

Библиографический список

1. Быченин, А. П. Повышение ресурса плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизелей применением смесового минерально-растительного топлива : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.03 / Быченин Александр Павлович. – Пенза, 2007. – 172 с.
2. Быченин, А. П. Влияние смесовых минерально-растительных топлив на ресурс прецизионных пар топливоподающей аппаратуры дизельных двигателей / А. П. Быченин, М. А. Быченина // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – 2013. – №3. – С. 54-59.
3. Болдашев, Г. И. Сравнительный анализ противоизносных свойств растительных масел / Г. И. Болдашев, А. П. Быченин, М. А. Быченина // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т.15, №1. – С. 197-200. – (Специальный выпуск «Актуальные проблемы трибологии»).
4. Болдашев, Г. И. Влияние рыжикового масла на противоизносные свойства смесового топлива / Г. И. Болдашев, А. П. Быченин, М. А. Быченина, М. С. Приказчиков // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – 2015. – №3. – С. 92-95.
5. Уханов, Д.А. Снижение износа плунжерных пар ТНВД применением смесового рапсово-минерального топлива : монография / Д. А. Уханов, А. П. Уханов, Е. Г. Ротанов, А. С. Аверьянов. – Пенза : РИО ПГАУ, 2017. – 212 с.
6. Быченин, А. П. Влияние растительных компонентов на трибологические свойства топлив для автотракторных дизелей / А. П. Быченин, О. Н. Черников, М. С. Приказчиков // Известия Самарской государственной сельскохозяйственной академии. – 2017. – №3. – С. 12-15.

DOI

УДК 631.3.02

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КРЕПЛЕНИЯХ ОПОРНОГО РЫЧАГА КОЛЕСНОГО ПРИЦЕПА

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

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

E-mail: vluzai@gmail.com

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

Вольников Михаил Иванович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Технология машиностроения» (цикл «Автоматизация и управление»), ФГБОУ ВО Пензенский ГТУ.

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

E-mail: vmi1972@yandex.ru

Петров Александр Михайлович, канд. техн. наук, проф., зав. кафедрой «Сельскохозяйственные машины и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Самарская ГСХА.

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

E-mail: Petrov_AM@ssaa.ru

Ключевые слова: реакция, рычаг, схема, нагружение, равновесия, критерии, статическое.

Цель исследований – теоретическое обоснование и пример компьютерного моделирования нагрузочных параметров для выявления опасных сечений при конструировании опорных рычагов. При конструировании новых машин или модернизации их ходовой части, а также в случае возникновения поломок элементов ходовой части возникают вопросы, связанные с конструированием и прочностными расчетами элементов ходовой части. Определенной сложностью является выявление причин поломок конструктивных элементов при наличии устройств подъема рамы с кузовом (бункером) за счет поворота опорных рычагов перемещения колес относительно рамы бункера (кузова). В статье строятся расчетные схемы статического нагружения опор колесного рычага мобильного агрегата с изменяемой высотой расположения кузова (бункера) и определяются выражения для определения реакции, которые испытывают опоры рычага при различных геометрических параметрах изделия и угла его расположения. Проведенные теоретические исследования позволили составить расчетную схему нагружения, установить аналитические зависимости внутренних силовых факторов и реакций опор, на основе которых возможно числен-

ное моделирование с целью оптимизации конструкции рычажных опор для конкретных размеров их элементов и профиля проката рычага колесной опоры. Анализ внутренних силовых факторов показывает, что наиболее опасным сечением на изгиб является сечение в окрестности крепления гидроцилиндра к рычагу. В виду наличия крутящего момента и его существенной величины вторым опасным сечением рычага является соединение с осью крепления на раме.

В транспорте, строительстве и сельском хозяйстве широко используются мобильные прицепы и прицепные машины. При конструировании новых машин или модернизации их ходовой части, а так же в случае возникновения поломок элементов ходовой части возникают вопросы, связанные с конструированием и прочностными расчетами элементов ходовой части. Определенной сложностью является выявление причин поломок конструктивных элементов при наличии устройств подъема рамы с кузовом (бункером) за счет поворота опорных рычагов перемещения колес относительно рамы бункера (кузова).

