

С использованием выведенных формул определены значения максимальных напряжений, возникающих в поперечных сечениях балок в результате преломления и отражения волн деформаций в узлах рамы платформы. Эти напряжения рассчитывались исходя из того, что максимально допустимая сила удара F , действующая на раму со стороны поглощающего аппарата, не должна превышать 3 МН. В соответствии с выполненными расчетами наибольшие напряжения наблюдаются в концевой балке 3 в месте ее соединения с боковой балкой 6. Это связано с тем, что здесь в определенный момент складываются напряжения, вызванные прохождением волн по балкам 2 и 3, их отражением от углового узла и прохождением волн по балкам 2, 5, 6, 3. Наряду с напряжениями от действия вертикальной статической нагрузки они могут вызвать повреждение платформы.

Преимуществом использованного метода расчета напряжений по сравнению с численными методами является возможность оценки значений напряжений еще на стадии проектирования, когда известны лишь ориентировочные значения геометрических характеристик конструкции. Окончательные формулы приведены к виду, допускающему расчет напряжений конструктором на обычных калькуляторах без применения сложных программ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мещеряков В.Б., Шимановский А.О. Прохождение ударных волн через узел стержневой системы // Повышение динамических качеств подвижного состава и поезда в условиях Сибирского региона: Межвуз. темат. сб. науч. тр. / Омский ин-т инж. ж.-д. транспорта. – Омск, 1981. – С. 27-32.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ВЫВЕШИВАНИЯ КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ НАВЕСНОЙ КРН-4.2

Кожедуб В. А.

*Гомельский государственный технический университет
им. П. О. Сухого*

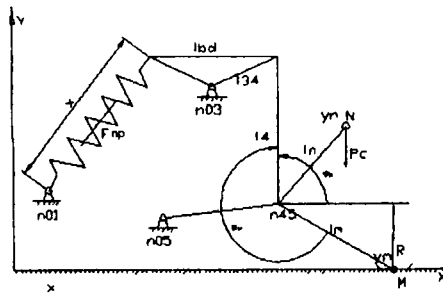
Научный руководитель: к.т.н. Попов В. Б.

Косилка КРН-4.2 предназначена для кошения трав с одновременным плющением скошенных растений и укладкой их на стерню в валок. Косилка так же может быть использована на скашивании трав без плющения со сбором массы в валок [1]. На качество работы КРН-4.2 существенно влияют характеристики механизма вывешивания адаптера (МВА). Поэтому в процессе его проектирования важно обеспечить качественное копирование рельефа поверхности башмаками жатвенной части косилки. Неудовлетворительное копирование, с одной стороны, увеличивает потери урожая, а неудовлетворительное уравнивание адаптера приводит к повышенному износу башмака и эрозии поверхностного слоя почвы.

Проектирование и конструирование МВА в настоящее время осуществляется при помощи средств и методов автоматизированного проектирования. Моделирование мобильных сельскохозяйственных агрегатов бывает натурным и математическим. Натурное моделирование весьма трудоёмко, требует создания макетного образца и проведения испытаний в сезоне. В сезоне можно провести не более 2-х испытаний, что увеличивает затраты времени и средств на доводку. При наличии адекватной математической модели (ММ) поиск удовлетворитель-

ного решения происходит более качественно и с экономией времени. В результате вычислительного эксперимента можно определить рациональные параметры механизма, обеспечивающие требуемое качество копирования. Так, например, для КПН-4.2 величина давления башмаков на опорную поверхность не должна превышать $300(?) \text{ кН/м}^2$ и в положении статического равновесия реакция на башмаке должна составлять 300-500Н.

Механизм вывешивания это – сложная пространственная конструкция, для построения геометрической модели которой предлагается рассмотреть её аналог – плоский рычажный механизм. Предполагая, что оси, проходящие через центры шарниров МВА, параллельны между собой, спроецируем их на продольную плоскость симметрии КПН-4.2. В результате получим плоский рычажный механизм, который структурно (по классификации Ассура-Артоболевского [2]) представляет одноподвижный 6-звенный механизм, изображенный на рис. Считаем звенья механизма абсолютно жесткими. Поскольку вес звеньев механизма по сравнению с весом собственно адаптера незначителен, постольку при формировании детерминированной ММ с сосредоточенными параметрами учитываем только вес адаптера. Рассмотрим консервативную механическую систему, состоящую из взаимосвязанных: невесомого упругого элемента (пружина), жесткого и невесомого механизма вывешивания, а также опирающегося на башмак адаптера, вес которого сосредоточен в центре тяжести. На рис. точка N – центр тяжести жатвенной части, точка M моделирует контакт башмака жатвенной части косилки с поверхностью. Реакция R представляет собой силу, противодействующую давлению со стороны башмака на опорную поверхность. В положении статического равновесия для обеспечения требуемой реакции большая часть веса жатвенной части должна компенсироваться силой предварительного растяжения пружины.



Математически приведенную к пружине нагрузку можно определить, составив уравнение работ, совершаемых элементами механической системы:

$$F_{pr} \cdot \Delta S = P \cdot \Delta Y_N(S) - R \cdot \Delta Y_M(S), \quad (1)$$

где ΔS – относительное удлинение пружины; P – вес жатвенной части; R – реакция на башмаке; F_{pr} – приведенная к упругому элементу нагрузка; $\Delta Y_N(S)$,

$\Delta Y_M(S)$ - вертикальное смещение, соответственно, центра тяжести жатвенной части и точки контакта башмака с поверхностью.

