РАЗДЕЛ 2. АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 629.017

Абдулгазис У. А., Абдулгазис А. У.,
Подригало М. А., Клец Д. М., Назарько О. А.

ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ НЕПОДВИЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА ПРОТИВ БОКОВОГО СКОЛЬЖЕНИЯ

У статті отримані залежності бічного коефіцієнта зчеплення автомобільного колеса від коефіцієнта тертя в контакті з дорогою, жорсткісних і навантажувальних характеристик шини, що дозволяють проводити оцінку його стійкості проти бічного ковзання, а також визначене корисне вертикальне навантаження на колесо, що створює опір бічному зсуву.

Ключові слова: *автомобіль, колесо, стійкість, ковзання.*

В статье получены зависимости бокового коэффициента сцепления автомобильного колеса от коэффициента трения в контакте с дорогой, жесткостных и нагрузочных характеристик шины, позволяющие производить оценку его устойчивости против бокового скольжения, а также определена полезная вертикальная нагрузка на колесо, создающая сопротивление боковому смещению.

Ключевые слова: *автомобиль, колесо, устойчивость, скольжение.*

In the article dependences of lateral coefficient of rolling friction wheel are got on the coefficient of friction in touch with a road and loadings descriptions tires, allowing to produce the estimation of its stability against a side-slip, and also an actual vertical load on a wheel, creating resistance a sidelay, is certain.

Key words: *automobile, wheel, stability, drift.*

Постановка проблемы. Устойчивость автомобиля против бокового скольжения (боковая устойчивость) является важным свойством, обеспечивающим безопасность движения.

При оценке устойчивости автомобиля против бокового скольжения необходимо определять предельные боковые реакции на колесах. Для указанной оценки традиционно использовались круговые поляры трения или круги Камма. При использовании антиблокировочных систем (ABS) и противобуксовочных систем введены понятия продольного φ_x и бокового φ_y коэффициентов сцепления колеса с дорогой, позволяющие определить максимальные касательную и боковую реакции дороги на колесе, реализуемые без блокирования (буксования) и бокового скольжения колеса. При анализе значений φ_x и φ_y использовались результаты экспериментальных исследований.

В настоящей статье для наиболее простого случая – неподвижного автомобильного колеса – определена зависимость бокового коэффициента сцепления φ_y от коэффициента трения в пятне контакта, радиальной жесткости колеса и вертикальной нагрузки на него.

Анализ литературы. В большинстве работ, посвященных взаимодействию колес автомобиля с дорогой, традиционно используется так называемый круг Камма (рис. 1) [1].

Суммарная реакция в плоскости равна радиусу круга и может быть определена из соотношения:

$$R = \varphi \cdot R_z = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \qquad (1)$$

где R – суммарная реакция на колесе в плоскости дороги;
R_x, R_y – касательная и боковая реакции дороги на колесо;
φ – коэффициент сцепления колеса с дорогой;
R_z – вертикальная реакция на колесо.

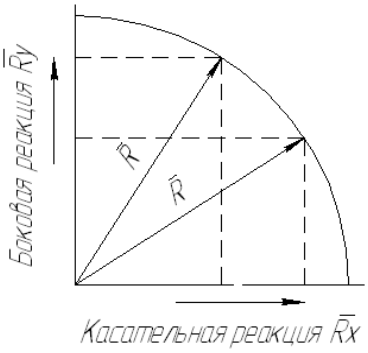


Рис. 1. Круг Камма.

Круг Камма широко использовался в работах Е. А. Чудакова [2–4], Я. М. Певзнера [5], Б. Б. Генбома [6] и др. авторов при исследовании устойчивости и управляемости колесных экипажей в тяговом и тормозном режимах. В работе [7] рассмотрена функция (диаграмма) нагружения для колеса с упругой шиной при наличии ортотропии свойств опоры (вместо круга Камма – эллипс).

Для описания характеристик традиционного контакта колеса с дорогой используется так называемая φ–S-диаграмма [8; 9] (рис. 2).

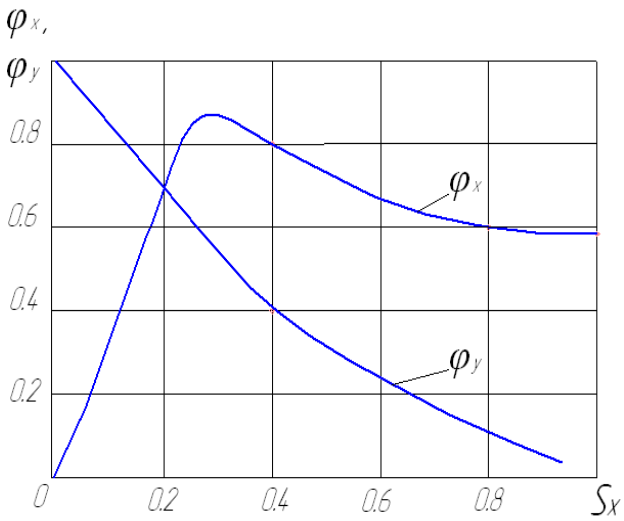


Рис. 2. Частичная зависимость коэффициента сцепления от коэффициента относительного проскальзывания колеса: φ_x – продольный (касательный) коэффициент сцепления; φ_y – боковой коэффициент сцепления.

На рис. 2 относительное проскальзывание S_x определяется из следующей зависимости:

$$S_x = 1 - \omega_к r_d / V_о, \qquad (2)$$

где $V_о$ – линейная скорость оси колеса;
$\omega_к$ – угловая скорость колеса;
r_d – динамический радиус колеса.

Относительное проскальзывание колеса определяется в тормозном режиме, а в тяговом режиме используется относительное буксование:

$$S_x = 1 - V_о / \omega_к r_d. \qquad (3)$$

Кривые, представленные на рис. 2, и аналогичные им получены в результате экспериментального исследования [9]. Аналитического решения в настоящее время нет.

В работе [10] нами предложена феноменологическая модель фрикционного контакта шины с дорогой. Схема статического нагружения неподвижного автомобильного колеса представлена на рис. 3.

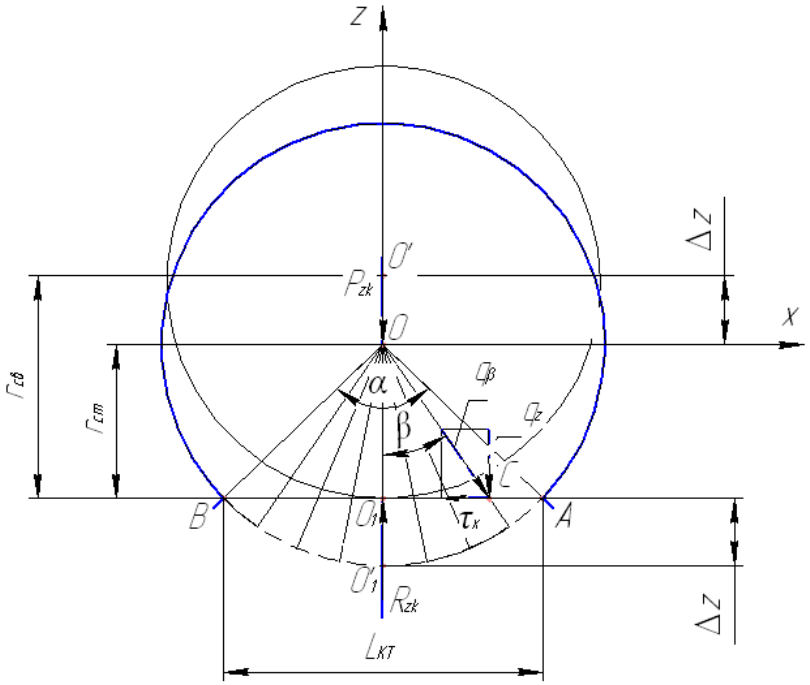


Рис. 3. Схема статического нагружения неподвижного автомобильного колеса в продольной плоскости.

В процессе деформации шины происходит сжатие ее периферической части, которая при моделировании была представлена в виде упругой ленты, нагруженной с одной стороны силами упругости шины, а с другой – распределенной нагрузкой от опорной поверхности.

При данном моделировании со стороны дороги на ленту действует распределенная нормальная погонная нагрузка q_z и распределенная сила трения τ_x.

В каждой точке (например, в точке C – см. рис. 3) между указанными параметрами существует связь:

$$\tau_x = \mu q_z, \qquad (4)$$

где μ – коэффициент трения между шиной и опорной поверхностью.

Определены [10] вертикальная q_z и горизонтальная q_x составляющие погонной силы упругости q_β (см. рис. 3):

$$q_z = C_Z \cdot \left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\dfrac{\cos\beta}{\cos\dfrac{\alpha}{2}} - 1}{\alpha - \cos\dfrac{\alpha}{2} \ln\left(\dfrac{1 + \sin\dfrac{\alpha}{2}}{1 - \sin\dfrac{\alpha}{2}}\right)}; \qquad (5)$$

$$q_x = C_Z \cdot \left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\operatorname{tg}\beta\left(\dfrac{\cos\beta}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}-1\right)}{\alpha-\cos\dfrac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{1+\sin\dfrac{\alpha}{2}}{1-\sin\dfrac{\alpha}{2}}\right|}, \qquad (6)$$

где C_z – радиальная жесткость шины;
α – центральный угол окружности радиусом $r_{св}$, соответствующий теоретической длине пятна контакта $L_{кт}$ (см. рис. 3);
$r_{св}$ – свободный радиус колеса;
β – угловая координата точки C (текущая координата).

В пятне контакта колеса с дорогой выделена [10] зона с граничной угловой координатой, в которой отсутствует упругое скольжение элементов шины:

$$\beta \le \pm\operatorname{arctg}\mu = \frac{\alpha_0}{2}. \qquad (7)$$

На рис. 4. изображена данная зона с граничной угловой координатой.

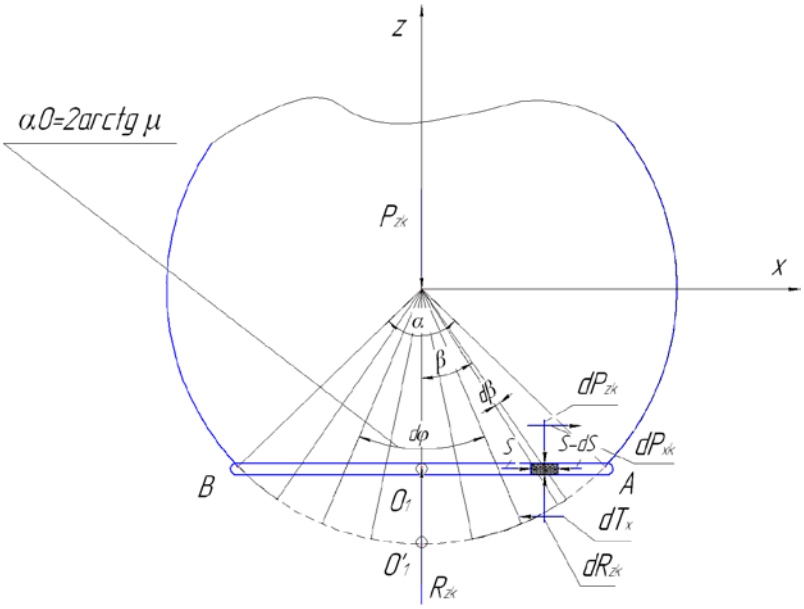


Рис. 4. Схема нагружения элемента шины в пятне контакта.

В указанном исследовании [10] однако не определена способность неподвижного автомобильного колеса противостоять боковому смещению при статическом нагружении.

Целью статьи является оценка устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения. Для достижения указанной цели необходимо определить предельную боковую реакцию дороги на колесе по условию отсутствия бокового скольжения; определить полезную вертикальную нагрузку на колесо, создающую сопротивление боковому смещению колеса.

Изложение основного материала.

Определение предельной боковой реакции дороги на колесо по условию устойчивости. Сопротивление боковому смещению колеса создается в пятне контакта на участке, ограниченном координатами, определяемыми из условия (7). Боковая погонная нагрузка, которую может выдержать неподвижное автомобильное колесо без бокового смещения, определяется как

$$q_y = \sqrt{\mu^2 q_z^2 - q_x^2}. \qquad (8)$$

Подставляя выражение (5) и (6) в (8), получим:

$$q_y = C_z \cdot \left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \frac{\dfrac{\cos\beta}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}-1}{\alpha-\cos\dfrac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{1+\sin\dfrac{\alpha}{2}}{1-\sin\dfrac{\alpha}{2}}\right|} \cdot \sqrt{\mu^2-\operatorname{tg}^2\beta}. \qquad (9)$$

Предельная боковая реакция $R_{y\max}$ по условию отсутствия бокового смещения колеса может быть определена как

$$R_{y\max} = \int_{-\operatorname{arctg}\mu}^{+\operatorname{arctg}\mu} q_y \cdot r \cdot d\beta = r_{св} \int_{-\operatorname{arctg}\mu}^{+\operatorname{arctg}\mu} q_y \frac{\cos\dfrac{\alpha}{2}}{\cos\beta} d\beta, \qquad (10)$$

где r – текущее значение радиуса колеса в пятне контакта:

$$r = r_{св} \frac{\cos\dfrac{\alpha}{2}}{\cos\beta}. \qquad (11)$$

Подставляя выражение (11) в (10), получим следующее:

$$R_{y\max} = C_z r_{св}\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)\frac{\int\limits_{-\mathrm{arctg}\mu}^{+\mathrm{arctg}\mu}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right)\sqrt{\mu^2-\mathrm{tg}^2\beta}\,d\beta}{\alpha-\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right|}. \qquad (12)$$

Если выполняется условие: $\frac{\alpha}{2} \le \mathrm{arctg}\mu$, (13) то в пятне контакта отсутствуют зоны упругого скольжения. В этом случае сопротивление боковому смещению колеса создается по всей длине пятна контакта и интегрирование необходимо проводить в пределах $\left[-\frac{\alpha}{2};+\frac{\alpha}{2}\right]$. Тогда:

$$R_{y\max} = C_z r_{св}\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)\cdot\frac{\int\limits_{-\alpha/2}^{+\alpha/2}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right)\sqrt{\mu^2-\mathrm{tg}^2\beta}\,d\beta}{\alpha-\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right|}. \qquad (14)$$

Для оценки устойчивости автомобильного колеса боковому смещению целесообразно использовать боковой коэффициент сцепления, который представлен в выражении:

$$\varphi_y = \frac{R_{y\max}}{R_{zk}} = \frac{R_{y\max}}{C_z r_{св}\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right)} = \begin{cases} \dfrac{\int\limits_{-\alpha/2}^{+\alpha/2}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right)\sqrt{\mu^2-\mathrm{tg}^2\beta}\,d\beta}{\alpha-\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right|} & \text{– при } \frac{\alpha}{2} \le \mathrm{arctg}\mu; \quad (15) \\ \dfrac{\int\limits_{-\mathrm{arctg}\mu}^{+\mathrm{arctg}\mu}\left(1-\frac{\cos\frac{\alpha}{2}}{\cos\beta}\right)\sqrt{\mu^2-\mathrm{tg}^2\beta}\,d\beta}{\alpha-\cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\frac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right|} & \text{– при } \frac{\alpha}{2} > \mathrm{arctg}\mu, \quad (16) \end{cases}$$

где R_{zk} – вертикальная реакция на колесе, определяемая, через радиальную жесткость шины и радиальную деформацию,

$$R_{zk} = C_z r_{св}\left(1-\cos\frac{\alpha}{2}\right). \qquad (17)$$

Взятие интегралов в уравнениях (15) и (16) аналитическим путем сложно. В табл. 1 приведены результаты компьютерного расчета величины φ_y.

Таблица 1.

Значения φ_y.

μ / **α, град**	**0,2**	**0,3**	**0,4**	**0,5**	**0,6**	**0,7**	**0,8**
10	0,98	0,991	0,995	0,997	0,998	0,998	0,999
20	0,914	0,964	0,98	0,988	0,991	0,994	0,995
30	0,762	0,913	0,954	0,971	0,98	0,985	0,989
40	0,611	0,814	0,911	0,946	0,963	0,973	0,98
50	0,501	0,698	0,836	0,908	0,939	0,956	0,967

60	0,421	0,6	0,743	0,845	0,903	0,932	0,949

В табл. 2 приведены значения отношения φ_y/μ, характеризующие степень использования коэффициента трения μ шины с опорной поверхностью.

Таблица 2.

Значения φ_y/μ.

α, град \ μ	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
10	0,196	0,2973	0,398	0,4985	0,5988	0,6986	0,7992
20	0,1828	0,2892	0,392	0,494	0,5946	0,6958	0,796
30	0,1524	0,2739	0,3816	0,4855	0,588	0,6895	0,7912
40	0,1222	0,2442	0,3644	0,473	0,5778	0,6811	0,784
50	0,1002	0,2094	0,3344	0,454	0,5634	0,6692	0,7736
60	0,0842	0,18	0,2972	0,4225	0,5418	0,6524	0,7592

На рис. 5 и рис. 6 приведены графики, иллюстрирующие зависимости $\varphi_y(\alpha)$ и $\varphi_y/\mu(\alpha)$ при различных значениях μ.

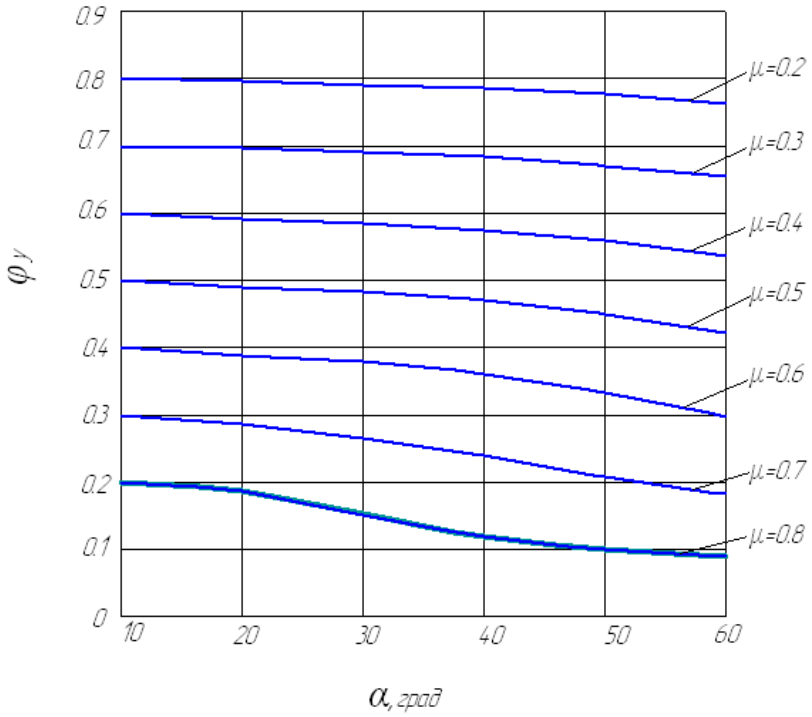


Рис. 5. Зависимость φ_y *(α)* при различных значениях μ.