Цель исследований – теоретическое обоснование и пример компьютерного моделирования нагрузочных параметров для выявления опасных сечений при конструировании опорных рычагов.

Задача исследований – провести теоретические исследования и установить аналитические зависимости внутренних силовых факторов и реакций опор колесного прицепа.

Материалы и методы исследований. Для обеспечения требуемой работоспособности изделий на этапе проектирования выполняется как минимум два расчета: проектный и проверочный. На этапе проектного расчета по заданным параметрам определяются материалы, конструкция, размеры и т.д. На этапе проверочного расчета определяются нагрузки, возникающие в деталях и узлах изделия при хранении, транспортировании и эксплуатации, и оцениваются критерии работоспособности конструкции.

Одним из основных критериев работоспособности является прочность. Расчет на прочность зависит от вида нагружения элементов конструкции, а также от характера нагружения (статический или динамический).

Расчет на прочность в настоящее время выполняется либо с помощью CAD систем, в которых и проектируется изделие, или используются классические методы расчета. И в первом и во втором случае необходимо правильно составить расчетную схему, определиться со значениями и характером внешних нагрузок.

Для определения реакций опор рычага мобильного бункера сыпучих материалов, без учета конструктивных особенностей изделия, схему устройства можно представить в виде, приведенном на рисунке 1. Бункер сыпучих материалов 1 жестко связан с несущей рамой 2, которая посредством шарнирного соединения связана с тягачом. Рама с бункером через опоры качения 5 связана с опорными рычагами 3, которые посредством установленных на них газобаллонных колес 4 контактируют с неподвижной поверхностью (в первом приближении горизонтальной). Необходимый уровень высоты между неподвижной поверхностью и бункером обеспечивается с помощью гидроцилиндров 6, обеспечивающих необходимый угол α , и связанных с бункером и рычагом с помощью опор качения. В точке С находится центр тяжести всей конструкции. Линейные размеры a, c, d, e, f – в метрах.

Результаты исследований. Для определения внутренних реакций опор рычага необходимо определить внешние силы, действующие на рычаги.

С учетом схемы устройства мобильного бункера сыпучих материалов (рис. 1) составим схему статического нагружения изделия, для чего точками A, B, D, E, F обозначим внешние и внутренние связи изделия и проведем координатные оси $Ox_1y_1z_1$ (рис. 2).

Согласно принципу освобожденности [1] отбросим внешние связи, заменив их действие реакциями связей. Неподвижную опору колес заменим реакциями N_1 и N_2 левого и правого колес соответственно. Реакции направлены перпендикулярно неподвижной поверхности и приложены в точках соприкосновения колес и поверхности. Так как поверхность горизонтальная, а колеса с рычагами расположены симметрично центру тяжести изделия, то реакции N_1 и N_2 равны, т.е. $N = N_1 = N_2$. В точке А бункер соединен с тягачом посредством сферического шарнира, реакция которого приложена в точке А и изображается проекциями на три координатные оси [1, 3, 4].

