

## РАСЧЕТ НА ИЗГИБ ПЛАСТИНЧАТЫХ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ И ПРОГРАММНАЯ ЭМУЛЯЦИЯ РАБОТЫ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН С ВНУТРЕННИМ ПОДРЕССИРОВАНИЕМ НА ПОВЕРХНОСТИ С НЕРОВНОСТЯМИ ПОЧВЫ

Бегендикова Ж.А.

*Бұл мақалада ұсынылып отырған конструкцияның физикалық қолданылуы туралы қорытынды жасауға болатын, алғашқы жақындау барысындағы бағалау есептері келтіріледі.*

*In given article is produced estimated calculations in first approximation, which allowing to draw a conclusion about physical realizability, offered designs.*

Вопрос расчета упругих элементов треугольной формы не решается стандартными методами. Безусловно, данная задача имеет приоритет в дальнейших исследованиях. Этот вопрос требует внимательного изучения с точки зрения теории упругости.

В данной статье производятся оценочные расчеты в первом приближении, позволяющие сделать вывод о физической реализуемости предлагаемой конструкции.

Предположим, что пластинчатый упругий элемент имеет форму прямолинейного центрально сжатого стержня.

Данный стержень при определённой величине нагрузки может оказаться в опасном (критическом) состоянии безразличного равновесия. При этом прямолинейная форма оси стержня будет неустойчива, и стержень может «выпучиться». Нагрузка, при которой прямолинейная форма перестаёт быть формой устойчивого равновесия, называется критической. При критической нагрузке стержень переходит к новой, криволинейной форме равновесия, что связано с появлением качественно новых деформаций. Сжимающая сила вызывает дополнительные изгибающие моменты, линейная зависимость между нагрузками и деформациями нарушается; наблюдается сильное нарастание прогибов при малом увеличении сжимающей силы. Это явление называется продольным изгибом. Переход в критическое состояние, как правило, сопровождается потерей несущей способности стержня и называется потерей устойчивости. Для обеспечения устойчивости заданного деформированного состояния в конструкциях и сооружениях допускаются нагрузки, составляющие лишь часть критических. Отношение критической нагрузки к её допускаемой величине называется коэффициентом запаса устойчивости:

$$n_y = \frac{P_{кр}}{P}.$$

Коэффициент  $n_y$  зависит от материала стержня (рессоры). Его рекомендуемые величины находятся в пределах: для стальных стоек — 1,5,3; для деревянных — 2,5,3,5; для чугунных — 4,5,5,5.

Допускаемая нагрузка при расчётах на устойчивость не должна превышать значения

$$P \leq \frac{P_{кр}}{n_y}.$$

Ниже приводится методика расчета для определения критических (эйлеровых) сил центрально сжатых стержней. Эти формулы справедливы лишь при статистических нагрузках, вызывающих сжимающее напряжение ниже предела пропорциональности материала стержня  $\sigma_{II}$ . Другими словами, применимость этих формул определяется условием:

$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq \sigma_{II},$$

где  $\sigma_{кр}$  - критическое напряжение;

$F$  — площадь поперечного сечения;

$E$  — модуль продольной упругости материала;

$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}$  - приведенная гибкость стержня при продольном изгибе;

$i_{\min}$  - наименьший радиус инерции поперечного сечения;

$m$  - коэффициент приведённой длины;

$l$  - длина стержня (рессоры).

В общем случае сжатого монолитного стержня (рессоры) критическая сила определяется как:

$$P_{кр} = \eta \cdot \frac{E \cdot J_{\min}}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(\mu \cdot l)^2},$$

где  $J_{\min}$  - наименьший из главных центральных моментов инерции сечения

$l$  — полная длина стержня;

$\eta = \left(\frac{\pi}{\mu}\right)^2$  - коэффициент критической нагрузки.

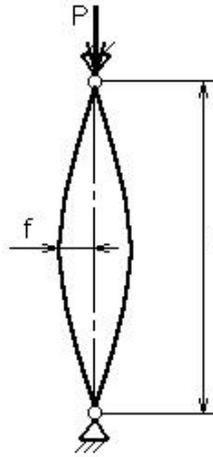
Коэффициенты  $\eta$  и  $\mu$  зависят от способа закрепления торцовых и промежуточных сечений рессоры, характера её нагружения продольными силами, закона изменения сечения стержня по длине.