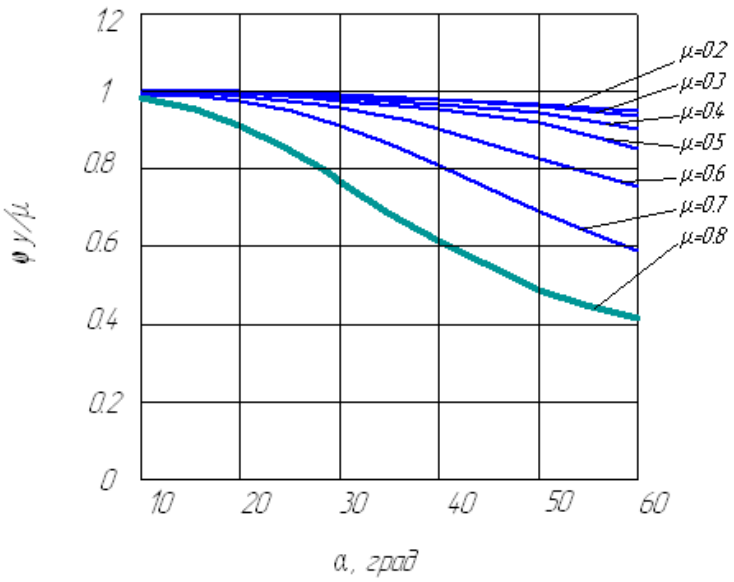


Рис. 6. Зависимость. $\varphi_y/\mu(a)$ при различных значениях μ.

Определение φ_y проведено с использованием теории подобия (теории обобщенного переменного) и поэтому полученные результаты могут быть использованы для любых шин и любых нагрузок на них. Обобщенными переменными в данном случае являются боковой коэффициент сцеплении φ_y. и секторный угол α. Последний определяется из уравнения (17) при $P_{zk} = R_{zk}$:

$$\alpha = 2\arccos\left(1 - \frac{P_{zk}}{C_z r_{св}}\right), \qquad (18)$$

где P_{zk} – вертикальная нагрузка на колесо.

Анализ результатов, приведенных в табл. 1 и отраженных на рис. 5, показывает, что с увеличением угла α происходит уменьшение φ_y. Это означает (см. выражение (18)), что с увеличением нагрузки на колесо необходимо увеличивать C_x за счет повышения внутреннего давления в шине. Снижение φ_y тем значительнее, чем меньше μ.

Такие же тенденции имеет и степень полезного использования φ_y/μ коэффициента трения μ (см. табл. 2 и рис. 6).

Определение полезной вертикальной нагрузки на колесо. Под полезной вертикальной нагрузкой на колесо мы понимаем ту часть указанной нагрузки, которая создает сопротивление боковому смещению колеса. Полезная вертикальная нагрузка на колесо распределяется на части длины пятна контакта, ограниченной координатами $\left[-\frac{\alpha_0}{2};+\frac{\alpha_0}{2}\right]$ или $[-\mathrm{arctg}\mu;+\mathrm{arctg}\mu]$.

$$R_{zo} = \begin{cases} R_{zk} \quad - \text{при } \frac{\alpha}{2} \le \mathrm{arctg}\mu; & (19) \\ \int\limits_{-\mathrm{arctg}\mu}^{+\mathrm{arctg}\mu} q_z \cdot r d\beta - при \frac{\alpha}{2} > \mathrm{arctg}\mu. & (20) \end{cases}$$

Подставляя выражение (5) и (11) в уравнение (20), получим после интегрирования:

$$R_{zo} = \begin{cases} R_{zk} - \text{при } \frac{\alpha}{2} \le \mathrm{arctg}\mu; & (21) \\ C_z r_{св}\left(1 - \cos\frac{\alpha}{2}\right)\dfrac{2\mathrm{arctg}\mu - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{\sqrt{1+\mu^2}+\mu}{\sqrt{1+\mu^2}-\mu}\right|}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right|} - \text{при } \frac{\alpha}{2} > \mathrm{arctg}\mu. & (22) \end{cases}$$

Введем коэффициент использования вертикальной нагрузки на колесо (с учетом (17)):

$$K_{rz} = \frac{R_{zo}}{R_{zk}} = \begin{cases} 1 - \text{при } \frac{\alpha}{2} \le \mathrm{arctg}\mu; & (23) \\ \dfrac{2\mathrm{arctg}\mu - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{\sqrt{1+\mu^2}+\mu}{\sqrt{1+\mu^2}-\mu}\right|}{\alpha - \cos\frac{\alpha}{2}\ln\left|\dfrac{1+\sin\frac{\alpha}{2}}{1-\sin\frac{\alpha}{2}}\right|} - \text{при } \frac{\alpha}{2} > \mathrm{arctg}\mu. & (24) \end{cases}$$

В табл. 3 приведены результаты расчета показателя K_{rz}, которые могут быть использованы для любых шин и любых вертикальных нагрузок.

Таблица 3.

Коэффициент использования вертикальной нагрузки на колесо K_{rz}.

α, град \ μ	0	0,2	0,4	0,6	0,8
10	0	1	1	1	1
20	0	1	1	1	1
30	0	0,943	1	1	1
40	0	0,768	1	1	1
50	0	0,636	0,983	1	1
60	0	0,537	0,900	1	1

Анализ результатов, приведенных в табл. 3, показывает, что с увеличением угла α происходит уменьшение коэффициента использования вертикальной нагрузки на колесо, а с увеличением μ, наоборот, происходит увеличение указанного показателя. При выполнении условия (13) происходит реализация K_{rz} = 1, к чему необходимо стремиться, осуществляя регулирование давления воздуха в шине в соответствие с вертикальной нагрузкой на колесо (рис. 7).

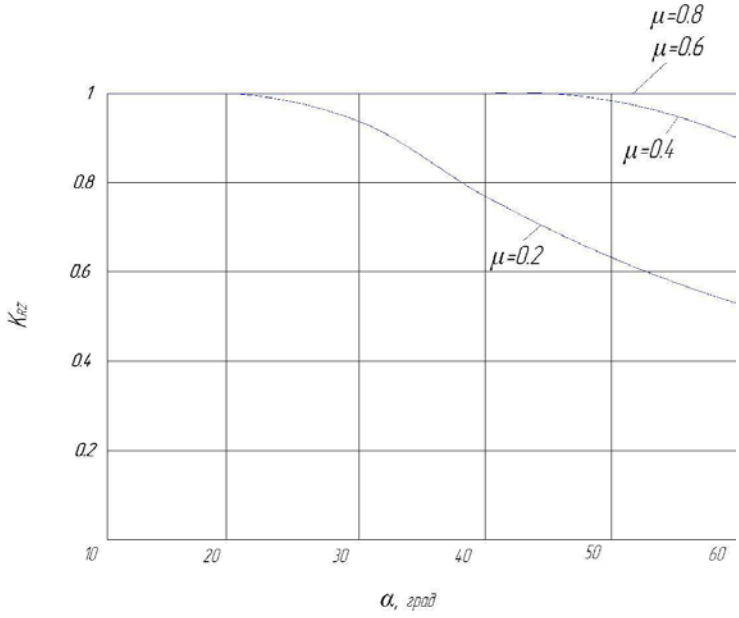


Рис. 7. Зависимость K_{rz} при различных значениях μ.

Выводы.

1. Полученные с помощью теории подобия зависимости бокового коэффициента сцепления φ_y колеса от коэффициента трения в контакте его с дорогой, нагрузочных и жесткостных характеристик шины позволяют осуществлять оценку устойчивости неподвижного автомобильного колеса против бокового скольжения. Указанные результаты могут быть использованы для любых шин и нагрузок.

2. Устойчивость колеса против бокового скольжения повышается, если при увеличении вертикальной нагрузки производить увеличение радиальной жесткости шины C_z путем повышения в ней внутреннего давления воздуха. С уменьшением μ необходимо увеличивать C_z за счет повышения внутреннего давления воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kamm W. Kraftwagen und Stkabe in ihrer Wechsel wirpung (Motor vehicle and Road in their Internation) / W. Kamm. – Berlin :VDI – Verlag, Motor Vehicle Conference, 1934.
2. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля против заноса / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1949. – 143 с.
3. Чудаков Е. А. Устойчивость автомобиля при заносе / Е. А. Чудаков. – М. ; Л. : Изд-во АН СССР, 1945. – 144 с.
4. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1952. – 183 с.
5. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля / Я. М. Певзнер. – М. : Машгиз, 1947. – 156 с.
6. Вопросы динамики торможения и теория рабочих процессов тормозных систем автомобилей / [Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Демьянюк и др.]. – Львов : Вища школа, 1974. – 234 с.
7. Бережной И. А. О применении функции нагружения в некоторых задачах движения экипажа / И. А. Бережной // Механика твердого тела. Инженерный журнал. – 1967. – № 5. – С. 47–49.
8. Гуревич Л. В. Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М. : Транспорт, 1978. – 151 с.
9. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М. А. Петров. – Омск : Западносибирское книжное изд-во, 1973. – 224 с.
10. Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля / У. А. Абдулгазис, А. У. Абдулгазис, Д. М. Клец, М. А. Подригало ; [под ред. У. А. Абдулгазиса]. – Симферополь : ДИАЙПИ, 2010. – 208 с.

УДК 629.017

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

ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ ТРЕХОСНОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ УРАЛ-4320 ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

Виявлено появу негативної кутової швидкості й кутового прискорення в площині дороги, які спричиняють прояв недостатньої повертаємості й низької поворотності. Визначено вплив повертаємості на курсову стійкість тривісних вантажних автомобілів.

Ключові слова: *кутова швидкість, кутове прискорення, обертальність, тривісний вантажний автомобіль.*

Обнаружено появление отрицательной угловой скорости и углового ускорения в плоскости дороги, которые обуславливают проявление недостаточной поворачиваемости и низкой поворотливости. Определено влияние поворачиваемости на курсовую устойчивость трехосных грузовых автомобилей.

Ключевые слова: *угловая скорость, угловое ускорение, поворачиваемость, трехосный грузовой автомобиль.*

Negative angular speed and angular acceleration appearance is detected, that determine insufficient vehicle turning ability. Turning influence on course stability of six-wheel motor vehicle is determined.

Key words: *angular velocity, acceleration, steer, three-axle truck.*

Постановка проблемы. При прямолинейном движении управляемость является составной частью более сложного свойства – курсовой устойчивости автомобиля, поскольку движения автомобиля всегда является криволинейным, с постоянно изменяющейся кривизной траектории. Автомобиль постоянно находится под воздействием различного рода возмущений, приводящих к отклонению его траектории от прямолинейной. Поэтому водитель вынужден постоянно корректировать траекторию движения, поворачивая рулевое колесо. В настоящей статье рассмотрена структура сложного свойства – курсовой устойчивости автомобиля, включающего в себя управляемость. Показано влияние поворачиваемости на курсовую устойчивость автомобиля. Трехосные грузовые автомобили получили распространение в народном хозяйстве и военных целях. Третий мост у этих автомобилей позволяет повысить проходимость, увеличить грузоподъемность, снизить давление на шины и почву. С другой стороны, наличие третьего моста снижает КПД трансмиссии, увеличивает расход топлива.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследование Я. Е. Фаробина [1] показало, что траектория движения автомобиля всегда является криволинейной с непрерывно изменяющейся по времени кривизной. Воздействие водителя на органы управления поворотом происходит почти непрерывно и изменение углов поворота управляемых колес во времени имеет колебательный характер.

В работе [2] проведен анализ влияния начальной скорости поворота управляемых колес на устойчивость автомобиля против заноса. Получены зависимости для определения максимально допустимой скорости поворота управляемых колес, а также максимально допустимые скорости и ускорения машины. Получены криволинейные выражения для оценки устойчивости против заноса полноприводных и заднеприводных автомобилей. Однако в указанной работе [2] не проведена оценка управляемости машины при колебательном изменении углов поворота управляемых колес.

В работе Я. Х. Закина [3] определена структура свойств маневренности, как сложного эксплуатационного свойства автомобиля. Управляемость, как одно из свойств маневренности, также является сложным свойством, включающим в себя более простые свойства – устойчивость, степень поворачиваемости и легкость управления. При оценке маневренности автомобиля, устойчивость является составным свойством управляемости, поскольку речь идет о траекторной устойчивости машины, без сохранения которой автомобиль будет неуправляемым.

Определению понятия управляемости автомобиля посвящено значительное количество исследований [3–8]. Каждый из авторов дал свое определение управляемости, подробно характеризующее указанное эксплуатационное свойство.

Наиболее четкое определение, на наш взгляд, было дано Я. Х. Закиным [3]. В его трактовке управляемость – это свойство подвижного состава двигаться по траекториям различной кривизны в результате действия водителя на органы управления – рулевое колесо и через рулевой привод на управляемые колеса. Управляемость проявляется независимо от компоновки, габаритных размеров подвижного состава и геометрических параметров (ширины проездов, радиусов закруглений, углов пересечения дорог и т. д.)

На наш взгляд, управляемость – это способность объекта (автомобиля) адекватно реагировать на управляющее воздействие. Указанное определение может относиться не только к управляемости при повороте, но также и к реакции автомобиля на любое воздействие водителя на органы управления [9].

При прямолинейном движении автомобиля водитель использует рулевое управление для коррекции курсового угла машины при его отклонении от различных внешних и внутренних возмущений.

Таким образом, рулевое управление используется для обеспечения курсовой устойчивости и неуправляемый автомобиль устойчивым быть не может. Это означает, что при прямолинейном движении курсовая устойчивость является более

сложным эксплуатационным свойством, включающим в себя управляемость автомобиля. Определению понятия устойчивости автомобиля также посвящено значительное количество исследований [4, 7, 9–12]. Наиболее четко на наш взгляд, то формулировка понятия устойчивости приведено в работе М. А. Петрова [12]: «Под устойчивостью автомобиля понимается его свойство сохранять в различных пределах направление скорости движения и ориентацию своих продольной и поперечное осей». На наш взгляд, определение устойчивости в наиболее общем виде должно быть сформулировано как способность объекта (автомобиля) противостоять воздействию возмущений. Таким образом, сохранение управляемости автомобиля обеспечивает его курсовую устойчивость. При этом представляет интерес поведение автомобиля с недостаточной степенью поворачиваемости (например, трехосных грузовых автомобилей) при колебательном характере изменения положения управляемых колес, поскольку в начальный момент поворота указанные типы автомобилей могут получать отрицательные угловые ускорения [13].

Представляет интерес оценки управляемости трехосного автомобиля Урал-4320 (рис. 1).

Рис. 1. Автомобиль Урал-4320 в трехосном исполнении.

Целью статьи является улучшение курсовой устойчивости автомобилей путем обеспечения их управляемости при малых колебательных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения.

Для достижения указанной цели необходимо составить математическую модель процесса движения автомобиля с недостаточной степенью поворачиваемости при малых колебательных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения, а затем провести моделирование указанного процесса при различных режимах поворота управляемых колес.

Изложение основного материала.

Математическое моделирование изменения угловой скорости и углового ускорения при прямолинейном движении. Критерием управляемости автомобиля является развиваемое при повороте угловое ускорение, а критерием поворачиваемости – угловая скорость поворота [13]. Угловая скорость поворота автомобиля в плоскости дороги с учетом бокового увода шины передних и задних колес может быть определена как [13]:

$$\omega_z = V_{x_1}\frac{\mathrm{tg}\bar{a}+\delta_1-\delta_2}{L} = V_{x_1}\frac{\mathrm{tg}\bar{a}}{L}+V_{x_1}\frac{\delta_2-\delta_1}{L} = \omega'_z+\omega''_z, \qquad (1)$$

где V_{x1} – линейная скорость автомобиля в направлении его продольной оси;

L – продольная база автомобиля;

ω'_z – угловая скорость поворота, которую имел бы автомобиль с абсолютно жесткими колесами;

$$\omega'_z = V_{x_1}\frac{\mathrm{tg}\bar{a}}{L}; \qquad (2)$$

ω''_z – дополнительная угловая скорость, которую имеет автомобиль с эластичными в боковом направлении колесами;

$$\omega''_z = V_{x_1}\frac{\delta_2-\delta_1}{L}. \qquad (3)$$

Допустим, что колебательный характер поворота управляемых колес описывается гармоническим законом вида:

$$\bar{a} = A_a\sin(\Omega t), \qquad (4)$$

где A_a – амплитуда колебаний управляемых колес;

Ω – круговая частота колебаний управляемых колес;

t – время.

При малых отклонениях управляемых колес происходит уменьшение линейной скорости автомобиля.

Линейная скорость автомобиля в направлении его продольной оси изменяется по следующему закону [13]:

$$V_{x_1} = \frac{V_0}{\sqrt{1+\frac{i_z^2}{L^2}\times\left(\mathrm{tg}\bar{a}+\delta_2-\delta_1\right)^2}} \approx \frac{V_0}{\sqrt{1+\frac{i_z^2}{L^2}\times\left[A_a\sin(\Omega t)+\delta_2-\delta_1\right]^2}}, \qquad (5)$$

где i_z – радиус генерации остова автомобиля относительно вертикальной оси;
V_0 – линейная скорость автомобиля при $\bar{a} = 0$.

Для определения наиболее вероятных значений i_z в работе [14] предложена формула:

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12}}, \qquad (6)$$

где a, b – расстояния от передней и задней осей до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость;
B – колея осей.

Выражение после подстановки в него (5) и (6) принимает вид:

$$\omega_z = \frac{V_0}{L} \times \frac{A_a \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2}\right) \times \left[A_a \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1\right]^2}}. \qquad (7)$$

Угловое ускорение автомобиля в плоскости дороги:

$$E_z = \frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_0}{L} \times \frac{A_a \cdot \Omega \cos(\Omega t) + \frac{d\delta_2}{dt} - \frac{d\delta_1}{dt}}{\sqrt{\left\{1 + \left(\frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2}\right) \cdot \left[A_a \sin(\Omega t) + \delta_2 - \delta_1\right]^2\right\}^3}}. \qquad (8)$$

В работе [13] определены боковые реакции на передней и задней осях автомобиля с учетом бокового увода шин:

$$R_{\delta_1} = m \cdot \sec\bar{\alpha} \cdot \left\{\left[\frac{R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec\bar{\alpha}}{m} - \frac{V_{X_1}}{L} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right) \cdot \left(\frac{b}{L} \cdot \delta_2 + \frac{a}{L} \cdot \delta_1\right) \times \right.\right.$$
$$\left.\left. \times \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right) - \frac{b}{L} \cdot \delta_2}{1 + tg\bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right) - \frac{b}{L} \cdot \delta_2\right]} + \frac{b}{L^2} \cdot V^2{}_{X_1} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right)\right\} - R_{k_1} \cdot tg\bar{\alpha}; \qquad (9)$$

$$R_{\delta_2} = m \cdot \left\{\left[\frac{R_{k_2} + R_{k_1} \cdot \sec\bar{\alpha}}{m} - \frac{V^2{}_{X_1}}{L} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right) \cdot \left(\frac{b}{L} \cdot \delta_2 + \frac{a}{L} \cdot \delta_1\right)\right] \times \right.$$
$$\left. \times \frac{\frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right) - \frac{a}{L} \cdot \delta_2}{1 + tg\bar{\alpha} \cdot \left[\frac{b}{L} \cdot \left(tg\bar{\alpha} - \delta_1\right) - \frac{a \cdot b - i_z^2}{L^2} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right)\right]} + \frac{a}{L^2} \cdot V^2{}_{X_1} \cdot \left(tg\bar{\alpha} + \delta_2 - \delta_1\right)\right\}. \qquad (10)$$

$$R_{\delta 1} = K_{y1} \times \delta_1 \qquad (11)$$
$$R_{\delta 2} = K_{y2} \times \delta_2, \qquad (12)$$

где K_{y1}, K_{y2} – коэффициенты сопротивления уводу колес передней и задней осей автомобиля;
m – общая масса автомобиля;
Rk_1, Rk_2 – суммарные касательные реакции дороги на колесах передней и задней осей (соответствуют движению колес в шаговом режиме).

