

DOI
УДК 629.021

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НАГРУЗОК СИЛОВОГО ЭЛЕМЕНТА МОБИЛЬНОГО ПРИЦЕПА ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ УКЛОНЕ

Зайцев Владимир Юрьевич, канд. техн. наук, доцент кафедры «Технология машиностроения», ФГБОУ ВО Пензенский ГТУ.

440039, Пенза, проезд Байдукова/ул. Гагарина, 1а/11.

E-mail: konovalov-penza@rambler.ru

Коновалов Владимир Викторович, д-р техн. наук, проф. кафедры «Технология машиностроения», ФГБОУ ВО Пензенский ГТУ.

440039, Пенза, проезд Байдукова/ул. Гагарина, 1а/11.

E-mail: konovalov-penza@rambler.ru

Петрова Светлана Станиславовна, канд. техн. наук, доцент кафедры «Механика и инженерная графика», ФГБОУ ВО Самарская ГСХА.

446442, Самарская область, п.г.т. Усть-Кинельский, ул. Учебная, 2.

E-mail: ssaariz@mail.ru

Ключевые слова: нагружение, рычаг, моделирование, прицеп, уклон.

Цель исследований – повышение прочности силового элемента мобильного прицепа при поперечном уклоне. Задачи исследования – определить силовое воздействие на опорный рычаг колесного прицепа с изменяемой высотой расположения кузова при наличии бокового уклона и установить зависимости для определения действующей нагрузки на элементы опорного рычага. Для перемещения грузов используются разнообразные самоходные, навесные, полунавесные и прицепные устройства и транспортные средства. Однако, для перемещения животных, транспортировки посадочного и иного материала требуются и перспективные технические средства, способные изменять высоту расположения кузова или бункера относительно земли (клиренс): при погрузке и выгрузке – малый просвет, при транспортировке – увеличенный. Скорость подобных устройств как правило не превышает 40 км/ч. При этом параметры прицепа влияют на работу всего агрегата в составе трактора и прицепа, включая надежность, управляемость и работоспособность. В работе рассмотрены схемы статического нагружения мобильного прицепа, расположенного на поверхности, имеющей наклон к горизонту относительно оси, проходящей вдоль колесного прицепа. Установлены закономерности, описывающие внешние и внутренние нагрузки в зависимости от угла наклона опорной поверхности. Исследуются численные значения продольных и поперечных сил, возникающих в местах крепления силового элемента к внешним элементам конструкции, а так же изгибающие и крутящие моменты в элементах конструкции. Полученные выражения позволяют определить для различных сечений звеньев внутренние силовые факторы (продольные и поперечные силы, изгибающие и крутящие моменты), а соответственно найти напряжения, возникающие в звеньях при боковом уклоне, что позволит оценить прочность элементов конструкции. Увеличение угла поперечного уклона существенно увеличивает действующие нагрузки в элементах конструкции опорного рычага колесного прицепа с образованием косоугольного изгиба. При наклоне прицепа от 0° до 30° нагрузка на элементы увеличивается до 1,5 раз.

THE CHARACTERISTICS OF THE LOAD BEARING COMPONENT MOBILE TRAILER AT CROSS SLOPE

Zaitsev V. Yu., cand. of techn. sciences, associate professor of the department «Engineering technology», FSBEI HE Penza State Technological University.

440039, Penza, Baydukova/Gagarina, 1A travel/11str.

E-mail: konovalov-penza@rambler.ru

Konovalov V. V., dr. of techn. sciences, prof. of the department «Engineering technology», FSBEI HE Penza State Technological University.

440039, Penza, Baydukova/Gagarina, 1A travel/11str.

E-mail: konovalov-penza@rambler.ru

Petrova S. S., cand. of techn. sciences, associate professor of the department «Mechanics and engineering graphics», FSBEI HE Samara State Agricultural Academy.

Keywords: loading, lever, modeling, trailer, slope.

The purpose of research is to increase the strength of the power element of the mobile trailer with a transverse slope. The objectives of the study are to determine the force effect on the support arm of a wheeled trailer with a variable height of the body in the presence of a lateral slope and to establish a relationship to determine the actual load on the elements of the support arm. A variety of self-propelled, hinged, semi-mounted and trailed devices and vehicles are used to move goods. However, for the movement of animals, transportation of planting and other material, technical means are required and promising, capable of changing the height of the body or hopper relative to the ground (clearance): during loading and unloading – small clearance, during transportation – increased. The speed of such devices usually does not exceed 40 km/h the parameters of the trailer affect the operation of the entire unit consisting of tractor and trailer, including reliability, manageability and performance. The paper deals with the scheme of static loading of a mobile trailer located on the surface with a slope to the horizon relative to the axis running along the wheel trailer. The regularities describing the external and internal loads depending on the angle of inclination of the support surface are established. The numerical values of the longitudinal and transverse forces arising in the places of fastening of the power element to the external structural elements, as well as the bending and torques in the structural elements are investigated. The obtained expressions allow us to determine the internal force factors (longitudinal and transverse forces, bending and torsional moments) for different sections of the links, and, accordingly, to find the stresses arising in the links at the lateral slope, which will allow us to estimate the strength of the structural elements. The increase in the angle of cross-slope significantly increases the acting load in the structural elements of the support arm of the wheel trailer with the formation of an oblique bend. Tilt trailer from 0 degree to 30 degrees load on the elements is increased to 1.5 times.

