

Расчет и конструирование

УДК 629.114.2

КОМПЛЕКСНЫЕ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРОВ

И.Я. Березин, В.Н. Бондарь, С.А. Гусев, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин

COMPLEX EXPERIMENT-CALCULATED RESEARCH ON ENSURING THE SAFETY OF INDUSTRIAL TRACTORS' SYSTEMS

I.J. Berezin, V.N. Bonder, S.A. Gusev, V.I. Kostuchenko, V.K. Halturih

Приводится пример реализации комплексного подхода к задаче обеспечения надежности несущих систем дорожно-строительной техники.

Ключевые слова: математическая модель, промышленный трактор, натурные полевые испытания, пробой подвески, корпус заднего моста, конечно-элементная модель.

An example of realization of a complex approach to the task of ensuring the safety of road-building machines' load-carrying systems.

Keywords: mathematical model, industrial tractor, natural field tests, hasp of pendant, the case of back axle, finite-element model.

При выполнении проектных работ по модернизации серийных и созданию новых поколений машин эффективным является применение комплексного расчетно-экспериментального подхода, включающего последовательную реализацию этапов моделирования процессов реальной эксплуатации промышленных тракторов, исследования полей напряжений в элементах конструкций и прогнозирования их ресурса по критериям усталостных и износных повреждений. Необходимой составной частью этого процесса являются натурные экспериментальные исследования, позволяющие выявлять определяющие эффекты и закономерности, обосновывать исходные положения и допущения к математическим моделям, а также идентифицировать их параметры.

Как показывает опыт, ресурс промышленных тракторов в составе различных агрегатов ограничивается прочностной надежностью ходовых и несущих систем, детали которых в условиях эксплуатации испытывают действия разнообразных по виду и значительных по величине динамических нагрузок.

Промышленный трактор в составе бульдозерно-рыхлительного агрегата как объект моделирования динамических процессов представляет собой связанную существенно нелинейную систему, испытывающую многопараметрическое случайное воздействие внешней среды. Предлагаемая математическая модель такой системы, наряду с обычно задаваемыми весовыми и геометрическими параметрами объекта, включает характеристики двигателя, трансмиссии, полужесткой подвески и гусеничного движителя; модель отображает также наличие явления экстремального буксования и связанность динамических процессов силового нагружения со стороны рабочих органов и кинематического возбуждения со стороны случайного профиля пути. Воздействие внешней среды задается в виде соответствующего выполняемой технологической операции процесса изменения во времени случайного вектора нагрузок со стороны рабочих органов. Математическая модель представляется в виде системы существенно нелинейных дифференциальных уравнений; в работе [1] достаточно полно приведены содержание и результаты практического ее использования.

Как показывает опыт, названная модель может быть легко приспособлена к задачам, связанным с изменением конструкций и условий работы промышленных тракторов. В качестве иллюстрации ниже приводится пример адаптации модели к задаче выявления механизма нагружения корпуса бортовых фрикционов трактора Т-10М, в верхнем листе которого при эксплуатации на-

оллюдаются случаи зарождения и последующего устойчивого развития усталостных трещин, приводящих к разгерметизации трансмиссии и снижению жесткости силового блока (рис. 1).