При $a \to 0$, т. е. при небольших углах поворота управляемых колес, выполняется условие (5), а также можно принять $\sec\bar{a} \approx 1$. В этом случае уравнения (11) и (12), выраженные относительно δ_1 и δ_2 с учетом (7) и (8), примут вид:

$$\delta_1 = \frac{m}{K_{y_1}} \left\{\left[\frac{R_{K_2} + R_{K_1}}{m} - \frac{V_0{}^2}{L} \cdot \frac{\frac{b}{L}\delta_2 + \frac{a}{L}\delta_1}{\sqrt{\frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2} + \left(\bar{a} + \delta_2 - \delta_1\right)^{-2}}}\right] \times \right.$$
$$\times \left[\bar{a} + \left[\left(\frac{b^2}{L^2} + \frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2}\right) \cdot \left(\bar{a} + \delta_2 - \delta_1\right) - \frac{b}{L}\delta_2\right]^{-1}\right]^{-1} + \qquad (13)$$
$$\left. + \frac{V_0{}^2}{L} \cdot \frac{\frac{b}{L}}{\sqrt{\frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2} + \left(\bar{a} + \delta_2 - \delta_1\right)^{-2}}} - \frac{R_{k_1}}{m}\bar{a}\right\}$$

$$\delta_2 = \frac{m}{K_{y_2}} \cdot \left\{ \left[\frac{R_{k_2} + R_{k_1}}{m} - \frac{V_0^2}{L} \cdot \frac{\frac{b}{L}\delta_2}{\sqrt{\frac{ab}{L^2} + \frac{B^2}{12L^2} + \left(\bar{a} + \delta_2 - \delta_1\right)^{-2}}} \right] \times \right.$$

$$\times \frac{\left(\frac{ab}{2L^2} - \frac{B^2}{12L^2}\right)\left(\bar{a} + \delta_2 - \delta_1\right) - \frac{a}{L}\delta_2}{1 + \bar{a}\left[\frac{b}{L}\left(\bar{a} - \delta_1\right) - \left(\frac{ab}{2L^2} - \frac{B^2}{12L^2}\right)\left(\bar{a} + \delta_2 - \delta_1\right)\right]} + \tag{14}$$

$$\left. + \frac{V_0^2}{L} \cdot \frac{\frac{a}{L}}{\sqrt{\frac{ab}{2L^2} + \frac{B^2}{12L^2} + \left(\bar{a} + \delta_2 - \delta_1\right)^{-2}}} \right\}$$

Определить величины δ_1 и δ_2 из уравнений (15) и (16) возможно только численными методами.

Подставляя уравнение (4) в (15) и (16), получив δ_1 и δ_2 при заданных конструктивных параметрах конкретного автомобиля, на следующих этапах расчета возможно определение закона изменения ω_z и E_z по формулам (9) и (10). Моделирование проведем на примере трехосного автомобиля Урал-4320 в снаряженном состоянии. Параметры автомобиля представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Геометрические параметры и параметры массы автомобиля Урал 4320 в снаряженном состоянии.

Марка авто	Параметры автомобиля				
	m, кг	a, м	h, м	L, м	i_z, м
Урал-4320	8200	2,269	1,270	4,225	1,598

Результаты расчетов приведены на рис. 2–5. Теоретическое исследование выполнено для синусоидального закона поворота управляемых колес автомобиля при различных значениях T_M и A_α.

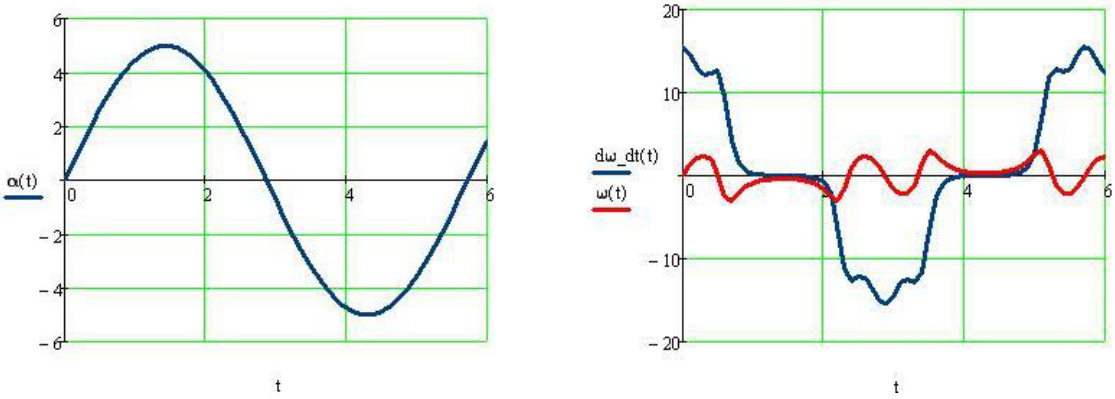


Рис. 2. Изменение угла поворота управляемых колес, угловой скорости и углового ускорения автомобиля Урал-4320 при прямолинейном движении: T_M = 0,1 с; A_α = 5°.

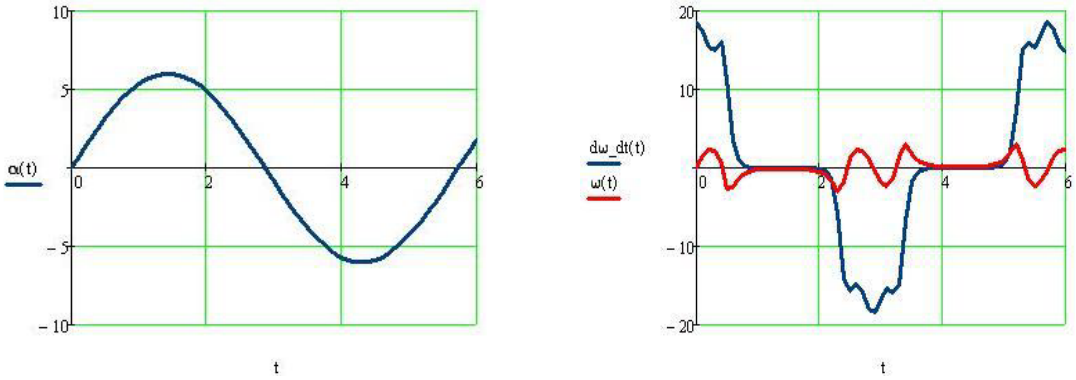


Рис. 3. Изменение угла поворота управляемых колес, угловой скорости и углового ускорения автомобиля Урал-4320 при прямолинейном движении: T_M = 0,1 с; A_α = 6°.

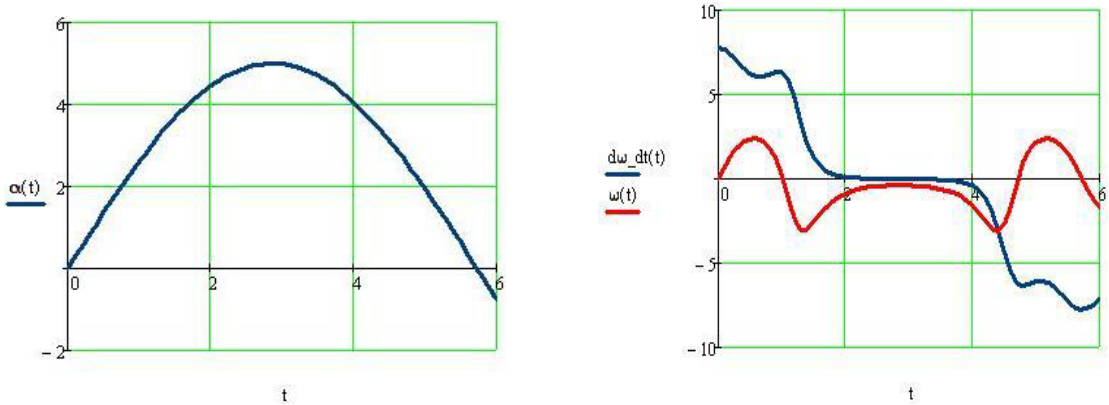


Рис. 4. Изменение угла поворота управляемых колес, угловой скорости и углового ускорения автомобиля Урал-4320 при прямолинейном движении: T_M = 0,2 с; A_α = 5°.

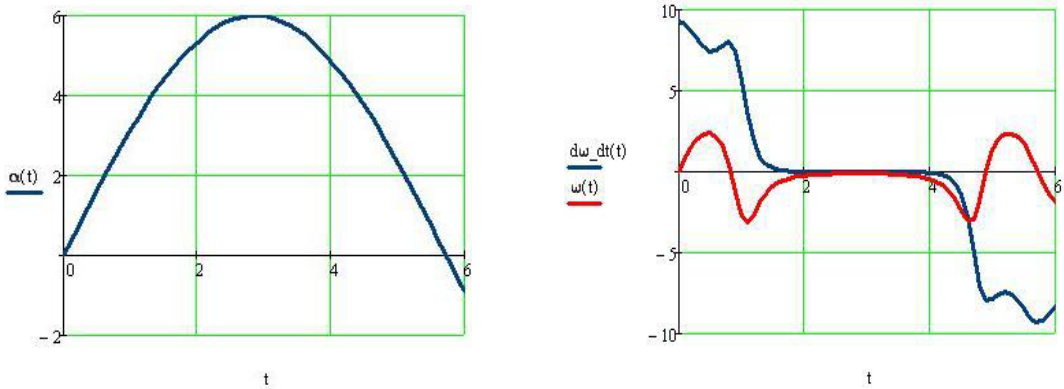


Рис. 5. Изменение угла поворота управляемых колес, угловой скорости и углового ускорения автомобиля Урал-4320 при прямолинейном движении: T_M = 0,2 с; A_α = 6°.

Выводы.

1. В результате проведенного исследования выявлены отрицательная угловая скорости и угловое ускорение в плоскости дороги, которые обуславливают проявление недостаточной поворачиваемости и низкой поворотливости.

2. При прямолинейном движении автомобиль постоянно находится под воздействием различного рода возмущений, приводящих к отклонению его траектории от прямолинейного движения. Это проявляется в появлении отрицательных угловых скоростей и ускорений, что ухудшает управляемость автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин / Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1970. – 176 с.
2. Устойчивость автомобиля при малых случайных отклонениях управляемых колес от нейтрального положения / М. А. Подригало, А. А. Бобошко, М. В. Байцур, Д. М. Клец // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту : науково-виробничий збірник. – 2008. – № 2 (7). – С. 5–13.
3. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 136 с.
4. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
5. Тракторы. Теория / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов, Н. Ф. Бочаров, И. П. Ксеневич, А. С. Солонский. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с.
6. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – М. : Машиностроение, 1989. – 280 с.
7. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1990. – 352 с.
8. Цимбалин В. Б. Испытания автомобилей / В. Б. Цимбалин, В. Н. Кравец, С. М. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.
9. Подригало М. А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий (в порядке обсуждения) / М. А. Подригало // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – С. 22–23.
10. Косолапов Г. М. Пути повышения устойчивости автомобиля при торможении : автореф. дис. на соискание ученой степени докт. тех. наук : спец. 05.05.03 / Г. М. Косолапов ; Волгоград. политех. ин-т. – Волгоград, 1973. – 40 с.
11. Таборек Я. Механика автомобиля / Я. Таборек. – М. : Машгиз., 1960. – 252 с.
12. Петров М. А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М. А. Петров. – Омск : Западно-сибирское книжное изд-во. Омское отделение, 1973. – 224 с.
13. Динамика автомобиля : монография / [М. А. Подригало, В. П. Волков, Д. М. Клец и др.] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
14. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко]; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.

УДК 629.017

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

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ПОВОРАЧИВАЕМОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Як критерій кількісної оцінки повертаємості автомобіля запропонований показник, що представляє собою різницю кривизни траєкторії руху автомобіля із твердими й еластичними в бічному напрямку колесами.

Ключові слова: *повертаємість, кривизна траєкторії руху, тверді і еластичні колеса, бічний напрямок.*

В качестве критерия количественной оценки поворачиваемости автомобиля предложен показатель, представляющий собой разность кривизны траектории движения автомобиля с жесткими и эластичными в боковом направлении колесами.

Ключевые слова: *поворачиваемость, кривизна траектории движения, твердые и эластичные колеса, боковое направление.*

As criterion of automobile turning quantitative estimation is offered index that means difference between vehicles with hard and elastic wheels path crookedness.

Key words: *steer, the curvature of the trajectory, solid and flexible wheel, the lateral direction.*

Постановка проблемы. Степень поворачиваемости (поворачиваемость) является одним из свойств, определяющих устойчивость и управляемость автомобиля. Различают нейтральную, избыточную и недостаточную поворачиваемость автомобилей, которые определяют по разности углов увода колес задней и передней оси. Если указанная разность равна нулю, то поворачиваемость нейтральная, если больше нуля – то избыточная. Недостаточная поворачиваемость реализуется в случае, если угол увода колес передней оси больше угла увода колес задней. Однако для всех трех вариантов реализации поворачиваемости отсутствует количественная оценка указанного показателя.

Анализ последних достижений и публикаций. Степень поворачиваемости (поворачиваемость) является одним из свойств, формирующих устойчивость и управляемость автомобиля [1]. Понятие «поворачиваемость» впервые введено в теорию автомобиля в работе [2]. Определены три варианта реализации поворачиваемости: нейтральная, избыточная и недостаточная. При равенстве углов увода средин задней и передней осей реализуется нейтральная поворачиваемость, при положительной разности углов увода задней и передней осей – избыточная поворачиваемость, а при отрицательной – недостаточная. Этим оценка поворачиваемости и ограничивается.

В литературе [1–3] отсутствуют критерии, позволяющие количественно оценить степень поворачиваемости автомобиля.

В работе [4] впервые исследована возможность регулирования степени поворачиваемости колесных машин за счет применения комбинированного способа управления поворотом. Однако в указанной работе отсутствуют критерии, позволяющие количественно оценить степень поворачиваемости автомобиля.

Целью статьи является обоснование критерия количественной оценки степени поворачиваемости автомобиля. Для достижения указанной цели необходимо определить критерий количественной оценки поворачиваемости автомобиля и произвести оценку поворачиваемости автомобилей с помощью предложенного критерия.

Изложение основного материала.

Определение критерия оценки поворачиваемости автомобиля. На рис. 1 показана схема поворота двухосного автомобиля с жесткими и эластичными в боковом направлении колесами.

Угловая скорость поворота автомобиля с жесткими колесами (центр поворота в точке *O*) определяется по известной [4] зависимости:

$$\omega'_z = \frac{V_{x1}}{R'} = V_{x1}\frac{\mathrm{tg}\bar{\alpha}}{L}, \qquad (1)$$

где ω'_z – угловая скорость автомобиля с жесткими колесами в плоскости дороги;

V_{x1} – линейная скорость автомобиля в направлении его продольной оси;

R' – радиус поворота автомобиля с жесткими колесами;

$\bar{\alpha}$ – средний угол поворота управляемых колес;

L – продольная колесная база автомобиля.

Величина, обратная радиусу поворота, является кривизной траектории движения автомобиля в данной точке, т. е.:

$$K' = \frac{1}{R'} = \frac{\mathrm{tg}\bar{\alpha}}{L}. \qquad (2)$$

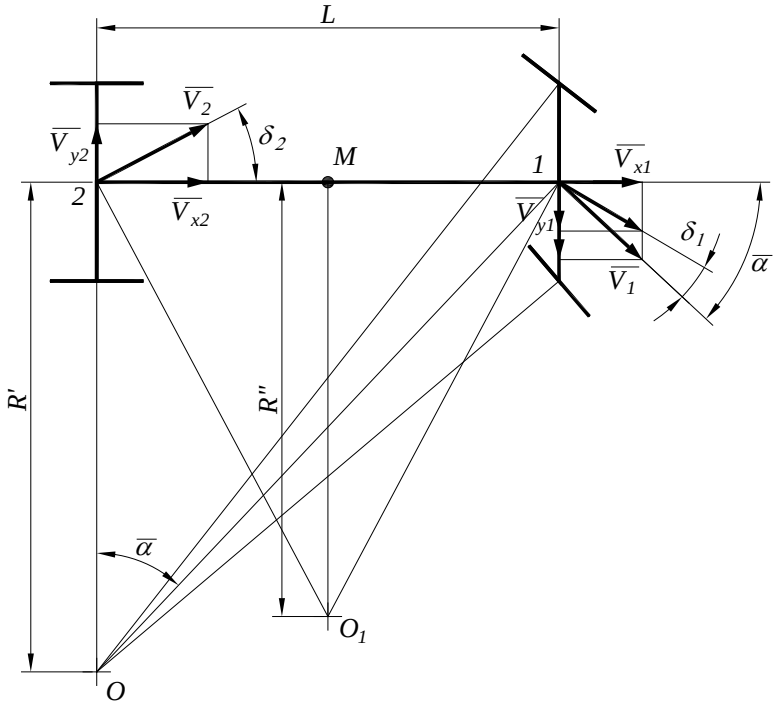


Рис. 1. Картина линейных скоростей автомобиля при движении на повороте.

Из выражения (1) определим угол поворота автомобиля в плоскости дороги:

$$\psi'_z = \int_0^t \omega'_z dt = \int_0^t V_{x1} \frac{\mathrm{tg}\overline{\alpha}}{L} dt. \qquad (3)$$

При движении автомобиля с постоянными линейной скоростью V_{x1} и средним углом $\overline{\alpha}$ поворота управляемых колес выражение (3) примет вид:

$$\psi'_z = S_{x1} \frac{\mathrm{tg}\overline{\alpha}}{L} = S_{x1} K', \qquad (4)$$

где S_{x1} – путь, проходимый автомобилем за время t по криволинейной траектории,

$$S_{x1} = \int_0^t V_{x1} dt. \qquad (5)$$

При движении автомобиля с эластичными в боковом направлении шинами (см. рис. 1):

$$\omega''_z = \frac{V_{x1}}{R'} \left[\mathrm{tg}\delta_2 + \mathrm{tg}\left(\overline{\alpha} - \delta_1\right) \right], \qquad (6)$$

где δ_1, δ_2 – углы увода середин передний и задней оси автомобиля соответственно.

