

The article analyzes the work hidrorulya and built 3D-design scheme of its distribution block needed to create a mathematical model of hydraulic engine control unit. Based on hydraulic equations were constructed system of equations describing the behavior of a system of hydraulic steering unit based machine leaks in the system and loss of energy in the actuator and hydraulic cylinders.

Keywords: of hydraulic steering, power distribution, priority valve, valve, hydraulic motor, hydraulic cylinder, leakage of fluid system of equations.

Стаття надійшла в редакцію: 07.09.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Антошевський Б.

УДК 629.3.017

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОСТОЯННОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ НА УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ПРИ СЛУЖЕБНЫХ ТОРМОЖЕНИЯХ

А. И. Туренко, аспирант;

А. И. Коробко, канд. тех. наук, доц;

М. А. Подригало, д-р. тех. наук, проф.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Исследовано влияние коэффициента постоянного распределения тормозных сил между осями на устойчивость автомобиля при служебных торможениях. В качестве примера рассмотрены легковые автомобили с различным распределением центра масс в пределах продольной колесной базы.

Ключевые слова: закон распределения тормозных сил, коэффициент устойчивости, тормозная сила, служебное торможение, замедление.

Постановка проблемы. Современный уровень развития автотранспортных средств характеризуется возможностью установки на них антиблокировочных систем (АБС) и систем динамической стабилизации (СДС), обеспечивающих устойчивость машин при экстренных торможениях. При служебных торможениях, проходящих при состоянии колес до их блокировки, система АБС в работу не включается, а СДС начинает работать при появлении признаков заноса автомобиля.

При больших величинах возмущающих боковых сил и поворачивающих моментов, действующих в плоскости дороги, занос автомобиля может возникнуть и при служебных торможениях.

В настоящей статье исследовано влияние коэффициента постоянного распределения тормозных сил между осями на устойчивость автомобиля при служебных торможениях. В качестве примера рассмотрены легковые автомобили с

различным распределением центра масс в пределах продольной колесной базы.

Анализ последних достижений и публикаций. Распределение тормозных сил между осями двухосного автомобиля, рациональное для экстренного торможения не обеспечивает сохранения курсовой устойчивости машины при служебных торможениях. Идеальный закон распределения тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях позволяет получить $k_{уст}=1$ [1] при любых значениях коэффициента сцепления колес с дорогой ϕ и продольного замедления j_x . Приравняв правую часть уравнения для нахождения $k_{уст}$ к единице, можно получить выражение для определения идеального по условию обеспечения устойчивости коэффициента распределения тормозных сил на переднюю ось автомобиля при служебных торможениях

$$\beta_{ид}^{**} = \frac{1 - \sqrt{\frac{a^2}{b^2} - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \phi^2 \frac{h - r_d}{L} \left[2 \frac{a}{b} \frac{g}{j_x} - \frac{h - r_d}{L} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \right]}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (1)$$

где $\beta_{ид}^{**}$ – идеальный по условию обеспечения устойчивости коэффициент распределения тормозной силы на переднюю ось;

$$\beta_{ид} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}}, \quad (2)$$

P_{T1}, P_{T2} – суммарные тормозные силы на колесах передних и задних осей, H ;

a, b – расстояние от передней и задней осей, соответственно, до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную, проходящую через указанную ось, m ;

ϕ – коэффициент сцепления колес с доро-

гой.

h – высота центра масс автомобиля относительно опорной плоскости, м;

L – продольная колесная база автомобиля, м;

r_d – динамический радиус колес (принят одинаковым для всех колес автомобиля), м;

j_x – продольное линейное замедление автомобиля при служебном торможении, $\frac{m}{c^2}$.

Для автомобилей, имеющих расположенный посередине колесной базы центр масс ($a = b = \frac{L}{2}$) выражение (1) упростится и примет вид

$$\beta_{ид}^{**} = 0,5 + \frac{g}{j_x} \varphi^2 \frac{h - r_d}{L}. \quad (3)$$

Уравнения (1) (3) показывают, что идеальное по условию обеспечения устойчивости значение коэффициента $\beta_{ид}^{**}$ при служебных торможениях не соответствует полученным ранее реализациям, приведенным в работах [2-4]. В указанных работах [2-4] с увеличением замедления при служебных торможениях величина $\beta_{ид}^{**}$ должна увеличиваться.

Из уравнений (1) и (3) видно, что с увеличением j_x происходит уменьшение $\beta_{ид}^{**}$. Поэтому рекомендации по выбору рационального постоянного значения коэффициента β распределения тормозных сил между осями также требует пересмотра. Ранее в работах А. Б. Гредескула [5]

$$\beta_d^2 - \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \beta_d^2 - \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L} \right)^2 + \frac{2ab(h - r_d)}{L(b^2 - a^2)} \cdot \frac{g\varphi^2}{j_x} + \frac{b^2}{b^2 - a^2} \leq 0, \quad (5)$$

где β_d – коэффициент постоянного распределения тормозной силы на переднюю ось.