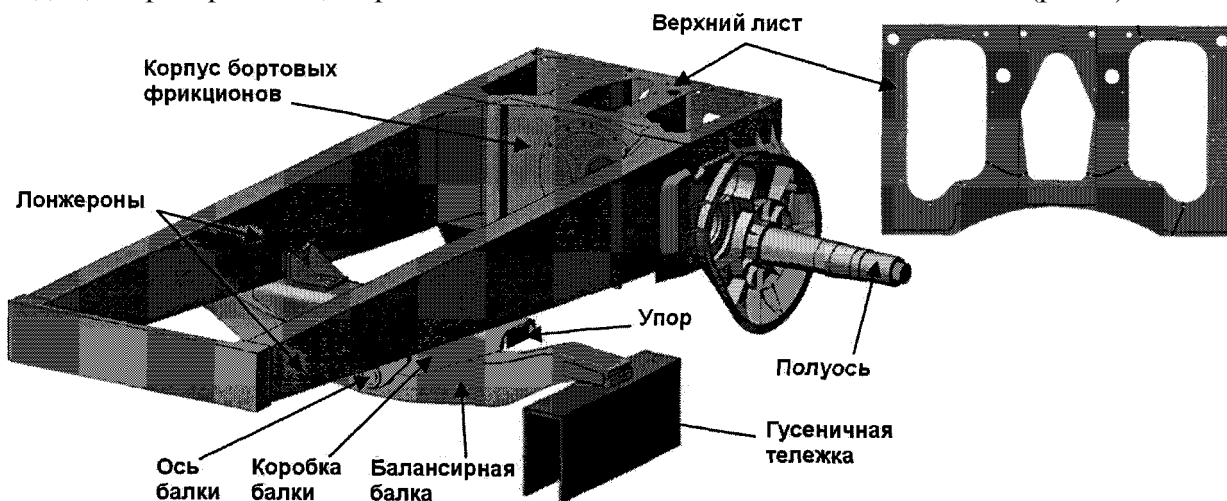


Рис. 1. Вид рамы и подвески промышленного трактора Т-10М и схема распространения усталостных трещин в верхнем листе корпуса бортовых фрикционов

На первом этапе изучения этого явления среди других версий в качестве наиболее значимой рассматривалось предположение о преимущественном влиянии процесса кручения рамы трактора. В связи с этим в дифференциальные уравнения математической модели был введен учет сдвига случайных процессов изменения микропрофиля под левой и правой гусеницами в виде дополнительной обобщенной координаты a , отображающей колебания корпуса трактора относительно продольной оси (рис. 2).

