

М. А. Подригало, А. С. Мазин

## ВЛИЯНИЕ ДИСБАЛАНСА И ОКРУЖНОГО ЛЮФТА НАПРАВЛЯЮЩИХ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ НА ЗАТРАТЫ ЭНЕРГИИ ДВИГАТЕЛЯ

Приведены результаты исследования влияния дисбаланса направляющих колес автомобиля при наличии их окружного люфта на появление дополнительных затрат энергии двигателя. Полученные аналитические зависимости позволяют определить указанные затраты в зависимости от величины дисбаланса направляющих колес.

**К л ю ч е в ы е с л о в а:** автомобиль, амплитуда, движение, демпфирование, динамика, дисбаланс, жесткость, колебания, направляющие колеса, окружной люфт, скорость, энергия, радиус, расход, частота.

**Постановка проблемы.** Дисбаланс направляющих колес при наличии их окружного люфта оказывает влияние не только на устойчивость и управляемость автомобиля, но и на появление дополнительных затрат энергии двигателя. Проблема усугубляется еще и тем, что большинство грузовых автомобилей эксплуатируется в нашей стране с несбалансированными колесами.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Влияние дисбаланса направляющих колес на износ протектора шин, устойчивость и управляемость автомобиля исследовано в работах [1–7].

В работе [8] исследовано влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес на устойчивость и управляемость грузовых автомобилей. Определена зависимость угла поворота направляющих колес, вызванного дисбалансом, от времени [8]:

$$\alpha = \frac{S_0 \cdot a_{\text{ш}} \cdot V_a^2}{J_{\text{кз}} \cdot r_{\text{к}}^2 \cdot \sqrt{\left(\kappa^2 - \frac{V_0^2}{r_{\text{к}}^2}\right)^2 + 4n^2 \cdot \frac{V_0^2}{r_{\text{к}}^2}}} \cdot \sin\left(\frac{V_a}{r_{\text{к}}} \cdot t - \Delta\right); \quad (1)$$

$$\kappa = \sqrt{\frac{C_{\text{угл}}}{J_{\text{кз}}}}; \quad (2)$$

$$2n = \frac{\gamma}{J_{\text{кз}}}; \quad (3)$$

$$\Delta = \arctg\left(\frac{2n \cdot \frac{V_a}{r_{\text{к}}}}{\kappa^2 - \frac{V_0^2}{r_{\text{к}}^2}}\right), \quad (4)$$

где  $S_0$  – дисбаланс колеса;  $V_a$  – линейная скорость автомобиля;  $a_{\text{ш}}$  – расстояние от вертикальной оси симметрии колеса до оси шкворня;  $J_{\text{кз}}$  – момент инерции направляющего колеса относительно оси шкворня;  $r_{\text{к}}$  – радиус качения направляющего колеса;  $\kappa$  – круговая частота собственных (свободных) колебаний направляющего колеса относительно оси шкворня;  $C_{\text{угл}}$  – угловая жесткость сопротивления угловому перемещению колеса; этот показатель в работе [8] определен через стабилизирующий момент шины [7];  $2n$  – относительный коэффициент (коэффициент демпфирования), характеризующий вязкое трение и затухание колебаний;  $\gamma$  – коэффициент вязкого трения в упругих элементах при угловых колебаниях направляющего колеса;  $t$  – время;  $\Delta$  – угол сдвига по фазе между колебаниями направляющего колеса и возмущающего момента.

Амплитуда колебаний направляющего колеса  $A_\alpha$  может быть определена из уравнения (1):

$$A_\alpha = \frac{S_0 \cdot a_{ш} \cdot V_a^2}{J_{кз} \cdot r_\kappa^2 \cdot \sqrt{\left(\kappa^2 - \frac{V_0^2}{r_\kappa^2}\right)^2 + 4n^2 \cdot \frac{V_0^2}{r_\kappa^2}}}. \quad (5)$$

Однако в известных исследованиях [1–8] не определено влияние дисбаланса направляющих колес на дополнительный расход энергии двигателя.

**Целью статьи** является исследование снижения энергетических затрат на движение автомобиля, вызванных дисбалансом направляющих колес.

