

УДК 621.869

И. Г. КИРИЧЕНКО, канд.техн.наук, **М. Ф. КУЛЕШОВА**, канд.техн.наук,
О. В. ЩЕРБАК, канд.техн.наук. **Е. В. КОЖОКАРЬ**, студентка

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАПАЗОНА СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА КОЛЕСА ПОЛУПРИЦЕПНОГО СКРЕПЕРА ДЗ-87-1 В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПОЛОЖЕНИЯ СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

Актуальность вопроса. Модульная концепция проектирования машин для выполнения дорожных и строительных работ является перспективным направлением. Она имеет несколько аспектов, среди которых проектирование технологических машин, а также их аналитическое исследование. Следует отметить, что, как это часто случается, один аспект опережает другие. В частности, проектирование технологических машин значительно опередило их аналитическое исследование. При аналитическом исследовании технологические машины формально делятся на конструктивные модули – энергетический и технологический [1, 2, 3, 4]. Это себя оправдывает, когда агрегатирование рабочего оборудования с трактором-тягачем осуществляется сцепным устройством в виде П-образной рамы или шарового шарнира. Известно, что полуприцепной скрепер ДЗ-87-1 агрегатирован с тягачом сцепным устройством, выполненным в виде пространственного шарнирно-рычажного механизма. В этом случае деление на конструктивные модули является проблематичным.

Анализ публикаций. Проведенный научный литературный поиск показал, что при определении статических реакций на колеса скрепера, оснащенного шарнирно-рычажным сцепным устройством, не учитывается положение механизма сцепного устройства, [6, 7].

Формирование цели и задач. Целью исследования является установление диапазона изменения нагрузок на колеса скрепера в случае его прямолинейного и равномерного движения, соответствующий концу копания и заполнения ковша с шапкой, что соответствует наиболее тяжелым условиям работы скрепера. Для достижения поставленной цели решалась задача о разделении скрепера как составной конструкции на отдельные части (модули).

Основная часть. Введем допущение о продольной симметрии полуприцепного скрепера ДЗ-87-1, что позволит пространственный четырехзвенник заменить плоским, рис. 1.

На рис.1 через точки O_1 и O_2 обозначены опоры шарнирно-рычажного сцепного устройства, находящиеся на тягаче. O_1D и O_2E – рычаги четырехзвенника. DE -шатун, жестко связанный с рамой. В общем случае шатун DE -рама, имеет плоскопараллельное движение. Точки A_1, A_2 и т.д. определяют мгновенный центр скоростей шатуна DE -рамы и находятся в их плоскости. С другой стороны, усилия, возникающие в рычагах, передаются на шарниры O_1 и O_2 , находящиеся на тягаче. Точкой пересечения усилий являются те же самые точки A_1, A_2 и т.д. (при условии, что рычаги приняты за абсолютно твердые тела и их весом можно пренебречь). Таким образом, точка A одновременно относится и к раме, и к тягачу. Это позволяет сцепное устройство заменить условным шарниром A . Точка A – условный шарнир – описывает некоторую кривую (центроиду), поэтому его местоположение будет переменным, в отличие от существующего сцепного устройства в виде П-образной рамы или шарового шарнира, которые не меняют своего положение на тягаче.