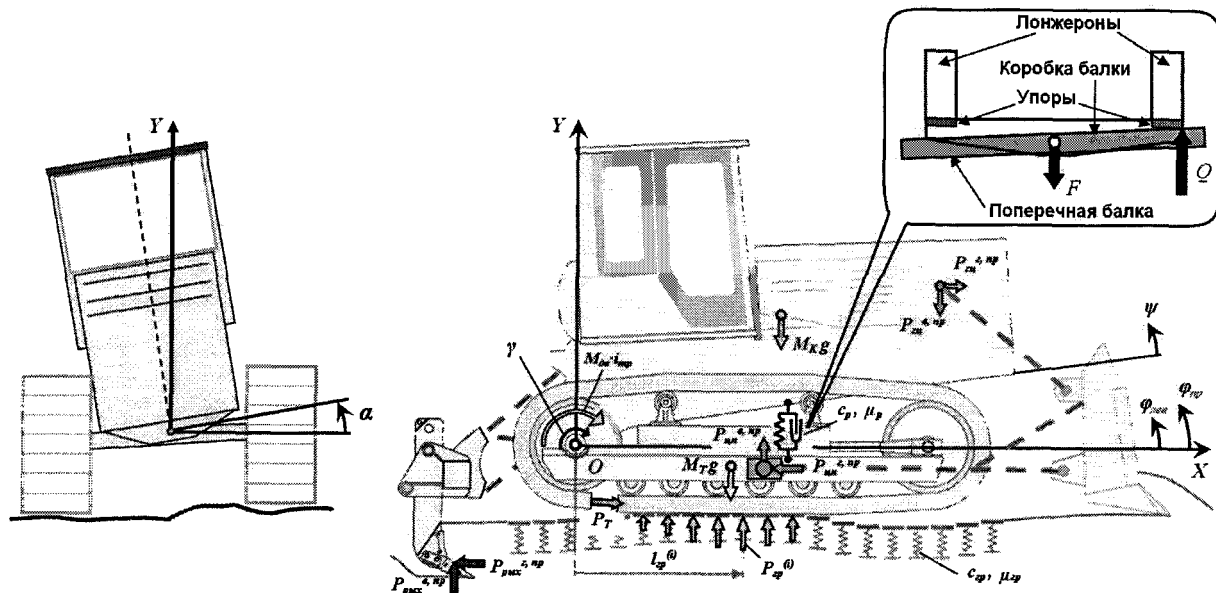


Рис. 2. Схема к математической модели, описывающей динамику трактора

Кроме того, возникает необходимость отобразить свойство изменчивости структуры полужесткой подвески, состоящее в том, что при отсутствии контакта между поперечной балкой с каким-либо из упоров суммарное усилие со стороны гусеничных тележек равномерно передается на оба лонжерона, а в случае их замыкания («пробой подвески») - практически вся нагрузка передается на один лонжерон. В этом случае корпус бортовых фрикционов дополнительно подвергается действию циклически изменяющегося и значительного по величине крутящего момента, под действием которого в тонкостенном корпусе бортовых фрикционов могут возникнуть большие по величине напряжения. Поэтому при совершенствовании математической модели, приведенной в работе [1], в нее дополнительно введено условие возникновения контакта, которое ото-

Расчет и конструирование

бражает изменчивость структуры подвески промышленного трактора, а в дифференциальные уравнения дополнительно введен блок, описывающий существенную нелинейность системы.

Дифференциальные уравнения прямолинейного движения промышленного трактора с полужесткой подвеской составлены с применением процедуры Лагранжа второго рода. В качестве обобщенных координат приняты линейные и угловые перемещения X , Y , α , φ_{np} , $\varphi_{лев}$, ψ и γ (см. рис. 2). После преобразований система дифференциальных уравнений приобретает следующий вид:

$$M_T \left[2\ddot{Y} + \frac{1}{2} L_T (\ddot{\varphi}_{np} + \ddot{\varphi}_{лев}) \right] + M_K \left[\ddot{Y} + \frac{1}{2} L_K \ddot{\psi} \right] + (2M_T + M_K) g = F; \quad (1)$$

$$\frac{M_T b}{4} \left[L_T (\ddot{\varphi}_{np} - \ddot{\varphi}_{лев}) + 2b^2 \ddot{\alpha} \right] + (J_K^x + 2J_T^x) \ddot{\alpha} = M^{<1>;} \quad (2)$$

$$\frac{M_T L_T}{4} (2\ddot{Y} + 2g + b\ddot{\alpha} + L_T \ddot{\varphi}_{np}) + J_T^z \ddot{\varphi}_{np} + \frac{C_P L_P^2}{4} \left(\varphi_{np} + \varphi_{лев} - 2\psi + \frac{2a}{L_P} \right) + \frac{\mu_P L_P^2}{4} (\dot{\varphi}_{np} + \dot{\varphi}_{лев} - 2\dot{\psi}) = M^{<2>;} \quad (3)$$

$$\frac{M_T L_T}{4} (2\ddot{Y} + 2g - b\ddot{\alpha} + L_T \ddot{\varphi}_{лев}) + J_T^z \ddot{\varphi}_{лев} + \frac{C_P L_P^2}{4} \left(\varphi_{np} + \varphi_{лев} - 2\psi + \frac{2a}{L_P} \right) + \frac{\mu_P L_P^2}{4} (\dot{\varphi}_{np} + \dot{\varphi}_{лев} - 2\dot{\psi}) = M^{<3>;} \quad (4)$$

$$\frac{M_K L_K}{2} \left(\ddot{Y} + g + \frac{L_K \ddot{\psi}}{2} \right) + J_K^z \ddot{\psi} - C_P L_P^2 \left(\varphi_{np} + \varphi_{лев} - \frac{\psi}{2} + \frac{a}{L_P} \right) - \frac{\mu_P L_P^2}{2} (\dot{\varphi}_{np} + \dot{\varphi}_{лев} - 2\dot{\psi}) = M^{<4>;} \quad (5)$$