Для достижения поставленной цели необходимо решить задачу определения взаимосвязи между дисбалансом направляющих колес при наличии их окружного люфта и дополнительными затратами мощности двигателя на движение автомобиля.

**Изложение основного материала.** Выражение (5) с учетом формулы (4) после преобразований будет иметь такой вид:

$$A_\alpha = S_0 \cdot \frac{a_{ш} \cdot \cos \Delta}{J_{кз} \cdot \left( \frac{\kappa^2 \cdot r_\kappa^2}{V_a^2} - 1 \right)}. \quad (6)$$

Из уравнения (6) видно, что амплитуда колебаний  $A_\alpha$  направляющего колеса связана с величиной дисбаланса  $S_0$  линейной зависимостью. Уравнение (1) в работе [8] получено из условия, при котором  $A_\alpha$  не превышает углового люфта направляющих колес.

В статье [9] определена зависимость от пробега дополнительных затрат энергии двигателя, вызванных колебаниями направляющих колес относительно нейтрального положения.

$$\Delta W_S = \frac{m_a \cdot V_a^2 \cdot S}{2} \cdot \frac{\frac{A_\alpha^2}{L^2} \left[ f \cdot (h - r_\delta) + 2\Omega \cdot \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{\pi \cdot V_a} \right] - \frac{8\Omega}{\pi \cdot V_a} \cdot \ln |\cos A_\alpha|}{\eta_{тр}}, \quad (7)$$

где  $m_a$  – общая масса автомобиля;  $\eta_{тр}$  – КПД трансмиссии;  $f$  – коэффициент сопротивления качению;  $r_\delta$  – динамический радиус колеса;  $h$  – высота центра масс автомобиля;  $L$  – продольная колесная база автомобиля;  $i_z$  – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси;  $b$  – расстояние от задней оси автомобиля до проекции центра масс на горизонтальную плоскость, проходящую через эту ось;  $\Omega$  – круговая частота возмущающих колебаний;  $S$  – пробег автомобиля.

После подстановки уравнения (6) в выражение (7) получим:

$$\Delta W_S = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2 \cdot \eta_{тр}} \cdot S \cdot \left\{ \frac{S_0^2}{L^2} \cdot \frac{a_{ш}^2 \cdot \cos^2 \Delta}{J_{кз}^2 \cdot \left( \frac{\kappa^2 \cdot r_\kappa^2}{V_a^2} - 1 \right)^2} \cdot \left[ \frac{f \cdot (h - r_\delta)}{1} + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_\delta)}{0,5 \cdot \pi \cdot r_\kappa} \right] - \frac{8}{\pi \cdot r_\kappa} \cdot \ln \left| \cos \left[ S_0 \cdot \frac{a_{ш} \cdot \cos \Delta}{J_{кз} \cdot \left( \frac{\kappa^2 \cdot r_\kappa^2}{V_a^2} - 1 \right)} \right] \right| \right\}. \quad (8)$$

При выведении выражения (8) учитывалось, что круговая частота  $\Omega$  возмущающих колебаний при дисбалансе направляющих колес автомобиля определяется формулой

$$\Omega = \frac{V_a}{r_k} \quad (9)$$

Рассмотрим в качестве примера расчет дополнительных потерь энергии двигателя при дисбалансе направляющих колес автомобиля Урал 4320 (см. таблицу 1).

Т а б л и ц а 1

*Исходные расчетные параметры автомобиля Урал 4320*

Параметры	$h, \text{ м}$	$b, \text{ м}$	$i_z, \text{ м}$	$r_{\sigma} = r_k, \text{ м}$	$a_{ub}, \text{ м}$	$L, \text{ м}$	$\eta_{пр}$
Значения параметров	1,27	1,81	1,587	0,555	0,155	4,225	0,9

Окончание табл. 1

Параметры	$J_{KZ}, \text{ кгм}^2$	$C_{угл}, \text{ Нм/рад}$	$\kappa, \text{ с}^{-1}$	$\Delta, \text{ град}$	$m_a, \text{ кг}$	$V_{a\max}, \text{ м/с}$	$f$
Значения параметров	3,964	8045	45,05	0	8100	25	0,015

Определим амплитуду колебаний  $A_a$  направляющих колес автомобиля Урал 4320 при суммарном дисбалансе  $S_{0\Sigma}$ , составляющем 0,090 кгм [8].

