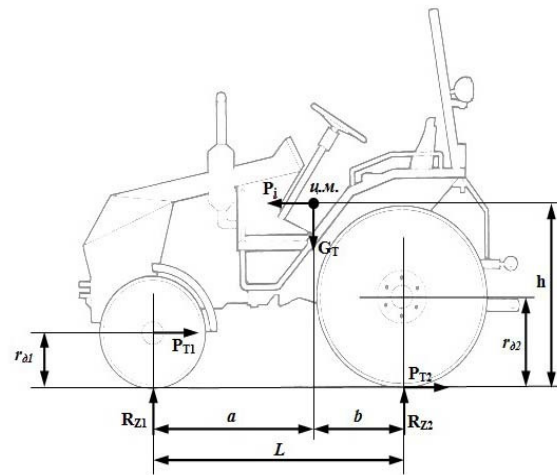


Рис. 3. Схема сил, действующих на колесный трактор в процессе торможения при незаблокированных передних и заблокированных задних колесах

Суммарную нормальную реакцию на колесах задней оси находим путем составления уравнения моментов относительно оси передних колес (рис. 3)

$$\begin{aligned} R_{z2} &= G \frac{a}{L} - P_{T1} \frac{h - r_{\delta 1}}{L} - P_{T2} \frac{h - r_{\delta 2}}{L} = \\ &= G \frac{a}{L} - \varphi R_{z2} \frac{\beta_d}{1 - \beta_d} \frac{h - r_{\delta 1}}{L} - \varphi R_{z2} \frac{h - r_{\delta 2}}{L}. \end{aligned} \quad (20)$$

Проведя преобразования с учетом того, что  $R_{z1} = G - R_{z2}$ , получим

$$R_{z2} = G(1 - \beta_d) \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} - \beta_d \left( 1 - \varphi \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right)}. \quad (21)$$

Подставляя (18), (19) в уравнение (8), получим с учетом (21)

$$m_x = \frac{R_{z2}}{G(1 - \beta_d)} = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h - r_{\delta 2}}{L} - \beta_d \left( 1 - \varphi \frac{r_{\delta 2} - r_{\delta 1}}{L} \right)}. \quad (22)$$

При блокировании задних колес  $r_{\delta 2} = 0$  и уравнения (20), (21), (22) примут вид

$$R_{z2} = G \frac{a}{L} - P_{T1} \frac{h-r_{\delta 1}}{L} - P_{T2} \frac{h}{L} =$$

$$= G \frac{a}{L} - \varphi R_{z2} \frac{\beta_{\delta}}{1-\beta_{\delta}} \frac{h-r_{\delta 1}}{L} - \varphi R_{z2} \frac{h}{L}; \quad (23)$$

$$R_{z2} = G(1-\beta_{\delta}) \frac{\frac{a}{L}}{1+\varphi \frac{h}{L} - \beta_{\delta} \left(1+\varphi \frac{r_{\delta 1}}{L}\right)}; \quad (24)$$

$$m_x = \frac{\frac{a}{L}}{1+\varphi \frac{h}{L} - \beta_{\delta} \left(1+\varphi \frac{r_{\delta 1}}{L}\right)}. \quad (25)$$

Таким образом, полученные зависимости позволяют определить коэффициент использования сцепного веса двухосной машины при торможении и опережающем доведении до грани блокирования либо передних, либо задних колес.