Учитывая, что

$$\mathrm{tg}\left(\overline{\alpha} - \delta_2\right) = \frac{\mathrm{tg}\overline{\alpha} - \mathrm{tg}\delta_1}{1 + \mathrm{tg}\overline{\alpha} \times \mathrm{tg}\delta_1}, \qquad (7)$$

преобразуем уравнение (6) к виду:

$$\omega''_z = \frac{V_{x1}}{L} \times \frac{\mathrm{tg}\delta_2 - \mathrm{tg}\delta_1 + \mathrm{tg}\overline{\alpha}\left(1 + \mathrm{tg}\delta_1 \mathrm{tg}\delta_2\right)}{1 + \mathrm{tg}\overline{\alpha} \times \mathrm{tg}\delta_1} = V_{x1} K'', \qquad (8)$$

где K'' – кривизна траектории автомобиля с эластичными колесами.

Дополнительная угловая скорость автомобиля в плоскости дороги, обусловленная боковой эластичностью шин, может быть определена:

$$\Delta\omega_z = \omega''_z - \omega'_z = \frac{V_{x1}}{L} \cdot \frac{\mathrm{tg}\delta_2 - \mathrm{tg}\delta_1 - \mathrm{tg}\overline{\alpha} \cdot \mathrm{tg}\delta_1 \cdot \left(\mathrm{tg}\overline{\alpha} - \mathrm{tg}\delta_2\right)}{1 + \mathrm{tg}\overline{\alpha} \cdot \mathrm{tg}\delta_1}. \qquad (9)$$

Учитывая, что углы увода δ_1 и δ_2 не превышают величины 15°, можно принять допущения о том, что $\mathrm{tg}\delta_1 \approx \delta_1$ и $\mathrm{tg}\delta_2 \approx \delta_2$. В этом случае выражение (9) примет вид:

$$\Delta\omega_z = \frac{V_{x1}}{L} \cdot \frac{\delta_2 - \delta_1 - \delta_1 \times \mathrm{tg}\overline{\alpha} \cdot \left(\mathrm{tg}\overline{\alpha} - \delta_2\right)}{1 + \delta_1 \cdot \mathrm{tg}\overline{\alpha}} = \frac{V_{x1}}{L} \left(\delta_2 - \delta_1 \times \frac{\sec^2 \overline{\alpha}}{1 + \delta_1 \mathrm{tg}\overline{\alpha}} \right). \qquad (10)$$

Изменение кривизны траектории движения автомобиля за счет боковой эластичности шин:

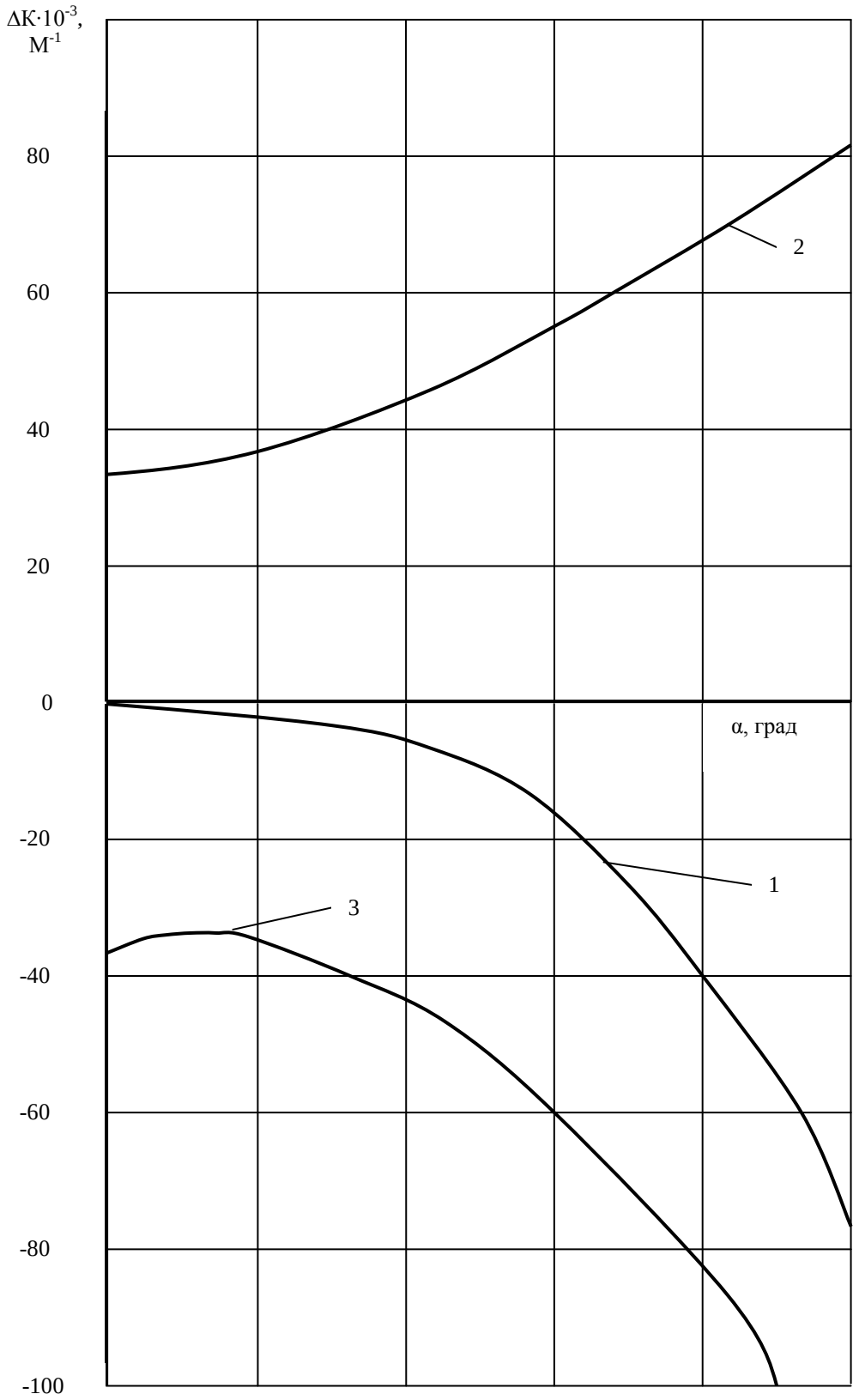
$$\Delta K = K' - K'' = \frac{\delta_2 - \delta_1 - \delta_1 \left(\mathrm{tg}\overline{\alpha} - \delta_2\right)}{L + \left(1 + \delta_1 \mathrm{tg}\overline{\alpha}\right)} = \frac{1}{L} \left(\delta_2 - \delta_1 \times \frac{\sec^2 \overline{\alpha}}{1 + \delta_1 \mathrm{tg}\overline{\alpha}} \right). \qquad (11)$$

Величина ΔK может являться критерием поворачиваемости автомобиля. Значение указанного критерия может быть положительным, отрицательным или равным нулю. Однако, в отличие от известного подхода к оценке степени поворачиваемости, указанный критерий позволяет не только констатировать знак, но определять и величину ΔK.

Функция $\Delta K(\bar{\alpha})$ имеет максимум. В результате его определения с использованием стандартной процедуры получено выражение:

$$\bar{\alpha}_{opt} = \mathrm{arctg}\left[\sqrt{\frac{1}{\delta_1^2}+1} - \frac{1}{\delta_1}\right]. \qquad (12)$$

На рис. 2 приведена зависимость $\Delta K(\bar{\alpha})$ для автомобилей с различными значениями δ_1 и δ_2, а на рис. 3 – зависимость $\bar{\alpha}_{opt}(\delta_1)$.



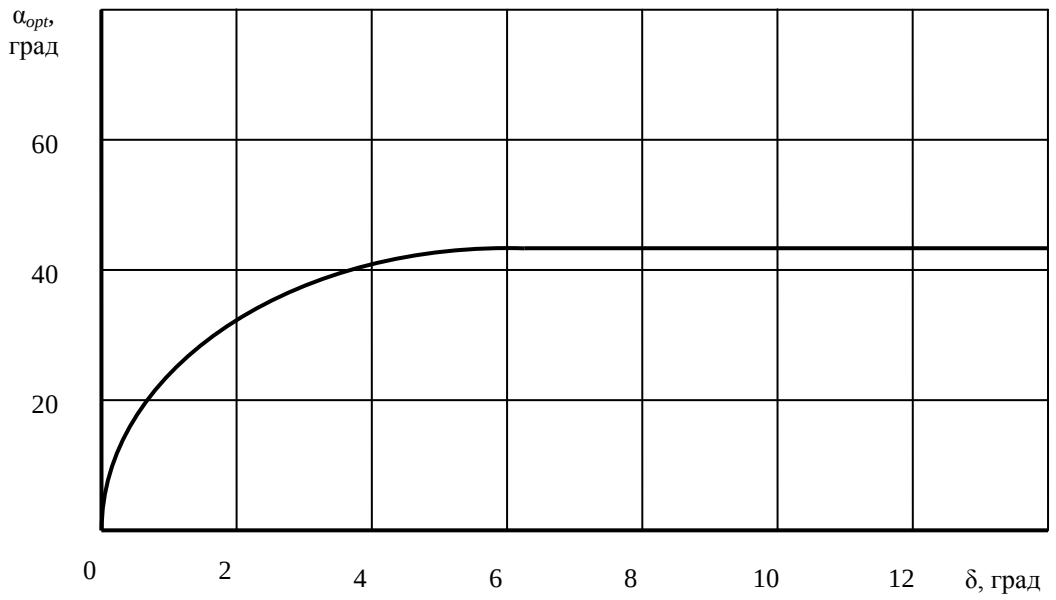


Рис. 2. Зависимость $\Delta K(\bar{\alpha})$ при L = 2 м: 1 – $\delta_1 = \delta_2 = 8^o$; 2 – $\delta_1 = 8^o$; $\delta_2 = 12^o$; 3 – $\delta_1 = 12^o$; $\delta_2 = 8^o$.

Рис. 3. Зависимость $\bar{\alpha}_{opt} = \bar{\alpha}_{opt}(\delta_1)$.

Анализ графиков зависимостей, приведенных на рис. 2, показывает, что с ростом среднего угла $\bar{\alpha}$ поворота управляемых колес, изменение ΔK кривизны траектории движения автомобиля, обусловленное боковой эластичностью шин, увеличивается.

Значение $\bar{\alpha}_{opt}$, соответствующее получению $\Delta K = \Delta K_{\max}$, при углах увода колес передней оси $\delta_1 > 6°$ является практически постоянной величиной, равной примерно 43°.

Оценка поворачиваемости автомобиля. Из выражения (11) видно, что при повороте степень поворачиваемости автомобиля уменьшается.

При

$$\bar{\alpha} = \arccos\sqrt{\frac{\delta_1}{\delta_2}} \qquad (13)$$

величина $\Delta K = 0$, т. е. автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью.

При

$$\bar{\alpha} < \arccos\sqrt{\frac{\delta_1}{\delta_2}} \qquad (14)$$

автомобиль обладает избыточной поворачиваемостью, а при

$$\bar{\alpha} > \arccos\sqrt{\frac{\delta_1}{\delta_2}} - \qquad (15)$$

недостаточной.

Оценку поворачиваемости автомобиля в настоящее время осуществляют при $\bar{\alpha} = 0$. В этом случае выражение (11) примет следующий вид:

$$\Delta K = \frac{\delta_1 - \delta_2}{L}. \qquad (16)$$

Автомобиль, имеющий нейтральную поворачиваемость при движении по прямой (т. е. $\delta_2 = \delta_1$) на повороте с увеличением угла $\bar{\alpha}$ приобретает недостаточную поворачиваемость, абсолютная величина которой с ростом $\bar{\alpha}$ увеличивается.

Углы увода колес передней и задней осей определяются по известным зависимостям [3]:

$$\delta_1 = \frac{R_{\delta 1}}{K_{y1}}; \qquad (17)$$

$$\delta_2 = \frac{R_{\delta 2}}{K_{y2}}; \qquad (18)$$

где $R_{\delta 1}$ и $R_{\delta 2}$ – боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей;

K_{y1} и K_{y2} – коэффициенты сопротивления боковому уводу колес передней и задней осей.

Подставим соотношения (17) и (18) в выражение (16), получим:

$$\Delta K = \frac{1}{L}\left(\frac{R_{\delta 2}}{K_{y2}} - \frac{R_{\delta 1}}{K_{y1}}\right). \qquad (19)$$

Если допустить, что боковые реакции дороги на колесах передней и задней осей обратно пропорциональны расстояниям от указанных осей до проекции центра масс на горизонтальную плоскость, то выражение (19) примет вид:

$$\Delta K = \frac{P_б}{L^2}\left(\frac{a}{K_{y2}} - \frac{b}{K_{y1}}\right), \qquad (20)$$

где a, b – расстояние от передней и задней осей до проекции центра масс на горизонтальную плоскость;

$P_б$ – боковая сила, приложенная в центре масс автомобиля.

В настоящее время на грузовых автомобилях кроме дополнительного (третьего) ведущего моста устанавливаются также сдвоенные ведущие колеса задней балансирной тележки. В этом случае (при одинаковых шинах передних и задних колес):

$$K_{y2} = 4K_{y1}. \qquad (21)$$

Выражение (20) с учетом (21) примет вид:

$$\Delta K = \frac{P_б}{L^2 \cdot K_{y1}}\left(\frac{a}{4} - b\right). \qquad (22)$$

Учитывая, что $b = L - a$, преобразуем к виду

$$\Delta K = \frac{P_б}{L \times K_{y1}}\left(\frac{5}{4} \times \frac{a}{L} - 1\right). \qquad (23)$$

Из выражения (23) видно, что автомобиль будет обладать недостаточной поворачиваемостью ($\Delta K < 0$) при

$$\frac{a}{L} < \frac{4}{5}, \qquad (24)$$

т. е. практически при всех реальных положениях центра масс.

Как показали ранее проведенные исследования [5], недостаточная поворачиваемость приводит к ухудшению управляемости автомобиля. Стремление повысить управляемость грузовых автомобилей со сдвоенными задними колесами привела к необходимости установки дополнительного управляемого моста на некоторых моделях машин.

Выводы.

1. В настоящее время в литературе отсутствуют критерии, позволяющие количественно оценить степень поворачиваемости автомобилей. Предложенный критерий, в качестве которого принято изменение кривизны ΔK траектории движения автомобиля, позволяет количественно определить степень поворачиваемости автомобиля. При нулевом значении ΔK автомобиль обладает нейтральной поворачиваемостью, при $\Delta K > 0$ – избыточной, а при $\Delta K < 0$ – недостаточной.

2. Полученные зависимости позволили определить, что с увеличением среднего угла $\bar{\alpha}$ поворота управляемых колес происходит уменьшение степени поворачиваемости автомобиля. Автомобили, обладающие нейтральной поворачиваемостью при движении по прямой приобретают недостаточную поворачиваемость при значительных углах поворота управляемых колес.

3. Трехосные грузовые автомобили со сдвоенными колесами ведущих мостов балансирной тележки обладают недостаточной поворачиваемостью при всех реальных положениях центра масс. Абсолютное значение параметра ΔK в данном случае относительно велико. Для таких автомобилей с целью повышения поворачиваемости и улучшения управляемости целесообразна установка второго переднего управляемого моста.

ЛИТЕРАТУРА

1. Закин Я. Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я. Х. Закин. – М. : Транспорт, 1986. – 136 с.
2. Чудаков Е. А. Теория автомобиля / Е. А. Чудаков. – М. : Машгиз, 1940. – 396 с.
3. Литвинов А. С. Устойчивость и управляемость автомобиля / А. С. Литвинов. – М. : Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
5. Динамика автомобиля / [М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько] ; под ред. М. А. Подригало. – Харьков : Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

УДК 629.3.014.2

Падалка В. В.

МЕТОДИКА ПОШУКУ ВІДМОВ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ АВТОТРАКТОРНОЇ ТЕХНІКИ

Розглянуто конструктивні особливості елементів гідравлічної системи сучасних тракторів. Наведено основні причини відмов та запропонований алгоритм до їх пошуку. Технічним працівникам сільськогосподарських підприємств запропоновано рекомендації стосовно експлуатації гідравлічних систем.

Ключеві слова: *гідравліка, гідравлічні системи, автотракторна техніка, причина відмови.*

Рассмотрены конструктивные особенности элементов гидравлической системы современных тракторов. Приведены основные причины отказов и предложен алгоритм к их поиску. Техническим

работникам сельскохозяйственных предприятий предложены рекомендации относительно эксплуатации гидравлических систем.

Ключевые слова: *гидравлика, гидравлическая система, автотракторная техника, причина отказа.*

The structural features elements of the hydraulic system of modern tractors. Principal reasons of refuses are resulted and an algorithm is offered to their search. Offered to the technical workers of agricultural enterprises to recommendation in relation to exploitation of the hydraulic systems.

Key words: *hydraul, hydraulic system, autotractor technic, reasons of refuses.*

Постановка проблеми. Український виробник сільськогосподарської продукції опинився сам на сам з проблемами технічного обслуговування техніки. Збільшення кількості різноманітної закордонної техніки практично всіх світових країн виробників, що знаходяться на території держави, призвело до необхідності створення сучасного аналога радянської системи сервісного обслуговування на районному та регіональному рівнях. Ця проблема є актуальною, оскільки дилерські підприємства, що спеціалізовані на продаж техніки не мають відповідного досвіду її ремонту та обслуговування. Селянин, який має в своєму розпорядженні закордонну сільськогосподарську техніку десятилітньої давнини змушений відновлювати складні системи машин самостійно і, як показує досвід, втрачає, крім коштів, дорогоцінний час при збиранні врожаю, що відображається на його собівартості.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Основним засобом для перевірки працездатності гідравлічної системи тракторів безпосередньо в сільськогосподарських підприємствах є комплект засобів діагностування КИ-11382 ГОСНИТИ [1; 2]. При перевірці технічного стану використовуються відповідні пристосування та вимірювальне обладнання, що дозволяє визначити тиск та продуктивність елементів системи. Вимірювання проводиться безпосередньо на сільськогосподарській машині при роботі привідного двигуна, але визначити причину та непрацюючий елемент конструкції досить складно. Користуючись практичним досвідом по діагностування гідравлічних систем тракторів, запропонована методика пошуку несправностей.

Мета статті – обґрунтувати метод та алгоритми для визначення причини непрацездатності гідравлічної системи сільськогосподарських машини.

Викладення основного матеріалу. На перший погляд, гідравлічна система сучасних тракторів складна та незрозуміла. Особливо такі думки виникають під час знайомства з потужною технікою закордонного виробництва, де керування силовими елементами машини відбувається за допомогою електрогідравлічних систем.

Для розуміння її роботи слід схематично узагальнити конструкцію та дати особливості роботи кожного з елементів гідравлічної системи (рис. 1).

