

УДК 629.017

Подригало М.А., д.т.н., Клец Д.М., магистрант
ХНАДУ, г. Харьков

ИДЕАЛЬНЫЙ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ МЕЖДУ ОСЯМИ ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ

Получены зависимости, позволяющие определить коэффициент распределения крутящих моментов между ведущими мостами с учетом конструктивных параметров автомобиля и эксплуатационных факторов. При идеальном значении указанного коэффициента обеспечивается одновременное полное буксование передних и задних колес.

Введение

Полноприводные автомобили обладают высокой динамичностью и проходимостью, однако эффективная реализация указанных эксплуатационных свойств возможна при рациональном распределении крутящих моментов между передним и задним ведущими мостами. В настоящей статье определено идеальное по условию максимального использования сцепного веса автомобиля распределение крутящих моментов и определено влияние на него конструктивных и эксплуатационных факторов.

Анализ последних достижений и публикаций

В работе [1] нами проведена оценка распределения крутящих моментов между осями полноприводных автомобилей. Получены зависимости для определения идеального коэффициента распределения крутящих моментов на переднюю ось, однако не проведен анализ влияния на его величину конструктивных и эксплуатационных факторов.

Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является определение влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на величину коэффициента распределения крутящего момента на переднюю ось.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить зависимость коэффициента распределения крутящего момента от коэффициента распределения касательных реакций;
- оценить влияние линейной скорости автомобиля на характер изменения идеального коэффициента распределения крутящего момента на переднюю ось;
- определить скорость автомобиля, при которой постоянный коэффициент распределения крутящих моментов между осями будет равен идеальному;
- определить условие, при котором ведущими рационально оставить только передние или только задние колеса.

Зависимость коэффициента распределения крутящего момента от коэффициента распределения касательных реакций

1. Идеальный коэффициент распределения крутящих моментов

$$K_{M\text{ид}} = \frac{P_{\text{тяги}_1}}{P_{\text{тяги}}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{тяги}_1}$ – тяговая сила на передней оси; $P_{\text{тяги}}$ – общая тяговая сила автомобиля.

Тяговая сила на передней оси может быть определена как [1]

$$P_{мяз_1} = R_{K_1} + R_{Z_1} f + \frac{I_{KO_1}}{r_{\delta_1}} \dot{\omega}_1, \quad (2)$$

где R_{K_1} – касательная реакция на передних колесах; R_{Z_1} – суммарная вертикальная реакция на передних колесах; f – коэффициент сопротивления качению; I_{KO_1} – момент инерции передних колес (суммарный); r_{δ_1} – динамический радиус передних колес; $\dot{\omega}_1$ – угловое ускорение передних колес.

Общая тяговая сила автомобиля [1]

$$P_{мяг} = P_{мяз_1} + P_{мяз_2} = R_{K_1} + R_{K_2} + m_a g f + \frac{I_{KO_1}}{r_{\delta_1}} \dot{\omega}_1 + \frac{I_{KO_2}}{r_{\delta_2}} \dot{\omega}_2, \quad (3)$$

где R_{K_2} – касательная реакция на задних колесах; m_a – общая масса автомобиля; g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; I_{KO_2} – момент инерции задних колес (суммарный); r_{δ_2} – динамический радиус задних колес; $\dot{\omega}_2$ – угловое ускорение задних колес.

После подстановки выражений (2) и (3) в (1), получим

$$K_{Mu\delta} = \frac{K_{Ru\delta} + \frac{R_{Z_1} + \frac{I_{KO_1}}{r_{\delta_1}} \dot{\omega}_1}{m_a g \varphi}}{1 + \frac{f}{\varphi} + \frac{1}{m_a g \varphi} \left(\frac{I_{KO_1}}{r_{\delta_1}} \dot{\omega}_1 + \frac{I_{KO_2}}{r_{\delta_2}} \dot{\omega}_2 \right)}, \quad (4)$$

где $K_{Ru\delta}$ – коэффициент идеального распределения касательных реакций на ведущих колесах

$$K_{Ru\delta} = \frac{R_{K_1}}{R_{K_1} + R_{K_2}} = \frac{R_{Z_1}}{m_a g}. \quad (5)$$

При выводе уравнения (4) учитывалось, что

$$R_{Z_1} f + R_{Z_2} f = m_a g f, \quad (6)$$

где R_{Z_2} – суммарная вертикальная реакция на задних колесах.