Для рессор постоянного сечения, нагруженных продольными силами, приложенными к их торцевым сечениям, коэффициент  $\eta$  зависит только от условий закрепления концов рессоры. При сжатии рессоры с эксцентриситетом в пределах упругих деформаций наблюдается сложная нелинейная зависимость между напряжениями и сжимающей силой. Величина эксцентриситета  $e$  влияет на быстроту нарастания деформаций: чем больше эксцентриситет, тем быстрее нарастают прогибы при увеличении сжимающей силы  $P$ .

Рассмотрим рессору, шарнирно закреплённую на концах (рис. 1).

Если сжимающие силы приложены на концах с эксцентриситетом  $e$ , прогиб посередине стержня приближенно равен:

$$y_{1/2} = e \cdot \left( \sec \frac{n \cdot l}{2} - 1 \right), \text{ где } n = \sqrt{\frac{P}{E \cdot J}}$$



**Рис. 1. Рессора, шарнирно закрепленная на концах. Расчетная схема.**

Если сжимающая сила  $P$  стремится к эйлеровой критической силе,  $n \cdot l \rightarrow \pi$ , прогиб быстро возрастает. Если до загрузки стержень (рессора) имела начальное искривление, которое приближенно можно считать синусоидой с одной полуволной и амплитудой  $f_0$ , то при действии продольной силы  $P$  дополнительный прогиб посередине будет равен:

$$f_{1/2} = \frac{f_0 \cdot P}{P_{кр} - P}$$

В этом случае прогиб также неопределенно возрастает, если сжимающая сила приближается к критическому значению.

Исходя из сказанного выше, применительно к нашей задаче можно сказать, что критическая сила для конической консольной балки может быть вычислена по формуле как

$$P_{кр} = \frac{3,6 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,333}{21^2} = 5441,6(\text{кг})$$

Дополнительный прогиб, связанный с начальным искривлением:

$$f_{1/2} = \frac{0,6 \cdot 770}{5441,6 - 770} = 0,1(\text{см})$$

Суммарный наибольший прогиб рессоры составит

$$y = f_0 + f_{1/2} = 0,6 + 0,1 = 0,7(\text{см})$$

Напряжения в крайних сжатых волокнах стойки от сжимающей силы  $P$  и изгибающего момента  $P_y$  будет, согласно [1]:

$$\sigma = -\frac{770}{2,4} - \frac{770 \cdot 0,7}{0,4} = 1668,3(1900)(\text{кг}/\text{см}^2),$$

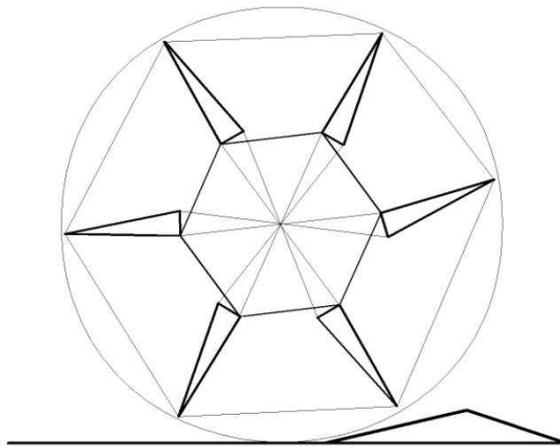
следовательно, прочность стойки обеспечена.

### **Программная эмуляция работы ведущего колеса с внутренним подрессориванием на поверхности с неровностями почвы**

Данная программная эмуляция, преследуя определенные и описанные выше цели, в качестве объектов исследования использует ключевые точки колеса. В данном случае в их роли применяются координаты точек шарниров упругих элементов как необходимые и достаточные условия, однозначно определяющие положение каждого из элементов колеса в пространстве и времени. Более того, для каждой из указанных точек также измерялись

величины реакций, размер деформации упругого элемента, величину крутящего момента. В силу громоздкости вычислений и невозможности проверки полученных данных на опытно-экспериментальной модели остановимся лишь на геометрическом моделировании работы.

Обратимся к рисункам 2-4. На них в виде графических примитивов, заменяющих элементы колеса, изображены стадии движения колеса при наезде на неровность. Рассмотрим их подробнее.