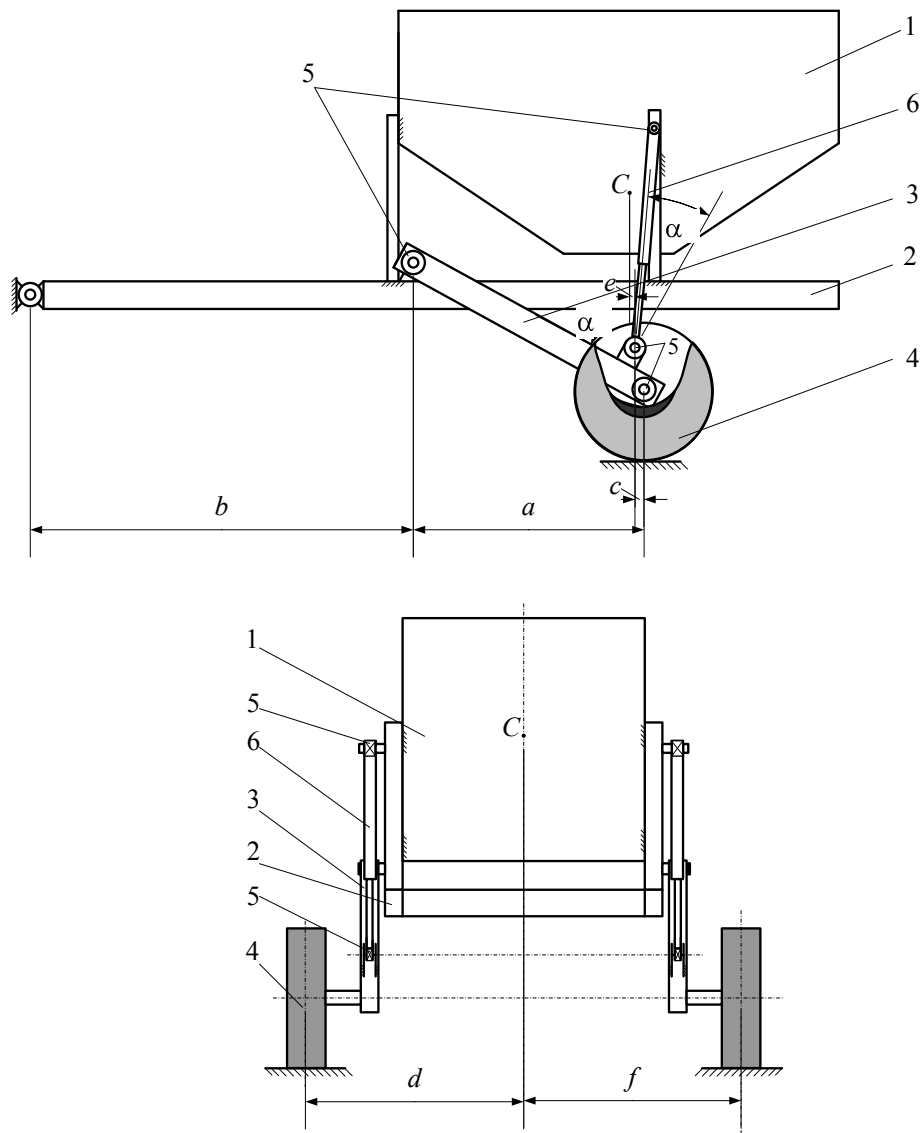


Рис. 1. Схема устройства мобильного бункера сыпучих материалов:
 1 – бункер сыпучих материалов; 2 – жесткая рама; 3 – рычаг опорный; 4 – газобаллонное колесо; 5 – опора качения;
 6 – гидроцилиндр; C – центр тяжести бункера

Так как бункер расположен на горизонтальной поверхности, а колеса с рычагами расположены симметрично центру тяжести изделия [1, 2], то все внешние силы будут действовать в плоскости $Ox_1y_1z_1$ и, следовательно, проекция реакции на ось, перпендикулярную плоскости $Ox_1y_1z_1$, будет равна нулю ($X_A = 0$). Таким образом, реакция шарнира в точке A изображается проекциями на координатные оси $Ox_1y_1z_1$, а именно Z_A и Y_A (рис. 2).

