

Транспортні процеси агропромислового комплексу  
Transport processes of agro-industrial complex

УДК 629.3.017

Оценка устойчивости и управляемости автомобилей  
при дисбалансе направляющих колес

М.А.Подригало, Д.М.Клец, А.И.Коробко, В.И.Гацько

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет  
(г. Харьков, Украина), ak82\_andrey@mail.ru

Проведено исследование влияния дисбаланса направляющих колес при наличии их окружного люфта на величину максимального угла рыскания автомобиля. Получены аналитические зависимости, связывающие указанные параметры.

**Ключевые слова:** дисбаланс, окружной люфт, угол рыскания, шина, колебание, устойчивость, управляемость, автомобиль, движение

**Постановка проблемы.** С увеличением скоростей движения все большее влияние на работу автомобилей оказывает дисбаланс и биение вращающихся масс, и в первую очередь, ступиц барабанов, ободов и шин. В настоящее время большинство отечественных автомобилей, особенно грузовых, эксплуатируются еще с несбалансированными колесами.

В настоящей статье проведено исследование влияния дисбаланса направляющих колес при наличии их окружного люфта на величину максимального угла рыскания автомобиля. Получены аналитические зависимости, связывающие указанные параметры.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Влияние дисбаланса направляющих колес на работу автомобиля и износ протектора шин исследовался в работах Колесникова К.С. [1], Кнороса В.И. [2], Носенкова Н.Г. [3], Юрченко А.Н. [4], Николаева В.А. [5] и др. авторов. Даже при движении автомобиля по шоссе с ровным покрытием направляющие колеса могут совершать вынужденные колебания от сил, возникающих при наличии дисбаланса колес. Эти колебания происходят как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях и являются вполне закономерными [1]. Дисбаланс может быть даже у хорошо отбалансированного колеса, если оно при монтаже плохо центрировано на ступице [1]. Исследованию влияния дисбаланса шин и колес на динамику автомобиля посвящены работы [2-6]. Определено, что дисбаланс направляющих колес, по сравнению с дисбалансом остальных колес, оказывает большее влияние на устойчивость и управляемость автомобиля.

По мере увеличения скоростей движения и усовершенствования покрытий дорог влияния дисбаланса и биения шин на работу автомобиля возрастало, но, к сожалению, в настоящее время большинство автомобилей в странах СНГ эксплуатируются еще с несбалансированными колесами [2].

Наличие неуравновешенности и биения колес затрудняет управление автомобилем, снижает срок службы шин, амортизаторов, рулевого управления, увеличивает расходы на техническое обслуживание, ухудшает безопасность движения [2]. Колесо считается уравновешенным, если ось его вращения одновременно является главной центральной осью инерции [7]. По данным, приведенным в работе [2] для серийных импортных шин производства 1960-1965 гг. средний дисбаланс  $\bar{S}_0$  их равен

$$\bar{S}_0 = 0,0000027G_{\text{ш}}r_0, \quad (1)$$

а допустимый дисбаланс

$$[S_0] = 0,0000043G_{\text{ш}}r_0, \quad (2)$$

где  $G_{\text{ш}}$  – вес шины, Н;  $r_0$  – свободный радиус шины, м.

Средний дисбаланс шин советского производства выпуска 1960-1965 гг. равен примерно

$$S_0 = 0,0000039G_{\text{ш}}r_0. \quad (3)$$

По данным завода имени Лихачева [8], допустимый дисбаланс ситуации в сборе с тормозным барабаном передней оси автомобиля ЗиЛ-130 установлен равным 0,01 кг м, допустимый дисбаланс колеса в сборе с шиной составляет 0,03 кг·м.

Представленным требования по допустимому дисбалансу колес грузовых автомобилей относятся к периоду полувековой давности и требует уточнения с учетом развития науки, конструкций автомобилей и улучшения состояния автомобильных дорог. Кроме того, при определении нормативных значений дисбаланса не учитываются конструктивные параметры, влияющие на устойчивость и управляемость автомобилей.

В работе [8] для движения автомобиля при малых колебательных отношениях направляющих колес от нейтрального положения определена угловая скорость колебательного движения оси автомобиля

$$\omega_z = \frac{V_0}{L} \frac{A_\alpha \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} [A_\alpha \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1]^2}} \quad (4)$$

где  $V_0$  – линейная скорость направляющего колеса;  $\Omega$ ,  $A_\alpha$  – круговая частота и амплитуда колебаний направляющих колес в плоскости дороги соответственно;  $t$  – время, с;  $L$  – продольная колесная база, м;  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  – углы увода середины передних и задних осей автомобиля;  $i_z$  – радиус инерции автомобиля относительно вертикальной оси

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2} a \cdot b + \frac{B^2}{12}} \quad (5)$$

$a$ ,  $b$  – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на плоскость проходящую через эти оси,

$$L = a + b;$$

$B$  – колея колес автомобиля.