Разделим обе части уравнения на Δt , устремив $\Delta t \rightarrow 0$ и в пределе получим уравнение мгновенных мощностей:

$$F_{pr} \cdot \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} = P \cdot \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta Y_N(S)}{\Delta t} - R \cdot \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta Y_M(S)}{\Delta t}, \text{ при } \Delta t \rightarrow 0$$

$$F_{pr} \cdot \dot{S} = P \cdot \dot{Y}_N(S) - R \cdot \dot{Y}_M(S), \quad (2)$$

где \dot{S} - скорость обобщенной координаты; $\dot{Y}_N(S)$, $\dot{Y}_M(S)$ - соответственно, вертикальная составляющая скорости центра тяжести жатвенной части и вертикальная составляющая скорости точки контакта башмака с поверхностью.

Разделив обе части уравнения (2) на \dot{S} , получим искомое выражение для приведенной нагрузки:

$$F_{pr} = P \cdot \frac{\dot{Y}_N(S)}{\dot{S}} - R \cdot \frac{\dot{Y}_M(S)}{\dot{S}} \text{ или } F_{pr} = P \cdot I_N(S) - R \cdot I_M(S) \quad (3)$$

где $I_N(S)$, $I_M(S)$ - кинематические передаточные функции (КПФ) первого порядка [3], численно равные отношению вертикальных составляющих линейных скоростей, соответственно, центра тяжести жатвенной части и точки контакта башмака с поверхностью к скорости обобщенной координаты (растяжения – сжатия пружины).

Приведенная нагрузка F_{pr} компенсируется растяжением пружины, т.е.

$$F_{pr} = C \cdot \Delta X, \quad (4)$$

где C – жесткость пружины, ΔX - растяжение пружины.

Таким образом, объединяя (3) и (4) имеем:

$$C \cdot \Delta X = P \cdot I_N(S) - R \cdot I_M(S). \quad (5)$$

Геометрический анализ схемы, приведенной на рис., выполняется при помощи метода векторных контуров [2]. Последовательно определяются углы, образуемые звеньями замкнутой кинематической цепи в правой декартовой системе координат, а также координаты подвижных шарниров МВА. Например, координаты точек N и M определяются по выражениям:

$$Y_N(S) = Y_{45}(S) + l_N \cdot \sin[\varphi_4(S) + \varphi_N], \quad (6)$$

$$Y_M(S) = Y_{45}(S) + l_M \cdot \sin[\varphi_4(S) + \varphi_M], \quad (7)$$

где $Y_{45}(S) = Y_{05} + l_5 \cdot \sin[\varphi_5(S)]$.

Кинематический анализ структурной схемы МВА выполняется при помощи дифференцирования уравнений проекций, полученных из соответствующих векторных контуров [2]. В результате получим аналитические выражения [3] для КПФ МВА:

$$I_N(S) = \varphi_5'(S) \cdot l_5 \cdot \cos[\varphi_5(S)] + \varphi_4'(S) \cdot l_N \cdot \cos[\varphi_4(S) + \varphi_N], \quad (8)$$

$$I_M(S) = \varphi'_5(S) \cdot l_5 \cdot \cos[\varphi_5(S)] + \varphi'_4(S) \cdot l_M \cdot \cos[\varphi_4(S) + \varphi_M], \quad (9)$$

где $\varphi'_4(S), \varphi'_5(S)$ - аналоги угловой скорости, соответственно, жатвенной части и нижней тяги.

На основании (5), (8), (9) последовательно определяем предварительное растяжение пружины при расположении колеса косилки и башмака жатвенной части на одном уровне, а также статическую характеристику МВА, представляющую собой реакцию на башмаке в зависимости от его расположения относительно колеса КРН-4.2.

ЛИТЕРАТУРА

1. Руководство по эксплуатации косилки КРН-4.2. Гомсельмаш, 1983.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1986.
3. Попов В. Б., Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого, 2000.
4. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. - Мн.: ДизайнПРО, 1997 г.

АНАЛИЗ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЦЕПА НЕСКОЛЬКИХ ВАГОНОВ

Куличков С. Н., Якимук В. В., Селицкая Е. И.

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Научные руководители: Ефремова З. Г., Шимановский А. О.

Одним из важных вопросов динамики подвижного состава является изучение продольных колебаний вагонов при движении их в составе поезда по перегону, а также при переходных режимах движения, например, при роспуске сцепа вагонов с сортировочных горок и трогании с места.

Расчетная схема, изображающая сцеп из трех и четырех вагонов, представлена на рис. 1.

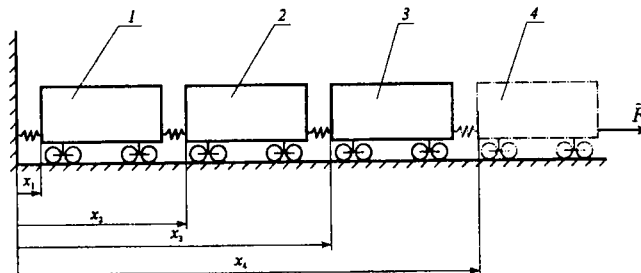


Рис. 1. Расчетная схема исследуемой системы

На этой схеме сцеп состоит из вагонов одинаковой массы m , которые соединены между собой с помощью одинаковых упругих связей, имеющих коэффициент жесткости c . В качестве обобщенных координат x_i приняты перемещения каждого из вагонов вдоль рельсового пути. Разработаны математические модели продольных колебаний сцепов, состоящих из 3-х и 4-х вагонов, которые описываются следующими системами дифференциальных уравнений 2-го порядка.