В результате на изделие действует произвольная плоская система сил (активная сила P – вес всего изделия; реактивные силы N_1 , N_2 и Z_A , Y_A), под действием которой она находится в равновесии. Для определения неизвестных реактивных сил составим три уравнения равновесия [1, 3, 4]:

$$\sum M_A = 0, \quad (1)$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{или} \quad Y_A + N_1 - N_2 = 0, \quad (2)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{или} \quad Z_A + N_1 - N_2 = 0. \quad (3)$$

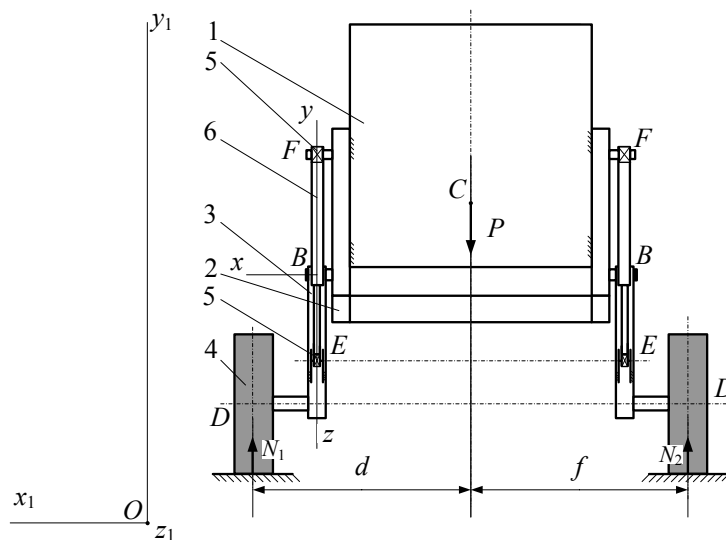
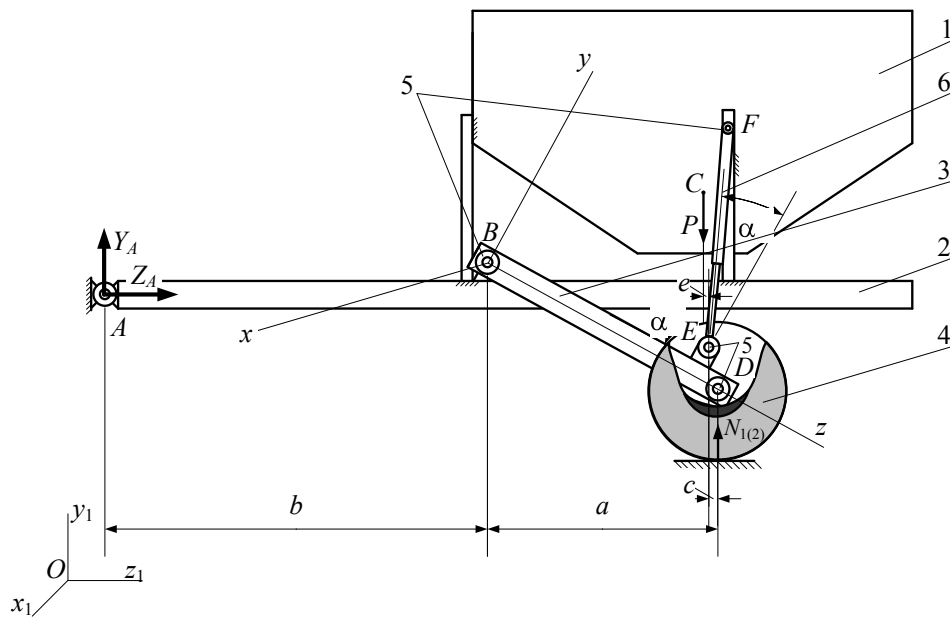


Рис. 2. Схема статического нагружения мобильного агрегата

Из уравнения (1) имеем $Z_A = \dots$. Из уравнения (3) находим нормальную реакцию опоры

$$N = \frac{D}{2 \cdot \dots} \quad (4)$$

Из уравнения (2) находится проекция реакции на ось Oy_1

$$Y_A = - \dots + \dots \quad (5)$$

Выражение (4) позволяет определить численное значение нагрузки, необходимой для определения реакций опор рычага мобильного бункера сыпучих материалов.

