

Кухтов В.Г.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко, e-mail: nadezhnost@ukr.net

Щербак О.В.,

Суминов А.В.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ШАРНИРНОГО ТЯГАЧА

УДК 621. 869

Представлена методика оценки прочности несущей системы колесного тягача на базе шарнирно-сочлененного трактора. Методика предполагает использование современных компьютерных программ трехмерного моделирования и прочностного конечно-элементного анализа.

Постановка проблемы. Промышленные тракторы широко применяются для создания различной специальной техники при выполнении работ в дорожном строительстве и коммунальном хозяйстве. Среди колесных машин немалую часть машин составляют колесные тракторы с шарнирно-сочлененной рамой, выпускаемые Харьковским тракторным заводом (рис. 1а). В программе предприятия серийно выпускаются специальные машины, такие как фронтальный погрузчик (рис. 1б), колесный бульдозер (рис. 1в), бурильно-крановая машина (рис. 1г).



Рис. 1. Специальные машины на базе колесного трактора ХТЗ-150К-09-25.

Одним из основных элементов машины является несущая система - рама трактора. Разрушение несущей системы полностью выводит машину из строя. Поэтому рама должна обладать по сравнению с другими агрегатами наибольшей долговечностью, быть надежной в эксплуатации в течение всего срока службы и списываться вместе с машиной.

Вместе с тем рама не должна иметь излишнего запаса прочности, а рассчитываться на долговечность, соответствующую экономически обоснованному сроку службы машины. На практике рамы часто разрушаются задолго до истечения срока службы и обладают значительно меньшей долговечностью, чем другие агрегаты, не являющиеся базовыми.

При проектировании спецтехники на базовом шасси расчету подлежит только навесное оборудование, доработке базовое шасси не подвергается.

В случае же, когда трактор оборудуется бульдозерным отвалом и погрузочным ковшом, характер нагруженности несущей системы существенно меняется. В данном случае меняется направление приложения нагрузки на несущую систему и величина нагружения, она существенно выше из-за стопорных и ударных режимов нагружения [1]. Ударные динамические нагрузки в несколько раз превышают расчетные, что в некоторых случаях приводит к поломкам несущей системы.

Цель исследования. Усовершенствовать методику расчета несущей системы дорожно-строительных машин, созданных на базе колесных тракторов с шарнирно-сочлененной рамой с использованием современных компьютерных программ трехмерного моделирования и прочностного конечно-элементного анализа.

Анализ исследований. Казалось бы, что работы по повышению долговечности должны быть, в первую очередь, посвящены исследованию прочности рамы. Однако, до сих пор прочность рамы – наименее изученный аспект в общей проблеме повышения долговечности машины.

Как отмечено в [2], две причины обусловили недостаточную изученность прочности рамы автомобиля.

Первая – связана с тем, что рама не принадлежит к специфическим «автотракторным» агрегатам, а является скорее «строительной» конструкцией, условия работы которой и особенности проектирования до недавнего времени не были достаточно известны конструкторам, проектирующим автотракторную технику.

Вторая – заключается в существующей недооценке циклического характера воздействия эксплуатационных нагрузок на раму и явлений усталости, определяющих основную массу разрушений элементов рам в эксплуатации. Пренебрежение опасностью усталостных разрушений особенно сильно сказывается на существующей практике опытной проверки разрабатываемых и восстанавливаемых рам на прочность.

Проверка рамы на прочность проводится до последнего времени лишь при дорожно-эксплуатационных и полигонных испытаниях машины, т.е. на стадии окончательной доводки конструкции, когда какие-либо кардинальные изменения в раму вносить уже очень трудно, а иногда невозможно.

И если первую причину к настоящему времени удалось в значительной мере преодолеть введением теоретически обоснованного типового расчета на статическую прочность, это хорошо отражено в работе [2]. Для решения же второй проблемы необходимо разработать новую методику расчета, учитывающую особенности работы машины и действующие эксплуатационные нагрузки в том числе и критические.