$$J_{np} \dot{\gamma} = M_{дв} i_{np} - P_T r_{вк}; \quad (6)$$

$$\frac{\dot{\gamma} r_{вк} - \dot{X}}{\dot{\gamma} r_{вк}} = 1 - \left(1 - \frac{j_{кр}}{j_{кр \max}} \right)^{0,15}; \quad (7)$$

$$C_P = \begin{cases} C_P^1, & \text{если } \varphi_{np} - \psi \geq \vartheta_0 \text{ или } \varphi_{лев} - \psi \geq \vartheta_0 \\ C_P^0, & \text{если } \varphi_{np} - \psi < \vartheta_0 \text{ и } \varphi_{лев} - \psi < \vartheta_0 \end{cases}, \quad (8)$$

где

$$F = P_{цн}^{\epsilon, np} + P_{цн}^{\epsilon, лев} - P_{зц}^{\epsilon, np} - P_{зц}^{\epsilon, лев} + \sum_i P_{зр, np}^{(i)} + \sum_i P_{зр, лев}^{(i)};$$

$$M^{<1>} = \frac{b}{2} \left[\left(P_{цн}^{\epsilon, np} - P_{цн}^{\epsilon, лев} \right) - \left(P_{зц}^{\epsilon, np} - P_{зц}^{\epsilon, лев} \right) + \left(\sum_i P_{зр, np}^{(i)} - \sum_i P_{зр, лев}^{(i)} \right) \right];$$

$$M^{<2>} = P_{цн}^{\epsilon, np} x_T - P_{цн}^{\epsilon, np} y_T + \sum_i P_{зр, np}^{(i)} l_{зр}^{(i)}; \quad M^{<3>} = P_{цн}^{\epsilon, лев} x_T - P_{цн}^{\epsilon, лев} y_T + \sum_i P_{зр, лев}^{(i)} l_{зр}^{(i)};$$

$$M^{<4>} = - \left(P_{зц}^{\epsilon, np} + P_{зц}^{\epsilon, лев} \right) x_K - \left(P_{зц}^{\epsilon, np} + P_{зц}^{\epsilon, лев} \right) y_K.$$

Уравнение (1) системы описывает перемещения трактора в вертикальном направлении Y , уравнение (2) отображает угловые колебания корпуса относительно продольной оси X , а уравнения (3)-(5) - колебания гусеничных тележек и корпуса трактора относительно поперечной оси, проходящей через оси ведущих колес. Учет тяговой характеристики двигателя выполнен в дифференциальном уравнении (6), определяющем движение валов ведущих колес. Уравнение связи (7), описывающее процесс экстремального буксования, устанавливает зависимость между теоретической и действительной скоростями движения трактора [2].

Представленная математическая модель была применена для прогнозирования динамических процессов, возникающих в условиях, близких к реальной эксплуатации трактора в транс-

портном режиме. В качестве информации о случайном кинематическом воздействии использованы имеющиеся профилограммы микропрофилей дорог в каменных карьерах, полученные путем синхронного измерения ординат пути под левой и правой гусеницами [3]. В результате моделирования подтвердился факт стабильного и достаточно частого появления силовых контактов балансирующей балки с упорами, а также зарегистрированы импульсы крутящих моментов, воспринимаемых корпусом бортовых фрикционов. Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния (рис. 3) выявило наибольший уровень напряженности в зонах, в которых по данным массовой эксплуатации бульдозерно-рыхлительных агрегатов зарождаются усталостные трещины. Таким образом, моделирование эксплуатационной нагруженности и напряженно-деформированного состояния подтвердило основную версию о механизме образования усталостных разрушений в корпусе бортовых фрикционов промышленного трактора. На основе анализа результатов расчетов была разработана методика и программа полигонных и полевых натурных испытаний.