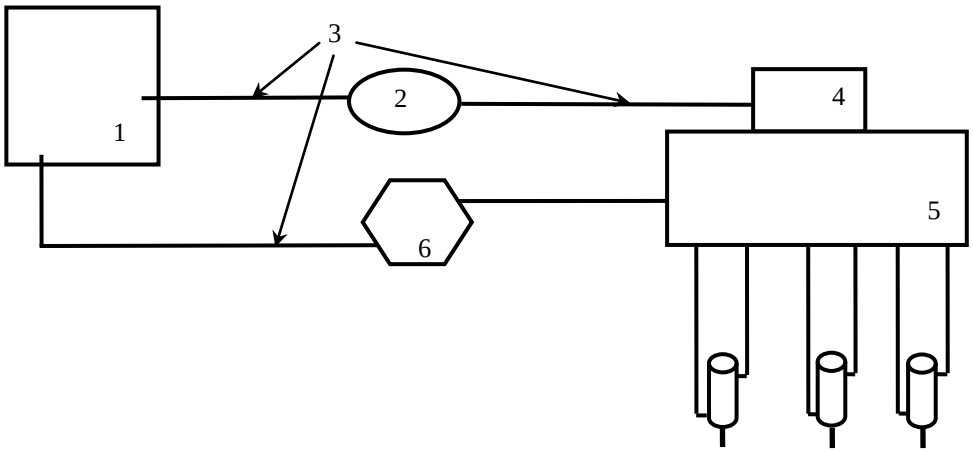


Рис. 1. Схема гідравлічної системи трактора.

Гідравлічний бак 1 призначений для зберігання оливи та працює як розширювальний резервуар. На перший погляд його робота на цьому вичерпана. Слід також зауважити, що не менш важливими його функціями є охолодження та вивільнення повітряних кульок з робочої рідини. Тому, як показує практичний досвід, гідравлічний бак повинен мати вентиляційні елементи, а рівень рідини повинен відповідати рекомендованому заводом виробником. Гідравлічний бак вимагає періодичного очищення від осаду та бруду, що накопичується на дні під час

експлуатації машини.

Гідравлічний насос 2. В гідравлічних системах сучасних тракторів та комбайнах найчастіше використовуються гідравлічні насоси двох конструкцій: шестеренчасті та аксіально-плунжерні. Застосування першої або другої конструкції обумовлене завданнями механізму. Шестеренчастий насос простий і невимогливий в експлуатації, порівняно дешевий, але малопродуктивний і має можливість працювати при максимальних тисках до 25 МПа. На відміну від шестеренчастого аксіально-плунжерний насос має продуктивність більше 100 л/хв. при номінальному тиску до 40 МПа. Разом з цим він складний при ремонті та вимогливий під час експлуатації.

Під час експлуатації шестеренчастих насосів, які встановлюються на енергетичні засоби, виникають проблеми. Вони пов'язані із застосуванням в системах більш продуктивних поколінь насосів, а саме 4 покоління. Спеціалісти з технічного обслуговування та особливо власники такої техніки потребують роз'яснення при встановлені або заміні насосів третього та четвертого та покоління. Слід зазначати, що подібні гідронасоси не взаємозамінні насамперед за рахунок тиску гідравлічної рідини. Третє покоління має номінальний тиск 16 МПа та максимальний – 21 МПа. Четверте покоління – відповідно 20 МПа та 25 МПа, що виявляється при роботі тракторів з навісним обладнанням європейського зразку, яке потребує максимальних тисків в гідравлічній системі.

Показовим прикладом є рекламна інформація, що надана одним з виробників [3] гідравлічного обладнання (табл. 1).

Таблиця 1.

Технічна характеристика гідравлічних насосів.

Назва параметра	Норма для типорозміру					
	НШ-10Г-3	**НШ32А-3**	**НШ50А-3**	**НШ100А-3**	**НШ32М-4**	**НШ50М-4**
Робочий об'єм, $см^3$	10	32	50	100	32	50
Номінальна частота обертання, $хв.^{-1}$	40	40	40	32	40	40
Номінальна подача, л/хв.	21,0	68,6	107,2	173,4	68,6	113,7
Номінальний тиск, МПа	16	16	16	16	20	20
Максимальний тиск, МПа	21	21	21	21	25	25

Як засвідчує практика, трактор із гідронавісним обладнанням третього покоління нездатний підняти сучасну сівалку вагою понад 2 т або агрегатуватися з існуючими сучасними агрегатами, де використовується тиск до 25 МПа. Це слід враховувати сільськогосподарським товаровиробникам під час придбання сучасного обладнання для агрегатування з відповідними енергетичним засобами.

Деякі модифікації тракторів Мінського тракторного заводу, що потрапляють на поля України, за технічними характеристиками навісного обладнання відповідають гідравлічній системі четвертого покоління, хоча встановлено гідравлічну систему попереднього покоління, що не дозволяє його використовувати у відповідності до технічних характеристик (зауваження автора). Елементи гідравлічної системи поєднані між собою стальними трубами та гнучкими трубопроводами 2. Незважаючи на різноманітність монтажних роз'ємів, слід пам'ятати про максимальний та робочий тиск в гідравлічній системі. Також враховувати їх пропускну здатність, яка регламентована виробником гідравлічної системи.

Для підтримання робочого тиску під час виконання гідросилових операцій та розвантаження гідравлічної системи під час режиму холостого ходу, існує перепускний пристрій 4 з запобіжним та переливним клапанами. В залежності від конструкції вони поєднані в корпусі гідравлічного розподільника 5 або розміщені в окремому елементі. Слід звернути увагу, що запобіжний клапан, так як і гідравлічний насос, налаштований на максимальний тиск, що відповідає поколінню гідравлічної системи. Конструкції клапанів відрізняються. Найбільш розповсюджені – пружинні і каскадні. Перепускний клапан призначений для зливу гідравлічної рідини в резервуар та керується елементами системи управляючих потоків та запобіжним клапаном.

Основним елементом гідравлічної системи є розподільник 5. Його функцією є перенаправлення потоку гідравлічного рідини до відповідного гідравлічного циліндру та виконати злив оливи в зворотному напрямку. Конструктивно гідравлічні розподільники розрізняються на мускульний та з електромагнітним приводом золотників. Також в системі можуть використовуватися декілька розподільників. В такому разі між собою додатково поєднуються системою управління. Один з них виконує функцію підтримки тиску та перепуску оливи під час холостого ходу, а інший виконує тільки розподілення гідравлічної рідини на циліндри. Технічні характеристики [3] та можливі поєднання гідравлічних розподільників наведено в табл. 2.

Елементом гідравлічної системи, що відпо-

відає за очищення гідравлічної рідини від механічних домішок, є фільтр 6. Він залежить від конструктивних особливостей гідравлічної системи. Можливе розташування як після розподільника 5 так і попереду гідравлічного насосу 2, безпосередньо в гідравлічному баку так і окремим конструктивним елементом.

Надійність та працездатність гідравлічної системи в цілому напряму залежить від якості гідравлічної рідини та умов її експлуатації.

Таблиця 2.

Технічна характеристика гідравлічних розподільників.

Назва параметра	Норма для типорозміру				
	Р80-3/1-222	**Р80-3/2-222**	**Р80-3/3-222**	**Р80-3/4-222**	**МРС100.4**
Витрата робочої рідини, л/хв.	80	80	80	80	100
Умовний прохід, мм	16	16	16	16	20
Номінальний тиск, МПа	16	16	16	16	20
Максимальний тиск, МПа	20	20	–	20	24
		Працюють в парі			

Для швидкого з’ясування причини і місця відмови елементів гідравлічної системи наведені характерні відмови та їх можливі причини (табл. 3).

Таблиця 3.

Характерні відмови та їх можливі причини.

Характерні симптоми відмов	Частота відмов, %	Можливі причини
Миттєва відмова роботи гідравлічної системи	10	1. Відсутність гідравлічної рідини. 2. Обрив механічного приводу гідравлічного насосу. 3. Несправність запобіжного клапана. 4. Несправність переливного клапана. 5. Несправність електричної системи управління.
Поступова відмова гідравлічної системи (повільна робота гідравлічних циліндрів, різниця під час роботи при холодній та гарячій гідравлічній рідині)	30	1. Критичний знос гідравлічного насосу. 2. Вихід з ладу фільтруючого елементу (при його встановлені попереду гідравлічного насоса). 3. Критичний знос гідравлічного розподільника. 4. Невідповідність гідравлічної рідини, що зменшує в’язкість при нагріві до робочої температури.
Перегрів гідравлічної рідини (вище 90ºС)	15	1. Критичний знос гідравлічного насосу. 2. Несправність переливного клапана. 3. Несправність інших гідравлічних систем, пов’язаних спільним гідравлічним баком. 4. Несправність системи керування розподільниками (при наявності декількох розподільників). 5. Золотниковий механізм розподільника знаходиться у ввімкненому положенні. 6. Невідповідність гідравлічної рідини, що зменшує в’язкість при нагріві до робочої температури. 7. Несправність фільтруючого елементу.
Гідронавісне обладнання працює з відчутними ривками.	10	1. Відсутність гідравлічної рідини. 2. Несправність механічного приводу гідравлічного насосу. 3. Несправність запобіжного клапана. 4. Несправність переливного клапана. 5. Несправність гідравлічного циліндра.
Недостатньо піднімається навісне обладнання	20	1. Критичний знос гідравлічного насосу. 2. Критичний знос гідравлічного розподільника. 3. Невідповідність елементів гідравлічного обладнання номінальному та максимальному тиску. 4. Несправність гідравлічного циліндра.
Гідравлічна рідина піниться при робочій температурі	10	1. Несправність гідравлічного насосу. 2. Засмоктування повітря через маслопровід від бака до насоса. 3. Недостатньо гідравлічної рідини.
Механічний розрив корпусу розподільника (секція зливу рідини до бака), або фланця високого тиску на гідравліч-	5	1. Невідповідність пропускного діаметра маслопроводу рекомендованим заводом-виробником. 2. Несправність фільтруючого елементу.

ному насосі		

Користуючись запропонованою інформаційною таблицею, працівник інженерно-технічної служби або водій має змогу якісно та швидко провести діагностування гідравлічної системи машини. Як засвідчує практика, найчастіше потужна сільськогосподарська техніка змушена простоювати по незначній причині, яку можливо ліквідувати за лічені хвилини. Близько 70% відмов наступають в результаті неправильної експлуатації або некомпетентного втручання в роботу гідравлічної системи.

Висновок. Отриманий на основі практичного досвіду алгоритм пошуку відмов гідравлічної системи автотракторних машин на практиці зменшує час їх простою та економить матеріальні ресурси під час експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ремонт машин : підручник / [О. І. Сідашенко, О. А. Науменко, А. Я. Поліський та ін.] ; за ред. О. І. Сідашенко, О.А. Науменко. – К. : Урожай, 1994. – 400 с.
2. Живолуп Г. І. Довідник з усунення несправностей зернозбиральних комбайнів / Г. І. Живолуп. – К. : Урожай, 1991. – 156 с.
3. Офіційна електронна сторінка ВАТ «Гідросила» [Електронний ресурс]. – Режим доступу : www.hydrosila.com.

УДК 629.3

Савченков Б. В., Леоненко А. Н., Цыбульский В. А.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В работе предложено совершенствование технологии ремонта автомобильных двигателей повышением качества гильз цилиндров.

Ключевые слова: *ремонт, качество, обработка, гильза цилиндра, термомеханическое упрочнение.*

В роботі запропоновано вдосконалення технології ремонту автомобільних двигунів підвищенням якості гільз циліндрів.

Ключові слова: *ремонт, якість, гільза циліндра, термомеханічне зміцнення.*

The advancement of repair technology of automobile engines by quality upgrade of cylinder sleeves.

Key words: *repair, quality, cylinder sleeve, thermo mechanical strengthening.*

Постановка проблемы. На сегодняшний день реальный ресурс эксплуатируемых и отремонтированных дизельных двигателей ЯМЗ и КамАЗ, которыми в том числе оснащена значительная часть авиационной наземной техники, а также автомобилей различного назначения в народном хозяйстве страны, ниже установленного действующим ГОСТ 23465–79 до 30%.

Известно, что любой технологический процесс ремонта, восстановления детали (агрегата) предусматривает не только восстановление нарушенных в процессе эксплуатации параметров, но и, главным образом, сдерживание тех разрушительных процессов, которые закономерно протекают в автомобиле и его элементах. Поэтому в сложившихся условиях при достаточно большом количестве способов восстановления деталей актуальной задачей является изыскание новых эффективных технологий упрочнения гильз цилиндров. Таким технологическим процессом, по нашему мнению, является совмещение в едином технологическом процессе термического и механического упрочняющего воздействия на рабочую поверхность чугунных гильз цилиндров, т. е. использование высокотемпературного термомеханического упрочнения.

Анализ литературы. Из множества требований, предъявляемых к чугунам, применяющимся для деталей, работающих в условиях трения при повышенных температурах, можно выделить следующие [1]: высокое сопротивление металлической основы пластическим деформациям, оптимальное распределение, форму и количество включений графита, способность сохранять прочность и твёрдость при рабочих температурах, достаточно высокая коррозионная и эрозионная стойкость, хорошее сопротивление схватыванию и способность к самозалечиванию различных дефектов, образовавшихся на поверхности трения. Всё это определяет способность чугунных деталей сопротивляться изнашиванию.

В практике автомобильного двигателестроения выполнение этих, иногда противоречивых требований, достигается за счёт выбора материала, подбора оптимального соотношения легирующих компонентов, варьирования параметров технологических режимов отливки заготовок, вариантов окончательной обработки гильз цилиндров и упрочнения их рабочей по-

верхности.

При эксплуатации автомобиля возникает необходимость повышения износостойкости и антифрикционных качеств рабочей поверхности гильз за счёт методов упрочнения и восстановления работоспособности детали, используя их технологичность при ремонте.

Износ зеркала цилиндра относится к основным дефектам гильз. Для его устранения в настоящее время широко используются растачивание с последующим хонингованием под один из ремонтных размеров, постановка дополнительных ремонтных деталей (ДРД), индукционная центробежная наплавка, проточное хромирование. При этом с целью повышения износостойкости рабочей поверхности гильз в современном автомобильном двигателестроении для большинства гильз цилиндров двигателей, в том числе и зарубежных, применяется её закалка [2].

Цель статьи – представить пути повышения качества гильз цилиндров термомеханическим упрочнением для совершенствования технологии ремонта автомобильных двигателей.

Изложение основного материала. Несмотря на то, что в последнее время появляются и альтернативные материалы, и новые способы обработки деталей, железоуглеродистые сплавы остаются конкурентоспособны по отношению к ним. В настоящее время в мировой практике широкое распространение получили методы упрочняющей обработки сталей и сплавов, совмещающие термическое воздействие на металл с его пластической деформацией. Эффективность данных методов упрочнения для деталей из железоуглеродистых сплавов давно подтверждена практикой.

Высокотемпературная термомеханическая обработка среди этих методов занимает особое место вследствие своей универсальности и технологичности. Однако до сих пор подавляющее количество исследований в данной области касается сталей. Что касается чугунов, то их высокотемпературное термомеханическое упрочнение исследовано недостаточно.

Исходя из цели настоящей работы, для исследования был выбран специальный легированный чугун, который, согласно нормативно-технической документации, в настоящее время используется в промышленности для изготовления гильз цилиндров двигателей ЯМЗ и КамАЗ (табл. 1).

Таблица 1.

Химический состав специального легированного чугуна (в %).

C	Si	Mn	Cr	Cu	Ni	Ti	S	P
3,1–3,4	1,9–2,5	0,6–0,9	0,25–0,50	0,25–0,40	0,15–0,40	≤0,08	≤0,12	≤0,20

Установлено, что наиболее важными механическими свойствами поверхностных слоёв материалов являются их твёрдость и пластичность, поскольку благоприятное сочетание этих характеристик определяет износостойкость [3].

Известен ряд работ, в которых авторы разработали методики определения отдельных характеристик механических свойств экспресс-методом. Они наиболее приемлемы для ремонтного производства, что и позволит обеспечить высокий уровень восстановления деталей. Поэтому в настоящей работе, кроме исследования изменений твёрдости после термомеханической обработки, также было рассмотрено изменение пластичности (δ) его упрочнённого поверхностного слоя, как один из таких параметров, применительно к ремонту детали из специального легированного чугуна.

Сущность использованного «Метода экспериментальной оценки пластичности поверхностных слоёв деталей машин» [4], который в настоящей работе впервые предложен для оценки комплекса механических свойств поверхностного слоя исследуемого материала, заключается во вдавливании стандартного наконечника с алмазным конусом в испытываемый образец под действием последовательно прилагаемых предварительной и основной нагрузок, измерении двух относительно незавивисимых параметров пластического отпечатка – глубины t и диаметра по вершине наплыва d, по значениям которых оценивают относительное удлинение при растяжении поверхностных слоёв металлов. Это обстоятельство выгодно отличает данный метод от подобных способов и позволяет определять пластичность как независимую от твёрдости характеристику.

В результате исследования механических свойств поверхностного слоя специального легированного чугуна, подвергнутого термомеханическому упрочнению, и обработке экспериментальных данных, были получены следующие значения твёрдости и параметра пластичности (табл. 2).

Таблица 2.

Результаты исследования механических свойств.

№ режима	Режим термомеханического упрочнения	Твёрдость HRC	Параметр пластичности

	$T_{деф}$,°C	λ,%	$T_{отп}$,°C		$y = t/d$	δ_{5B}, %
1	830	17	б/о	47,3	0,18064	6,50
2	830	17	200	44,6	0,18725	9,43
3	830	17	350	44,8	0,18400	7,90
4	870	17	б/о	47,8	0,18247	7,27
5	870	17	200	45,1	0,18785	9,73
6	870	17	350	45,6	0,18516	8,38
7	910	17	б/о	48,9	0,17765	5,51
8	910	17	200	45,5	0,18614	8,83
9	910	17	350	45,7	0,18256	7,30
10	830	9	200	44,4	0,18128	6,77
11	830	21	200	46,2	0,18440	8,06
12	870	9	200	45,3	0,18424	7,85
13	870	21	200	46,5	0,18501	8,30
14	910	9	200	45,7	0,18131	6,78
15	910	21	200	47,0	0,18198	7,09
16	промышленная гильза			47,4	0,16432	2,65

Результаты исследований механических свойств показывают, что твёрдость поверхностного слоя образцов, подвергнутых термомеханическому упрочнению, находится в пределах 42–50 HRC, что соответствует техническим условиям на изготовление гильз цилиндров двигателей ЯМЗ и КамАЗ. Кроме того, при примерно одинаковой твёрдости (одного порядка) для всех вариантов термомеханического упрочнения наблюдается значительное повышение (в 2,0–3,6 раза) параметра пластичности по сравнению с образцами из промышленных гильз, закалённых ТВЧ. Последнее является следствием благоприятного влияния особенностей термомеханического упрочнения на исследуемый материал.