Методика оценки прочности несущей системы шарнирно-сочлененного тягача. В данной работе на основе современных расчетных методов разработаны рациональные параметры несущей системы шарнирно-сочлененного тягача. В основу методики заложены уточненные методы расчета нагруженности, с учетом современных методов математического моделирования и натурных экспериментальных исследований [1].

По результатам исследований установлено, что использовать стандартную раму на машинах напорного действия не целесообразно. На всей дорожно-строительной технике, созданной на базе колесного шарнирно-сочлененного тягача применяется рама сельскохозяйственного трактора Т-150К с небольшими доработками, заключающимися

в блокировку или исключению горизонтального шарнира. Данная доработка мало эффективна и не позволяет добиться необходимой надежности и эффективности выполнения работ.

Методом компьютерного моделирования в среде конечно-элементного анализа Ansys 16 была исследована серийная рама (рис. 2).

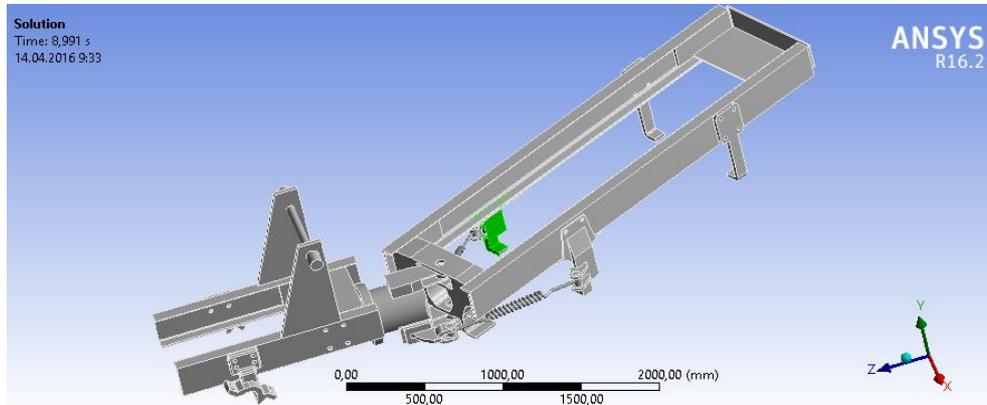
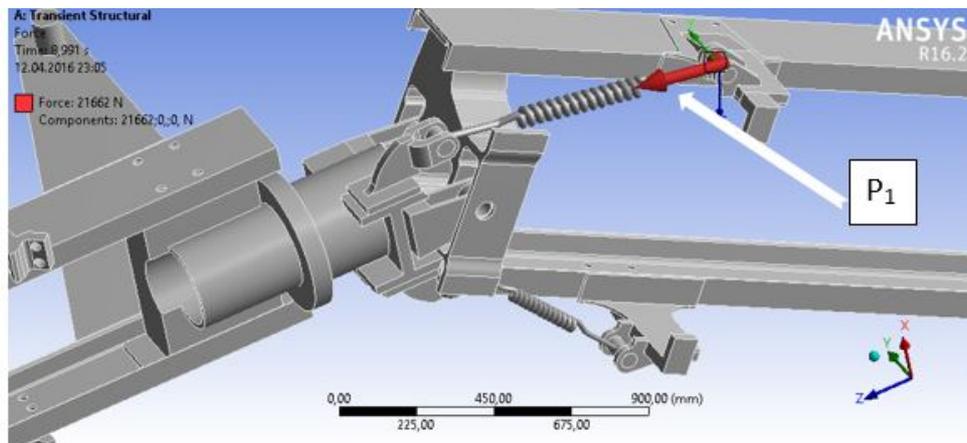
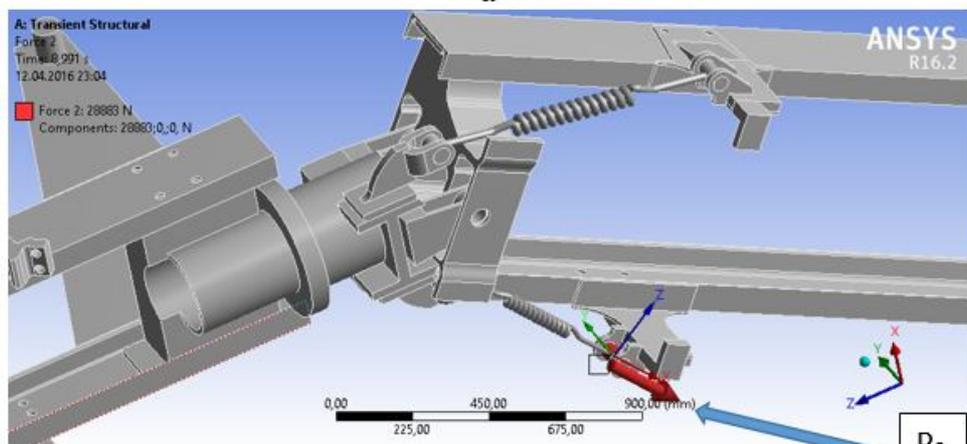