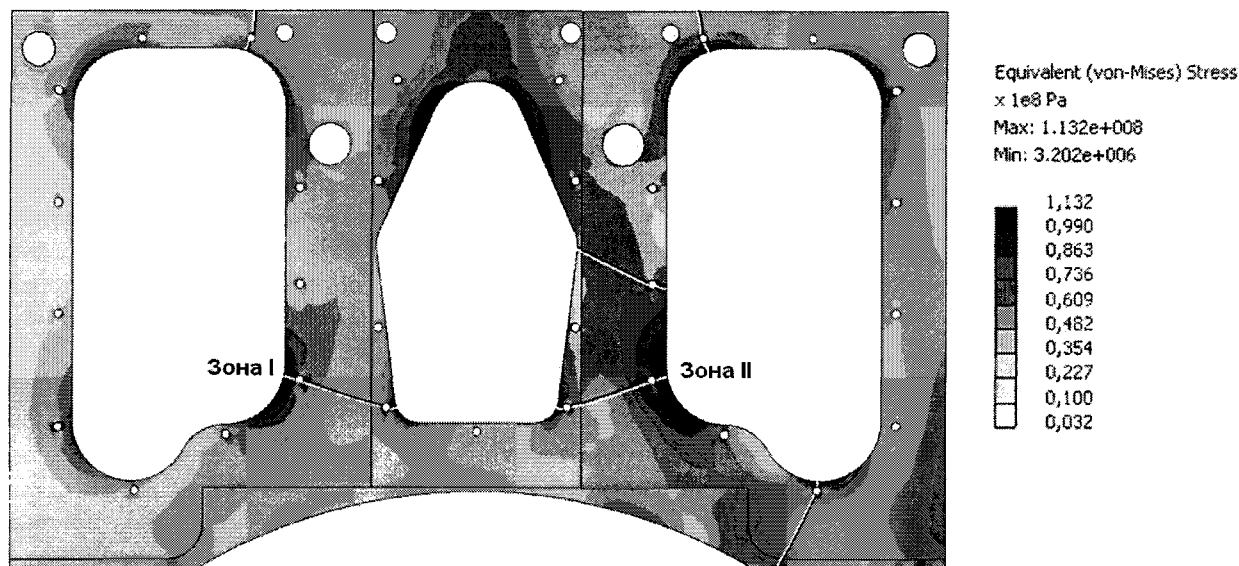


Рис. 3. Картина напряженно-деформированного состояния верхнего листа корпуса бортовых фрикционов и траектории развития усталостных трещин. Случай асимметричного нагружения вследствие пробоя подвески

Экспериментальная часть исследований выполнена с целью выявить и оценить значимость различных механизмов нагружения корпуса бортовых фрикционов, для чего на различных элементах рамы трактора были размещены измерительные схемы из тензодатчиков, позволяющие регистрировать силовые и кинематические процессы в подвеске и раме трактора. Картина напряженного состояния в верхнем листе исследовалась с помощью групп тензодатчиков, расположенных в зонах возможного зарождения усталостных трещин. Комплекс измерительной и регистрирующей аппаратуры включал коммутационную схему, тензометрический усилитель, аналого-цифровой преобразователь и портативный компьютер.

Полигонная часть испытаний предусматривала искусственное воспроизведение режимов работы промышленного трактора при рыхлении и бульдозировании, а также управляющих воздействий при трогании, торможении, поворотах и т.п. Транспортный режим в дорожных условиях каменных карьеров воспроизводился при движении трактора по типовым препятствиям; при этом варьировались высота, форма неровностей, их расположение и скорость переезда.

Анализ результатов стендовых испытаний выявил достаточно высокий уровень напряженности верхнего листа корпуса бортовых фрикционов при всех видах нагружения. Однако в транспортном режиме пики напряжений, возникающие в моменты пробоя подвески при преодолении одиночных препятствий под одной из гусениц значительно (в 3...4 раза) превосходят уровень общей напряженности. На рис. 4 приведены фрагменты осциллограмм процесса изменения напряжений в зоне зарождения трещин, соответствующих переезду трактором типового препятствия одной и двумя гусеницами; в первом случае был зарегистрирован пробой подвески, во втором - вследствие симметричного приложения нагрузок силовой контакт балансирующей балки с упорами отсутствовал.