Суммарная вертикальная реакция на колесах передней оси

$$R_{z_1} = m_a g \left(\frac{b}{L} - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} \frac{h_w}{L} - \frac{\dot{V}}{g} \frac{h}{L} \right), \quad (7)$$

где L – продольная колесная база автомобиля; b – расстояние от задней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость; kF – фактор сопротивления воздуха; h_w – высота центра приложения силы сопротивления воздуха относительно опорной поверхности; V – линейная скорость автомобиля; \dot{V} – линейное ускорение автомобиля; h – высота центра масс автомобиля.

Предельно возможное ускорение, определяемое сцепными возможностями автомобиля [2]

$$\dot{V} = \varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2. \quad (8)$$

Угловые ускорения колес [1]

$$\dot{\omega}_1 = \frac{1}{r_{\partial_1}} [\dot{V}(1+S_1) + V\dot{S}_1]; \quad (9)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{1}{r_{\partial_2}} [\dot{V}(1+S_2) + V\dot{S}_2], \quad (10)$$

где S_1, S_2 – относительные буксования передних и задних колес; \dot{S}_1, \dot{S}_2 – производные относительного буксования по времени.

После подстановки выражений (7), (9), (10) в уравнение (4) получим с учетом (8)

$$K_{Mu\partial} = \frac{K_{Ru\partial} + \frac{f}{\varphi} \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{g} \frac{h_w - h}{L} \right) + \frac{I_{KO_1}}{m_a r_{\partial_1}^2} \left[\left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right) (1+S_1) + V\dot{S}_1 \right]}{1 + \frac{f}{\varphi} + \frac{I_{KO_1}}{m_a r_{\partial_1}^2} \left[\left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right) (1+S_1) + V\dot{S}_1 \right] + \frac{I_{KO_2}}{m_a r_{\partial_2}^2} \left[\left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right) (1+S_2) + V\dot{S}_2 \right]}. \quad (11)$$

Допуская, что $h_w = h$, $I_{KO_1} = I_{KO_2} = I_{KO}$ и $r_{\partial_1} = r_{\partial_2} = r_{\partial}$, преобразуем выражение (11) к виду

$$K_{Mu\partial} = \frac{K_{Ru\partial} + \frac{f}{\varphi} \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left[\left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right) (1+S_1) + V\dot{S}_1 \right]}{1 + \frac{f}{\varphi} + \frac{I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left[\left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right) (2+S_1+S_2) + V(\dot{S}_1 + \dot{S}_2) \right]}. \quad (12)$$

При $S_1 = S_2 = S$ и $\dot{S}_1 = \dot{S}_2 = \dot{S}$ выражение (12) упростится

$$K_{Mu\partial} = \frac{K_{Ru\partial} + \frac{f}{\varphi} \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left[\left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right) (1+S) + V\dot{S} \right]}{1 + \frac{f}{\varphi} + \frac{2I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left[\left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right) (1+S) + V\dot{S} \right]}. \quad (13)$$

При $S = 0$ и $\dot{S} = 0$ выражение (13) примет вид

$$K_{Mu\partial} = \frac{K_{Ru\partial} + \frac{f}{\varphi} \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right)}{1 + \frac{f}{\varphi} + \frac{2I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right)}. \quad (14)$$

Идеальный коэффициент распределения касательных реакций между колесами

$$K_{Ru\partial} = \frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L}. \quad (15)$$

Подставляя (15) в (14), получим

$$K_{Mu\partial} = \frac{\left(1 + \frac{f}{\varphi} \right) \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right)}{1 + \frac{f}{\varphi} + \frac{2I_{KO}}{m_a r_{\partial}^2} \left(1 - \frac{kF}{m_a} \frac{V^2}{\varphi g} \right)}. \quad (16)$$

Таким образом, нами определены зависимости для идеального коэффициента распределения крутящих моментов между ведущими мостами.