Рис. 2. Серийная рама тягача.

В отличие от предыдущих исследований в основу нашей методики заложено использование действующих на машину динамических нагрузок. Используя результаты работы [1], на раму были приложены действующие динамические нагрузки P_1 и P_2 , возникающие в механизме складывания полурам при стопорении машины (рис.3). Учитывая особенности работы этого механизма, силы направлены в противоположные стороны рис.3 поз. а и б.



а



б

Рис. 3. Нагрузки, действующие в механизме складывания.

Усилия, действующие на гидроцилиндры и выраженные через давление, определяются зависимостями

$$P_1 = P_1 \cdot S_1 = P_1 \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4};$$

$$P_2 = P_2 \cdot S_2 = P_2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$
(1)

где P_1, P_2 - давление в штоковой и поршневой полостях соответственно; S_1, S_2 площади штоковой и поршневой полостей.

Давления в гидроприводе механизма рулевого управления

$$P = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot D^2 \cdot (r_1 + r_2) - \pi \cdot d^2 \cdot r_1},$$
(2)

где M - возвращающий момент механизма складывания; D - диаметр поршня; d - диаметр штока гидроцилиндра.

Возвращающий момент, заменяющий действие пружин с жесткостями C_1, C_2 , можно выразить через круговую жесткость механизма складывания и угловую деформацию ($\varphi_2 - \varphi_1$)

$$M = C_A \cdot (\varphi_2 - \varphi_1),$$
(3)

где C_A - круговая жесткость механизма складывания; $\varphi_2 - \varphi_1$ - угловая деформация механизма складывания, определяемая по результатам математического моделирования.

Возвращающий момент прикладывается относительно оси вертикального шарнира, место приложения вид и величина показано на рис. 4.