Вопросами обеспечения требуемой работоспособности изделий машиностроения и приборостроения на протяжении нескольких веков занимаются российские и зарубежные ученые. В современных условиях развития техники и технологий на рынке появляются все новые технически сложные машины и механизмы, при изготовлении которых используются новые технологии и материалы, при эксплуатации которых возникают отказы, причинами которых являются поломки различных деталей и узлов. Поэтому исследования, посвященные обеспечению требуемой работоспособности изделий, являются актуальными и сегодня.

На этапах проектирования машин и механизмов работоспособное состояние обеспечивают такими критериями, как прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость деталей и узлов, входящих в состав изделия при различных режимах нагружения. Наиболее простым вариантом выполнения расчетов является учет статичной нагрузки с переводом ее в кинетостатическую нагрузку за счет использования коэффициентов запаса.

Для перемещения грузов используются разнообразные самоходные, навесные, полунавесные и прицепные устройства и транспортные средства [1, 2]. Однако, для перемещения животных, транспортировки посадочного и иного материала требуются и перспективны технические средства, способные изменять высоту расположения кузова или бункера относительно земли (клиренс): при погрузке и выгрузке – малый просвет, при транспортировке – увеличенный [3]. Скорость подобных устройств как правило не превышает 40 км/ч [1, 2]. При этом параметры прицепа влияют на работу всего агрегата в составе трактора и прицепа, включая надежность, управляемость и работоспособность [4-6].

В работах [7, 8] рассматривается прочностной расчет опорного рычага колесного прицепа с возможностью изменения клиренса поворотом опорного колесного рычага гидроцилиндрами при статическом нагружении, в результате которого определены внешние и внутренние силовые факторы и эквивалентные напряжения, возникающие в рычаге. В данной работе рассматривается один из возможных вариантов нагружения рычага, когда колесный прицеп расположен на горизонтальной поверхности. При изменении положения колесного прицепа изменяются условия его нагружения и изменяются внутренние силовые факторы, возникающие в рычаге колесного прицепа.

Цель исследований – повышение прочности силового элемента мобильного прицепа при поперечном уклоне.

Задачи исследования – определить силовое воздействие на опорный рычаг колесного прицепа с изменяемой высотой расположения кузова при наличии бокового уклона и установить зависимости для определения действующей нагрузки на элементы опорного рычага.

Материалы и методы исследований. Для определения основных выражений, описывающих нагружение элементов опорного рычага мобильного прицепа при боковом уклоне, используем пакет прикладных программ MathCAD [9].

Рассмотрим случай, когда колесный прицеп расположен не на горизонтальной плоскости Ox_1z_1 [7], а на плоскости, повернутой относительно оси Ox_1 на некоторый угол β . Схема пространственного расположения и устройства конструкции колесного прицепа приведена на рисунке 1. Здесь буквами a, b, c, d, e, f, R обозначены линейные размеры изделия (в метрах), точка C – центр тяжести всей конструкции, α – угол между опорным рычагом и жесткой рамой. Более подробно описание устройства указанного колесного прицепа приводится в работах [7, 8].

Для определения напряжений, возникающих в опорном рычаге 3 колесного прицепа, необходимо предварительно аналитически определить внешние силы и реакции связей в местах крепления рычага.

Вначале определим внешние силы, которыми нагружены опорные элементы 3 колесного прицепа. Учитывая схему расположения и устройства колесного прицепа, составим схему статического нагружения, точками A, B, D, E, F обозначим связи изделия, точками K, L – начало ответвлений участков рычага и проведем координатные оси $Ox_1y_1z_1$ (рис. 2). Точкой A обозначим внешнюю связь прицепа с тягачом (неподвижный сферический шарнир), точкой B обозначим скользящую заделку (внутренняя связь), точками D, E, F обозначим неподвижные цилиндрические шарниры (внутренние связи).

Далее отбросим внешние связи и заменим их действие реактивными силами [5]. Неподвижную наклонную опорную поверхность заменим нормальными реакциями опор N_1, N_2 и силами трения F_1, F_2 , действующими на левое и правое колесо соответственно. Нормальные реакции опор N_1, N_2 направлены перпендикулярно неподвижной наклонной поверхности, точками приложения реакции являются точки касания газобаллонных колес и неподвижной наклонной поверхности. Силы трения F_1, F_2 приложены в тех же точках, а направлены вдоль неподвижной наклонной поверхности влево. Численно силы трения определяются по следующим выражениям

$$F_1 = \mu \cdot N_1 \text{ и } F_2 = \mu \cdot N_2,$$

где μ – коэффициент трения между колесом и неподвижной поверхностью [4].

