

## **ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ НАГРУЖЕНИЯ ПРОТЕКТОРА ПОВРЕЖДЕННОЙ ШИНЫ ПРИ КАЧЕНИИ КОЛЕСНОГО ДВИЖИТЕЛЯ С АВАРИЙНОЙ ОПОРОЙ**

Дослідження колісного рушія рекомендовано робити не тільки при рекомендованому рівні внутрішнього тиску у внутрішній порожнині шини, але й при його відсутності, попередньо прогнозуючи швидкість кочення в аварійному режимі відповідно до запропонованого підходу.

### **THE PREDICTION OF DAMAGED TIRE TREAD LOAD ROLLING OF WHEEL BEARING ENGINE WITH EMERGENCY SUPPORT**

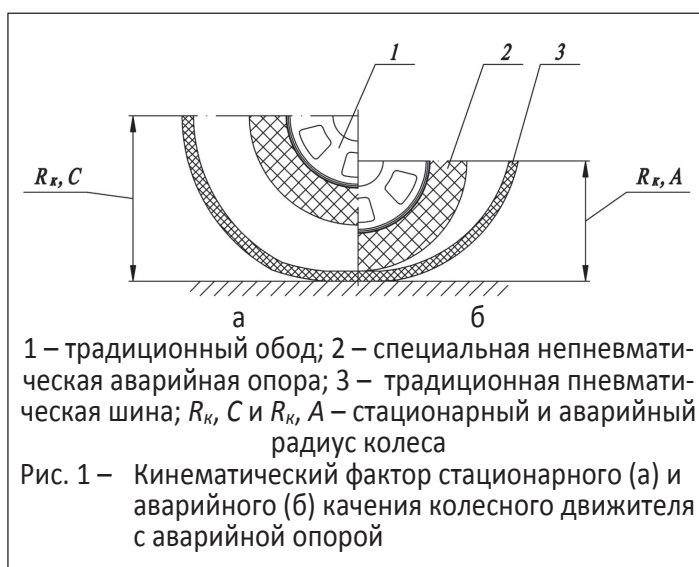
The investigation of wheel bearing engine is recommended to produce not only at the recommended level of the internal pressure inside the tire, but also in its absence previously predicting the rolling velocity in an emergency, in accordance with the proposed approach.

Целесообразность проведения исследований традиционного колёсного движителя в соответствии со скоростными, тормозными, ресурсными и многими другими методиками не подлежит сомнению, однако, по мнению автора, получаемые при этом результаты приемлемы лишь для сравнительной оценки обрабатываемых технико-экономических решений. Основанием для возникновения данного мнения служит анализ условий эксплуатации транспортного средства, исходя из которого, в виду организационно-технических сложностей, далеко не всегда имеет место условие соблюдения рекомендуемого уровня внутреннего давления во внутренней полости пневматической шины традиционного колёсного движителя.

Эксплуатационная ситуация предопределяет в пневматической шине колёсного движителя уровень внутреннего давления, который относительно рекомендуемого может быть как большим, так и меньшим. Любое из отклонений чревато повреждением пневматической шины с постепенной или внезапной потерей внутреннего давления до нуля, что обуславливает переход колёсного движителя из состояния режима качения, соответственно, из стационарного к аварийному. Однако существующие исследования колёсного движителя, производимые при обеспечении рекомендуемого уровня внутреннего давления, не отражают реального изменения эксплуатационных свойств. Как следствие, свыше трети дорожно-транспортных происшествий, которые, увы, сопряжены с потерей здоровья и жизни людей, обусловлены непрогнозируемым изменением при аварийном качении свойств колёсного движителя с повреждённой шиной.