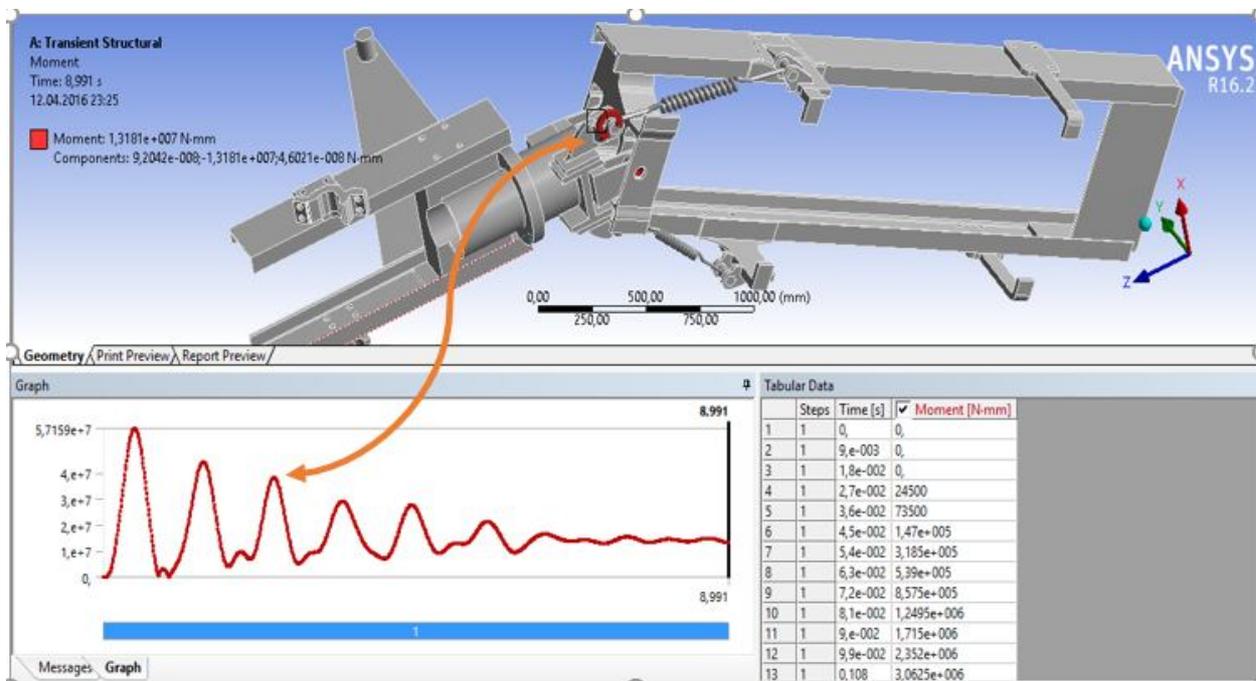


Рис. 4. Действие возвращающего момента на раму трактора.

Усилия от сопротивления копанью (рис. 5) определялись, используя работу [6]. Составляющие компоненты ударного нагружения края ковша и сопротивления внедрения ковша в разрабатываемый материал

$$W_{kn} = C_{ro} \cdot y \quad (4)$$

$$W_{ky} = wa_1 \cdot y + wa_2 \cdot y^2 + wa_3 \cdot y^3 \quad (5)$$

$$W_{k\phi} = wa_1 \cdot \phi_1 \cdot \frac{L}{2} + wa_2 \cdot \phi_1^2 \cdot \frac{L^2}{3} + wa_3 \cdot \phi_1^3 \cdot \frac{L^3}{4}, \quad (6)$$

где C_{ro} - жесткость рабочего оборудования; wa_1, wa_2, wa_3 -коэффициенты.

$$wa_1 = 25.8 \cdot \left(\frac{\rho_x}{\rho_1} \right) \cdot \left(\frac{\delta_{1x}}{\delta_1} \right) \cdot \left(\frac{B_x}{B_1} \right), \quad (7)$$

$$wa_2 = 0.644 \cdot a_1 \quad (8)$$

$$wa_3 = 0.87 \cdot a_1$$

$$L = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{B_k}{2} + b \right), \quad (9)$$

где B_k - ширина ковша; b - координата приложения сопротивления копания.