предлагалось определять рациональное значение коэффициента β по формуле

$$\beta_{ид} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b}{L} + \frac{a\varphi' + b\varphi''}{L} h, \quad (4)$$

где φ' , φ'' – максимальное и минимальное значения коэффициента сцепления колес с дорогой, $\varphi' = 0,2$, $\varphi'' = 0,8$ [5].

Цель и постановка задач исследования.

Целью исследования является определение рационального значения коэффициента распределения тормозных сил между осями, обеспечивающего устойчивость автомобиля как при экстренных, так и при служебных торможениях.

Для достижения поставленной цели необходимо рассмотреть влияние замедления и коэффициента β на устойчивость автомобиля при служебных торможениях.

Влияние замедления и коэффициента β на устойчивость автомобиля при служебных торможениях.

При постоянном значении коэффициента β распределения тормозной силы на переднюю ось значение коэффициента устойчивости автомобиля будет меняться в зависимости от величины замедления j_x . Определим границы интервала замедления, в котором будет обеспечена устойчивость автомобиля при служебных торможениях и постоянном значении коэффициента β_d распределения тормозной силы на переднюю ось.

При условии обеспечения $k_{уст} \geq 1$, с учетом (1) получим неравенство

Преобразовав (5), получим

$$\frac{j_x}{\varphi g} \geq \frac{2 \frac{a}{b} \varphi \frac{h - r_d}{L}}{2\beta_d - 1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \left[\beta_d^2 - \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L} \right)^2 \right]}. \quad (6)$$

Поскольку величина $\frac{j_x}{\varphi g}$ не может быть больше единицы, то диапазон значений замед-

ления автомобиля при служебных торможениях, в котором обеспечивается курсовая устойчивость будет определяться следующим условием

$$\frac{2 \frac{a}{b} \varphi \frac{h - r_d}{L}}{2\beta_d - 1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \left[\beta_d^2 - \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L} \right)^2 \right]} \leq \frac{j_x}{\varphi g} \leq 1. \quad (7)$$

Для автомобилей с центром масс, распо-

ложенным посередине базы ($a = b = \frac{L}{2}$) вы-

ражение (6) упростится

$$\frac{j_x}{\varphi g} \geq \frac{\varphi \frac{h-r_d}{L}}{\beta_d - 0,5}, \quad (8)$$

и условие (7) примет вид

$$\frac{\varphi \frac{h-r_d}{L}}{\beta_d - 0,5} \leq \frac{j_x}{\varphi g} \leq 1. \quad (9)$$

Величина $\frac{j_x}{\varphi g}$ не может быть больше

единицы. Правая часть (2.37) будет больше единицы в случае

$$\beta_d < 0,5 + \varphi \frac{h-r_d}{L}, \quad (10)$$

что при $r_{d1}=r_{d2}=r_d$ и $a=b=L/2$ дает условие

$$\beta_d < \beta_{ид}^*. \quad (11)$$

Таким образом, при выполнении условия

$$2\frac{a}{b}\varphi \frac{h-r_d}{L} \leq 2\beta_d - 1 - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \left[\beta_d^2 - \varphi^2 \left(\frac{h-r_d}{L} \right)^2 \right] \quad (13)$$

или после преобразований

$$\beta_d^2 - \beta_d \frac{2}{1 - \frac{a^2}{b^2}} + \frac{1}{1 - \frac{a^2}{b^2}} - \left(\varphi \frac{h-r_d}{L} \right)^2 + \frac{2\frac{a}{b}\varphi \frac{h-r_d}{L}}{1 - \frac{a^2}{b^2}} \leq 0. \quad (14)$$

Решение неравенства (14) с учетом корня, имеющего физический смысл

$$\beta_d \geq \frac{1 - \sqrt{\frac{a^2}{b^2} - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \varphi \frac{h-r_d}{L} \left[2\frac{a}{b} - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \varphi \frac{h-r_d}{L} \right]}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (15)$$

Очевидно, что в случае

$$\beta_d < \frac{1 - \sqrt{\frac{a^2}{b^2} - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \varphi \frac{h-r_d}{L} \left[2\frac{a}{b} - \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \varphi \frac{h-r_d}{L} \right]}}{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \quad (16)$$

при всех значениях замедления j_x в интервале $[0; \varphi g]$ коэффициент устойчивости автомобиля будет меньше единицы ($k_{уст} < 1$), что свидетельствует о возможной потере им устойчивости при служебных торможениях.

(2.40)

$$\frac{j_x}{\varphi g} < 1. \quad (12)$$

Следовательно, можно сделать вывод о том, что идеальное по условию поддержания всех колес на пределе блокирования распределение тормозных сил не обеспечивает устойчивости автомобиля против заноса при служебных торможениях во всем диапазоне замедлений от нуля до $j_{x\max} = \varphi g$. Другими словами, если обеспечивать распределение тормозных сил между осями в соответствии с идеальным законом $\beta_{ид}^*(\varphi)$ (1), то при любом коэффициенте сцепления колес с дорогой автомобиль может потерять устойчивость еще в динамической стадии процесса экстренного торможения.