Реакцию неподвижного сферического шарнира изобразим проекциями на оси координат $Ox_1y_1z_1$ в положительном направлении координатных осей X_A, Y_A и Z_A . Активная сила тяжести прицепа P приложена в центре тяжести прицепа (точка C). Силы показаны на схеме нагружения колесного прицепа (рис. 2).

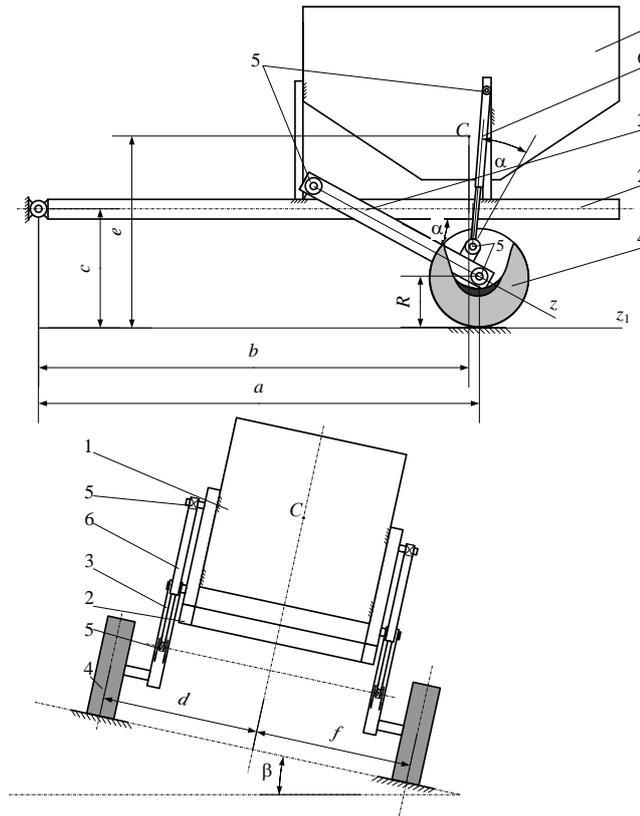


Рис. 1. Схема расположения и устройства колесного прицепа:
 1 – контейнер; 2 – жесткая рама; 3 – опорный (силовой) элемент; 4 – газобаллонное колесо; 5 – опора качения;
 6 – гидроцилиндр; С – центр тяжести бункера

Результаты исследований. Из рисунка 2 видно, что на механизм колесного прицепа действует произвольная пространственная система сил. Колесный прицеп под действием данной системы сил находится в равновесии на наклонной поверхности. Для определения неизвестных реакций опор N_1, N_2 , сил трения F_1, F_2 , реакций неподвижного сферического шарнира X_A, Y_A и Z_A составим шесть уравнений равновесия механической системы, согласно которым суммы проекций всех действующих сил на оси координат $Ox_1y_1z_1$ должны быть равны нулю и суммы моментов всех действующих сил относительно трех координатных осей Ox_1, Oy_1 и Oz_1 должны быть равны нулю.

В результате получим

$$\sum F_{kx_1} = 0; X_A + F_1 + F_2 - P \cdot \sin(\beta) = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_{ky_1} = 0; Y_A + N_1 + N_2 - P \cdot \cos(\beta) = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_{kz_1} = 0; Z_A = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_{x_1}(F_k) = 0; -Z_A \cdot c - P \cdot \cos(\beta) \cdot b + N_1 \cdot a + N_2 \cdot a = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_{y_1}(F_k) = 0; -F_1 \cdot a - F_2 \cdot a + P \cdot \sin(\beta) \cdot b = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_{z_1}(F_k) = 0; X_A \cdot c - P \cdot \sin(\beta) \cdot e - N_1 \cdot d + N_2 \cdot f = 0 \quad (6)$$