Амплитуда  $A_\alpha$  колебаний направляющих колес автомобиля определяется их люфтом, а круговая частота  $\Omega$  – круговой частотой возмущающего момента (вынуждающего момента). Поэтому необходимо определить взаимосвязь между параметрами колебаний направляющих колес и параметрами колебаний продольной оси автомобиля.

#### Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является повышение устойчивости и управляемости грузового автомобиля путем рационального ограничения дисбаланса направляющих колес. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить параметры вынужденных колебаний направляющего колеса;
- определить углы рыскания автомобиля обусловленные дисбалансом и люфтом направляющих колес.

**Определение параметров возмущающих колебаний** На рис. 1 приведена динамическая модель направляющего колеса автомобиля при наличии дисбаланса (масса  $m_d$ , расположенная на радиусе  $r_m$ ) и его углового люфта с амплитудой  $A_\alpha$ .

Возмущающий момент, обусловленный наличием дисбаланса

$$S_0 = m_d \cdot r_m, \quad (6)$$

может быть определен как

$$M_{\text{возм}} = S_0 \cdot \omega_k^2 \cdot a_{\text{ш}} \cdot \sin\beta, \quad (7)$$

где  $\beta$  – угол отклонения радиуса расположения неуравновешенной массы  $m_d$  от оси  $Oz$  (рис. 1)

$$\beta = \omega_k \cdot t; \quad (8)$$

$\omega_k$  – угловая скорость направляющего колеса

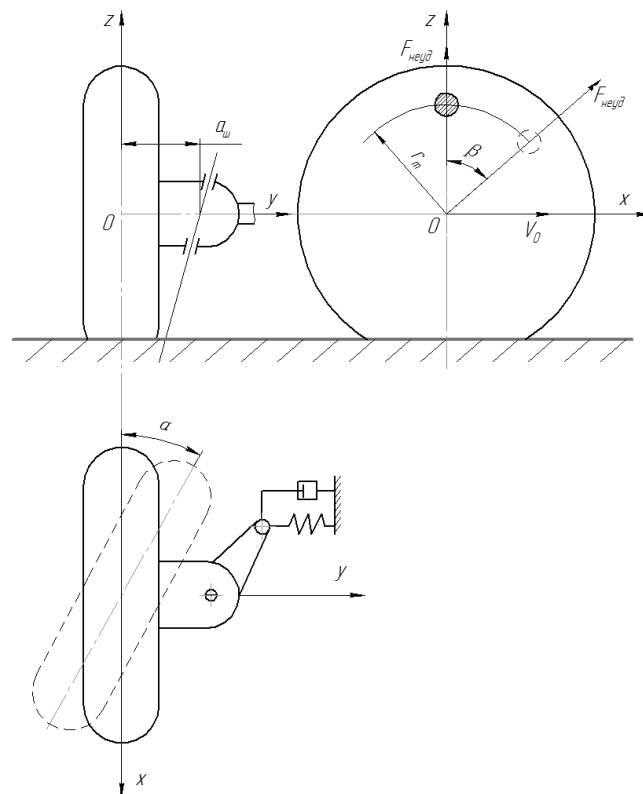


Рисунок 2.12 – Динамическая модель направляющего колеса автомобиля при наличии дисбаланса и окружного люфта

$$\omega_k = \frac{V_0}{r_k} \quad (9)$$

$r_k$  – кинематический радиус направляющего колеса;  $a_{\text{ш}}$  – расстояние от вертикальной оси симметрии колеса до оси шкворня.

При решении поставленной задачи примем допущение того, что отсутствует развал колес и опорная поверхность дороги идеально гладкая и на ней отсутствуют какие-либо неровности, приводящие к боковому наклону плоскости вращения направляющего колеса. Последнее, как известно, приводит к появлению гироскопического момента, также генерирующего вынужденные колебания направляющего колеса относительно оси шкворня.

Уравнение динамики колебаний направляющего колеса (рис. 1)

$$I_{kz} \cdot \ddot{\alpha} + c_{угл} \dot{\alpha} + \gamma \cdot \dot{\alpha} = M_{возм} \quad (10)$$

где  $\alpha$  – угловое перемещение направляющего колеса автомобиля  $\alpha_{max} = A\alpha$ ;  $I_{kz}$  – момент инерции направляющего колеса относительно оси шкворня;  $c_{угл}$  – угловая жесткость сопротивления угловому перемещению колеса; этот показатель может быть определен через стабилизирующий момент шины [10];  $\gamma$  – коэффициент вязкого трения в упругих элементах при угловых колебаниях направляющего колеса.