Для оценки износостойкости исследуемых материалов было принято использовать отношение работы сил трения, затрачиваемой на удаление единицы массы материала, к этой массе, что выражается формулой:

$$A = \frac{P_{тр} \times s}{\sum \Delta g}, \qquad (1)$$

где A – работа сил трения, Дж/г;
$P_{тр}$ – сила трения, Н;
s – путь трения, м;
$\Sigma\Delta g$ – общее значение потери массы (г) образца при определении величины износа весовым методом.

При условии поддержания во время испытаний силы трения на постоянном уровне и неизменном пути трения получается выражение:

$$A_{уд} = \frac{C}{\sum \Delta g}, \qquad (2)$$

где $A_{уд}$ – удельная работа сил трения по удалению единицы материала, Дж/г;
C – коэффициент, учитывающий условия испытаний, Дж.

При этом следует заметить, что максимальные значения износостойкости $\varepsilon = A_{уд}$.

Для оценки качества упрочненных гильз цилиндров предложен комплексный параметр деформационно-прочностных свойств материалов:

$$HK \times \delta_{5B}^{u}, \qquad (3)$$

где HK – твердость материала по Людвику, МПа;
δ_{5B}^{u} – пластичность материала.

На базе этого параметра возможно осуществить прогнозирование износостойкости материала (рис. 1). Цифры на представленной зависимости соответствуют режиму упрочнения (табл. 2).

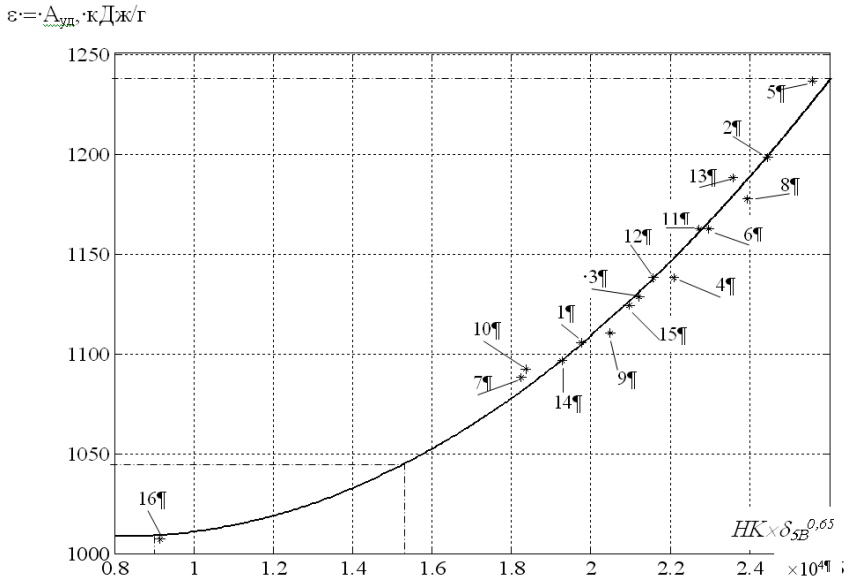


Рис. 1. Зависимость ε – $HK \times \delta_{5B}^{u}$ для исследованных режимов упрочнения (показатель степени u = 0,65).

Таким образом, полученные результаты могут быть использованы при изучении влияния термомеханического упрочнения на механические характеристики специального легированного чугуна. Кроме того, изменение параметра пластичности исследуемого чугуна после его упрочнения подтверждает комплексное влияние получаемых механических свойств материала на его износостойкость – наибольшей износостойкостью обладает материал, имеющий наибольшее значение комплексного параметра (режим термомеханического упрочнения: $T_{деф}$ = 870ºС, λ = 17%, $T_{отп}$ = 200ºС).

При этом износостойкость исследуемого чугуна по сравнению с промышленной гильзой увеличивается на 18–22%.

Результаты исследований позволяют сделать следующие **выводы.**

1. Твёрдость поверхностного слоя образцов, упрочнённых термомеханической обработкой, находится в пределах 42–50 HRC, что соответствует техническим условиям на изготовление гильз цилиндров двигателей ЯМЗ и КамАЗ. Кроме того, при примерно одинаковой твёрдости для всех исследованных режимов термомеханического упрочнения наблюдается значительное повышение (в 2,0–3,6 раза) параметра пластичности по сравнению с образцами из промышленных гильз, закалённых ТВЧ.

2. Комплексный параметр деформационно-прочностных свойств материала $HK \times \delta_{5B}^{u}$ может быть использован для прогнозирования ресурса восстановленных деталей.

3. Изменение параметра пластичности исследуемого чугуна после термомеханического упрочнения подтверждает комплексное влияние получаемых механических свойств материала на его износостойкость; наибольшей износостойкостью, которая увеличивается на 18–22%, обладает материал, имеющий наибольшее значение комплексного параметра (режим термомеханического упрочнения: $T_{деф}$ = 870ºС, λ = 17%, $T_{отп}$ = 200ºС).

ЛИТЕРАТУРА

1. Асташкевич Б. М. Износостойкость чугунных втулок цилиндров транспортных дизелей / Б. М. Асташкевич // Двигателестроение. – 1986. – № 2. – С. 32–36.
2. Вершинина Н. И. Исследование возможности повышения стабильности макрогеометрии чугунных гильз цилиндров с помощью термообработки / Н. И. Вершинина, О. М. Епархин, Б. М. Асташкевич // Двигателестроение. – 1990. – № 8. – С. 40–42.
3. Цыбульский В. А. К выбору критерия износостойкости при испытаниях материалов на трение и изнашивание / В. А. Цыбульский, Б. В. Савченков, Ю. В. Дудукалов // Вестник ХГАДТУ. – Харьков : Изд-во ХГАДТУ, 2000. – № 12–13. – С. 79–81.
4. РД 50-460-84. Методические указания. Обеспечение износостойкости изделий. Метод экспериментальной оценки пластичности поверхностных слоёв деталей машин. Введение 01.07.85. – М. : Издательство стандартов, 1984. – 14 с.

УДК 621.432

Эреджепов М. К., Абдулгазис У. А.

ВХОДНОЙ И ТЕКУЩИЙ ЭКСПРЕСС-КОНТРОЛЬ КОРРОЗИОННОЙ АКТИВНОСТИ НИЗКОЗАМЕРЗАЮЩИХ ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ

АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

У статті показана необхідність проведення вхідного і поточного експрес-контролю корозійного впливу антифризів на метали системи охолодження автомобільних двигунів в умовах експлуатації. Запропоновано схему установки на базі коррозиметра «ЕКСПЕРТ-004» для проведення експрес-контролю корозійної активності охолоджених рідин автомобільних двигунів.

Ключові слова: *антифриз, рідинна система охолодження, корозійний вплив антифризів.*

В статье показана необходимость проведения входного и текущего экспресс-контроля коррозионного воздействия антифризов на металлы системы охлаждения автомобильных двигателей в условиях эксплуатации. Предложена схема установки на базе коррозиметра «ЭКСПЕРТ-004» для проведения экспресс-контроля коррозионной активности охлаждающих жидкостей автомобильных двигателей.

Ключевые слова: *антифриз, жидкостная система охлаждения, коррозионное воздействие антифризов.*

In the research necessity to conduct the incoming and current express control of corrosive impact of antifreezes over automobile engines cooling system metals under operating conditions is shown. To rapid assessment (express-control) of the corrosion impact of cooling liquids on automobile engines new installation scheme on the basis of the corrosion evaluation device the «EXPERT-004» is offered.

Keywords: *antifreeze, liquid system of the cooling, corrosive impact of antifreezes.*

Постановка проблемы. Ведущие фирмы-автопроизводители подняли ресурс автомобильных двигателей до полутора миллиона километров пробега. Для реализации такого ресурса в рядовой эксплуатации существенное значение приобретает качество автоэксплуатационных материалов, в том числе и охлаждающих жидкостей.

Качество охлаждающих жидкостей различных производителей, изобилующих на рынке эксплуатационных материалов может существенно изменить работоспособность автомобильного двигателя в худшую сторону. Участились случаи, когда свежезаправленная в систему охлаждения двигателя жидкость уже через 25–30 ч наработки приводит к коррозионному разрушению головок блоков цилиндров, корпусов и крыльчаток водяных насосов и других деталей систем охлаждения двигателей. При этом упаковка охлаждающих жидкостей выглядит внешне доброкачественно, они расфасованы в бутыли с наклейками ведущих производителей. Это обстоятельство обостряет необходимость разработки экспресс-методик по выявлению фальсификата и некондиционных охлаждающих жидкостей.

Оборудованием и методикой для проведения экспресс-контроля (входного контроля) охлаждающих жидкостей автотранспортные предприятия, автовладельцы-частники и торгующие организации не располагают.

Анализ литературы. В последние десятилетия в качестве низкозамерзающих охлаждающих жидкостей, применяемых в системах автомобильных двигателей, широкое распространение получили антифризы, представляющие собой водный раствор многоатомного спирта-этиленгликоля или пропиленгликоля с добавкой набора присадок. В подавляющем большинстве антифризы производятся на основе этиленгликоля [1]. Объясняется это дороговизной пропиленгликоля, хотя последний имеет перед этиленгликолем такие существенные преимущества, как отсутствие токсичности и меньшая коррозионная активность. Этиленгликоль является агрессивной жидкостью по отношению к поверхностям теплообмена системы охлаждения двигателя.

Конструкции жидкостных систем охлаждения представляют собой полиметаллическую систему, состоящую из разнородных металлов: стали, чугуна, алюминия, латуни, припоя и др. Антифриз, непосредственно соприкасающийся с рабочими поверхностями теплообмена системы охлаждения, выполняя свою основную функцию теплоносителя, представляет собой постоянно функционирующий критический состав [2].

В условиях эксплуатации при выборе антифриза для конкретной модели автотранспортного средства руководствуются следующими основными критериями:

- инструкцией (рекомендацией) предприятия-изготовителя автотранспортного средства по выбору антифриза;
- маркой и характеристикой антифриза;
- производителем антифриза.

При этом не проводится инструментальный контроль качества антифриза, включая определение коррозионного воздействия антифриза в период использования его в системе охлаждения. Существующие же методы оценки качества антифриза [3] приемлемы лишь для специализированных лабораторий. Определение коррозионного воздействия антифризов производится гравиметрическим методом в лабораторных условиях в соответствии с [3]. Данный метод не

приемлем для применения на автотранспортных предприятиях и СТО.

Таким образом, изложенные выше положения показывают необходимость введения в технологию технического обслуживания автомобильных двигателей входного и текущего контроля и, прежде всего, контроля коррозионной активности антифризов.

Цель данной **статьи** – предложить автоэксплуатирующим и торгующим автоэксплуатационными материалами предприятиям при закупке низкозамерзающих охлаждающих жидкостей экспресс-контроль их химической коррозионной активности.

Изложение основного материала. Наряду с отклонениями производителей охлаждающих жидкостей от технических условий на их приготовление и возможным попаданием в продажу фальсификата, в условиях эксплуатации с охлаждающими жидкостями происходят изменения концентрации антифриза в воде.

Особенно в теплый период года естественно происходит активное испарение воды из антифриза. При этом для поддержания необходимого уровня жидкости в систему охлаждения добавляется дистиллированная вода. Понижение уровня антифриза вызывается также и нарушением герметичности системы охлаждения.

Зачастую бывает сложно выделить долю понижения уровня, приходящуюся на не герметичность системы и испарение воды. В таких случаях, как правило, в систему добавляется дистиллированная вода. При таком подходе снижается концентрация присадочного материала и повышается температура кристаллизации антифриза.

С другой стороны, для компенсации снижения уровня при одновременной утечке и испарении воды, добавляются антифриз и вода, при этом контролируется плотность антифриза. Такой подход устанавливает только необходимую температуру кристаллизации антифриза и не дает информацию о коррозионном воздействии на систему.

Обычно, эксплуатационники больше заботясь о техническом состоянии двигателей, перед холодным периодом года заменяют антифриз в системе раньше гарантийного срока их использования, что приводит к неоправданным эксплуатационным расходам.

В практике эксплуатации ДВС судов, тепловозов и дизель-поездов контроль коррозионного накипного воздействия охлаждающей жидкости проводится в процессе приготовления и использования охлаждающей жидкости по ряду показателей [4; 5], специализированными лабораториями, входящими в состав технических служб эксплуатации.

К настоящему времени в энергетической промышленности получили распространение компактные электронные приборы для экспресс-контроля качества технологических жидкостей по показателям общей минерализации, жесткости, электропроводности, pH и др.

Представляет интерес компактный универсальный автоматический коррозиметр «ЭКСПЕРТ-004» [6], осуществляющий автоматическое определение показателей общей и питинговой коррозии разнородных металлов в различных электропроводящих технологических средах в производственных и лабораторных условиях.

Техническая характеристика коррозиметра «ЭКСПЕРТ-004»

Показатели общей и питинговой ($K_п$) коррозии (P) …… 0,001–75000 мкм/год
Электродный потенциал (Ecor) ……..... +/–2000 мВ (0,0001 мВ)
Силы постоянного тока (I) ……..... +/–5000 мкА (0,001 мкА)
Продолжительность непрерывной работы, ч …….....…….. не менее 8
Время установки рабочего режима …….…… не более 5 мин.
Рабочие температуры:
- измерительного преобразователя …….…….. от 0 до 50ºС
- датчиков ……... от –50 до +100ºС
Режим работы ……. двух-, трехэлектродный
Габаритные размеры измерительного преобразователя …….……... 200 × 110 × 60 мм

Прямое использование указанного выше коррозиметра без доработки нецелесообразно, поскольку конструкция датчиков в данном приборе позволяет проводить измерения при отсутствии теплопередачи между технологической жидкостью и испытуемым металлом, тогда как коррозия металлов в системах охлаждения двигателей протекает в различных режимах теплопередачи.

Максимальные тепловые нагрузки в дизелях могут достигать 850 КВт/м^2 [7], а температура охлаждаемых поверхностей достигает 145–200ºС и более [8].

Установлено, что теплопередача оказывает

существенное влияние на коррозионные процессы [9; 10]. Поэтому целесообразно проверку коррозионного воздействия на металлы системы охлаждения проводить с соблюдением реальных условий теплопередачи в двигателе.

Предлагаемая схема установки (рис. 1) с использованием коррозиметра «ЭКСПЕРТ-004» позволяет определять коррозионное воздействие рабочей охлаждающей жидкости в условиях теплопередачи.

В предлагаемой установке датчики выполнены в виде полых стержней и вмонтированы в емкость с охлаждающей жидкостью. Данные полые стержни изготовляются из исследуемого металла (к примеру, чугуна, стали, алюминия, латуни и др.) и соединяются с помощью соединительного кабеля с измерительным преобразователем.

Теплопередача от датчиков (полых стержней) в охлаждающую жидкость осуществляется за счет нагрева полых стержней нагревателями 4, 5.

Величина подводимой электрической мощности регулируется источником электропитания 1. Нагретая охлаждающая жидкость, вытесняемая из емкости 11, охлаждается холодильником 6 и снова поступает в емкость 11. При достижении определенной стабилизации теплопередачи снимаются показания измерительным преобразователем 8. Измерительный преобразователь подключается к компьютеру для передачи результатов измерений.

Предложенная схема установки представлена в самом общем виде. При необходимости она может быть укомплектована измерителями температуры охлаждающей жидкости и поверхностей датчиков, манометром, циркуляционным насосом и др.

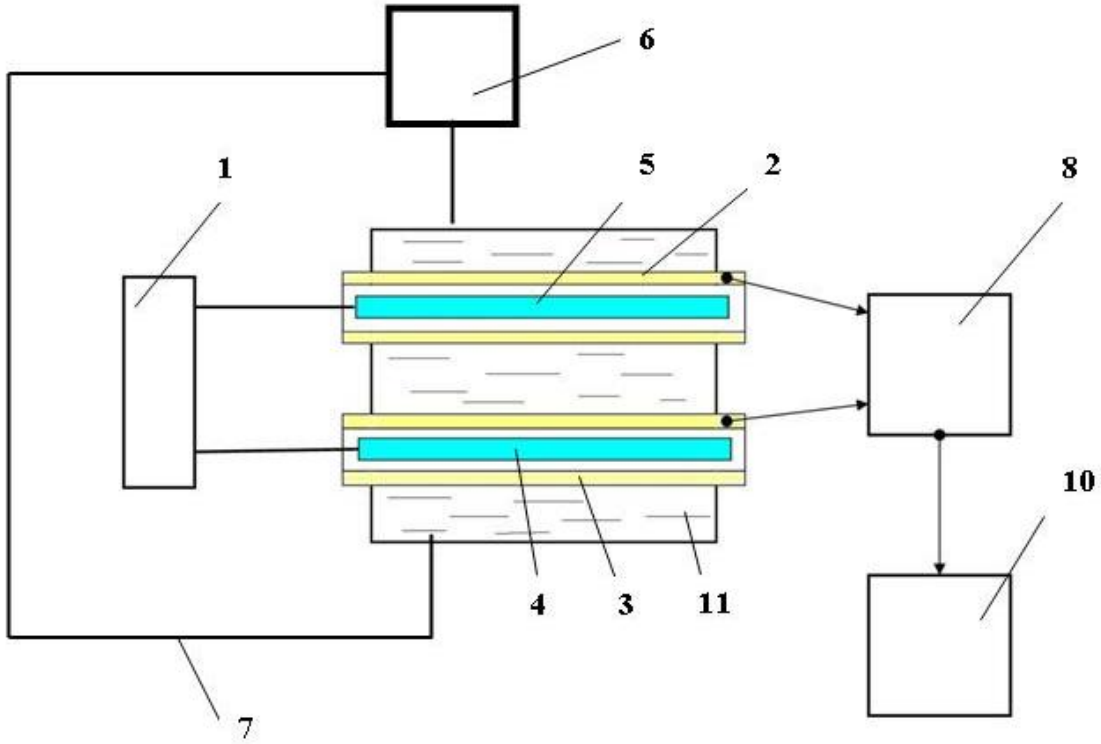


Рис. 1. Предлагаемая схема установки для проведения экспресс-контроля коррозионной активности охлаждающей жидкости в условиях теплопередачи: 1 – источник электропитания; 2, 3 – полый стержень, 4, 5 – нагреватель, 6 – холодильник, 7 – линия естественной циркуляции, 8 – измерительный преобразователь «ЭКСПЕРТ-004», 10 – компьютер, 11 – ёмкость с охлаждающей жидкостью.

Выводы и рекомендации. Показана целесообразность проведения входного и текущего экспресс-контроля коррозионного воздействия антифризов на детали системы охлаждения автомобильных двигателей в условиях эксплуатации.

Предложена схема установки на базе коррозиметра «ЭКСПЕРТ-004» для проведения экспресс-контроля коррозионной активности охлаждающих жидкостей автомобильных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абдулгазис У. А. Проблемы и пути снижения загрязнения окружающей среды отработавшими охлаждающими жидкостями автотракторных двигателей / У. А. Абдулгазис, М. К. Эреджепов // Сборник научных трудов ЮФ «Крымский агротехнологический университет» НАУ. Технические науки. – Симферополь : Фактор, 2008. – № 109. – С. 155–163.