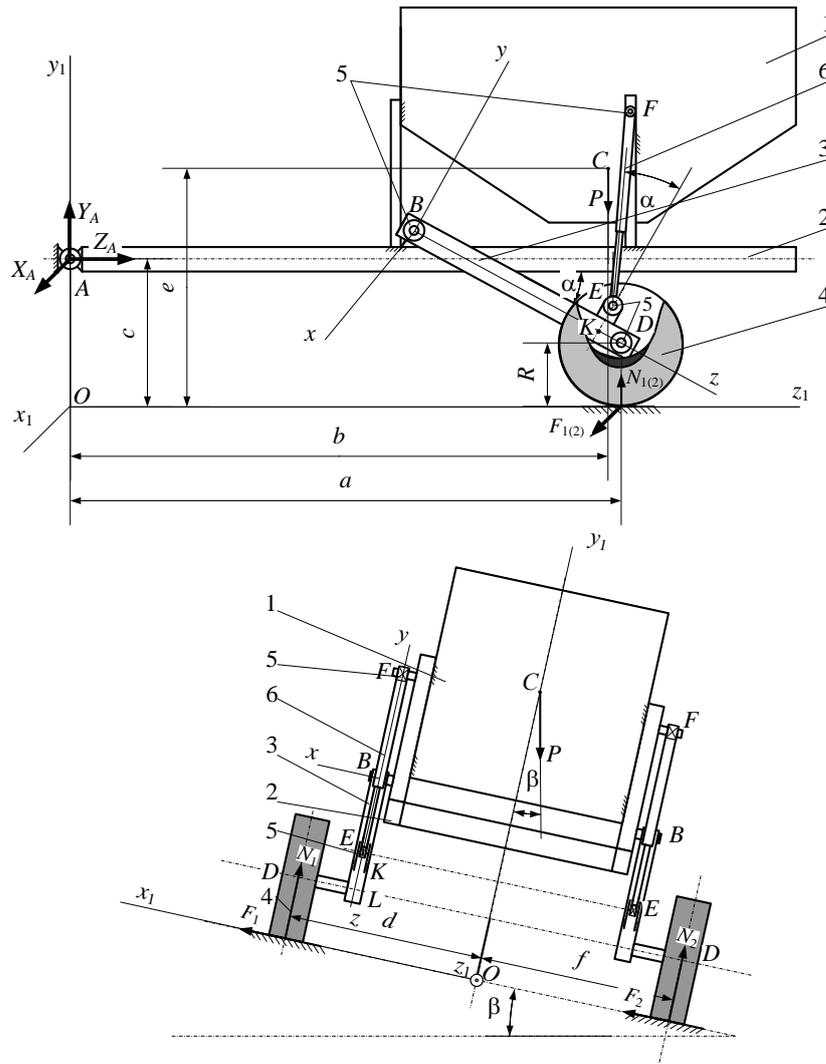


Рис. 2. Схема нагружения колесного прицепа

Уравнение (1), с учетом выражений для сил трения, можно переписать в следующем виде

$$X_A + (N_1 + N_2) \cdot \mu - P \cdot \sin(\beta) = 0. \quad (7)$$

Уравнение (5), с учетом выражений для сил трения, можно переписать в следующем виде

$$-(N_1 + N_2) \cdot a \cdot \mu + P \cdot \sin(\beta) \cdot b = 0. \quad (8)$$

Из уравнения (3) имеем

$$Z_A = 0. \quad (9)$$

Перепишем систему уравнений (1-6) с учетом уравнений (7), (8), (9). В результате чего получим

$$X_A + (N_1 + N_2) \cdot \mu - P \cdot \sin(\beta) = 0, \quad (10)$$

$$Y_A + N_1 + N_2 - P \cdot \cos(\beta) = 0, \quad (11)$$

$$-P \cdot \cos(\beta) \cdot b + N_1 \cdot a + N_2 \cdot a = 0, \quad (12)$$

$$-(N_1 + N_2) \cdot a \cdot \mu + P \cdot \sin(\beta) \cdot b = 0, \quad (13)$$

$$X_A \cdot c - P \cdot \sin(\beta) \cdot e - N_1 \cdot d + N_2 \cdot f = 0. \quad (14)$$

Для определения неизвестных сил запишем выражения, определяющие нормальные реакции

$$N_1 = \frac{P \cdot f \cdot \cos(\beta) - P \cdot e \cdot \sin(\beta)}{d + f}, \quad (15)$$

$$N_2 = \frac{P \cdot d \cdot \cos(\beta) + P \cdot e \cdot \sin(\beta)}{d + f}. \quad (16)$$

Далее с учетом выражений (15), (16) из системы уравнений (10-11) находим неизвестные силы

$$X_A = \frac{P \cdot \sin(\beta) \cdot e + N_1 \cdot d - N_2 \cdot f}{c}, \quad (17)$$

$$Y_A = -N_1 - N_2 + P \cdot \cos(\beta), \quad (18)$$

$$F_1 = X_A - P \cdot \sin(\beta), \quad (19)$$

$$F_2 = \left(\frac{b}{a} - 1\right) \cdot P \cdot \sin(\beta) + X_A. \quad (20)$$

Уравнения (17-20) аналитически выражают нагрузки, необходимые для определения сил, действующих на опорный рычаг колесного прицепа.

Проанализируем зависимости реакций опор левого и правого колеса в зависимости от угла наклона опорной поверхности. Для чего проведем вычисления нормальных реакций опор по выражениям (15) и (16) для различных углов наклона β (град) опорной поверхности с помощью пакета прикладных программ MathCAD [9]. Результаты моделирования приведены на рисунке 3.

Анализ результатов моделирования (рис. 3) показывает, что изменения реакций опор левого и правого колес носит линейный характер. Реакция опоры правого колеса увеличивается по мере наклона его в сторону прицепа, а левого, соответственно, уменьшается с увеличением угла наклона опорной поверхности. В случае наклона колесного прицепа в противоположную сторону зависимости будут противоположными.

Таким образом, наиболее нагруженным будет правый рычаг колесного прицепа для схемы нагружения, показанной на рисунке 2. Поэтому далее для оценки прочности рычагов 3 рассмотрим правый рычаг, на который в качестве внешних силовых факторов действуют: нормальная реакция опоры N_2 (в дальнейшем просто N) и сила трения $F_2 = \mu \cdot N_2$ (в дальнейшем просто F).