Для определения реакций опор рассмотрим равновесие рычага отдельно от рамы и бункера. Для этого отбросим внутренние связи, заменив их реакциями. Так как вся конструкция в сборе находится в равновесии, то и рычаг отдельно, под действием внешних сил и реакций связей, находится в равновесии. Проведем через точку B (рис. 2) координатные оси $Bxuz$, ось z совместим с осью рычага, сам рычаг на расчетной схеме изобразим ломаным стержнем (рис. 3). Соединение рычага с жесткой рамой в точке B – это скользящая заделка, реакция которой изображается проекциями на оси координат Z_B , Y_B и реактивными моментами относительно координатных осей M_{By} ,

M_{Bz} . С бункером сыпучих материалов рычаг соединен посредством гидроцилиндра 6 (рис. 1, 2), который заменим стержнем, прикрепленным в точках E и F шарнирами. Таким образом, реакция стержня N_E приложена в точке E и направлена к точке F (предполагается что стержень сжат) [1]. Размеры длин участков рычага обозначим через l_{1z} , l_{2z} , l_{3y} , l_{4x} . Внешней силой, действующей на рычаг, является сила N , определяемая выражением (4) и приложенная в точке D (рис. 3).

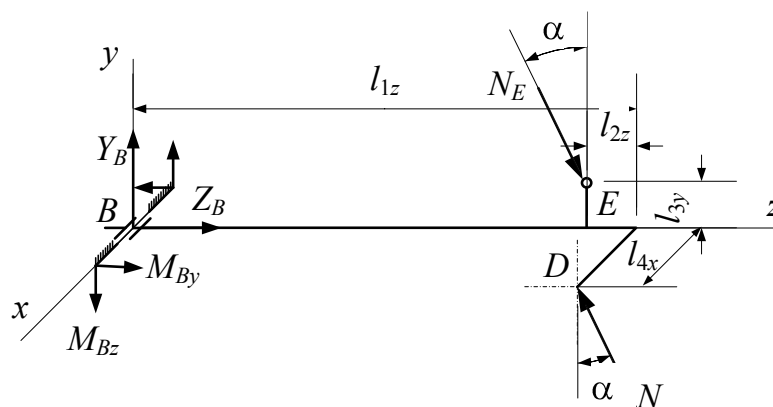


Рис. 3. Расчетная пространственная схема рычага 3 мобильного бункера

Для полученной произвольной пространственной системы сил составим шесть уравнений равновесия [1, 3, 4], из которых найдем выражения для определения неизвестных реакций опор рычага мобильного бункера сыпучих материалов.

$$\sum \dots + \dots \alpha - \dots \alpha = \dots, \quad (6)$$

$$\sum \dots - \dots \alpha + \dots \alpha = \dots, \quad (7)$$

$$\sum \dots, \quad (8)$$

$$\sum \dots - \dots \alpha \cdot \dots = \dots, \quad (9)$$

$$\sum \dots - \dots \alpha \cdot \dots = \dots, \quad (10)$$

$$\sum \dots - \dots \alpha \cdot \dots - \dots \alpha \cdot \dots + \dots \alpha \cdot \dots + \dots = \dots. \quad (11)$$

Из выражений (6-11) находим

$$N_E = \frac{\dots \alpha \cdot \dots + \dots}{\cos(\alpha \cdot \dots + \alpha \cdot \dots)}, \quad (12)$$

$$M_{Bz} = \dots \alpha \cdot \dots, \quad (13)$$

$$M_{Bu} = \dots \alpha \cdot \dots, \quad (14)$$

$$Y_B = \dots \alpha - \dots \alpha, \quad (15)$$

$$Z_B = - \dots \alpha + \dots \alpha. \quad (16)$$

Полученные выражения (4), (5), (12-16) позволяют получить численные значения реактивных сил, возникающих в местах соединения рычага с рамой и бункером, для различных значений линейных и угловых параметров изделия для различной степени загруженности бункера, которые исполь-

зуются в дальнейшем в проверочных расчетах при определении критериев работоспособности изделия.