При $a \neq b$ из неравенства (7) определим

$$\text{условие получения } \frac{j_x}{\varphi g} \leq 1$$

Выводы. При постоянном распределении тормозных сил между осями определены границы зоны замедлений, в которой автомобилем сохраняется курсовая устойчивость при служебных торможениях.

Список використаної літератури:

1. Подригало М. А. Устойчивость колёсных машин при торможении / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый. – Харьков : Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с.

2. Антонов А. Д. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / А. Д. Антонов. – М. : машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Подригало М. А. Определение коэффициента устойчивости двухосного автомобиля против заноса в процессе случайного торможения / М. А. Подригало, М. В. Байцур, В. Н. Павленко // Автомобильный транспорт. – 2007. – № 20. – С. 13-15.
4. Подригало М. А. Уточнение коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля при служебных торможениях / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. Н. Павленко // Вісник Сев-НТУ. Збірник наукових праць. Серія: машиноприладобудування та транспорт. – 2011. – Вип. 121. – С. 7-10.
5. Булгаков Н. А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н. А. Булгаков, А. Б. Гредескул, С. И. Ломака // научное сообщение № 18. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1962. – 36 с.
6. Назаров А. И. Улучшение тормозных систем легковых автомобилей совершенствованием способов регулирования тормозных сил: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02 / Назаров Александр Иванович. – Харьков : ХГАДТУ, 1998. – 266 с.

Туренко О. І., Коробко А. І., Подригало М. А. ВПЛИВ КОЕФІЦІЕНТУ ПОСТІЙНОГО РОЗПОДІЛУ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ НА СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ ПРИ СЛУЖБОВИХ ГАЛЬМУВАННЯХ

Досліджено вплив коефіцієнту постійного розподілу гальмівних сил між осями на стійкість автомобіля при службових гальмуваннях. В якості прикладу розглянуто легкові автомобілі з різним розподілом центру мас в межах подовжньої колісної бази.

Ключові слова: закон розподілу гальмівних сил, коефіцієнт стійкості, гальмівна сила, службове гальмування, сповільнення.

O. Turenko, A. Korobko, M. Podrigalo INFLUENCE OF RATE CONSTANT OF DISTRIBUTION OF BRAKE FORCES ON THE STABILITY OF THE VEHICLE WHEN THE SERVICE BRAKE APPLICATIONS

The present level of development of motor vehicles characterized by the possibility to install the anti-lock braking systems and dynamic stability, ensuring the stability of vehicles during emergency braking. The anti-lock system are not enabled when the service braking through the wheels as on the verge of blocking. The dynamic stabilization system begins to work when signs of skidding. For large values of the disturbing side forces and turning moments acting in the plane of the road, skidding can occur when the service braking. The brake force distribution between axles two-axle vehicle, the rational for emergency braking does not ensure the preservation stability of the machine during service braking. Ideal brake force distribution between the axles of the vehicle when the service braking allows obtaining the coefficient of stability equal to one for all values of the coefficient of grip and the longitudinal deceleration. This paper investigates the influence of coefficient constant distribution of braking forces between the axles on the stability of the vehicle during service braking. As example, consider cars with different distribution of the center of mass within the longitudinal wheelbase. Found that perfect for maintaining all wheels on the limit of locking of the brake force distribution ensures stability of the vehicle against skidding when the service braking over the entire range of retardations from zero to the maximum possible. I.e, if you ensure that the brake force distribution between the axles in accordance with the perfect law, then any coefficient of adhesion of wheels with the road, the vehicle can lose stability in a dynamic stage of the process of emergency braking. Determined by the rational value of the coefficient of distribution of braking forces between the axles, providing stability of the car, as under emergency and service braking. At a constant distribution of braking forces between the axles defined boundary of the zone of deceleration, in which the car maintained stability during service brake applications.

Key words: the law of distribution of brake forces, the coefficient of stability, braking force, office braking, deceleration.

Стаття надійшла в редакцію: 07.10.2016

Рецензент: д.т.н., проф. Ревенко І.І.

УДК 614.8:631.3

**ІНЖЕНЕРНІ ЗАХОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ
ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МЕЗ НА ЗЕРНОСКЛАДАХ ПІДПРИЄМСТВ АПК**

С. М. Виговський, аспірант,

І. Л. Роговський, к.т.н., с.н.с.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Змодельовано поля поширення у приміщенні зерноскладу шкідливих відпрацьованих газів від двигуна мобільного енергетичного засобу залежно від геометричних параметрів приміщення, інтенсивності виділення шкідливих речовин, ступеню інтенсивності вентильовання та інших параметрів. Отримані дані є основою для оптимізації заходів і засобів покращення параметрів повітря у