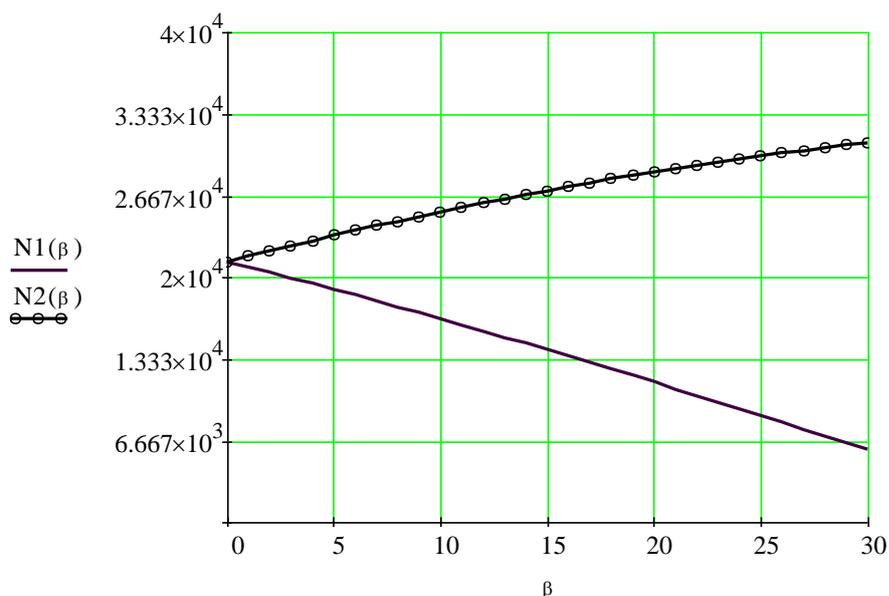


Рис. 3. Зависимости нормальных реакции колес левого (N_1 , Н) и правого (N_2 , Н) от угла наклона опорной поверхности β (град)

После определения зависимостей, которыми описываются внешние силовые факторы, воспринимаемые колесным прицепом, перейдем к определению силовых зависимостей, воспринимаемых непосредственно исследуемым опорным элементом прицепа.

Для получения необходимых зависимостей, описывающих характер реактивных сил, воспринимаемых опорным элементом в местах, связывающих его с внешними элементами механизма, рассмотрим равновесие опорного элемента отдельно от силовой установки и контейнера. Для этого освободим опорный элемент 3 (рис. 1) от тел, препятствующих его относительным перемещениям, заменив их силами [10]. Так как весь механизм колесного прицепа находится в равновесии, то и сам силовой элемент, под действием активных и реактивных сил, будет в состоянии

покоя. Проведем через точку B (рис. 2) координатные оси $Bxuz$, ось z совместим с осью опорного элемента, опорный элемент на схеме изобразим ломаным стержнем (рис. 3). Соединение силового элемента с жесткой рамой в точке B заменим проекциями на оси координат Z_B, Y_B, X_B и реактивными моментами относительно координатных осей M_{By}, M_{Bz} . С контейнером силовой элемент соединен посредством гидроцилиндра 6 (рис. 1, 2), прикрепленного в точках E и F шарнирными опорами. Гидроцилиндр рассматриваем как стержень, реакция которого N_E приложена в точке E и направлена к точке F [4]. Размеры длин участков рычага обозначим через $l_{1z}, l_{2z}, l_{3y}, l_{4x}$. Изобразим внешние силы, воспринимаемые силовым элементом. Для этого перенесем наибольшую по модулю из сил N_1 или N_2 вдоль линии действия в точку D и обозначим силой N , силу трения $F_1 = \mu \cdot N_1$ или $F_2 = \mu \cdot N_2$, перенесем параллельно ей самой в точку D , прибавив момент переносимой силы относительно точки переноса $M = F \cdot R$, в результате чего получим расчетную схему нагружения, изображенную на рисунке 3.

Момент силы трения заменим проекциями момента на плоскости xz и xy , которые в свою очередь равны

$$M_{xz} = M \cdot \sin(\alpha) = F \cdot R \cdot \sin(\alpha), \quad (21)$$

$$M_{xy} = M \cdot \cos(\alpha) = F \cdot R \cdot \cos(\alpha). \quad (22)$$

Таким образом, расчетная схема нагружения силового элемента 3 (рис. 1) колесного прицепа примет вид, показанный на рисунке 4.