2. Действительный коэффициент распределения касательных реакций
Действительный коэффициент распределения крутящих моментов

$$K_{M_d} = \frac{R_{K_1} + R_{Z_1} f + \frac{I_{KO_1}}{r_{\delta_1}} \dot{\omega}_1}{R_{K_1} + R_{K_2} + m_a g f + \frac{I_{KO_1}}{r_{\delta_1}} \dot{\omega}_1 + \frac{I_{KO_2}}{r_{\delta_2}} \dot{\omega}_2}. \quad (17)$$

В выражении (17)

$$R_{K_1} = K_{R_d} (R_{K_1} + R_{K_2}); \quad (18)$$

$$R_{K_1} + R_{K_2} = K_{cu} m_a g \varphi, \quad (19)$$

где K_{cu} – коэффициент использования сцепного веса автомобиля в тяговом режиме движения.

Уравнение (17) с учетом (7), (9), (10) и

$$\dot{V} = K_{cu} \varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2 \quad (20)$$

примет вид

$$K_{M_d} = \frac{K_{R_d} K_{cu} + \frac{f}{\varphi} \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} - \frac{kF V^2}{m_a g} \frac{h_w - h}{L} \right) + \frac{I_{KO_1}}{m_a r_{\delta_1}^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \varphi g} \right) (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right]}{K_{cu} + \frac{f}{\varphi} + \frac{I_{KO_1}}{m_a r_{\delta_1}^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \varphi g} \right) (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right] + \frac{I_{KO_2}}{m_a r_{\delta_2}^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \varphi g} \right) (1 + S_2) + V \dot{S}_2 \right]}. \quad (21)$$

Из выражения (21) определим действительный коэффициент распределения касательных реакций

$$K_{R_d} = K_{M_d} + \frac{K_{M_d}}{K_{cu}} \frac{I_{KO_2}}{m_a r_{\delta_2}^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \varphi g} \right) (1 + S_2) + V \dot{S}_2 \right] - \frac{I_{KO_1} (1 - K_{M_d})}{K_{cu} m_a r_{\delta_1}^2} \times \\ \times \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \varphi g} \right) (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right] + \frac{f}{\varphi} \frac{K_{M_d} - \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} + \frac{kF V^2}{m_a g} \frac{h_w - h}{L}}{K_{cu}}. \quad (22)$$

При $h_w = h$, $I_{KO_1} = I_{KO_2} = I_{KO}$ и $r_{\delta_1} = r_{\delta_2} = r_{\delta}$ выражение (22) примет вид

$$K_{R_d} = K_{M_d} + \frac{I_{KO_2}}{m_a r_{\delta}^2} \left\{ \frac{K_{M_d}}{K_{cu}} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \varphi g} \right) (1 + S_2) + V \dot{S}_2 \right] - \right. \\ \left. - \frac{1 - K_{M_d}}{K_{cu}} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \varphi g} \right) (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right] + \frac{f}{\varphi} \frac{K_{M_d} - \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}}{K_{cu}} \right\}. \quad (23)$$

При $S_1 = S_2 = S$ и $\dot{S}_1 = \dot{S}_2 = \dot{S}$ выражение (23) упростится

$$K_{R_d} = K_{M_d} + \frac{I_{KO}(2K_{M_d} - 1)}{m_a r_\delta^2 K_{cy}} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right) (1 + S) + V \dot{S} \right] + \frac{f}{\phi} \frac{K_{M_d} - \frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L}}{K_{cy}}. \quad (24)$$

При $S = 0$ и $\dot{S} = 0$ выражение (24) примет вид

$$K_{R_d} = K_{M_d} + \frac{I_{KO}(2K_{M_d} - 1)}{m_a r_\delta^2 K_{cy}} \left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right) + \frac{f}{\phi} \frac{K_{M_d} - \frac{b}{L} + \phi \frac{h}{L}}{K_{cy}}. \quad (25)$$

Используя полученные уравнения, можно определить действительный коэффициент распределения касательных реакций между осями автомобиля по величине коэффициента распределения крутящих моментов между ведущими мостами. Указанный коэффициент зависит от скорости движения автомобиля. С увеличением скорости происходит уменьшение K_{R_d} .