Разделив левую и правую части уравнения (10) на  $I_{kz}$ , получим с учетом (6)-(9)

$$\ddot{\alpha} + k^2 \alpha + 2n\dot{\alpha} = \frac{S_0 \cdot a_{ш} V_0^2}{I_{kz} \cdot r_k^2} \sin\left(\frac{V_0}{r_k} t\right) \quad (11)$$

где  $k$  – круговая частота собственных (свободных) колебаний направляющего колеса относительно оси шкворня

$$k = \sqrt{\frac{c_{угл}}{I_{kz}}} \quad (12)$$

$2n$  – относительный коэффициент (коэффициент демпфирования), характеризующий вязкое трение и затухание колебаний

$$2n = \frac{\gamma}{I_{kz}} \quad (13)$$

Из уравнения (11) видно, что круговой частотой возмущающих колебаний является угловая скорость  $\omega_k$  направляющего колеса.

Решение неоднородного дифференциального уравнения (11) второго порядка состоит из общего и частного решений. При достаточной длительности вынужденных колебаний общее решение можно принять равным нулю. Частное решение уравнения (11) имеем в виде

$$\alpha = \frac{S_0 \cdot a_{ш} \cdot V_0^2}{I_{kz} \cdot r_k^2 \left[ \left( k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right) + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2} \right]} \times \quad (14)$$

$$\times \left[ \left( k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right) \sin\left(\frac{V_0}{r_k} t\right) - 2n \frac{V_0}{r_k} \cos\left(\frac{V_0}{r_k} t\right) \right]$$

Или

$$\alpha = \frac{S_0 \cdot a_{ш} V_0^2}{I_{kz} r_k^2 \sqrt{\left( k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right) + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}}} \sin\left(\frac{V_0}{r_k} t - \Delta\right) \quad (15)$$

где  $\Delta$  – угол сдвига по фазе между колебаниями направляющего колеса и возмущающего момента

$$\Delta = \arctg\left(\frac{2n \frac{V_0}{r_k}}{k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2}}\right) \quad (16)$$

**Определение углов рыскания автомобиля.** Из уравнения (15) определим амплитуду колебаний направляющих колес автомобиля

$$A_\alpha = \frac{S_0 \cdot a_{ш} V_0^2}{I_{kz} r_k^2 \sqrt{\left( k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right) + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}}} \quad (17)$$

После подстановки (17) и (9) (учитывая, что  $\Omega = \omega_k$ ) в уравнение (4), с учетом (15), получим

$$\omega_z = \frac{V_0}{L} \frac{\varepsilon_1 \cdot \sin\left(\frac{V_0}{r_k} t - \Delta\right) + \delta_2 - \delta_1}{\sqrt{1 + \frac{i_z^2}{L^2} \left[ \varepsilon_1 \cdot \sin\left(\frac{V_0}{r_k} t - \Delta\right) + \delta_2 - \delta_1 \right]^2}} \quad (18)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{S_0 \cdot a_{ш} V_0^2}{I_{kz} r_k^2 \sqrt{\left( k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right) + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}}}$$

Максимальное значение угловой скорости  $\omega_k$  реализуется при  $\sin\left(\frac{V_0}{r_k} t - \Delta\right) = 1$  и равно

$$\omega_{zmax} = \frac{V_0/L}{\sqrt{\frac{i_z^2}{L^2} [\varepsilon_1 + \delta_2 - \delta_1]^2}} \quad (19)$$

Курсовой угол  $\psi_z$  автомобиля при колебаниях направляющих колес, учитывая, что

$$\omega_z = \frac{d\psi_z}{dt} \quad (20)$$

определим путем интегрирования уравнения (18), допуская, что  $\delta_2 - \delta_1 = 0$ . В результате получим

$$\psi_z = \frac{r_k}{i_z} \left[ \arcsin \frac{1}{\sqrt{\theta}} - \arcsin \left( \cos \left( t \frac{V_0}{r_k} - \Delta \right) \frac{1}{\sqrt{\theta}} \right) \right] \quad (21)$$

$$\text{де } \theta = \sqrt{1 + \frac{L^2 I_{kz}^2 r_k^2 \left[ \left( k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2} \right]}{i_z^2 S_0^2 \cdot a_{ш}^2 V_0^4}}$$