Ранее рассматривались уникальные возможности электронных средств контроля и корректировки состояния колёсного движителя транспортных средств [1, 2], которые, к настоящему времени, получили настолько широкое распространение, что в большинстве случаев являются неотъемлемой составляющей базовой комплектации. Тем самым, решая вопрос обеспечения безопасного движения транспортного средства даже в случае существенного отклонения от рекомендуемого уровня внутреннего давления в полости пневматической шины. Однако, как и у любой системы, применимость данных средств ограничена обязательным к соблюдению условием – сохранение функциональной целостности колёсного движителя. Это, на данном этапе технического развития, определяется наличием во внутренней полости пневматической шины, вне зависимости от её повреждённого или неповреждённого состояния, минимально необходимым уровнем внутреннего давления, исключающим осевое и окружное смещение системы «обод-шина».

Дальнейшее развитие работ в направлении повышения эксплуатационной безопасности колёсного движителя, состоящего из традиционного обода и шины, предложено [3-6] осуществить посредством дооснащения его специальной аварийной опорой. Присутствие которой, вне зависимости от внутреннего давления в пневматической шине и её технического состояния, призвано (рис. 1) обеспечивать прогнозируемое изменение эксплуатационных свойств колёсного движителя стационарного или аварийного режима качения, что исключает осевое и окружное смещение системы «обод-шина-опора».



При стационарном качении дооснащённого специальной аварийной опорой колёсного движителя (рис. 1, а), т.е. в условиях создания рекомендуемого уровня внутреннего давления, его радиальное перемещение (проседание) определяют исключительно упруго-жесткостные свойства традиционной пневматической шины, которые исследуют в соответствии с существующими методиками. Предполагая, что традиционный обод, который, как правило, металлический, характеризуется значительно более высоким значением упруго-жесткостных свойств по сравнению с выполненными на полимерной основе другими составляющими системы. Специальная аварийная опора в восприятии радиальной нагрузки не участвует, а её функциональное присутствие ограничено в дополнительном повышении надёжности по предотвращению системы от осевого и окружного смещения.

При аварийном качении дооснащённого специальной аварийной опорой колёсного движителя (рис. 1, б), т.е. в условиях недостаточного или вообще отсутствия внутреннего давления, его радиальное перемещение (проседание) определяется совокупностью упруго-жесткостных свойств шины и опоры. Повреждённая шина из пневматической, в отсутствии внутреннего давления, трансформируется в непневматическую, а её функциональное участие низводится, преимущественно, к формированию опорной поверхности контакта опоры при аварийном качении. Эксплуатационные характеристики непневматической аварийной опоры предопределяются, преимущественно, упруго-жесткостными свойствами используемого для её изготовления полимерного материала. Вместо избыточного давления воздуха, радиальное перемещение колёсного движителя с повреждённой шиной, т.е. кинематические характеристики, предопределяет аварийная опора. При этом именно аварийная опора в контакте с повреждённой шиной предопределяет возможность предотвращения её разрушения, сохраняя возможность её последующего восстановления после аварийного качения.

Однако при очевидной простоте решения дооснастить специальной аварийной опорой колёсный движитель его практическая реализация сопряжена с необходимостью разрешения многочисленных материало-конструкционно-технологических противоречий.

Анализ литературных данных [7, 8] показывает, что усталостные свойства резины в режиме динамического нагружения при сжатии, основного материала протекторной части шины, ограничивает уровень показателя условное напряжение контакта ( $\sigma_{\text{конт.}} \leq 1,5 \text{ МПа}$ ). Руководствуясь стремлением сохранить возможность последующего восстановления шины после аварийного качения, рассмотрим условия нагружения в контакте опора-шина (рис. 2).

Придерживаясь положения об использовании исключительно традиционного исполнения разборного обода и пневматической шины, т.е. без внесения в их конструкцию каких-либо изменений, для оценки адекватности модели в качестве объекта исследования использовали грузовое колесо, состоящее из разборного обода 9.00-20 и шины 365/80R20 TL 140K PSI 65. Создание безопасного колесного движителя предусматривает решение технической проблемы посредством доукомплектования колеса аварийной опорой – специальной вставкой (табл. 1).