Для заданных значений внешней нагрузки (силы тяжести бункера в сборе) и заданных значений линейных размеров на полученных выражениях (4), (12-16) с помощью пакета прикладных программ *Mathcad* [5-8] проведен вычислительный эксперимент по определению величин реакций опорного рычага мобильного бункера сыпучих материалов в зависимости от угла наклона к горизонту α . Результаты вычислительного эксперимента приведены на рисунке 4.

Анализ результатов показывает, что наибольшее значение при любых углах наклона рычага к горизонту имеет реакция опоры гидроцилиндра N_E . Причем реакции N_E , Y_B с увеличением угла α от нуля до 30 градусов по абсолютному значению убывают линейно, реактивный момент заделки $B M_{By}$ наоборот с увеличением угла α от нуля до 30 градусов линейно возрастает. Реактивный момент заделки $B M_{Bz}$ с увеличением угла α от нуля до 30 градусов по абсолютному значению убывает по закону косинуса. Проекция реакции в точке B на ось z Z_B по закону параболы до 20 градусов по абсолютному значению растет, а после 20 градусов начинает убывать.

Полученные зависимости позволяют подобрать оптимальный с точки зрения реакций опор угол наклона рычага к горизонту, в том числе в транспортном положении и для рационального размещения гидроцилиндров.