Анализ выражения (6) показывает, что при

$$\frac{\kappa^2 \cdot r_k^2}{V_a^2} = 1 \quad (10)$$

величина  $A_a$  стремится к бесконечности, т. е. наступает резонанс колебаний. Для автомобиля Урал 4320 условием резонанса (см. данные таблицы 1) в соответствии с уравнением (11) является достижение скорости  $V_a = V_{a\text{рез}} = 25 \text{ м/с}$  (90 км/ч). На рис. 1. приведена графическая зависимость амплитуды колебаний направляющих колес автомобиля Урал 4320 при суммарном (допустимом) дисбалансе указанных колес  $S_{0\Sigma} = 0,090 \text{ кгм}$ .

Анализ упомянутого графика показывает, что даже при малых углах люфта направляющих колес  $A_a$ , не превышающих  $1^\circ$ , и скорости, приближающейся к  $V_{a\text{рез}} = 25 \text{ м/с}$  (90 км/ч), происходит резкое увеличение амплитуды колебаний указанных колес. Даже при люфте направляющих колес  $\pm 1^\circ$  и скорости  $V_a = V_{a\text{рез}}$  будут возникать удары, приводящие с течением времени к отказам элементов ходовой части и рулевого управления автомобиля.

На рис. 2 приведен график зависимости  $\frac{\Delta W_S}{S}$  от скорости движения автомобиля Урал 4320 при суммарном (допустимом) дисбалансе направляющих колес  $S_{0\Sigma} = 0,090 \text{ кгм}$  и максимальном люфте  $\pm 1^\circ$ .

Анализ графика, приведенного на рис. 2, показывает, что до скорости  $V_a = 15 \text{ м/с}$

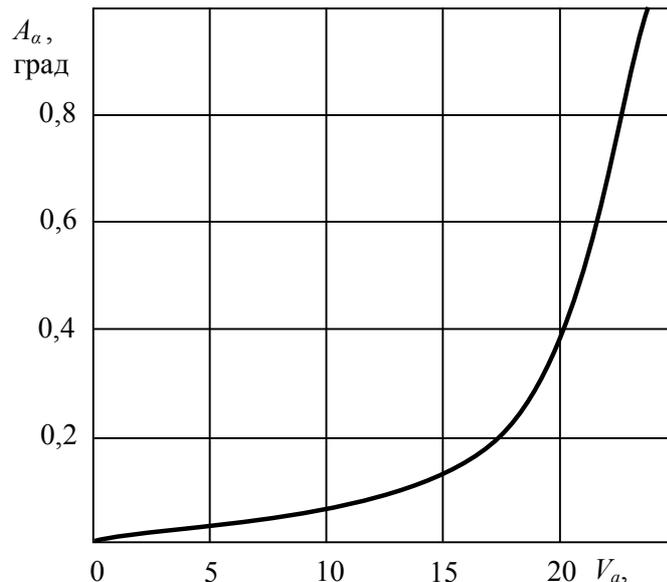


Рис. 1. Зависимость  $A_a(V_a)$  для автомобиля Урал 4320 при  $S_{0\Sigma} = 0,090 \text{ кгм}$

(54 км/ч) дополнительные затраты энергии двигателя, вызванные допустимым суммарным дисбалансом направляющих колес  $S_{0\Sigma} = 0,09$  кгм, незначительны и не превышают  $\frac{\Delta W_S}{S} = 10 \frac{\text{Дж}}{\text{м}}$ .

При  $V_a > 15$  м/с (54 км/ч) происходит резкое возрастание указанных затрат, которые при скорости  $V_a = 20$  м/с (72 км/ч) достигают 160 Дж/м.

На рис. 3 приведены графические зависимости дополнительного расхода энергии двигателя  $\Delta W_S$  от пробега автомобиля  $S$  при различной скорости движения.