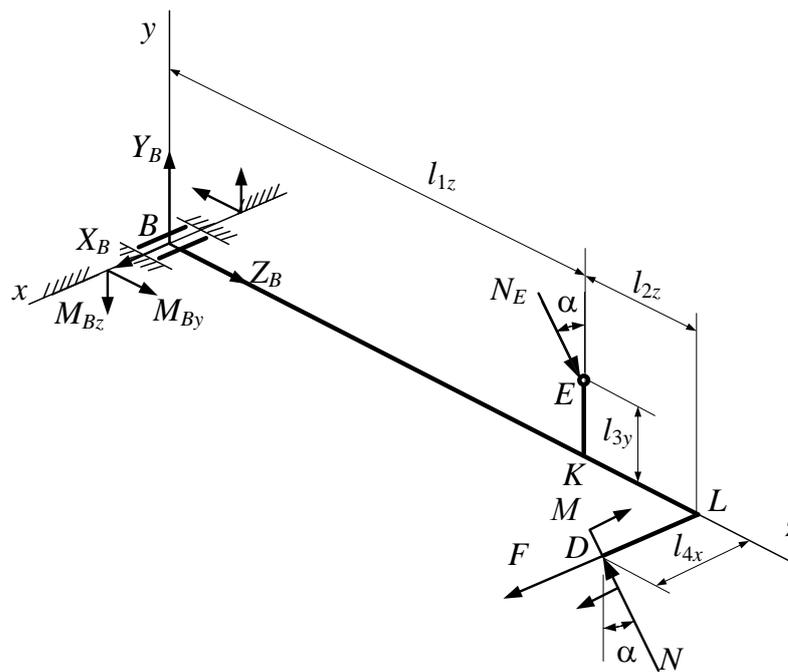


Рис. 4. Схема нагружения рычага 3 с рисунка 1

В результате имеем, что силовой элемент нагружен произвольной системой сил, которая действует как угодно в пространстве $Bxuz$ (рис. 5), для описания равновесия силового элемента составим шесть уравнений равновесия [5], которые дадут зависимости для выражения неизвестных сил, воспринимаемых исследуемым рычагом:

$$\sum F_{kz} = 0; Z_B + N_E \sin(\alpha) - N \sin(\alpha) = 0, \quad (23)$$

$$\sum F_{ky} = 0; Y_B - N_E \cos(\alpha) + N \cos(\alpha) = 0, \quad (24)$$

$$\sum F_{kx} = 0, X_B + F = 0, \quad (25)$$

$$\sum M_z(\vec{F}_k) = 0; M_{Bz} - N \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{4x} - M_{xy} = 0, \quad (26)$$

$$\sum M_y(\vec{F}_k) = 0; M_{By} - N \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{4x} - F \cdot (l_{1z} + l_{2z}) - M_{xz} = 0, \quad (27)$$

$$\sum M_x(\vec{F}_k) = 0; -N_E \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{1z} - N_E \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{3y} + N \cdot \cos(\alpha) \cdot (l_{1z} + l_{2z}) = 0. \quad (28)$$

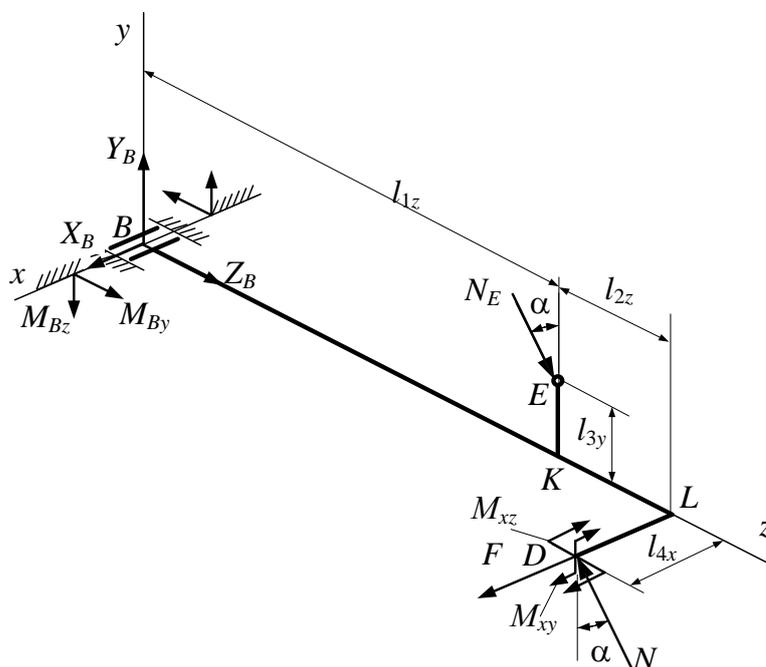


Рис. 5. Расчетная схема нагружения силового элемента 3 колесного прицепа с рисунка 1

Решая систему уравнений (21-26), определим силы, действующие на опорный рычаг 3 (рис. 1) колесного прицепа

$$N_E = \frac{N \cdot \cos(\alpha) \cdot (l_{1z} + l_{2z})}{\cos(\alpha) \cdot (l_{1z}) + \sin(\alpha) \cdot (l_{3y})}. \quad (29)$$

$$M_{Bz} = N \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{4x} + M_{xy}. \quad (30)$$

$$M_{By} = N \cdot \sin(\alpha) \cdot l_{4x} + F \cdot (l_{1z} + l_{2z}) + M_{xz}. \quad (31)$$

$$X_B = -F = -\mu \cdot N. \quad (32)$$

$$Y_B = N_E \cos(\alpha) - N \cos(\alpha). \quad (33)$$

$$Z_B = -N_E \sin(\alpha) + N \sin(\alpha). \quad (34)$$

Зависимости (15-18) и (29-34) определяют численные значения внутренних сил, которые действуют в связях опорного элемента с рамой и контейнером для различных значений угловых и линейных размеров механизма и являются исходными для определения внутренних силовых факторов, возникающих в опорном рычаге.