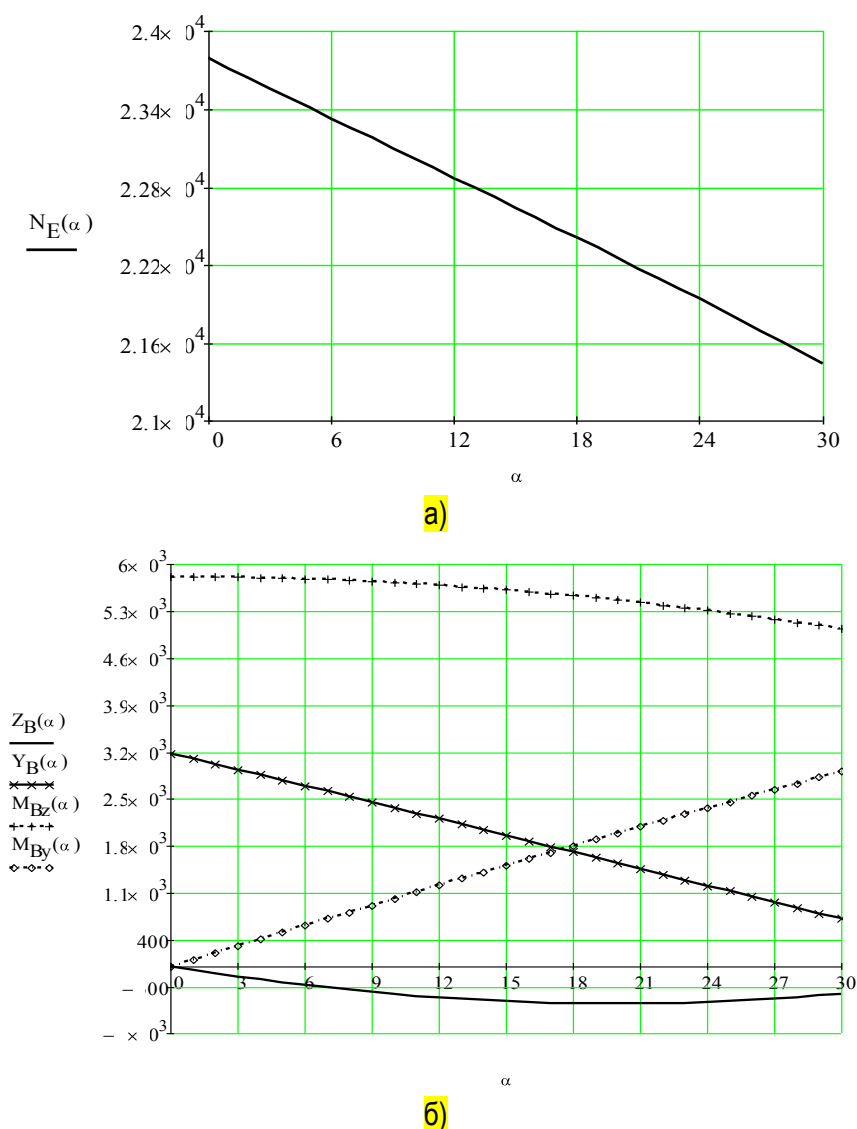


Рис. 4. Результаты вычислительного эксперимента

В качестве примера компьютерного моделирования в пакете прикладных программ *Mathcad* для угла наклона рычага $\alpha \leq 30$ определены внутренние силовые факторы [2], возникающие вдоль оси рычага. Эпюры внутренних силовых факторов приведены на рисунке 5. С учетом параметров элементов конструкции возникает возможность определения существующих в них напряжений.

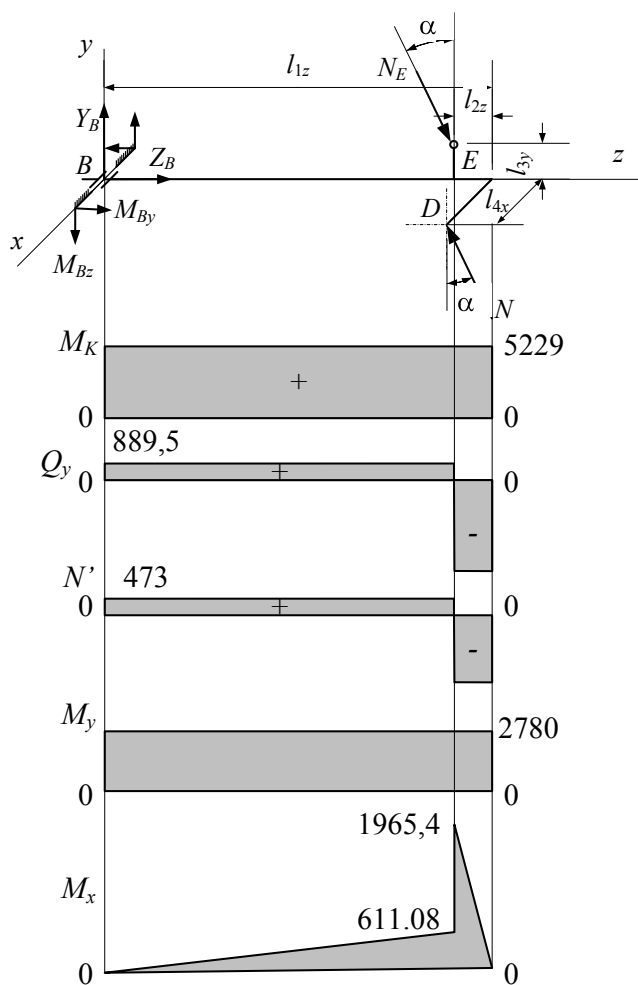


Рис. 5. Эпюра внутренних силовых факторов

Заклучение. Проведенные теоретические исследования позволили составить расчетную схему нагружения, установить аналитические зависимости внутренних силовых факторов и реакций опор, на основе которых возможно численное моделирование с целью оптимизации конструкции рычажных опор для конкретных размеров их элементов и профиля проката рычага колесной опоры.

Анализ внутренних силовых факторов показывает, что наиболее опасным сечением на изгиб является сечение в окрестности крепления гидроцилиндра к рычагу. В виду наличия крутящего момента и его существенной величины вторым опасным сечением рычага является соединение с осью крепления на раме.

Библиографический список

1. Волков, В. В. Теоретическая механика : учебное пособие / В. В. Волков, В. Ю. Зайцев, Н. В. Байкин, Н. В. Москвитина. – Пенза : Пензенская государственная технологическая академия, 2011. – 240 с.
2. Волков, В. В. Прикладная механика : учебное пособие / В. В. Волков, В. Ю. Зайцев. – Пенза : Пензенская государственная технологическая академия, 2012. – 130 с.
3. Зайцев, В. Ю. Исследование колебаний несбалансированного ротора на упругих опорах / В. Ю. Зайцев, А. Н. Бородин // Научно-методический электронный журнал Концепт. – 2015. – Т. 13. – С. 2706-2710.