Определим коэффициент пропорциональности  $K_{WS}$  между кинетической энергией поступательного движения автомобиля и дополнительным расходом энергии двигателя на единицу пройденного пути.

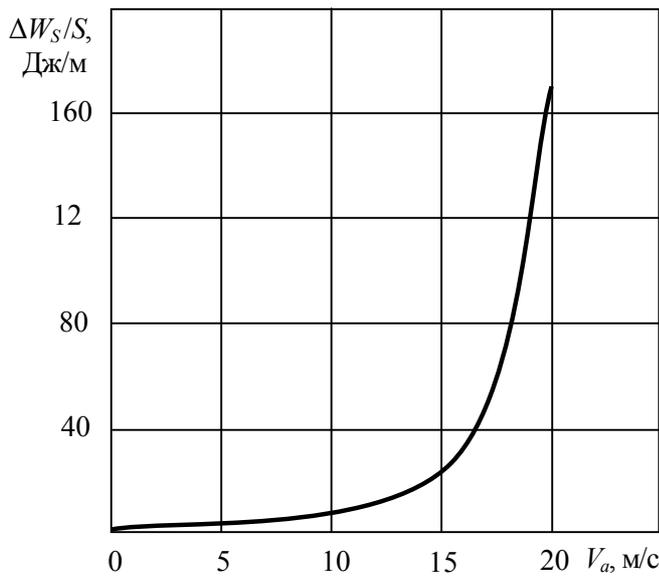


Рис. 2. Зависимость  $\frac{\Delta W_S}{S} = F(V_a)$  для автомобиля Урал 4320 при дисбалансе направляющих колес  $S_{0\Sigma} = 0,09$  кгм

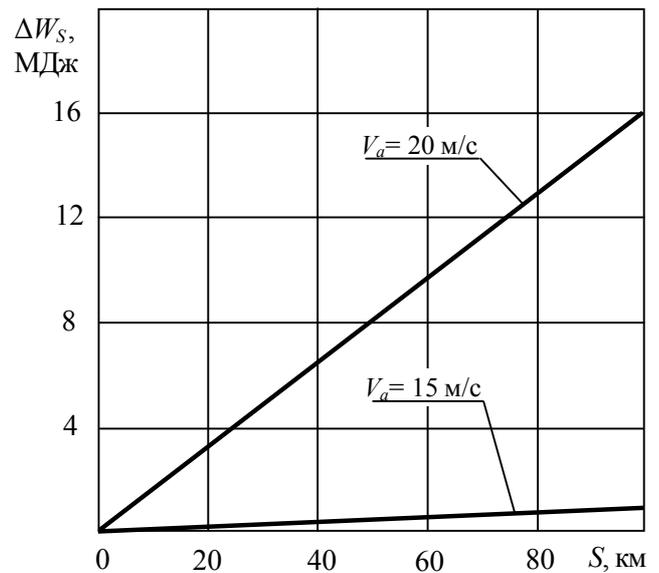


Рис. 3. Зависимость дополнительного расхода энергии двигателя от пробега автомобиля на различных скоростях при  $S_{0\Sigma} = 0,090$  кгм

$$K_{WS} = \frac{2\Delta \cdot W_S}{S \cdot m_a \cdot V_a^2} = \frac{1}{\eta_{тр}} \cdot \left\{ \frac{S_0^2}{L^2} \cdot \frac{a_{ш}^2 \cdot \cos^2 \Delta}{J_{KZ}^2 \cdot \left( \frac{\kappa^2 \cdot r_{\kappa}^2}{V_a^2} - 1 \right)^2} \cdot \left[ \frac{f \cdot (h - r_{\delta})}{1} + \frac{b^2 + i_z^2 + f \cdot b \cdot (h - r_{\delta})}{0,5 \cdot \pi \cdot r_{\kappa}} \right] - \frac{8}{\pi \cdot r_{\kappa}} \cdot \ln \left| \cos \left[ S_0 \cdot \frac{a_{ш} \cdot \cos \Delta}{J_{KZ} \cdot \left( \frac{\kappa^2 \cdot r_{\kappa}^2}{V_a^2} - 1 \right)} \right] \right| \right\} \quad (11)$$

Величина, обратная  $K_{WS}$ , представляет собой пройденный автомобилем путь, за который дополнительные потери энергии двигателя будут равны кинетической энергии поступательного движения машины. Эта энергия соответствует энергии, затрачиваемой на разгон до указанной

скорости или рассеиваемой в тормозах при торможении автомобиля от этой скорости до его остановки.