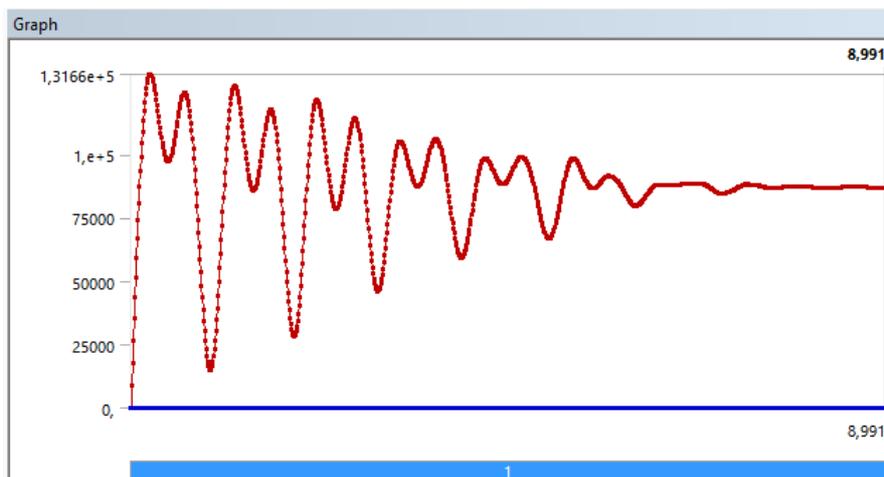


Рис. 5. Усилия сопротивления копанию

В программе ANSYS 16.2 был выполнен анализ динамической нагруженности рамы от действия рабочих динамических нагрузок. Результаты расчета представлены на рис. 6 и 7. Максимальные нагрузки и деформации действуют в местах крепления проушин крепления гидроцилиндров механизма управления.

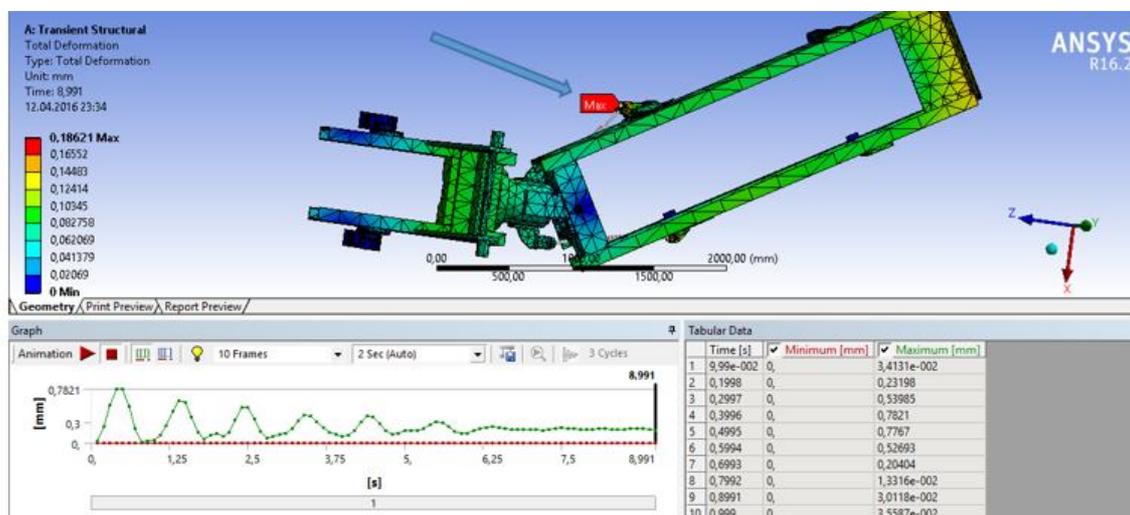


Рис. 6. Деформируемое состояние рамы.