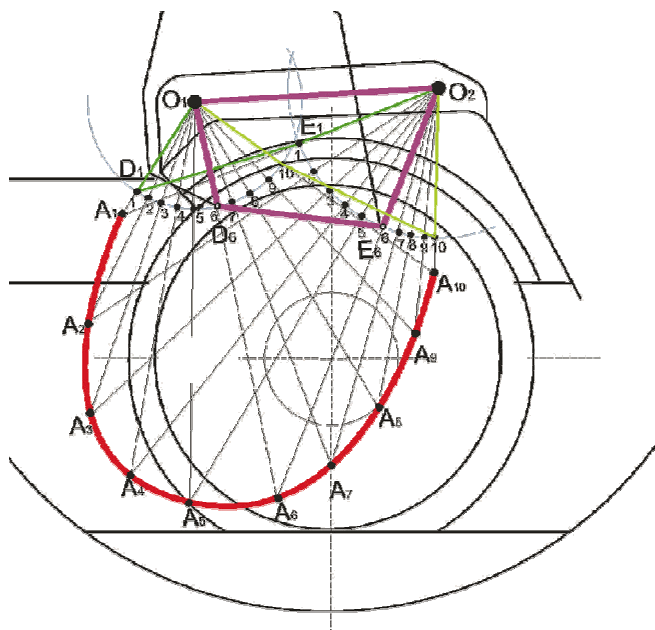
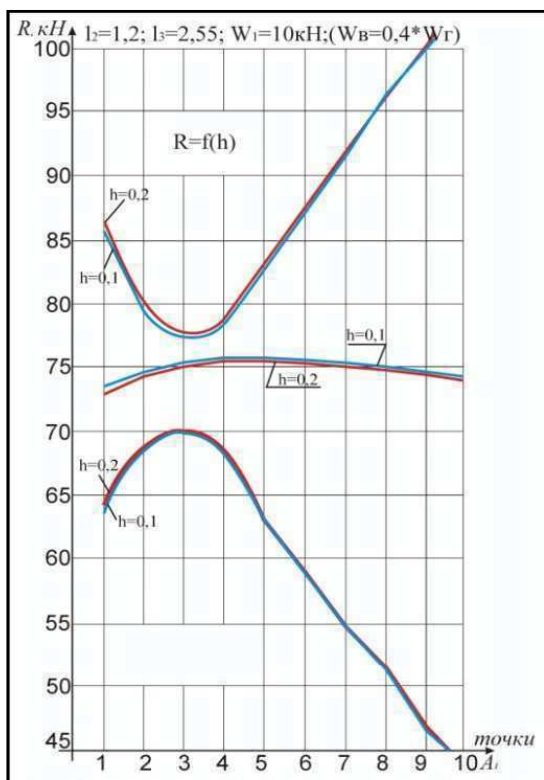


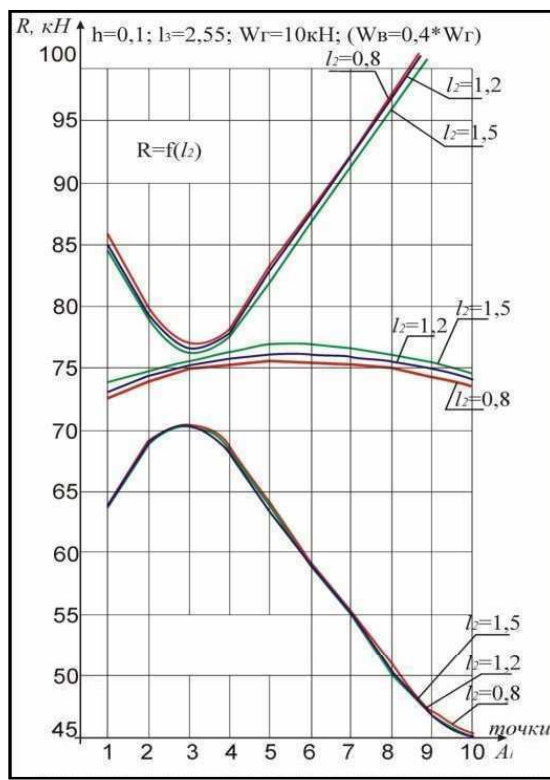
Рис.1. Полуприцепной скрепер с шарнирно-рычажным сцепным устройством. Определение положений условного шарнира A .

Введение условного шарнира позволяет плоскую модель скрепера рассматривать как составную конструкцию. Представим скрепер состоящим из трех частей: тягач – рама – ковш совместно с колесом скрепера и примем их за абсолютно твердые тела, к которым применимы уравнения равновесия плоской статики.

Проведем систему координат, начало которой совпадает с точкой касания заднего колеса трактора-тягача с дорожным полотном. Путем введения линейного масштаба выстроим, например, 10 положений шарнирно-рычажного сцепного устройства с шагом десять градусов рычага O_1D . Построим МЦС, то есть найдем положения точек A_1, A_2, \dots, A_{10} .