Максимальное значение  $\psi_{zmax}$  курсового угла, являющегося углом рыскания автомобиля при наличии дисбаланса и люфта направляющего колеса реализуется при

$$\cos\left(\frac{V_0}{r_k} t - \Delta\right) = -1 \quad (22)$$

и определяется следующей зависимостью:

$$\psi_{zmax} = \frac{2r_k}{i_z} \operatorname{arccosec} \sqrt{1 + \frac{L^2 I_{kz}^2 r_k^2 \varepsilon_1}{i_z^2 S_0^2 \cdot a_{ш}^2 V_0^4}} \quad (23)$$

$$\varepsilon_1 = \left( k^2 - \frac{V_0^2}{r_k^2} \right)^2 + 4n^2 \frac{V_0^2}{r_k^2}$$

Если нормировать величину максимального отклонения курсового угла  $\psi_{zmax}$  (угла рыскания), то из уравнения (23), принимая  $\psi_{zmax} = [\psi_z]$ , можно определить допустимый

суммарный дисбаланс  $[S_{0\Sigma}]$  направляющих колес. Указанный дисбаланс  $[S_{0\Sigma}]$  соответствует наиболее неблагоприятному относительному расположению неуравновешенных масс на левом и правом колесах

$$[S_{0\Sigma}] = \frac{LI_{kz}r_k}{i_z a^2_{ш} V_0^2} \sqrt{\epsilon_1} tg \left( \frac{i_z}{2r_k} [\psi_z] \right) \quad (24)$$

Максимально-допустимый дисбаланс на одном направляющем колесе

$$[S_0] = 0,5[S_{0\Sigma}] = \frac{LI_{kz}r_k}{2i_z a^2_{ш} V_0^2} \sqrt{\epsilon_1} tg \left( \frac{i_z}{2r_k} [\psi_z] \right) \quad (25)$$

На примере автомобиля УРАЛ-4320 определим зависимость  $[S_0]$  от максимально-допустимого угла рыскания  $\psi_z$ . В таблице 1 приведены геометрические параметры автомобиля Урал-4320 в снаряженном и полностью груженом состоянии [11].

**Таблица 1** – Геометрические параметры и параметры массы автомобиля УРАЛ-4320 [11]

	Состояние автомобиля	Снаряженный	Полностью груженный
Параметры автомобиля	$m$ , кг	8100	13025
	$a$ , м	2,390	2,97
	$b$ , м	1,835	1,255
	$L$ , м	4,225	4,225
	$B$ , м	2,0	2,0
	$i_z$ , м	1,598	-

Там же приведены значения радиуса инерции  $i_z$  рассчитанные по формуле (5).

В таблице 3 приведены результаты расчета  $[S_0]$  в зависимости от  $[\psi_z]$  для снаряженного и полностью груженого автомобиля Урал-4320 при  $V_{0max} = 23,61$  м/с (85 км/час) рассчитанные по формуле (25).

**Таблица 2** – Параметры переднего направляющего колеса автомобиля УРАЛ-4320

Параметр	Значение параметра
$m$ , кг	165
$a_{ш}$ , м	0,155
$I_{kz}$ , кг·м <sup>2</sup>	3,964
$r_k$ , м	0,555
$C_{угл}$ , $\frac{Н \cdot м}{рад}$	8045
$k$ , с <sup>-1</sup>	45,05

Там же приведены значения радиуса инерции  $i_z$  рассчитанные по формуле (5).

В таблице 3 приведены результаты расчета  $[S_0]$  в зависимости от  $[\psi_z]$  для снаряженного и полностью груженого автомобиля Урал-4320 при  $V_{0max} = 23,61$  м/с (85 км/час) рассчитанные по формуле (25).

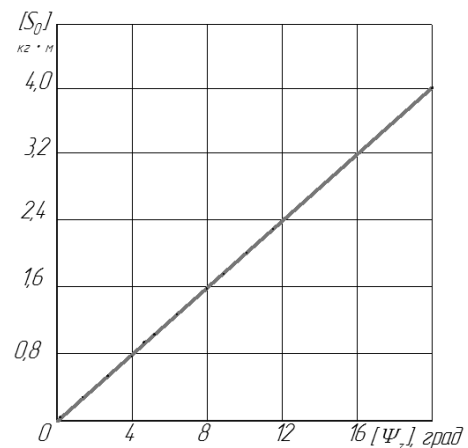
**Таблица 3** – Максимально-допустимый дисбаланс направляющих колес автомобиля УРАЛ-4320

$[\psi_z]$ , град	Снаряженный	Полностью груженный
	$[S_0]$ , кг м	
1	0,185	0,186
2	0,372	0,372
3	0,559	0,559
4	0,746	0,746
5	0,939	0,934
6	1,124	1,123
7	1,315	1,313
8	1,507	1,505
9	1,702	1,698
10	1,898	1,893
20	4,066	4,012

Анализ результатов расчета, приведенных в таблице 3 показывает, что загрузка автомобиля УРАЛ-4320 незначительно влияет на величину максимально-допустимого дисбаланса  $[S_0]$  направляющих колес (значения практически одинаковые).