В таблице 2 на примере автомобиля Урал 4320 приведены результаты расчета коэффициента  $K_{WS}$  и величины  $1 / K_{WS}$ .

Т а б л и ц а 2

*Расчет коэффициента  $K_{WS}$  и величины  $1 / K_{WS}$  для автомобиля Урал 4320 при  $S_{0\Sigma} = 0,09$  кгм*

$V_a$ , м/с	5	10	15	20
$K_{WS}$ , м <sup>-1</sup>	$63 \cdot 10^{-9}$	$1320 \cdot 10^{-9}$	$11529 \cdot 10^{-9}$	$114960 \cdot 10^{-9}$
$1/K_{WS}$ , км	15873	757	87	8,7

### Выводы

1. Полученные аналитические выражения позволяют определить дополнительные затраты энергии двигателя, обусловленные колебаниями направляющих колес автомобиля при наличии их дисбаланса и окружного люфта. Определена зависимость указанных затрат от времени движения и пробега автомобиля.

2. Выполненные на примере грузового автомобиля Урал 4320 расчеты показали, что при скоростях движения машины, не достигающих 15 м/с (54 км/ч), дополнительная энергия двигателя на единицу пройденного пути при допустимом суммарном дисбалансе направляющих колес 0,090 кгм незначительна и не превышает 10 Дж/м. При скорости автомобиля 15 м/с (54 км/ч) происходит резкое возрастание указанных потерь до величины 160 Дж/м.

3. При пробеге автомобиля Урал 4320, равном 100 км, абсолютное значение дополнительных потерь энергии двигателя достигает величины 0,9 МДж (при  $V_a = 15$  м/с) и 16 МДж (при  $V_a = 20$  м/с), т. е. возрастает в 18 раз.

4. Наличие колебаний направляющих колес автомобиля Урал 4320 в результате их дисбаланса вызывает дополнительные потери энергии двигателя, равные кинетической энергии поступательного движения машины на длине пути 8,7 км при скорости  $V_a = 20$  м/с (72 км/ч).

### Список использованных источников

1. Колесников, К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля [Текст] / К. С. Колесников. – М. : Гостехтеоретиздат, 1955. – 238 с.
2. Балансировка управляемых колес [Текст] / Н. Носенков, М. Головичер, Е. Моисеевич и др. // Автомобильный транспорт. – 1965. – № 10. – С. 41–45.
3. Работа автомобильной шины [Текст] / под ред. В. И. Кнороза. – М. : Транспорт, 1976. – 238 с.
4. Юрченко, А. Н. Автомобильные шины. Требования. Эксплуатация. Износ [Текст] / А. Н. Юрченко. – Х. : С.А.М., 2003. – 115 с.
5. Николаев, В. А. Исследование влияния дисбаланса колес легковых автомобилей на износ шин [Текст] / В. А. Николаев, В. С. Ярьсько // Труды МАДИ. – М. : МАДИ, 1972. – Вып. 35. – С. 15–20.
6. Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля [Текст] / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
7. Влияние дисбаланса и окружного люфта направляющих колес на устойчивость и управляемость грузовых автомобилей [Текст] / М. А. Подригало, Д. М. Клец, А. И. Коробко, В. И. Гацько // Вісник Севастопольського НТУ : зб. наук. пр. – Севастополь : СНТУ, 2014. – Вип. 152. – С. 69–73. – (Серія “Машиноприладобудування та транспорт”).
8. Мазин, А. С. Влияние колебаний направляющих колес автомобиля в горизонтальной плоскости на затраты энергии двигателя [Текст] / А. С. Мазин // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Х. : НА НГУ, 2015. – Вип. 1 (15). – С. 21–25.

*Стаття надійшла до редакції 10.09.2015 р.*