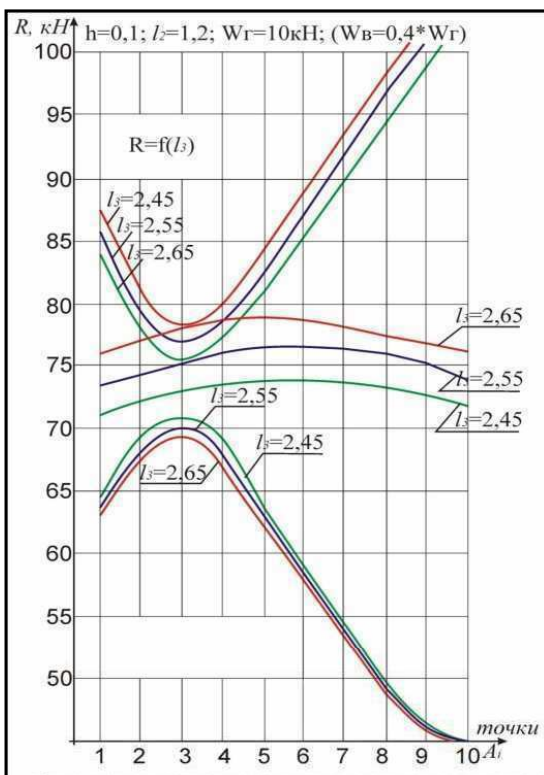


а

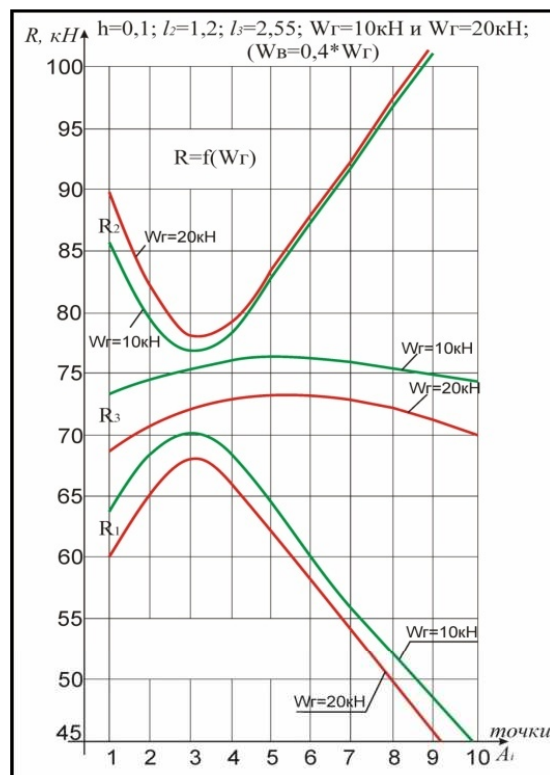


б

Рис 2. Зависимость нагрузок на колеса скрепера от положения сцепного устройства (условного шарнира): а - варьируется глубина копания h ; б - варьируется положение центра тяжести рамы l_2 .



а



б

Рис 3. Зависимость нагрузок на колеса скрепера от положения условного шарнира: а - варьируется положение центра тяжести ковша l_3 ; б - варьируется сопротивления копанью на ноже W_1 .

Затем непосредственным замером определим их координаты с учетом выбранного линейного масштаба. В табл. 1 приведены координаты условного шарнира A .

Следует отметить, что конкретное положение условного шарнира A неизвестно. Полагаем, что гидроцилиндр ковша в рассматриваемый момент заперт. Учитывая изложенное, машинный эксперимент проведен для всех десяти положений A_i условного шарнира.

В составленные девять уравнений равновесия войдут координаты различных положений условного шарнира A . При решении полученной системы равновесия в пакете MathCAD варьировались: глубина копания, положение центра тяжести рамы, положение центра тяжести ковша, силы сопротивления копанию.