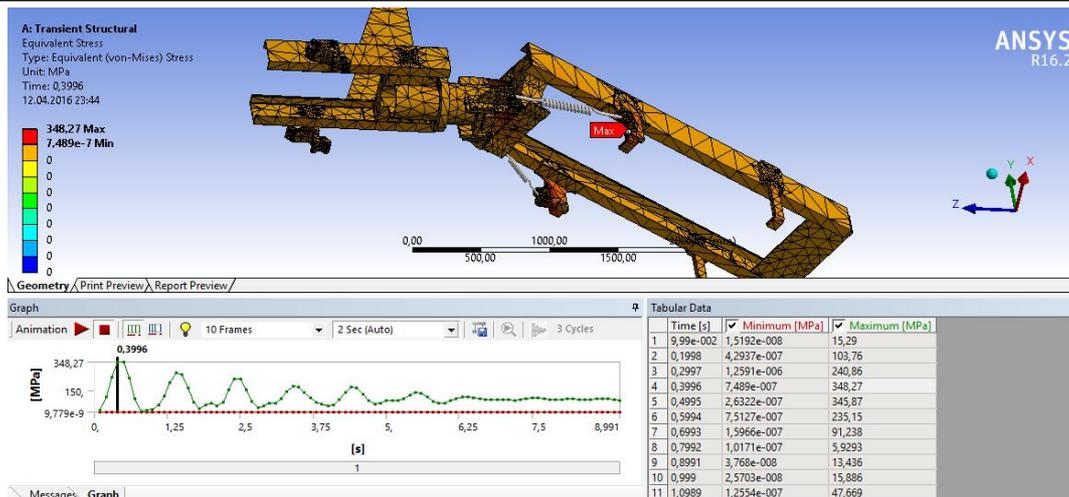


Рис. 7. Результаты напряженного состояния базовой рамы.

Выполненный расчет с учетом внешних динамических факторов показал, что при действии режимов стопорения машины, а это нормальный рабочий режим бульдозера и погрузчика, места крепления проушин испытывают деформацию равную 8 мм и напряжения достигают 350 МПа. Для решения этой проблемы была разработана новая конструкция рамы для машин напорного действия (рис. 8).

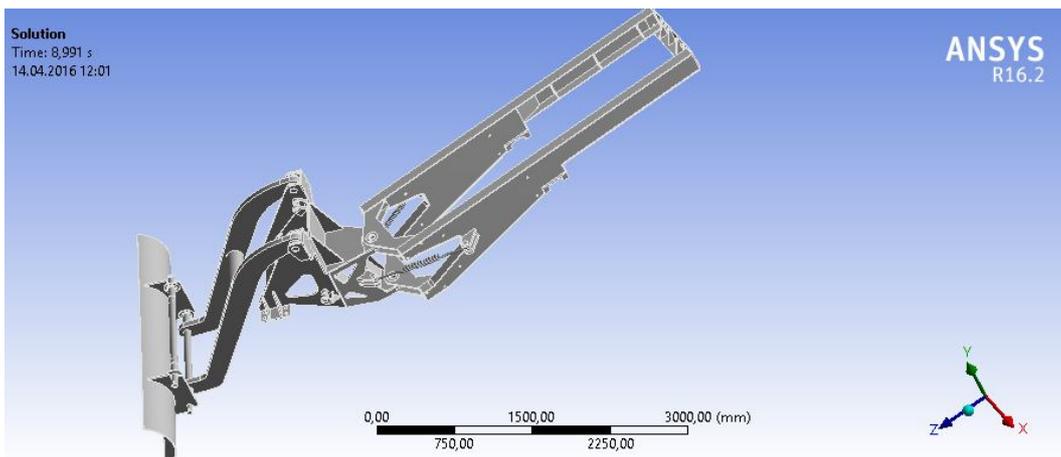


Рис. 8. Новая конструкция рамы.

Аналогичным образом была исследована нагруженность новой конструкции рамы с теми же исходными данными. Результаты расчета показаны на рис. 9.