4. Зайцев, В. Ю. Определение динамических реакций опор привода компакт дисков / В. Ю. Зайцев, А. И. Курицин // Научно-методический электронный журнал Концепт. – 2016. – Т. 11. – С. 2146-2150.
5. Чупшев, А. В. Теоретические и экспериментальные исследования смешивания сухих компонентов и микродобавок в лопастном смесителе. Теория, конструкция, расчет : монография / А. В. Чупшев, В. В. Коновалов. – Пенза, 2014. – 176 с.
6. Коновалов, В. В. Расчет оборудования и технологических линий приготовления кормов (примеры расчетов на ЭВМ) : учебное пособие / В. В. Коновалов. – Пенза, 2002. – 206 с.
7. Смогунов, В. В. Компьютерные технологии моделирования : учебное пособие / В. В. Смогунов, В. Ю. Зайцев. – Пенза : Пензенский ГУ. – 2003. – 84 с.
8. Иванов, А. С. Mathcad – мехфаку / А. С. Иванов, А. А. Власов, В. В. Коновалов. – Пенза, 1997. – 64 с.

DOI

УДК 62-111.1

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ СМЕШЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ С УЧЕТОМ ДОЛИ МЕНЬШЕГО КОМПОНЕНТА

Фомина Мария Владимировна, аспирант кафедры «Технический сервис машин», ФГБОУ ВО Пензенский ГАУ.

440014, Пенза, ул. Ботаническая, 30.

E-mail: sha_penza@mail.ru

Чупшев Алексей Владимирович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Технический сервис машин», ФГБОУ ВО Пензенский ГАУ.

440014, Пенза, ул. Ботаническая, 30.

E-mail: sha_penza@mail.ru

Терюшков Вячеслав Петрович, канд. техн. наук, доцент кафедры «Технический сервис машин», ФГБОУ ВО Пензенский ГАУ.

440014, Пенза, ул. Ботаническая, 30.

E-mail: sha_penza@mail.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

Ключевые слова: смеситель, качество, смесь, равномерность, доля, компонент.

Цель исследований – повышение качества смешивания вертикального смесителя. Основная задача – изучение влияния длительности смешения доли и контрольного компонента смеси на качественные показатели работы смесителя. Современное развитие животноводства требует обеспечения животных кормами высокого качества при надлежащем их количестве. Качество кормовых смесей определяется соответствием имеющихся в смеси веществ рациону по перечню и количественному содержанию. Немаловажна и равномерность распределения веществ во всем объеме приготавливаемой смеси. Если количественная доля содержания веществ во всем объеме смеси определяется показателями работы дозаторов, то равномерность распределения веществ в микрообъемах смеси зависит от работы смесителя. Используются смесители непрерывного или периодического действия. У смесителей периодического действия несколько выше энергоемкость смешения, однако точнее соблюдается общая рецептура смеси. Представлено описание смесительного аппарата предлагаемого смесителя. Графически даны результаты экспериментальных исследований влияния доли контрольного компонента и времени смешения на качество приготавливаемой смеси. В результате моделирования полученных результатов установлены показательные функции качества смеси и эмпирических коэффициентов, учитывающих долю контрольного компонента. Чем выше доля контрольного компонента, тем меньше потребное время смешения ингредиентов до достижения потребного качества смеси. При доле контрольного ингредиента менее 3% время перемешивания более 400 с и многократно увеличивается. При доле контрольных ингредиентов более 8% длительность смешения около 180-200 с и существенно не уменьшается.

Современное развитие животноводства требует обеспечения животных кормами высокого качества при надлежащем их количестве. Качество кормовых смесей определяется соответствием