Если в процессе решения задачи необходимо определить требуемое значение K_{M_d} при заданном K_{R_d} , то из уравнений (23), (24), (25) получим

$$K_{M_d} = \frac{K_{R_d} K_{cy} + \frac{f}{\phi} \left(\frac{b}{L} - \phi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right) (1 + S_1) + V \dot{S}_1 \right]}{K_{cy} + \frac{f}{\phi} + \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right) (2 + S_1 + S_2) + V (\dot{S}_1 + \dot{S}_2) \right]}, \quad (26)$$

$$K_{M_d} = \frac{K_{R_d} K_{cy} + \frac{f}{\phi} \left(\frac{b}{L} - \phi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right) (1 + S) + V \dot{S} \right]}{K_{cy} + \frac{f}{\phi} + \frac{2I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \left[\left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right) (1 + S) + V \dot{S} \right]}, \quad (27)$$

$$K_{M_d} = \frac{K_{R_d} K_{cy} + \frac{f}{\phi} \left(\frac{b}{L} - \phi \frac{h}{L} \right) + \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right)}{K_{cy} + \frac{f}{\phi} + \frac{2I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \left(1 - \frac{kF V^2}{m_a \phi g} \right)}. \quad (28)$$

Влияние линейной скорости на изменение идеального коэффициента распределения крутящих моментов

Выражение (16) можно преобразовать к виду

$$K_{M_{ид}} = \frac{\frac{b}{L} - \phi \cdot \frac{h}{L} + \frac{I_{KO}}{m_a \cdot r_\delta^2 \cdot g} \cdot \frac{\phi \cdot g - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2}{\phi + f}}{1 + \frac{2 \cdot I_{KO}}{m_a \cdot r_\delta^2 \cdot g} \cdot \frac{\phi \cdot g - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V^2}{\phi + f}}. \quad (29)$$

Для исследования влияния линейной скорости движения на величину $K_{M_{u\delta}}$ представим уравнение (29) в виде

$$K_{M_{u\delta}} = \frac{K_0 - K_1 V^2}{K_2 - 2K_1 V^2}, \quad (30)$$

где

$$K_0 = \frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} + \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \frac{\varphi}{\varphi + f}; \quad (31)$$

$$K_1 = \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \frac{kF/m_a}{\varphi + f} \frac{1}{g}; \quad (32)$$

$$K_2 = 1 + \frac{2I_{KO}}{m_a r_\delta^2} \frac{\varphi}{\varphi + f}. \quad (33)$$

Значение $K_{M_{u\delta}}$ с увеличением скорости V будет увеличиваться в случае

$$\frac{\partial K_{M_{u\delta}}}{\partial V} > 0 \quad (34)$$

и будет уменьшаться, если

$$\frac{\partial K_{M_{u\delta}}}{\partial V} < 0. \quad (35)$$

Величина $K_{M_{u\delta}}$ не зависит от скорости в случае

$$\frac{\partial K_{M_{u\delta}}}{\partial V} = \frac{2K_1 V (2K_0 - K_2)}{(K_2 - 2K_1 V^2)^2} = 0. \quad (36)$$

Последнее возможно в случае

$$2K_0 = K_2 \quad (37)$$

или после подстановки выражений (31) и (33)

$$\frac{b}{L} = 0,5 + \varphi \frac{h}{L}. \quad (38)$$

В последнем случае, при указанном соотношении между геометрическими параметрами автомобиля, линейная скорость автомобиля не оказывает влияния на величину идеального коэффициента распределения крутящих моментов между осями. На рис. 1 приведены графики зависимости (38) при различных значениях φ .

На рис. 1 зависимость (38) иллюстрируется пучком прямых. Тангенс угла наклона (угловой коэффициент) каждой прямой соответствует определенному значению коэффициента сцепления φ .

Зоны, лежащие выше каждой из прямых, соответствуют выполнению условия (34), т.е.

$$\frac{b}{L} > 0,5 + \varphi \frac{h}{L}, \quad (39)$$

при определенном значении φ .