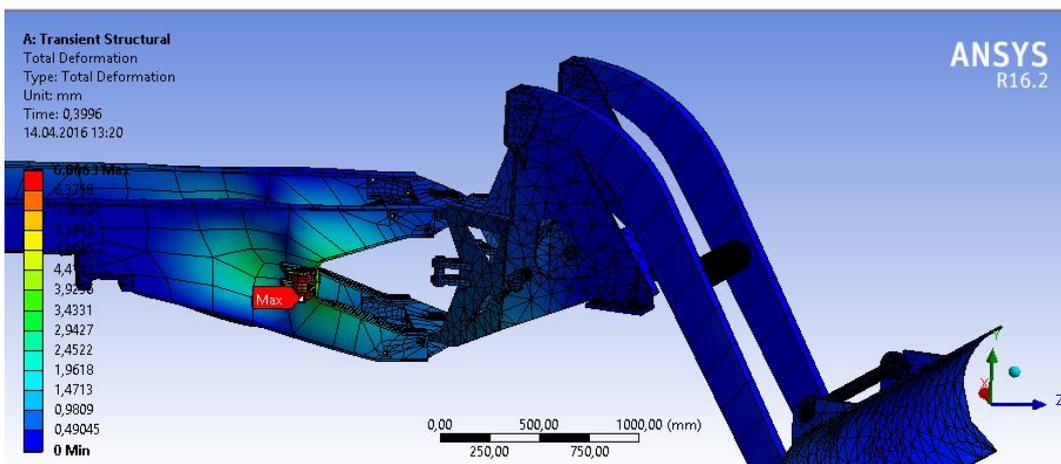


Рис. 9. Напряжения, действующие на новую раму.

Выводы. Как показали результаты моделирования, новая конструкция рамы позволяет в несколько раз уменьшить динамические нагрузки, действующие на раму, что скажется положительным образом на долговечности несущей системы и машины в целом. В новой конструкции отсутствует горизонтальный шарнир и расстояние между осями вертикального шарнира увеличено в два раза, что отразится на лучшей устойчивости машины.

Литература

1. Щербак О.В. Разработка рациональных параметров соединительно-управляющего модуля фронтального погрузчика: Дис. ...канд-техн. наук. – Харьков., 2002. – 120 с.
2. Проскуряков В.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин // Издательство «Машиностроение» Ленинград, 1972. - 227с.
3. Холодов А.М. Проектирование машин для земляных работ Высш. шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1986. - 272с.
4. Щербак О.В. Оценка прочности несущих систем спецтехники, созданной на базе автомобильных шасси / О.В. Щербак, С.И. Бойко, И.А. Гуменюк // Сб. науч. тр. Міжнародної науково-практичної конференції, 3-5 жовтня 2013. – Кіровоград, 2013. – С. 156-160.
5. Бугара В.А., Ватуля Н.Н, Ванштейн Л.А. Справочник по тракторам Т-150 и Т-150К изд. "Прапор" Харьков, 1975. - 400с.
6. Назаров Л.В. Динамические нагрузки на трактор Т-150 К, агрегатируемый с бульдозерным оборудованием. // Тракторы и сельхозмашины. – 1978.- № 3. - С. 17-19.

Summary

Khuhtov V., Shcherbak O., Suminov A. Developing rational parameters for undercarriagesystem of articulated tractor

The technique for assessing the durability of a wheeled tractor on the basis of the articulated one has been presented. This technique implies the use of modern 3D modeling software and the strength finite element analysis

References

1. Scherbak O.V. Razrabotka ratsionalnykh parametrov soedinitelno-upravlyayuschego modulya frontalnogo pogruzchika: Dis. ...kand-tehn. nauk. – Harkov., 2002. – 120 s.
2. Proskuryakov V.B. Dinamika i prochnost ram i korpusov transportnykh mashin // Izdatelstvo «Mashinostroenie» Leningrad, 1972. - 227s.
3. Holodov A.M. Proektirovanie mashin dlya zemlyanykh rabot Vyissh. shk. Izd-vo pri Hark. un-te, 1986. - 272s.
4. Scherbak O.V. Otsenka prochnosti nesuschih sistem spetstehniki, sozdannoy na baze avtomobilnykh shassi / O.V. Scherbak, S.I. Boyko, I.A. Gumenyuk // Sb. nauch. tr. МіжнародноЮ науково-практичноЮ конференціЮ, 3-5 zhovtnya 2013. – KІrovograd, 2013. – S. 156 160.
5. Bugara V.A., Vatulya N.N, Vanshteyn L.A. Spravochnik po traktoram T-150 i T-150K izd. "Prapor" Harkov, 1975. - 400s.
6. Nazarov L.V. Dinamicheskie nagruzki na traktor T-150 K, agregatiruemyiy s buldozernyimi oborudovaniem. // Traktoryi i selhoz mashiny. – 1978.- # 3. - S. 17-19.