Рис. 4. Процессы изменения напряжений в опасных зонах корпуса бортовых фрикционов при наезде и съезде с одиночной неровности:
 — наезд на неровность одной гусеницей;
 наезд на неровность двумя гусеницами одновременно

в ряде случаев существенно превышают значение предела выносливости материала верхнего листа (сталь 20, в состоянии нормализации, предел выносливости с учетом концентрации напряжений $\sigma_{-1Д} = 100$ МПа). Как показывают подробные исследования картины напряженно-деформированного состояния в опасных зонах, отмеченная закономерность соответствует исходной гипотезе о нагружении корпуса бортовых фрикционов крутящим моментом со стороны лонжеронов при пробоях подвески.

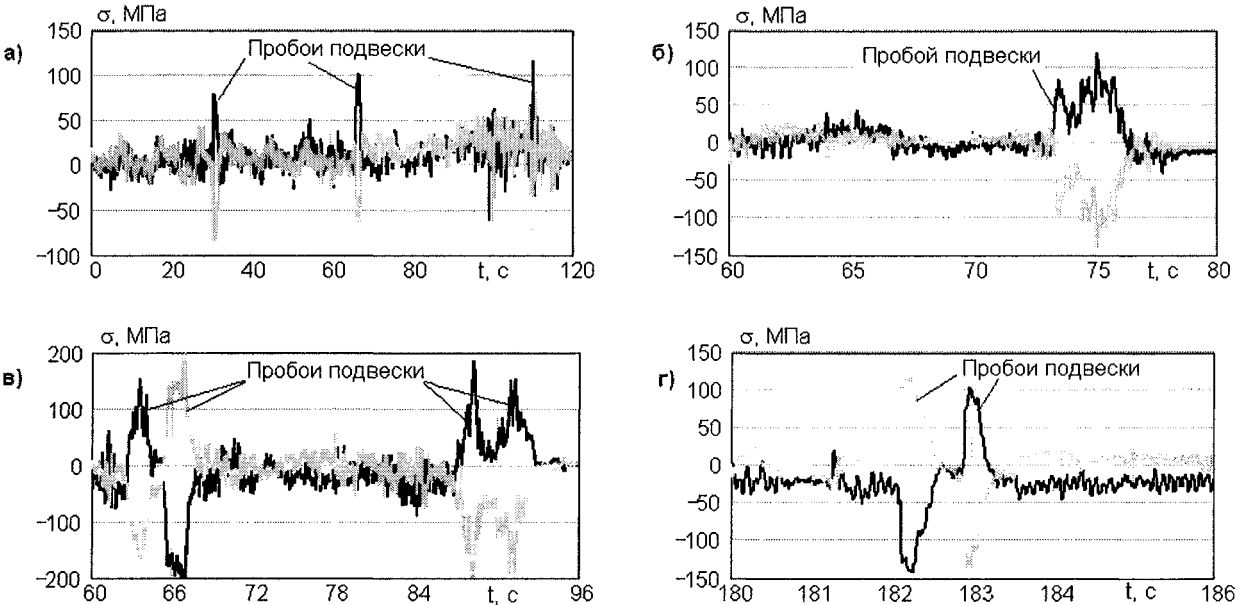


Рис. 5. Процессы изменения напряжений в опасных зонах корпуса бортовых фрикционов: при бульдозировании суглинистого грунта второй категории (а); при рыхлении (б) и бульдозировании (в) разборного каменного грунта в карьере; в транспортном режиме на III передаче (г):

— показания датчика, размещенного в зоне I; показания датчика, размещенного в зоне II

При анализе осциллограмм также обращает на себя внимание тот факт, что напряжения, зарегистрированные датчиками в зонах I и II (см. рис. 3), имеют противоположные знаки. С учетом того, что при эксплуатации трактора в тяжелых дорожных условиях одиночные препятствия под каждой из гусениц встречаются с равной вероятностью, действие отмеченного крутящего момента имеет знакопеременный характер. При проведении полевых испытаний, наряду с регистрацией напряжений, фиксировались с помощью контактных датчиков факты возникновения пробоев подвески, общее число которых в пересчете на 3 тыс. моточасов работы бульдозерно-рыхлительного агрегата в условиях каменного карьера составляет 750 тыс. полных симметричных циклов напряжений.