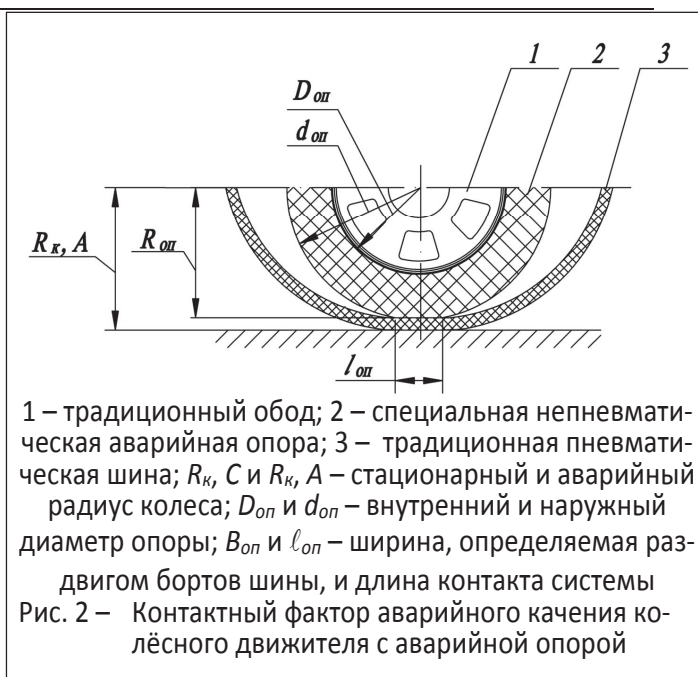


Таблица 1 – Габаритные параметры и конструкционные показатели грузового колеса безопасного колесного движителя

	Режимы нагружения	
	стационарный	аварийный
Обозначение обода	9.00-20	
Обозначение шины, которая определяет:	365/80R20 TL	
– тип рисунка протектора	повышенной проходимости	
– статический радиус, мм	510 ± 7	–
– максимально допустимая скорость, км/ч	110	–
– максимальную допускаемую нагрузку, кН (кг)	25.00 (2500)	–
– давление в шине при допустимой нагрузке, кПа (кг/см <sup>2</sup> )	450 (4.50)	0 (0)
Обозначение вставки, которая определяет:	365/80R20	
– статический радиус, мм	–	480 ± 7
– максимальную допускаемую нагрузку, кН (кг)	–	25.00 (2500)

Согласно исходных данных шина, которая в стационарном режиме качения представляет собой пневматическую конструкцию, рассчитана на уровень показателя эксплуатационная скорость  $V_{к. с.к.} = 110 \text{ км/ч}$ , что соответствует (рис. 3) условию динамического нагружения при сжатии материала протекторной части шины:

- уровень показателя внутреннее давление  $p_{ш. с.к.} = 0,45 \text{ МПа}$ ;
- уровень показателя скорость деформации  $v_{ш. с.к.} = 2100 \text{ мм/мин}$ ;
- уровень показателя частота  $\nu_{ш. с.к.} = 9 \text{ Гц}$ .