На рис. 2, рис. 3 представлены результаты машинного эксперимента. По оси абсцисс отложены точки A_i . По оси ординат - усилия на колесах, в кН.

Выводы.

1. Прослеживается общий характер изменения нагрузок на колесах тягача R_1 , R_2 и скрепера R_3 при изменении различных параметров.

2. Точки A_2 , A_3 и A_4 являются наиболее благоприятными, обеспечивающими наименьшее расхождение нагрузок на переднюю и заднюю оси тягача. Угол между рычагами ШРСУ составляет при этом $28^\circ - 29^\circ$. Для этих положений условного шарнира диапазон изменения нагрузок на колеса скрепера находится в пределах $78 < R_2 < 80$, кН; $65 < R_1 < 68$, кН; $70 < R_3 < 75$, кН.

3. От положений A_5 и далее нагрузки на колеса возрастают и происходит их перераспределение в сторону нагружения задних колес трактора-тягача: на задних колесах они достигают значений 100кН, на передних – 50кН. Аналогичные значения имеют место для скреперов, оснащенных сцепными устройствами в виде П-образной рамы или шарового шарнира. Рациональное использование положений условного шарнира (а, следовательно, углов между рычагами) позволит более эффективно использовать тягово-сцепные характеристики тягача. Это существенно отразится на производительности скреперного агрегата, а равномерное распределение нагрузки на машину позволит увеличить долговечность наиболее нагруженных узлов.

4. Предложенная методика статического расчета скрепера позволяет определить усилия в рычагах ШРСУ, передаваемые на тягач, а также усилия на штоке гидроцилиндра управления ковшом и в цапфе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириченко И.Г. Математическое моделирование модульного фронтального пневмоколесного погрузчика Вестник ХГАДТУ. – №14. – Харьков, 2001. – С. 25 – 28.

2. Кириченко И.Г. Определение нагрузок на ходовом оборудовании фронтального погрузчика при его дифференте// Вестник ХГАДТУ. – №15 – 16. – Харьков, 2001. – С. 24 – 26.

3. Кириченко И.Г., Кулешова М.Ф., Щербак О.В. К определению работы консервативных сил колесных шарнирно-сочлененных машин// Вестник ХГАДТУ. – №17. – Харьков, 2002. – С. 51 – 54.

4. Кириченко И.Г. Кулешова М.Ф., Щербак О.В. Математическое моделирование шарнирно-сочлененного фронтального погрузчика и нагруженность его соединительно-управляющего модуля // Девятая ежегодная международная Промышленная конференция и блиц-выставка „Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала в современных условиях”. 9 – 13 февраля 2009.,п. Славское, Карпаты. – С. 237 – 241.

5. Фалькевич Б.А., Иванов П.Л., Гольдштейн В.М., Ронинсон Э.Г. Агрегатирование полуприцепных скреперов с промышленными тракторами. – Строительные и дорожные машины, 1975, №2. С. 10-11.

6. Ронинсон Э.Г., Залко А.И., Сидоров Н.А. / Самоходные скреперы. – М.: Машиностроение, 1991. – 256с.

УДК 621.878

**И. Г. КИРИЧЕНКО, канд.техн.наук, М. Ф. КУЛЕШОВА, канд.техн.наук,
О. В. ЩЕРБАК, канд.техн.наук.**

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

АППРОКСИМАЦИЯ МАКСИМАЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРИ ОДНОВРЕМЕННОМ ВАРЬИРОВАНИИ НАЧАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ВНЕДРЕНИЯ КОВША В ГРУНТ И ЖЕСТКОСТИ ШИН НА ЗТМ

Актуальность вопроса. Даже в условиях нормальной работы землеройно-транспортной машины (ЗТМ) могут возникать максимальные нагрузки, значительно превышающие величину наибольших статических усилий. Знание максимальных нагрузок, наряду с данными о частоте их возникновения, необходимо для расчета металлоконструкций на долговечность и деталей машины на прочность по допускаемым напряжениям.