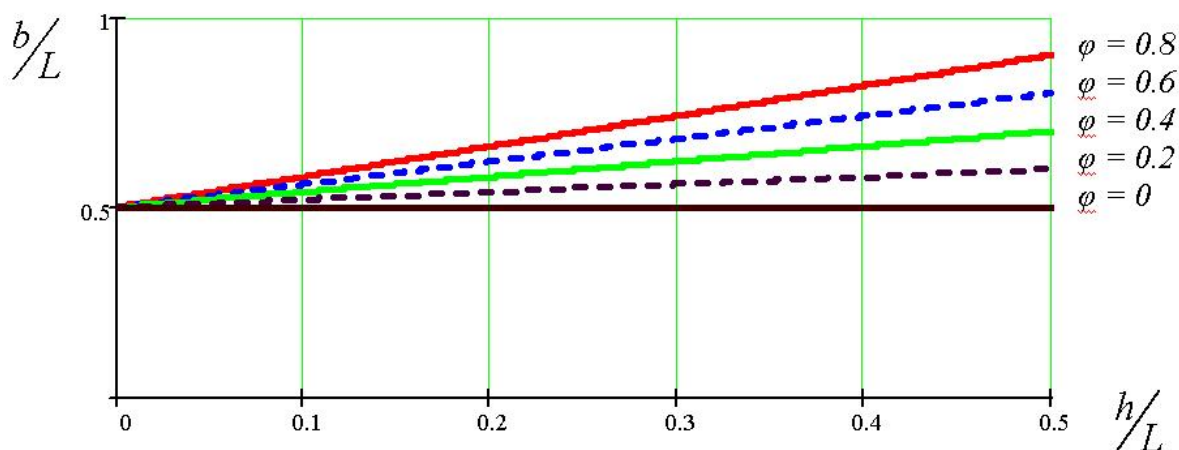


Рис. 1. Соотношение геометрических параметров автомобиля, при которых линейная скорость V не влияет на величину $K_{M_{\text{ид}}}$

Зоны лежащие ниже указанных прямых, соответствуют выполнению условия (35), т.е.

$$\frac{b}{L} < 0,5 + \varphi \frac{h}{L}. \quad (40)$$

Скорость движения автомобиля, при которой действительное распределение крутящих моментов равно идеальному

Приравнявая $K_{M_{\text{д}}}$ и $K_{M_{\text{ид}}}$, из уравнения (16) определим

$$V_{K_M} = \sqrt{\frac{K_{M_{\text{д}}} \left(1 + \frac{2I_{KO}}{m_a r_o^2} \frac{\varphi}{\varphi + f} \right) - \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} - \frac{I_{KO}}{m_a r_o^2} \frac{\varphi}{\varphi + f}}{\frac{2I_{KO}}{m_a r_o^2 g} \frac{(K_{M_{\text{д}}} - 0,5) kF}{\varphi + f} \frac{1}{m_a}}} \quad (41)$$

или

$$V_{K_M} = \sqrt{\varphi g \frac{m_a}{kF} \left[\left(1 + \frac{f}{\varphi} \right) \frac{m_a r_o^2}{2I_{KO}} \frac{K_{M_{\text{д}}} - \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right)}{K_{M_{\text{д}}} - 0,5} + 1 \right]}. \quad (42)$$

В работе [2] определена максимальная линейная скорость движения автомобиля, которую можно реализовать в идеальном случае с использованием сцепного веса автомобиля

$$V_{\text{max}} = \sqrt{\varphi g \frac{m_a}{kF}}. \quad (43)$$

Выражение (42) с учетом (43) примет вид

$$V_{K_M} = V_{\text{max}} \sqrt{\left(1 + \frac{f}{\varphi} \right) \frac{m_a r_o^2}{2I_{KO}} \frac{K_{M_{\text{д}}} - \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right)}{K_{M_{\text{д}}} - 0,5} + 1}. \quad (44)$$

При выполнении условия (38) и допуская, что $f \ll \varphi$, получим

$$V_{K_M} = V_{\max} \sqrt{\frac{m_a r_\delta^2}{2I_{KO}} + 1}. \quad (45)$$

Из выражения (45) видно, что при выполнении условия (38) искомый результат ($K_{M_d} = K_{M_{\text{уд}}}$) будет получен при $V > V_{\max}$, т.е. за пределом реально достижимой скорости движения.

Из выражения (44) видно, что в случае невыполнения условия (38) получить $V_{K_M} < V_{\max}$ можно при

$$\frac{K_{M_d} - \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L}\right)}{K_{M_d} - 0,5} < 0, \quad (46)$$

т.е. при справедливости неравенства (39) и выполнении условия (34).