Таким образом, результаты стендовых и полигонных исследований подтвердили основную версию о механизме усталостного разрушения корпуса бортовых фрикционов, обусловленного наличием силовых контактов балансирной балки полужесткой подвески трактора.

Цикл полевых испытаний проведен с целью установления факта возникновения пробоев, уровня напряженности и частоты их появления в условиях реальной эксплуатации бульдозерно-рыхлительного агрегата. На рис. 5 приведены фрагменты осциллограмм напряжений, соответствующие выполнению различных видов работы, из которых следует, что пики напряжений в моменты пробоя подвески в 2...3 раза превосходят общий уровень напряжений и в

На основе результатов проведенной работы намечен ряд конструкторских решений. Одно из них может быть оперативно внедрено на серийно выпускаемом тракторе и связано с увеличением зазора δ в зоне контакта балансирной балки с упорами (рис. 6). Оценка эффективности мероприятия выполнена при проведении сравнительных испытаний; на рис. 7 приведены зависимости максимальных напряжений от высоты одиночных неровностей для серийного ($\delta = 25$ мм) и опытного ($\delta = 50$ мм) вариантов.

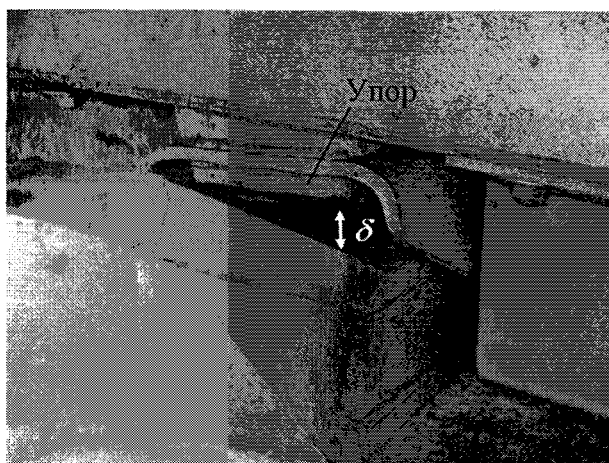


Рис. 6. Зазор в зоне контакта балансирной балки с упорами

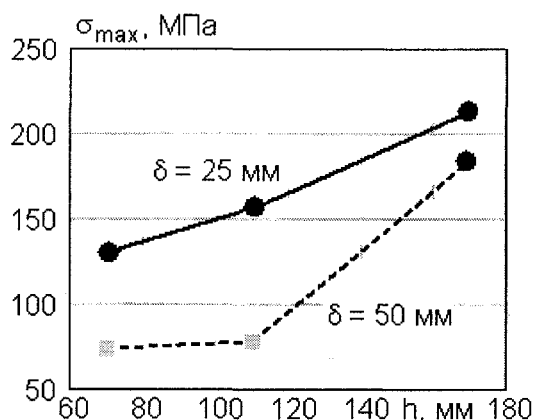


Рис. 7. Зависимости уровня максимальных напряжений в опасных зонах верхнего листа от высоты одиночных неровностей: ● – с пробоем подвески; ■ – без пробоя подвески

Из анализа результатов следует, что увеличение зазора не исключает возникновения пробоев подвески на больших неровностях и, следовательно, практически не снижает максимальный уровень напряженности корпуса бортовых фрикционов. Однако при снижении высоты неровности наблюдается исключение пробоев при $\delta = 50$ мм и более интенсивное снижение уровня напряженности в опытном варианте по сравнению с серийным; в связи с этим в условиях реальной эксплуатации тракторов уменьшается вероятность возникновения пробоев подвески. Приближенная оценка усталостной долговечности показывает, что внедрение названного мероприятия может обеспечить двукратное повышение ресурса корпуса бортовых фрикционов.