На рис. 2 приведен график зависимости максимально-допустимого дисбаланса  $[S_0]$  направляющего колеса от максимально-допустимого угла рыскания автомобиля УРАЛ-4320.

При расчете допустимого дисбаланса колеса автомобиля Урал-4320 по формуле (2) его значения в зависимости от степени загрузки машины находятся в пределах 0,041-0,045 кг м. если взять для сравнения колесо автомобиля ЗиЛ-130, то для него  $[S_0] = 0,030$  кг·м. этим величинам  $[S_0]$  соответствуют значения  $\psi_{zmax}$ , не превышающие 2-3° (см. табл. 3).



**Рисунок 2** – Зависимость максимально-допустимого дисбаланса  $[S_0]$  направляющего колеса автомобиля Урал-4320 от максимально-допустимого угла рыскания  $[\psi_z]$ .

### Выводы

1. Результаты проведенного исследования позволили определить взаимосвязь между максимальным углом рыскания автомобиля, вызванного дисбалансом и угловым люфтом направляющих колес грузового автомобиля, и максимально-допустимым значением указанного дисбаланса.

2. При существующих нормативных значениях дисбаланса направляющих колес грузовых автомобилей, находящихся в пределах 0,030 – 0,045 кг·м, величина максимального угла рыскания машины не превышает 2-3°.

### Литература

1. Колесников К.С. Автоколебания управляемых колес автомобиля / К.С.Колесников – М.: Машгиз, 1955. – 238 с. \_111

2. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И.Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 238 с.

3. Носенков, Н.Г. Балансировка управляемых колес / Н.Г.Носенков, М.Головичер, Е.Моисеевич и др // Автомобильный транспорт. – 1965. – № 10. – С. 41-42.

4. Юрченко, А.Н. Автомобильные шины. Требования и эксплуатация. Износ / А.Н.Юрченко. – Х.: С.А.М., 2003. – 115 с.

5. Николаев, В.А. Исследование влияния дисбаланса колес легковых автомобилей на износ шин / В.А.Николаев, В.С.Яресько // Труды МАДИ. – 1972. – Вып. 146. – С. 15-20.

6. Влияние дисбаланса шин и колес на работу автомобиля. Труды НАМИ. Вып. 146. – М.: НАМИ, 1974. – 85 с.

7. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах / М.И.Бать, Г.Ю.Джанемедзе, А.С.Керзон. – М.: Наука, 1968. – Том 2. – 624 с.

8. Гацько В.И. Оценка управляемости грузового автомобиля при малых колебательных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / В.И.Гацько, М.А.Подригало, Д.М.Клец // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Технічні науки. – Харків, 2012. – Вип. 124, Т. 2. – С. 95–103. \_6

9. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.И.Кирчатый, А.А.Бобошко]; под ред. М.А. Подригало – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.34

10. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С.Литвинов – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с. \_19

11. Гацько В.И. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобиля при установившемся движении / В.И. Гацько, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42–48. \_8

### Анотація

## Оцінка стійкості і керованості автомобілів при дисбалансі напрямних коліс

М.А.Подригало, Д.М.Клец, А.І.Коробко, В.І.Гацько

*Проведено дослідження впливу дисбалансу напрямних коліс при наявності їх окружного люфту на величину максимального кута рыскання автомобіля. Отримано аналітичні залежності, що зв'язують вказані параметри.*

**Ключові слова:** дисбаланс, окружний люфт, кут рыскання, шина, коливання, стійкість, керованість, автомобіль, рух

### Abstract

## The rating of stability and drivability at disbalance guide wheels

M.A.Podrigalo, D.M.Kletz, A.I.Korobko, V.I.Gats'ko

*Conducted a study of the influence of the imbalance in the presence of the guide wheels of their circumferential backlash by the maximum yaw angle of the vehicle. Obtained the analytical dependences linking these parameters.*

**Keywords:** imbalances, the district play, yaw angle, tire swings, stability, controllability, car, traffic

Представлено: А.Т.Лебедев / Presented by: A.T.Lebedev

Рецензент: Р.В.Антощенко / Reviewer: R.V.Antoshhenkov

Подано до редакції / Received: 22.09.2014