2. Бейнон Е. Коррозия системы охлаждения, обусловленная ее конструкцией и применяемыми материалами / Е. Бейнон, Н. Р. Кулер, Х. Дж. Хенигэн ; [пер. с англ. В. В. Михеевой] // Предотвращение коррозии автомобилей : сб. статей. – М. : Транспорт, 1983. – С. 90–185.
3. ГОСТ 28084-89 (СТ СЭВ 2130-80). Жидкости охлаждающие низкозамерзающие. Общие технические условия. Государственный комитет СССР по стандартам. – М. : Издательство стандартов, 1989. – 21 с.
4. Інструкція по приготуванню та застосуванню води для охолодження двигунів тепловозів і дизельпоїздів. ЦТ-0047. – К., 2002. – 48 с.
5. Правила технической эксплуатации судовых дизелей. Утверждены приказом Госкомрыболовства России от 5 мая 1999 г. № 107. – 114 с.
6. Эконикс-Эксперт. Научно-производственное предприятие. Универсальный автоматический коррозиметр ЭКСПЕРТ 004 (v. 1.19) : руководство по эксплуатации и паспорт. – М., 2008.
7. Harvey D. N. Diesel engine coolant inverstigations / D. N. Harvey // Transactions of the Snstitute of Marine Engineers. – 1974. – № 4. – P. 78–87.
8. Колтин И. П. Отложения на теплоотдающих поверхностях деталей камеры сгорания как одно из препятствий форсирования ДВС / И. П. Колтин // Двигателестроение. – 1981. – № 12. – С. 9–10.
9. Колтыкин Я. М. Влияние теплопередачи на коррозию металлов / Я. М. Колтыкин, В. С. Пахомов, А. Г. Паршин // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1980. – № 12. – С. 20–22.
10. Пахомов В. С. Особенности активного растворения и пассивации металлов в условиях теплопередачи / В. С. Пахомов, А. Г. Паршин, А. В. Чеховский // Тез. докл. 6-ой Всесоюзн. конф. по электрохимии, 21–25 июня 1982. – М. : НИИТЭхим, 1982. – Т. 3. – С. 74–76.

УДК 331.438.2

Асанов А. У., Абдулгазис Д. У., Аблякимов Ф. Ш.

ТРЕНАЖЕР ДЛЯ ПОДГОТОВКИ РАБОТНИКОВ, ВЫПОЛНЯЮЩИХ РАБОТЫ НА ВЫСОТЕ

У даній статті пропонується варіант вирішення проблеми страху висоти шляхом тренувань вестибулярного апарату людини за рахунок поступового збільшення висоти, і виявлення категорії людей, для яких страх висоти нездоланний.

Ключові слова: *висота, страх висоти, вестибулярний апарат, висотний тренажер.*

В данной статье предлагается вариант решения проблемы боязни высоты путем тренировок вестибулярного аппарата человека на высотном тренажере, постепенно увеличивая высоту, и выявления категории людей, для которых боязнь высоты непреодолима.

Ключевые слова: *высота, боязнь высоты, вестибулярный аппарат, высотный тренажер.*

In this paper we propose a solution to the problem of incidence of workers carrying out work at height by vestibular training by gradually increasing the height at which the lessons, and identify categories of people for whom fear of heights is irresistible.

Key words: *height, vertigo, vestibular apparatus, high-altitude simulator.*

Постановка проблемы. Любой труд не должен быть опасен. Это аксиома, которую прекрасно понимают и работники, и работодатели, и контролирующие органы. Государственные институты принимают законы об охране труда, провозглашающие приоритет сохранения жизни и здоровья работников в процессе трудовой деятельности. Однако, к большому сожалению, принятые законы не реализуются в полной мере в нашей современной действительности, когда получение максимальной прибыли становится приоритетом, а затраты на охрану жизни и здоровья работников отходят на второй план. Это одна из главных причин несчастных случаев на производстве, количество которых продолжает оставаться высоким, а в некоторых видах человеческой деятельности даже растет.

Анализ публикаций. В табл. 1 на основании данных [1] приведено распределение количества потерпевших от травматизма по Украине, связанного с производством (по основным видам происшествий).

Таблица 1.

Количество потерпевших от травматизма по Украине, %.

Годы	Всего потерпевших	В том числе по видам деятельности

		Дорожно-транспортные происшествия	Падения потерпевшего	В том числе с высоты	Падения, обрушения предметов, материалов, породы, грунта и т. д.	Действие предметов и деталей, которые двигаются, разлетаются, вращаются	Поражение электрическим током	Действие опасных токсических веществ
2001	100	4,6	22,7	5,4	25,3	17,1	1,2	1,4
2002	100	6,4	24,1	5,9	24,8	17,2	1,2	1,2
2003	100	7,1	26,7	6,2	24,2	16,6	1,2	1,2
2004	100	6,6	26,2	6,8	23,1	18,1	1,2	1,1
2005	100	6,7	26	6,8	21,8	18,8	1,2	1
2006	100	7,7	27,9	7,1	20,7	18,2	1,2	1,5
2007	100	7,7	26,9	7,6	20,7	18,4	1,2	1,3
2008	100	7,8	27,1	7,3	20,8	17	1,2	1,5
2001	0	0	1,9	0,1	2,2	0,1	0,5	22,9
2002	0,3	0,1	2	0,1	2,2	0,1	0,6	19,7
2003	0,1	0,1	1,5	0,1	2,1	0,1	0,5	18,5
2004	0,1	0	1,5	0,1	2,3	0	0,5	19,2
2005	0	0,1	1,6	0,1	2,4	0	0,6	19,7
2006	0	0,1	1,7	0,1	2,5	0,1	0,4	17,9
2007	0,1	0,1	1,3	0,1	2,2	0,1	0,5	19,4
2008	0,1	0,1	1,4	0,1	2,6	0	0,5	19,8

Анализ этой таблицы по количеству потерпевших по основным видам происшествий в Украине показывает, что падение с высоты является одной из доминирующих причин производственного травматизма.

На рис. 1 в процентом отношении от общего количества потерпевших по стране за период 2000–2008 г. показана динамика изменения количества пострадавших при падении с высоты.

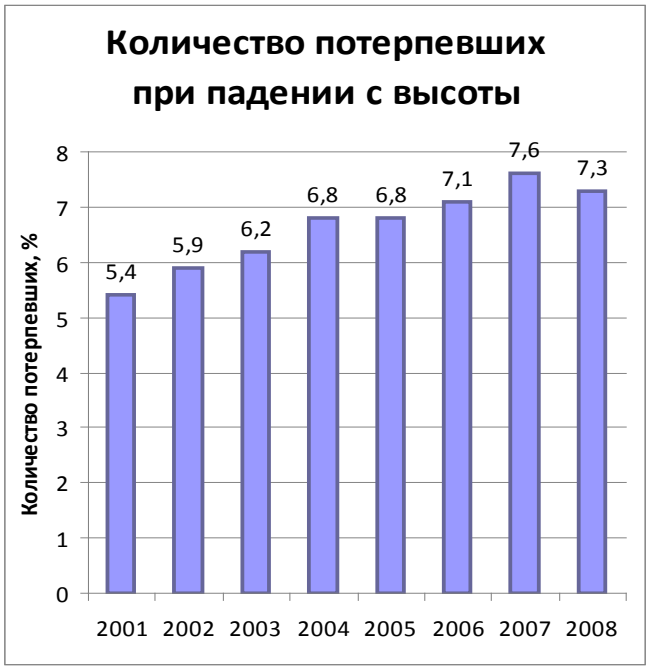


Рис. 1. Динамика изменения количества пострадавших при падении с высоты.

Видна тенденция роста этого показателя. Некоторое снижение травматизма, связанного с падением с высоты, а также по другим видам деятельности в 2008 году, на наш взгляд, объясняется падением промышленного производства, вызванного экономическим кризисом и соответствующим сокращением числа работающих. Проанализируем данные [2] по травматизму в АР Крым и г. Севастополе за 9 месяцев 2009 года (рис. 2).

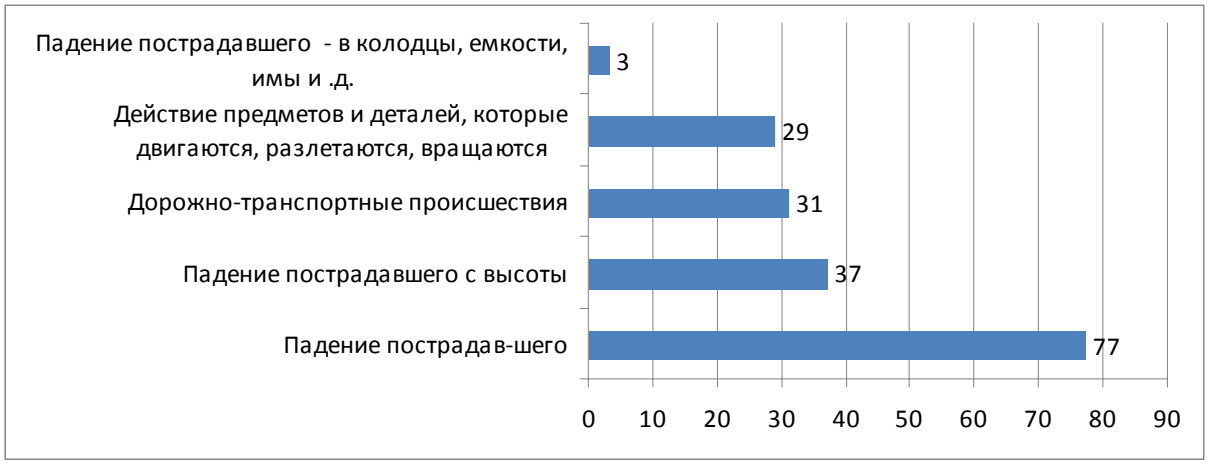


Рис. 2. Данные по травматизму в АР Крым.

Как видно из вышеприведенных данных, из всех пострадавших на производстве главными травмирующими факторами являются падения работников с высоты.

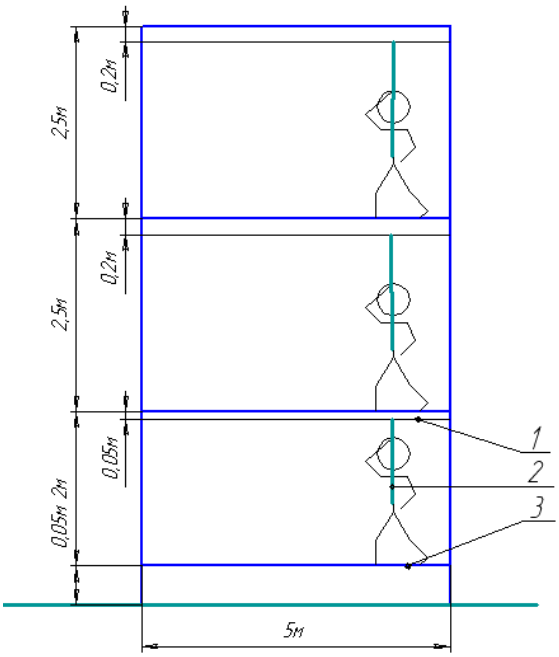
Всегда ли, выбирая профессию, мы задумываемся о том, соответствуют ли ей наши индивидуальные особенности? Наверное – нет! У подростков, выбирающих профессию без учета индивидуальных особенностей, уже на стадии профессионального обучения в 40% случаев отмечается несоответствие выбора профессиональным требованиям. Иногда это приводит к тому, что профессию могут освоить только до 60% здоровых подростков. В то же время применение прогнозирования профессиональной пригодности подростков позволяет перевести до 97% профнепригодных молодых людей в разряд пригодных для другой профессии.

Кроме того, выбор профессии в соответствии с индивидуальными способностями человека дает возможность в 2–2,5 раза снизить заболеваемость с временной утратой трудоспособности, а производственным травматизмом – до 50% [3].

Основными особенностями при выполнении работ на высоте являются ограничение движений в пространстве и перемещение по рабочей площадке, неудобства позы при выполнении целого ряда операций, подверженность атмосферным воздействиям, скорость ветра, гололед, гроза, туман, которые затрудняет видимость в границах фронта работ, а также в ночное время при недостаточной освещенности, высоких и низких температурах воздуха [4]. Поэтому, очень важной при оценке работоспособности людей, выполняющих работы на высоте, является диагностика их утомляемости, осуществляемая индивидуально.

Анализ действий данной группы работников, их ощущений и данных медицинских осмотров свидетельствуют об их различном физическом состоянии. Это связано с индивидуальными особенностями, возрастом работника, климатическими условиями, характером выполняемой работы.

При работе на автовышках с выдвижными телескопами, с выдвижными лестницами, корзинами, люльками (строительными и навешиваемыми на крюк крана); на подъемниках, передвижных механизированных подмостьях, а также при выполнении работ на крышах сооружений, при монтаже или демонтаже стальных, же-



лезобетонных и сборных конструкций и т. д. на организм человека непосредственно влияет фактор высоты.

Цель работы – показать целесообразность использования высотного тренажера для подготовки специалистов выполняющих работы на высоте, предложить конструкцию тренажера.

Изложение основного материала. Факты падения работников с высоты связаны с их профнепригодностью, физической и психологи-

ческой усталостью, а также с лихачеством или сознательным пренебрежением требованиями правил по технике безопасности. Люди, выполняющие работы на высоте, подвержены большим нервным напряжениям и напряжениям сердечно-сосудистой системы. При обследовании верхолазов в период монтажных работ на высоте установлено, что у монтажников 20–28-летнего возраста при подъеме на высоту выдвижным телескопом частота сердечных сокращений увеличивается до 90–95 ударов в минуту; через 4–5 мин. она стабилизируется на уровне 85–87 ударов в зависимости от индивидуальных особенностей организма. У большинства верхолазов, поднявшихся на высоту 12–14 м, частота сердечных сокращений увеличивается на 6–7%, а при подъеме на высоту 17–18 м – увеличивается вдвое. Тем самым, по мере подъема на все большую высоту ухудшается самочувствие человека. Это порождает боязнь, а у некоторых начинающих верхолазов – страх, который вызывает нервозность и может быть причиной не только плохого самочувствия, но и болезни. Поэтому своевременное определение профпригодности, физической, психологической усталости может предотвратить те негативные явления, которым подвержены работники, выполняющие работы на высоте.

Высота существенно влияет на пространственные характеристики двигательного навыка. Опыт работы, производимой на высоте, показывает, что при систематической работе на высоте функция равновесия у монтажников, сварщиков и др. работников вследствие выработки навыка улучшается. Нормализуется частота пульса и дыхания. Кроме того, специальные тренировки на высоте в течение 20–30 мин. ежедневно снижают неблагоприятное нервно-эмоциональное влияние фактора высоты [5]. Поэтому при подготовке специалистов, работа которых связана с высотой, необходим тренажер.

Предлагаемый нами тренажер (рис. 3) даст возможность практически каждому человеку желающему проверить себя путем прохождения по твердой поверхности на различной высоте определить, как влияет на его организм фактор высоты.

Рис. 3. Тренировочный тренажер: 1 – страховочный стальной канат; 2 – предохранительный пояс; 3 – рабочая полоса.

Первая отметка, с которой начинает прохождение работник, расположена на расстоянии 0,5 м от поверхности земли. Затем упражнение повторяется на отметке 2 м, и так далее через каждые 2,5 м.

Перед началом упражнений на тренажере необходимо пройти инструктаж, одеть спецодежду, обувь, каску, предохранительный пояс. Далее с помощью карабина следует зацепиться за страховочный, стальной, гибкий канат, расположенный выше, и строго под контролем инструктора выполнять упражнения.

Выводы.

1. При подготовке специалистов, выполняющих работы на высоте, целесообразно ввести в учебных заведениях практику обучения на высотном тренажере.

2. С помощью высотного тренажера желающие обучаться выполнять работы на высоте могут проверить себя, как на них действует фактор высоты. Тогда категория людей, для которых фактор высоты является непреодолимой проблемой, могла бы своевременно определиться с выбором профессии.

3. Тренировочный тренажер необходим и для реабилитационных целей для категории людей, которые длительное время не работали на высоте и им необходимо восстановить утраченные навыки.

4. Высотный тренажер может быть полезным медицинским работникам, проводящим медицинский осмотр в соответствии с требованиями правил [4] о медицинском осмотре работников, работающих на высоте, утвержденного Приказом Министерства здравоохранения Украины от 31.03.94 г. № 45.

5. Несмотря на не высокую стоимость конструкции высотного тренажера, эффективность его может быть очень высока, и существенно снизит травматизм, вызванный падением людей, выполняющих работы на высоте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калачева І. Травматизм на виробництві у 2009 році : статистичний бюлетень / І. Калачева. – К. : Державний комітет статистики України, 2010. – 145 с.
2. Калачева І. Травматизм на виробництві у 2008 році : статистичний бюлетень / І. Калачева. – К. : Державний комітет статистики України, 2009. – 140 с.
3. Перед выбором профессии познай себя // Охрана труда. – 1998. – № 2. – С. 38.
4. Правила охраны труда при выполнении работ на высоте. П68. – К. : Основа, 2007. – 112 с. – (Нормативно-правовой акт по охране труда).
5. Романчук А. А. Организация деятельности службы охраны труда на предприятии / А. А. Романчук. – К. : Основа, 2002. – 96 с.

УДК 621.793.7

Лузан С. А.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРООБРАБОТКИ ГАЗОПЛАМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ, СНИЖАЮЩИХ УРОВЕНЬ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Розроблені математичні моделі залишкових напруг, що утворюються в газополум'яних покриттях при напиленні, залежно від технологічних параметрів віброобробки.

Ключові слова: *газополум'яне напилення, залишкові напруги, покриття, основа, віброобробка.*

Разработаны математические модели остаточных напряжений, образующихся в газопламенных покрытиях при напылении, в зависимости от технологических параметров виброобработки.

Ключевые слова: *газопламенное напыление, остаточные напряжения, покрытие, основа, виброобработка.*

Is designed mathematical models of the remaining stress, from in gazoflame coatings upon evaporation, depending on technological parameter vibraprocessing.

Key words: *gazoflame evaporation, remaining stress, coating, base, vibraprocessing.*

Постановка проблемы. При нанесении покрытий газопламенным способом в них формируются остаточные напряжения вследствие высокотемпературного воздействия струи газового пламени на частицы материала и напыляемую поверхность, значительные градиенты температур в частицах при остывании и в напыляемом покрытии, а также разницы коэффициентов термического расширения металла основы и покрытия. Остаточные напряжения, особенно их градиенты по сечению покрытий, не только приводят к повышенной хрупкости, но и уменьшают прочность материала покрытий и прочность сцепления покрытия с основой, снижают их термостойкость и усталостную прочность.

Остаточные, или внутренние, напряжения классифицируются в зависимости от объемов, в которых они уравновешиваются: напряжения I рода характерны макрообъемам тела; напряжения II рода возникают при локальной неоднородности деформации отдельных зерен, часть которых может стать растянутой, а часть – сжатой; напряжения III рода действуют в пределах отдельных зерен и являются следствием неодинакового расстояния между атомами решетки.