#### Определение рационального коэффициента распределения тормозной силы на переднюю ось

Рациональную величину коэффициента  $\beta_{\delta}$  действительного постоянного распределения тормозной силы на переднюю ось определим из условия равенства коэффициентов  $m_x$  использования сцепного веса при минимальном  $\varphi'$  и максимальном  $\varphi''$  коэффициентах сцепления. При  $\varphi = \varphi'$  первыми доводятся до грани блокирования передние колеса, а при  $\varphi = \varphi''$  – задние. Приравнявая правые части уравнений (14), (22), при  $\varphi = \varphi'$  и  $\varphi = \varphi''$  соответственно получим

$$\frac{\frac{a}{L}}{1+\varphi'' \frac{h-r_{\delta 2}}{L} - \beta_{\delta} \left(1-\varphi'' \frac{r_{\delta 2}-r_{\delta 1}}{L}\right)} =$$

$$= \frac{\frac{b}{L}}{\beta_{\delta} \left(1-\varphi \frac{r_{\delta 2}-r_{\delta 1}}{L}\right) - \varphi \frac{h-r_{\delta 2}}{L}}. \quad (26)$$

Из уравнения (26) определим рациональное значение коэффициента действительного постоянного распределения тормозной силы на переднюю ось

$$\beta_{\text{драц}} = \frac{\frac{b}{L} + \frac{b\varphi'' + a\varphi'}{L} \frac{h-r_{\delta 2}}{L}}{1 - \frac{r_{\delta 2}-r_{\delta 1}}{L} \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L}} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi_{\text{драц}} \frac{h-r_{\delta 2}}{L}}{1 - \varphi_{\text{драц}} \frac{r_{\delta 2}-r_{\delta 1}}{L}}. \quad (27)$$

Проанализировав выражение (27), можно сделать вывод о том, что выбор рационального расчетного коэффициента сцепления можно осуществить по формуле (5а), но расчет  $\beta_{\text{драц}}$  следует осуществлять по формуле (7) при  $\varphi = \varphi_{\text{драц}}$ .

В табл. 1 приведены значения  $\beta_{\text{драц}}$ , рассчитанные по традиционной и предлагаемой методикам для колесных тракторов ХТЗ-6021 и ХТЗ-18040.

При расчете по предлагаемой формуле (27) (табл. 1) распределение тормозных сил между осями получается более равномерным, что обеспечивает более равномерную энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов при служебных торможениях.

Таблица 1 Определение  $\beta_{\text{драц}}$  для некоторых моделей колесных тракторов классической компоновки

Модель трактора	Геометрические параметры трактора, м					$\varphi_{\text{драц}}$	$\beta_{\text{драц}}$	
	$b$	$h$	$L$	$r_{\delta 1}$	$r_{\delta 2}$		по формуле (3)	по формуле (27)
ХТЗ-6021	0,902	0,852	2,175	0,460	0,578	0,449	0,590	0,483
ХТЗ-18040	1,847	1,124	2,935	0,735	0,885	0,578	0,851	0,697

#### Выводы

1. Полученные зависимости для коэффициента использования сцепного веса колесных

машин при торможении позволяют уточнить оценку тормозных свойств, реализуемых на пределе блокирования колес при постоянном распределении тормозных сил между осями.

2. При уточнении расчета по предлагаемой методике распределение тормозных сил между осями получается более равномерным, чем при расчете по известной методике. Это позволяет обеспечить более равномерное распределение энергии торможения между передними и задними тормозами при служебных торможениях.

### Литература

1. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е.А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1952. – 183 с.
2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Булгаков Н.А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А. Булгаков, А.Б. Гредескул, С.И. Ломака // Научное сообщение №18. – Харьков : Изд-во Харьков. госуниверситета, 1962. – 36 с.
4. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый. – Харьков : ХГАДТУ, 1999. – 93 с.
5. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко и др. ; под ред. М.А. Подригало. – Харьков : ХНАДУ, 2006. – 377 с.
6. Гредескул А.Б. Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил / А.Б. Гредескул, А.С. Федосов, В.М. Скутнев // Автомобильная промышленность. – 1975. – №6. – С. 24–26.
7. Волков В.П. Оптимизация распределения тормозных сил между осями с учетом различных нагрузок автомобиля / В.П. Волков, М.В. Байцур // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2003. – № 4 (21). – С. 106–108.

Рецензент: В.П. Волков, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 23 июня 2011 г.