Для определения значения внутренних сил, которые действуют в местах соединения опорного элемента с рамой и контейнером, для различных значений угла наклона β опорной поверхности проведем численное моделирование по зависимостям (29-34) с помощью пакета прикладных программ MathCAD [9]. Результаты моделирования представлены на рисунке 6.

Моделирование внутренних сил для различных значений угла α дает незначительное отклонение внутренних реакций опор от значений, представленных на рисунке 6.

Сравнение полученных результатов с результатами, полученными в работе [4], в которой рассматривается колесный прицеп, расположенный на горизонтальной поверхности, показывает, что внутренние реакции опор колесного прицепа в случае расположения на наклонной поверхности возрастают в несколько раз. В частности, реакция гидроцилиндра возрастает со значения 22,3 кН в

случае угла наклона поверхности равной 0 до значения 32,4 кН при угле наклона опорной поверхности, равной 30 градусов. Причем появляются новые реакции, например, составляющая реакции в точке B вдоль оси x (X_B).

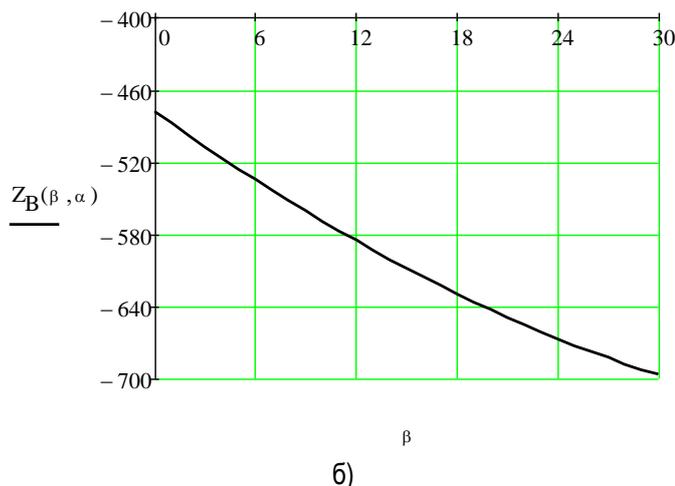
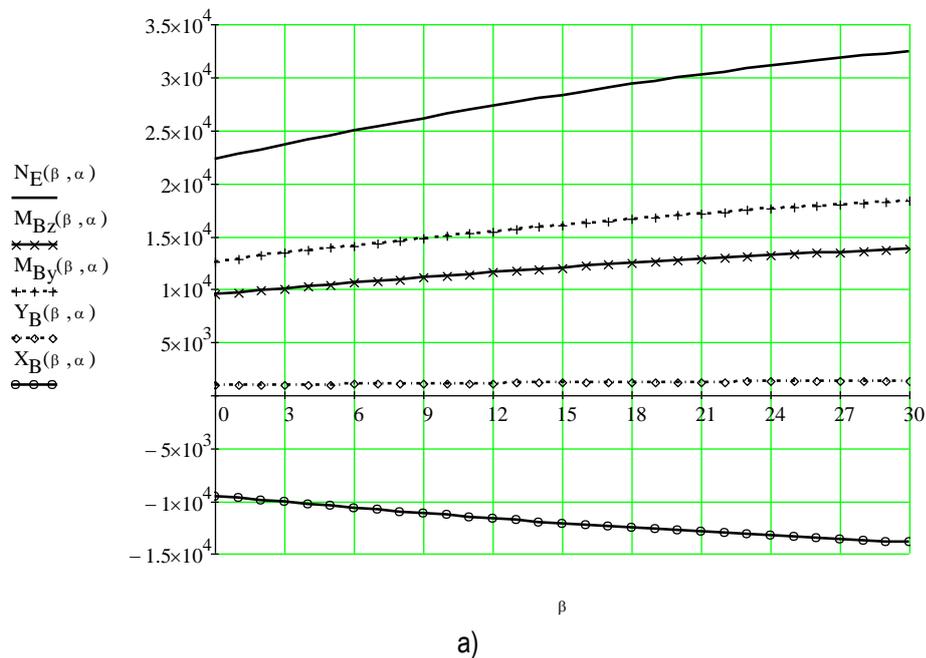


Рис. 6. Результаты численного моделирования внутренних сил

Рассмотренный в данной работе вариант нагружения является более общим и описывающим состояние конструкции при хранении и транспортировании колесного прицепа. Поэтому для оценки прочности элементов конструкции необходимо оценить напряжения, возникающие при данном варианте нагружения. Однако этот вариант не является общим, для более общего описания нагружения рычага колесного прицепа необходимо к варианту, рассмотренному в данной работе, рассмотреть вариант, когда прицеп кроме того, что находится на поверхности, наклоненной относительно оси z , сама поверхность еще имеет наклон относительно оси x (рис. 2).