Литература

1. Березин, И.Я. Обеспечение прочностной надежности дорожно-строительной техники на основе моделирования процессов эксплуатации /И.Я. Березин, В.И. Костюченко, В.К. Халтурин //Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2008. - Вып. 12. - № 23(123). - С. 32-40.
2. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы /Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. - М.: Машиностроение, 1986. - 296 с.
3. Определение параметров неровностей для искусственного фона, имитирующего реальные профили пути промышленных тракторов /Отчет ЧФ НАТИ, арх. № 2368а. - Челябинск, 1983.-54 с.

Поступила в редакцию 30 сентября 2008 г.

Березин Игорь Яковлевич. Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженности и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Igor J. Berezin. The doctor of engineering science, professor, professor of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Ural State University. The area of scientific interests - dynamics of coupled nonlinear systems under unstable multiparametric random loading, computer modeling of actual loading and prognosis of vehicles systems durability. Experimental investigation of dynamic process in actual conditions of vehicles exploitation.

Бондарь Владимир Николаевич. Кандидат технических наук, заслуженный машиностроитель Российской Федерации, заведующий кафедрой «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета, генеральный директор ОАО «НИИ Автотракторной техники». Область научных интересов - вопросы конструирования и испытаний быстроходных гусеничных машин и дорожно-строительной техники.

Vladimir N. Bondar. Candidate of engineering science, Honored Mechanical Engineer of the Russian Federation, Head of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University, Director-General of the open joint stock company «Scientific Research Institute of Automotive Engineering» (ОАО «Nauchno-Issledovatel'sky Institut Avtotraktornoi Tekhniki»). Professional interests: questions of constructing and tests of high-speed caterpillar machines and build technique.

Гусев Сергей Артурович. Кандидат технических наук, главный конструктор ООО «ГСКБ ЧТЗ». Доцент кафедры «Специальные и дорожно-строительные машины» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - вопросы конструирования, производства и эксплуатации дорожно-строительной техники на базе промышленных тракторов.

Sergey A. Gusev. Candidate of engineering sciences, main designer of the designer bureau of «The Chelyabinsk tractor factory» Corporation. The associate professor of the Special and Road Building Machines Department of the South Ural State University. Professional interests: questions of constructing, production and exploitation of a build technique on the base of industrial tractors.

Костюченко Валерий Иванович. Кандидат технических наук, начальник испытательного центра ОАО «Челябинский тракторный завод». Профессор кафедры «Автомобили» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - исследования рабочих процессов промышленных тракторов, оптимизация параметров тяговых характеристик.

Valery I. Kostuchenko. Candidate of engineering science, chief of the test center of «The Chelyabinsk tractor factory» Corporation. The professor of «Cars» department of the South Ural State University. Professional interests: investigation of industrial tractor operating processes, optimization of drawbar pull characteristics parameters.

Халтурин Виктор Константинович. Аспирант кафедры «Прикладная механика, динамика и прочность машин» Южно-Уральского государственного университета. Область научных интересов - динамика связанных нелинейных систем при нестационарном многопараметрическом случайном воздействии, компьютерное моделирование эксплуатационной нагруженностиTM и прогнозирование прочностной надежности транспортных машин.

Victor K. Halturin. The post-graduate student of «Applied mechanics, dynamics and strength of machines» department of the South Ural State University. Professional interests: dynamics of coupled nonlinear systems under unstable multiparametric random loading, computer modeling of actual loading and prognosis of vehicles systems durability. Experimental investigation of dynamic process in actual conditions of vehicles exploitation.