Условия, при которых ведущими должны быть только задние или только передние колеса

Ведущими должны быть только передние колеса в случае $K_{M_{\text{уд}}} \geq 1$. Это справедливо в случае (см. уравнение (16))

$$\frac{\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L} + \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2 g} \frac{\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2}{\varphi + f}}{1 + \frac{2I_{KO}}{m_a r_\delta^2 g} \frac{\varphi g - \frac{kF}{m_a} V^2}{\varphi + f}} \geq 1. \quad (47)$$

С учетом выражения (43) получим

$$V \geq V_{\max} \sqrt{\frac{m_a r_\delta^2}{I_{KO}} \left(\frac{a}{L} + \varphi \frac{h}{L}\right) \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) + 1}. \quad (48)$$

Эта скорость также находится за пределами максимально возможной скорости движения.

Ведущими должны быть только задние колеса в случае $K_{M_{\text{уд}}} \leq 0$. Из уравнения (16) определим указанное условие (с учетом (43))

$$V \geq V_{\max} \sqrt{\frac{m_a r_\delta^2}{I_{KO}} \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L}\right) \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) + 1}. \quad (49)$$

Получить значение искомой скорости $V \leq V_{\max}$ возможно только при выполнении условий

$$-1 \leq \frac{m_a r_\delta^2}{I_{KO}} \left(\frac{b}{L} - \varphi \frac{h}{L}\right) \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right) \leq 0. \quad (50)$$

Откуда получим

$$\begin{cases} \frac{b}{L} \geq \varphi \frac{h}{L} - \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2 \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right)}; \\ \frac{b}{L} \leq \varphi \frac{h}{L}. \end{cases} \quad (51)$$

Другими словами, центр масс автомобиля должен быть смещен к задней оси и его координата должна находиться в пределах $\left[\varphi \frac{h}{L} - \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2 \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right)}; \varphi \frac{h}{L} \right]$.

При невыполнении условия (50) линейная скорость V , при которой $K_{M_{uo}} \leq 0$, находится за пределами максимально возможной скорости V_{max} .

Выводы

1. Полученные зависимости позволяют определить коэффициент распределения крутящих моментов между ведущими мостами с учетом конструктивных параметров автомобиля и эксплуатационных факторов.

2. Получена взаимосвязь между действительным постоянным значением коэффициента распределения крутящих моментов между осями и действительным коэффициентом распределения касательных реакций между осями, являющимся величиной переменной, зависящей от скорости движения автомобиля и параметров взаимодействия колес с дорогой.

3. При выполнении условия $\frac{b}{L} = 0,5 + \varphi \frac{h}{L}$ идеальный коэффициент распределения крутящих моментов между осями не зависит от линейной скорости движения автомобиля.

4. При выполнении условия $\frac{b}{L} > 0,5 + \varphi \frac{h}{L}$ возможно получение $K_{M_d} = K_{M_{uo}}$ при скоростях движения меньше максимально возможной.

5. Определено, что скорость движения автомобиля, при которой ведущими колесами при $K_{M_d} = K_{M_{uo}}$ должны быть только передние колеса, находится за пределом максимально возможного значения.

6. При нахождении горизонтальной координаты центра масс автомобиля в пределах $\left[\varphi \frac{h}{L} - \frac{I_{KO}}{m_a r_\delta^2 \left(1 + \frac{f}{\varphi}\right)}; \varphi \frac{h}{L} \right]$ возможно получение $K_{M_d} = K_{M_{uo}}$ при реальных скоростях движения.

Список литературы

1. Подригало М.А., Волков В.П., Клец Д.М. Оценка распределения крутящих моментов между осями полноприводного автомобиля // Вісник Східно-українського національного університету ім. В. Даля. – Севастополь: Сев ГТУ. – 2007. – Вып. №6 (112). – С. 12-16.
2. Карпенко В.А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобиля // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов. — Харьков: ХГАДТУ, 1998. – Вып. 1. — С. 64-67.

Стаття надійшла до редакції 21.05.07
© Подригало М.А., Клец Д.М., 2007