В связи с особенностями формирования газопламенных покрытий при их нанесении в них действуют напряжение всех видов. Уровень этих напряжений высок, поскольку он вызван ударом, деформацией, неравновесной кристаллизацией, фазовыми превращениями и другими интенсивными процессами взаимодействия частиц. При формировании покрытия релаксация напряжений как в самих частицах, так и на границе между ними не происходит из-за кратковременности процесса. Поэтому высокий уровень остаточных напряжений в покрытиях сохраняется и после напыления.

При напылении отдельной частицы порошка по периметру частицы образуются нормальные отрывные напряжения или напряжения, которые прижимают ее края. В последнем случае возможное формирование отрывных напряжений в центре частицы, и, если они превышают прочность сцепления с основой, частица отслаивается при охлаждении [1]. Экспериментальные исследования остаточных напряжений в покрытиях из разных материалов на разных основах показали, что в покрытии могут возникать как остаточные напряжения растяжения, так и остаточные напряжения сжатия.

Основные технологические приемы, которые позволяют регулировать остаточные напряжения в покрытиях:

- подбор материалов покрытия и основы по коэффициентам термического расширения;
- регулирование термического воздействия высокотемпературной струи на напыляемые частицы и основу изменения распределения его тепловой мощности по пятну нагрева, а также изменения дистанции напыления или скорости перемещения горелки;
- снижение модуля упругости материала покрытия путем введения в него дополнительно пластичного материала;
- использование подслоев между основой и покрытием, которые обеспечивают плавный переход свойств от материала основы к материалу покрытия;
- изменение толщины покрытия, а также использование многослойных покрытий с чередованием слоев из разных материалов;
- армирование покрытия непрерывными или дискретными проводами или волокнами;
- изменение формы поверхности, которая напыляется, устранение острых углов детали.

Перечисленные технологические приемы не являются универсальными, т. е. для каждого подходит определенный тип деталей и покрытий. Предлагаемый метод снижения уровня остаточных напряжений в газопламенных покры-

тиях путем интегрирования способа напыления и вибрационной обработки является более универсальным, и применим для деталей разной конфигурации и материалов покрытия.

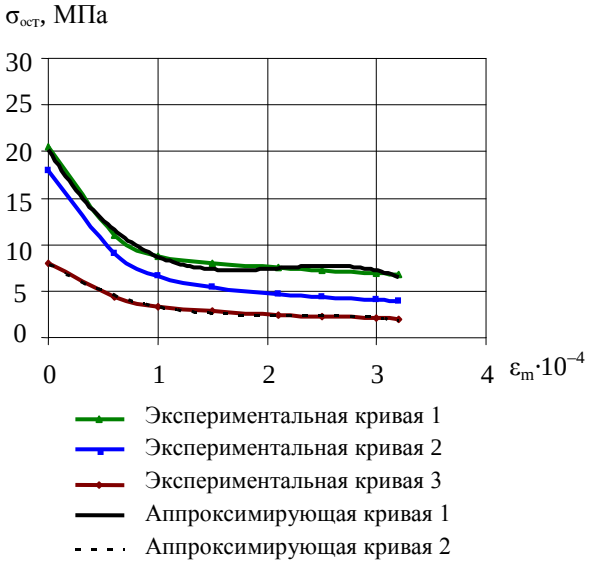
Применительно к плазменному нанесению покрытий, при котором время кристаллизации напыляемых частиц 10^{-7}–10^{-4} с, влияние вибрации рассматривалось с учетом её воздействия на структуру напыленного материала [2]. Сведений о применении вибрационной обработки для газопламенных покрытий с целью улучшения их свойств в научно-технической литературе нет. Учитывая положительные результаты исследований вирообработки плазменных покрытий, целесообразно провести исследования о возможности комбинирования способа газопламенного напыления с вибрационным воздействием на напыляемую основу (деталь) с целью снижения уровня остаточных напряжений в покрытии и переходной зоне «покрытие – основа».

Анализ литературы. Впервые идея о возможности применения вибрационного воздействия на кристаллизующийся металл с целью улучшения его свойств была высказана Д. К. Черновым в 1869 г. [3]. Спустя 16 лет в США впервые были проведены опыты по промышленному применению вибростабилизирующей обработки. В связи с отсутствием научных исследований в этом направлении вибрационная обработка достаточно долго применялась только на небольшом числе предприятий [4].

Дальнейшее развитие и распространение методы вибрационной обработки получили в связи с работами R. A. Claxton, A. Rappen, G. P. Wozney, G. R. Crawner, L. E. Thompson [5–7].

На территории бывшего СССР пионерами в данном направлении принято считать О. Ю. Коцюбинского, Г. Г. Адояна, А. М. Герчикова, Э. Ч. Гини [8]. Исследования, проведенные этими авторами, посвящены различным проблемам: снижению уровня остаточных напряжений, вызванными упрочняющей обработкой или пластической деформацией изгиба, виброобработке литых и сварных изделий.

В ИЭС имени Е. О. Патона выполнены работы по исследованию метода вибрационной обработки для снижения остаточных напряжений в сварных конструкциях и созданию вибрационной установки [9; 10]. В последние годы выполнены исследовательские работы по применению вибрационной обработки сварных конструкций из низкоуглеродистых сталей [11]. В Донбасской государственной машиностроительной академии А. И. Дрыгой выполнен комплекс работ по исследованию влияния вибростабилизирующей обработки на снижение остаточных напряжений [12]. Исследован процесс снижения остаточных напряжений в ответственных деталях подшипниковых узлов крупных электрических машин при воздействии вибростабилизирующей обработки поэтапно после операций сварки, механообработки и сборки. Проведены работы по снижению технологических остаточных напряжений в заготовке кованого вала ротора, в сварных соединениях из алюминиевого сплава АМг6. Разработаны виброкомплексы серий ВК-79, ВК-86, ВК-89.ЛЭС и ВК-90, обеспечивающие диапазон регулирования частоты



вращения электродвигателя от 300 до 8500 об/мин.

Общеизвестно, что знакопеременные напряжения, возбуждаемые в металле, вызывают движение дефектов, в частности дислокаций. При этом в зависимости от величины напряжений движение дислокаций может быть как обратимым, так и необратимым. Необратимое движение дислокаций сопровождается их размножением за счет работы источника Франка-Рида, принцип действия которого заключается в следующем [13]. Вместе с повышением плотности дислокаций происходит также значительное увеличение концентрации точечных дефектов. Точечные дефекты могут взаимодействовать с дислокациями и, таким образом, закреплять их. Закрепление дислокаций приводит к изменению предела текучести. Теория этого явления разработана Гранато и Люкке на основе более ранних работ Фриделя, Келера, Томсона и Холмса [13]. Образование вакансий вызывает также изменение плотности металла и периода решетки.

Приложение переменных напряжений, которые не превышают предела усталости, обеспечивает релаксацию внутренних напряжений.

Затухание колебаний в реальном материале связано с внутренним трением, основным источником которого являются движение дисло-

каций и их взаимодействие с другими дефектами кристаллической решетки и примесными атомами [13].

Специфика технологии газопламенного напыления, связанная с нагревом напыляемых частиц и последующей их деформацией при формировании слоя, приводит к повышенной плотности дислокаций в материалах покрытия, а также крайней его неоднородности и пористости. Тогда, исходя из вышеизложенного, априорно можно предположить, что под действием знакопеременных напряжений также должны происходить изменения дислокационной структуры напыленных покрытий, которые приводят к снижению уровня остаточных напряжений и других свойств покрытия.

Цель статьи – разработать математические модели остаточных напряжений в газопламенных покрытиях в зависимости от технологических параметров виброобработки.

Изложение основного материала. Величину остаточных напряжений в напыленном слое и подложке определяли экспериментально по деформации образца в процессе постепенного удаления слоя по методике, описанной в монографии [14]. Зависимости остаточных напряжений в газопламенных покрытиях от амплитуды деформации и частоты колебаний при виброобработке представлены на рис. 1 и 2.

Рис. 1. Изменение остаточных напряжений от амплитуды деформаций при виброобработке в процессе газопламенного напыления.

Экспериментальная кривая 1 представляет распределение остаточных напряжений на границе раздела «покрытие – основа» от величины амплитуды деформации при виброобработке, экспериментальные кривые 2 и 3 показывают распределение остаточных напряжений в слоях расположенных на расстоянии от поверхности основы на 0,2 и 0,5 мм соответственно. Следует отметить, что наиболее высокий уровень остаточных напряжений формируется на границе раздела «покрытие – основа» и снижается по мере удаления от неё. С возрастанием амплитуды деформаций при виброобработке остаточные напряжения в покрытии и на границе раздела «покрытие – основа» уменьшаются, причем наиболее интенсивно этот процесс происходит при увеличении амплитуды деформации до $1{,}2\times10^{-4}$. Также необходимо отметить, что наиболее значительное уменьшение остаточных напряжений происходит в слоях покрытия, которые ближе расположены к границе раздела «покрытие-основа» и имеют более высокий уровень остаточных напряжений при традиционном напылении. Например, в слое, расположенном на расстоянии 0,2 мм от поверхности основы, остаточные напряжения уменьшаются от 18 до 3,9 МПа (в 4,6 раз), а в слое, отстоящем на расстоянии 0,5 от поверхности основы – от 8 до 2 МПа (в 4 раза). В результате аппроксимации экспериментальных кривых 1 и 3 получаем зависимости, представляющие полиноминальные функции третьей степени:

$$\sigma_{ост1} = -1{,}5125\varepsilon^3 + 9{,}6542\varepsilon^2 - 19{,}706\varepsilon + 20{,}273, \quad (1)$$

$$\sigma_{ост3} = -0{,}523\varepsilon^3 + 3{,}4296\varepsilon^2 - 7{,}5027\varepsilon + 7{,}9116 \quad (2)$$

Коэффициенты корреляции составляют $R_1^2 = 0{,}9922$, $R_3^2 = 0{,}9935$. Полученные уравнения (1), (2) являются математическими моделями, определяющими величину остаточных напряжений в напыленном покрытии в слоях, отстоящих на расстоянии от поверхности основы 0,2 и 0,5 мм соответственно в зависимости от амплитуды деформации при виброобработке.

Частота колебаний и время виброобработки после напыления на распределение остаточных напряжений в покрытии и на границе раздела «покрытие – основа» влияют аналогично.

Наиболее интенсивно процесс снижения уровня остаточных напряжений в покрытии происходит при увеличении частоты колебаний до 120 Гц и в слоях, более близко расположенных к напыленной поверхности (рис. 2). Например, в слое, расположенном от поверхности подложки на расстоянии 0,2 мм, остаточные напряжения уменьшились с 18 до 4,2 МПа (в 4,3 раза), а в слое, отстоящем на 0,5 мм от напыленной поверхности – с 8 до 2,2 МПа (в 3,6 раза).

Рис. 2. Изменение остаточных напряжений от частоты колебаний при виброобработке в процессе газопламенного напыления.

Аппроксимируя экспериментальные кривые 1 и 3, получаем зависимости, представляющие полиноминальные функции третьей степени:

$$\sigma_{ост1} = -2\times10^{-6}f^3 + 0{,}0011f^2 - 0{,}2101f + 20{,}069, \quad (3)$$

$$\sigma_{ост3} = -6\times10^{-7}f^3 + 0{,}0004f^2 - 0{,}0785f + 7{,}8612. \quad (4)$$

Коэффициенты корреляции составляют $R_1^2 = 0{,}9808$, $R_3^2 = 0{,}9894$. Полученные уравнения (3), (4) являются математическими моделями остаточных напряжений в напыленном покрытии в слоях, отстоящих от поверхности основы на 0,2 и 0,5 мм соответственно, в зависимости от амплитуды деформации при виброобработке.

При виброобработке деталей с газопламенными покрытиями после напыления остаточные напряжения в покрытии уменьшаются. Причем с увеличением длительности виброобработки, при постоянной амплитуде деформации и частоте колебаний, наиболее интенсивно процесс снижения уровня остаточных напряжений происходит в течение первых 2–3 минут. Поэтому про-

изводить виброобработку газопламенных покрытий после напыления в течение более 3 мин. экономически нецелесообразно (рис. 3).

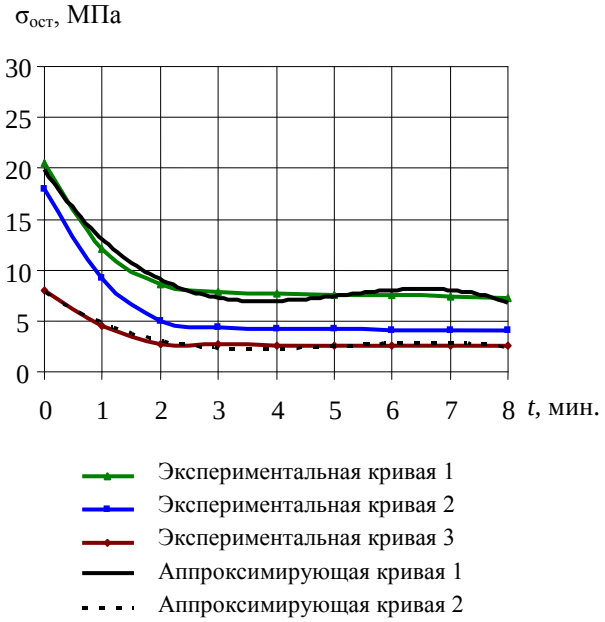
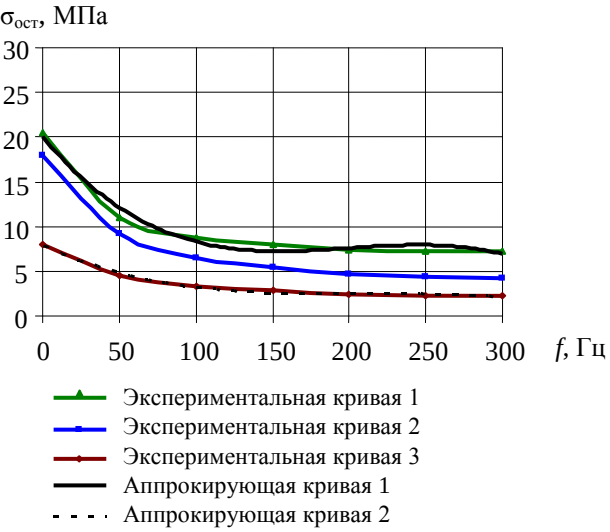


Рис. 3. Изменение остаточных напряжений в газопламенном покрытии от времени виброобработки после напыления.

После аппроксимации экспериментальных кривых 1 и 3 получаем зависимости, представляющие полиноминальные функции третьей степени:

$$\sigma_{ост1} = -0{,}1141t^3 + 1{,}7679t^2 - 8{,}4689t + 19{,}852, \quad (5)$$

$$\sigma_{ост1} = -0{,}051t^3 + 0{,}7879t^2 - 3{,}7142t + 7{,}7657. \quad (6)$$



Коэффициенты корреляции составляют $R_1^2 = 0{,}9759$, $R_3^2 = 0{,}9739$. Полученные уравнения (5), (6) являются математическими моделями остаточных напряжений в напыленном покрытии в слоях, отстоящих от поверхности основы на 0,2 и 0,5 мм соответственно, в зависимости от длительности виброобработки после напыления.

Обобщая выражения (1)–(6), получим следующее уравнение:

$$\sigma_{ост1} = -Ax^3 + Bx^2 - Cx + K, \quad (7)$$

где A, B, C, K – постоянные для данного материала покрытия и основы, расстояния от поверхности основы до слоя, в котором определяются остаточные напряжения;

x – технологический параметр виброобработки:

ε – амплитуда деформации,

f – частота колебаний,

t – длительность обработки после напыления.

Полученное выражение (7) представляет собой математическую модель остаточных напряжений в газопламенных покрытиях в зависимости от технологических параметров виброобработки.

Вывод. Результаты экспериментальных исследований подтверждают теоретическое обоснование возможности применения вибрационной обработки деталей при газопламенном нанесении покрытий с целью снижения уровня остаточных напряжений.

Виброобработку можно выполнять как в процессе газопламенного напыления, так и после него.

На основе проведенных исследований разработаны математические модели остаточных напряжений в газопламенных покрытиях в зависимости от амплитуды деформации, частоты колебаний при виброобработке и длительности обработки после напыления.

Все модели представляют аналогичные полиноминальные функции третьей степени, которые можно представить обобщенной математической моделью (7) остаточных напряжений в газопламенных покрытиях в зависимости от технологических параметров виброобработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Інженерія поверхні : підручник / [К. А. Ющенко, Ю. С. Борисов, В. Д. Кузнецов, В. М. Корж]. – К. : Наукова думка, 2007. – 559 с.
2. Пузряков А. Ф. Теоретические основы технологии плазменного напыления : учебное пособие по курсу «Технология конструкций из металлокомпозитов» / А. Ф. Пузряков. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. – 360 с.
3. Чернов Д. К. Избранные труды по металлургии и металловедению / Д. К. Чернов. – М. : Наука, 1983. – 256 с.
4. Gnirss G. Vibration and vibratory stress relief. Historical development, theory and practical application / G. Gnirss // Welding in the World. – 1988. – Vol. 26, № 11–12. – P. 284–291.
5. Claxton R. A. Vibratory stress-relieving practice and theory. Heart Treat. Meth. and media / R. A. Claxton // 5th annual conf. and Exib. – Birmingham : Exib. Inst. Meth. Techn., 1979. – P. 34–45.
6. Rappen A. Vibration nach dem VSR. Verbahen zur

verminderung des eigenspannungsverzugs / A. Rappen // Lastechnick. – 1972. – B. 38. – № 10. – S. 223–233.
7. Wozney G. P. An investigation of vibrational stress relief in steel / G. P. Wozney, G. R. Crawner // Welding Journal. – 1968. – № 2. – P. 411–419.
8. Коцюбинский О. Ю. Вибрационное старение чугунных отливок / О. Ю. Коцюбинский, А. М. Герчиков, Э. Ч. Гини // Литейное производство. – 1962. – № 4. – С. 31–34.
9. Махненко В. И. Перераспределение остаточных напряжений в сварных балках при вибрационной обработке / В. И. Махненко, Н. П. Пивторак // Автоматическая сварка. – 1978. – № 9. – С. 28–31.
10. Эффективность методов снижения остаточных сварочных напряжений / [А. Я. Недосека, А. А. Грудз, О. И. Зубченко и др.] // Автоматическая сварка. – 1974. – № 3. – С. 66–69.
11. Файрушин А. М. Совершенствование технологического процесса изготовления корпусов аппаратов с применением вибрационной обработки : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. тех. наук : спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы» / А. М. Файрушин. – Уфа, 2003. – 25 с.
12. Дрыга А. И. Вибростабилизирующая обработка сварных и литых деталей в машиностроении. Теория, исследования, технология / А. И. Дрыга. – Краматорск : ДГМА, 2004. – 157 с.
13. Кулемин А. В. Ультразвук и диффузия в металлах / А. В. Кулемин. – М. : Металлургия, 1978. – 200 с.
14. Лузан С.А. Газотермическое напыление покрытий : монография / С. А. Лузан. – Харьков : Изд-во «НТМТ», 2009. – 138 с.