Заключение. Таким образом, полученные выражения позволяют определить для различных сечений звеньев внутренние силовые факторы (продольные и поперечные силы, изгибающие и крутящие моменты), а соответственно найти напряжения, возникающие в звеньях при боковом уклоне, что позволит оценить прочность элементов конструкции.

Увеличение угла поперечного уклона существенно увеличивает действующие нагрузки в элементах конструкции опорного рычага колесного прицепа с образованием косоугольного изгиба. При числовых значениях нагрузки при наклоне прицепа от 0° до 30° нагрузка на элементы увеличивается до 1,5 раз.

Библиографический список

1. Стрельцов, С. В. Сельскохозяйственные машины / С. В. Стрельцов, В. П. Зайцев, А. В. Павлушин. – Ульяновск, 2013. – 508 с.
2. Баранов, Ю. Н. Эксплуатация машинно-тракторного парка и технологического оборудования. – Воронеж : ВГАУ. – 2010. – 159 с.
3. Хазанов, Е. Е. Технология и механизация молочного животноводства / Е. Е. Хазанов, В. В. Гордеев, В. Е. Хазанов. – СПб., 2016. – 592 с.
4. Стасилевич, А. Г. Управляемость колесного трактора с навесками сельскохозяйственных машин / А. Г. Стасилевич // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2013. – № 4 (41). – С. 95-101.
5. Рехлицкий, О. В. Математическое описание механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины / О. В. Рехлицкий, Ю. В. Чупрынин, Д. В. Джасов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 2 (27). – С. 23-29.
6. Гаппоев, Т. Т. Частичное уравнивание механизмов, применяемых в транспортных и сельскохозяйственных машинах / Т. Т. Гаппоев, М. Г. Голобоков // Известия Горского государственного аграрного университета. – 2014. – Т. 51, № 2. – С. 161-164.
7. Зайцев, В. Ю. Определение реакций в креплениях опорного рычага колесного прицепа / В. Ю. Зайцев, М. И. Вольников, В. В. Коновалов, А. М. Петров // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – Т. 2, Вып. 4. – С. 50-57.
8. Zaitsev, V. Mobiletrailersupportarm: modeling and analysis of breakage / V. Zaitsev, V. Konovalov, G. Gumarov, Y. Rodionov // Journal of Physics: Conference Series. – 2018. – №1084. – 012009.
9. Синельщиков, А. В. Компьютерные технологии в инженерных расчётах (на базе системы MATHCAD) / А. В. Синельщиков. – Астрахань : Астраханский ГТУ. – 2013. – 128 с.
10. Арсланов, И. Г. Расчёты в теоретической и прикладной механике / И. Г. Арсланов, М. Я. Хабибуллин. – Уфа : Уфимский ГНТУ, 2016. – 94 с.

Bibliography

1. Streltsov, S. V. Agricultural machines / S. V. Streltsov, V. P. Zaitsev, A. V. Pavlushin. – Ulyanovsk, 2013. – 508 p.
2. Baranov, Yu. N. Operation of machinery and tractor fleet and technological equipment. – Voronezh : Voronezh State Agrarian University. – 2010. – 159 p.
3. Khazanov, E. E. Technology and mechanization of dairy farming / E. E. Khazanov, V. Gordeev, V. E. Khazanov. – St. Petersburg, 2016. – 592 p.
4. Stasilevich, A. G. Controllability of a wheeled tractor with the hitch of agricultural machinery / A. G. Stasilevich // Bulletin of the Belarusian-Russian University. – 2013. – № 4 (41). – P. 95-101.
5. Rehlitskiy, O. V. Mathematical description of the mechanism of rotation of the wheels of self-propelled agricultural machines / O. V. Rehlitskiy, Yu. V. Chuprynin, D. V. Dzhasov // Mechanics of machines, mechanisms and materials. – 2014. – № 2 (27). – P. 23-29.
6. Gappoev, T. T. Partial balancing of mechanisms used in transport and agricultural machines / T. T. Gappoev, M. G. Golobokov // Proceedings of the Gorsky state agrarian University. – 2014. – Vol. 51, № 2. – P. 161-164.
7. Zaytsev, V. Yu. Determination of the supporting lever of the wheel-trailer / V. Yu. Zaytsev, V. I. Vol'nikov, V. V. Konovalov, A. M. Petrov // Bulletin of the Samara state agricultural Academy. – 2017. – Т. 2, Vol. 4. – p. 50-57.
8. Zaitsev, V. Mobile trailer support arm: modeling and analysis of breakage / V. Zaitsev, V. Konovalov, G. Gumarov, Y. Rodionov // Journal of Physics : Conference Series. – 2018. – №1084. – 012009.
9. Sinel'shchikov, A. V. Computer technologies in engineering calculations (based on the MATHCAD system) / A. V. Sinel'shchikov. – Astrakhan : Astrakhan state technical University. – 2013. – 128 p.
10. Arslanov, I. G. Calculations in theoretical and applied mechanics / I. G. Arslanov, M. J. Habibullin. – Ufa : Ufa State Technical University, 2016. – 94 p.