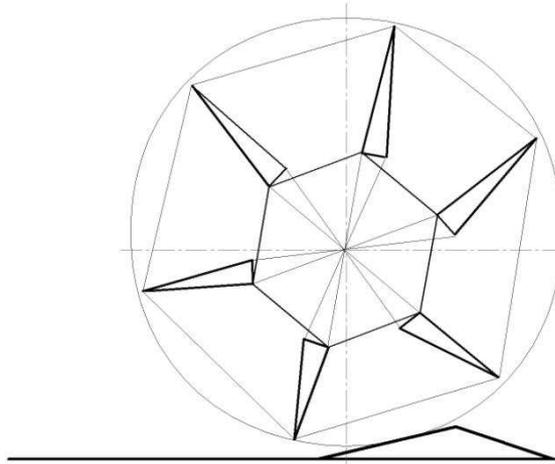


**Рис. 2. Моделирование движения колеса по поверхности с неровностями. Первая стадия. Скриншот программы.**

На рис. 2 мы видим, что колесо занимает нейтральное положение, обод равноудален от ведомых ступиц, упругие элементы равнодеформируемы. В таком режиме колесо движется с наименьшими потерями крутящего момента (98%-100% от номинала), не вызывая каких либо перемещений в механизме поддрессоривания.

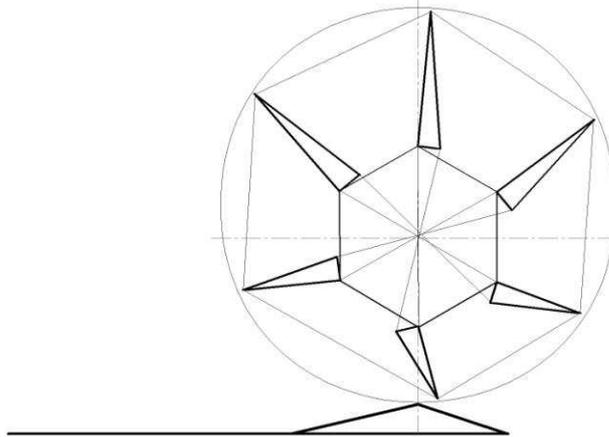
Рис. 3 показывает стадию наезда колеса на неровность почвы, когда высота неровности меньше вертикального хода обода, составляющего 70-90 мм, в зависимости от конструктивных параметров.

Зубчатый обод, замененный в программе на окружность соответствующих пропорций, перемещается по вертикали относительно центра вращения самого колеса, приводя в движение упругие элементы (треугольники) и ведомые ступицы (прямые линии). Упругие элементы претерпевают деформацию, расширяясь в верхней части колеса и сжимаясь в нижней. Колесо движется с небольшими потерями крутящего момента (92%–98% от номинала, по оценочным расчётам программы). Перемещения ведущих ступиц укладываются в расчетные. Реакции в шарнирах не превышают максимально предусмотренные.



**Рис. 3. Моделирование движения колеса по поверхности с неровностями. Вторая стадия. Скриншот программы.**

И, наконец, на рис. 4 показан момент максимального перемещения обода колеса, с максимальной упругой деформацией подрессоривающих элементов.



**Рис. 4. Моделирование движения колеса по поверхности с неровностями. Третья стадия. Скриншот программы.**

При этом ведомые ступицы максимально перемещаются вдоль направляющих, выбирая весь заложенный зазор, упругие элементы испытывают максимальную деформацию (до  $3/5$  от запаса прочности), крутящий момент падает до 88%–90% от номинала (однако, так как данный режим работы колеса занимает не более 1,2–2% от всего времени работы, это не вызывает беспокойства с точки зрения физической реализации движения трактора).

Основываясь на результатах описанного выше моделирования процесса работы ведущего колеса с внутренним подрессориванием, можно сделать вывод о принципиальной реализуемости идей, заложенных в конструкцию данного колеса. Однако не следует забывать, что проведенный эксперимент — всего лишь моделирование в машинных условиях, и его результаты обязательно требуют подтверждения экспериментом «в железе».

### **Литература:**

1. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для ВУЗов по специальности «Автомобили и тракторы».- 3-е изд., переработ. и доп.- М.: Машиностроение, 1980.
2. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колёсные тягово-транспортные машины.- М.: Машиностроение, 1991.
3. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов.- М.: Машиностроение, 1989.