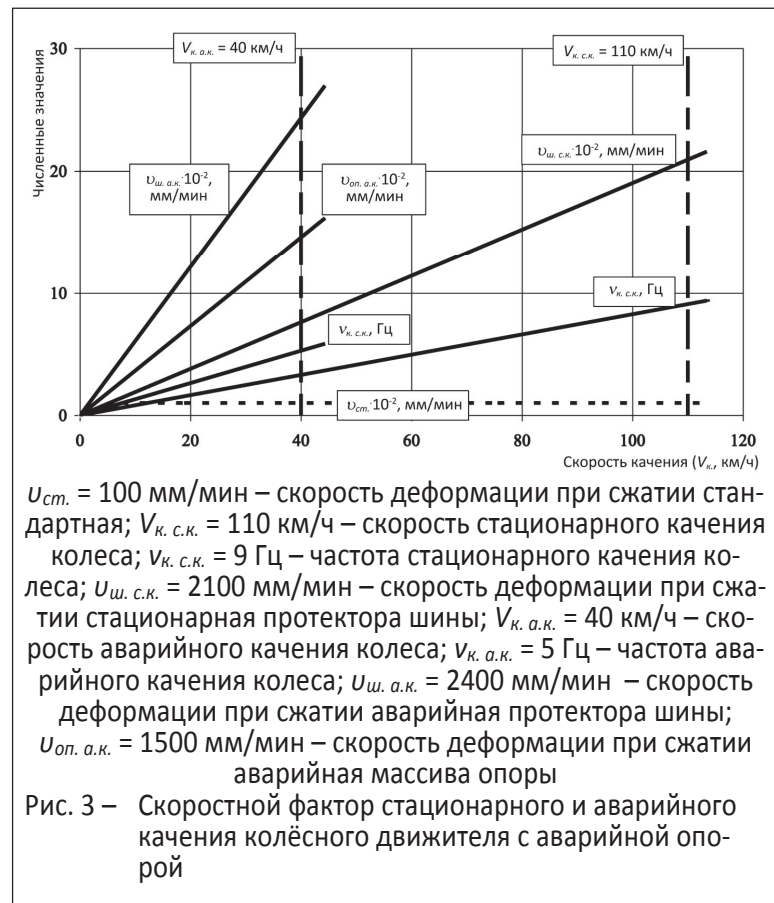
Основываясь на принятом ограничении, по уровню напряжения в контакте опора-шина ( $\sigma_{\text{конт.}} \leq 1,5 \text{ МПа}$ ), а также, установленном выше, уровне показателя скорость деформации для неповрежденной шины ( $v_{ш. с.к.} = 2100 \text{ мм/мин}$ ), прогнозируем условия нагружения протекторной части поврежденной шины в аварийном режиме качения.

Условия динамического нагружения при сжатии материала протекторной части поврежденной шины представляют собой:

- уровень напряжения в контакте опора-шина  $\sigma_{\text{конт.}} = 1,5 \text{ МПа}$ ;
- уровень показателя скорости деформации  $U_{\text{ш. с.к.}} = 2100 \text{ мм/мин}$ ;
- уровень показателя частота  $\nu_{\text{ш. с.к.}} = 4,5 \text{ Гц}$ ;
- уровень показателя скорости аварийного качения  $V_{\text{к. а.к.}} = 36 \text{ км/ч}$ .

Однако, учитывая сложившиеся традиции предоставления результатов исследований колёсного движителя, целесообразно привести условия проведения испытаний к общепринятому и более удобному десятичному виду, т.е.  $V_{\text{к. а.к.}} = 40 \text{ км/ч}$ .

Таким образом, становится очевидным [9], что исследование колёсного движителя по скоростным, тормозным, ресурсным и многим другими методиками производить не только при рекомендуемом уровне внутреннего давления, но и при его отсутствии, предварительно прогнозируя скоростью качения в аварийном режиме, а испытание образцов материалов целесообразно осуществлять с учётом значительной разницы скоростных условий нагружения.



#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Науменко, А.П. Проблема запасного колеса транспортного средства [Текст] / А.П. Науменко, Е.А. Дзюра // Автошляховик України. – 1996. – № 2. – С. 10-12.
2. Науменко, О.П. Еластична шина колісного рушія та безпека руху транспортних засобів [Текст] / О.П. Науменко // Вопросы химии и химической технологии. – 2000. – № 4. – С. 26-29.
3. Безаварийные шины подъемно-транспортных машин [Текст] / Под общ. ред. д-ра техн. наук А.П. Науменко. – Днепропетровск: УкО ИМА-пресс. – 2000. – 184 с.
4. Науменко, А.П. Система безаварийного движения: колесный движитель – транспортное средство [Текст] / А.П. Науменко // Каучук и резина. – 2001. – № 3. – С. 36-38.
5. Науменко, А.П. Материаловедческой подход к безопасной эксплуатации эластичной шины колесного движителя [Текст] / А.П. Науменко, М.В. Бурмистр, П.И. Баштаник, М.А. Науменко // Вопросы химии и химической технологии. – 2007. – № 5. – С. 144-151.
6. Науменко, М.О. Моделювання умов навантаження при дослідження полімерних матеріалів для створення аварійної опори безпечного колісного рушія [Текст] / М.О. Науменко, М.В. Бурмістр, П.І. Баштаник, О.П. Науменко // Вопросы химии и химической технологии. – 2011. – № 6. – С. 86-91.
7. Бухарин, Н.А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля [Текст] / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
8. Яворский, Ю. Резина в автомобилях [Текст] / Ю. Яворский. – Л.: Машиностроение, 1980. – 360 с.
9. Науменко, О.П. Застосування показника безпеки кочення у якості головного критерію нового колісного рушія [Текст] / О.П. Науменко // IX Международная науч.-техн. конф. резинщиков «Эластомеры: материалы, технология, оборудование, изделия», 24-28.09.2012. – Днепропетровск, 2012. – С. 24.

## АНАЛИЗ ДЕФОРМИРОВАНИЯ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ

У статті розглянуті питання прогнозування довговічності еластомерних елементів конструкцій з урахуванням їх слабкої стисливості та в'язкопружності. Запропонований метод дозволяє отримати рішення задач циклічного деформування конструкцій і прогнозувати їх довговічність.

### DEFORMATION AND DURABILITY ANALYSIS OF VIBROINSULATORS

The problems of durability prediction of elastomeric elements of constructions with regard to their weak compressibility and viscoelasticity. The proposed method allows to obtain solutions of problems of cyclic deformation of constructions and predict their durability.

В настоящее время в машиностроении и строительстве достаточно часто возникают проблемы виброизоляции и сейсмоизоляции. Одним из наиболее перспективных методов демпфирования колебаний является использование виброизоляторов на основе эластомерных или композитных материалов. Исследованию вязкоупругих свойств резины, анализу деформирования и разрушения эластомерных элементов конструкций посвящено достаточно большое количество работ отечественных и зарубежных авторов [1-7]. Одной из особенностей деформирования эластомеров является их слабая сжимаемость [3]. В расчётах динамического деформирования следует учитывать эффекты демпфирования резиновых элементов конструкций. Наиболее эффективным для описания вязкоупругих свойств является применение уравнений Вольтерра. Аналитические решения таких уравнений в задачах о циклическом нагружении получены лишь для одномерного случая, что значительно ограничивает возможности получить надёжное решение для элементов конструкций, имеющих сложную форму. В этом случае наиболее приемлемым является применение численных методов решения задач в трёхмерной постановке, одним из которых является метод конечных элементов.

Целью работы является разработка метода решения задач динамического деформирования и определения долговечности вязкоупругих элементов конструкций.

Для анализа динамического деформирования эластомерных элементов конструкций в этих условиях следует учесть, что величина статической деформации значительно превышает амплитудные значения динамического деформирования. Для численного анализа напряжённо-деформированного состояния в этом случае можно использовать теорию деформации предварительно нагруженных тел [16, 17].

Вариационная формулировка задачи динамического нагружения упругого тела в этом случае имеет вид

$$\int_{t_1}^{t_2} \left\{ \iiint_V (\sigma^{ij} + \sigma_{(0)}^{ij}) \delta \varepsilon_{ij} dV - \delta \iiint_V \frac{1}{2} \rho \dot{u}_i \dot{u}_i dV - \right. \\ \left. - \iiint_V (P_{(0)}^i + P^i) \delta u_i dV - \iint_S (Q_{(0)}^i + Q^i) \delta u_i \right\} dt = 0 \quad (1)$$

где  $\sigma_{(0)}^{ij}$  – начальные напряжения;

$P_{(0)}^i, Q_{(0)}^i$  – начальные значения массовых и поверхностных сил соответственно;