РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 621.791.9(75)

ЧЕРЕДНИК Е.А., ст. преподаватель
ОЛЕЙНИК Л.А.*, к.ф.-м.н., доцент
РЕЙДЕРМАН Ю.И., к.т.н., доцент
ПЕРЕМИТЬКО В.В., к.т.н., доцент

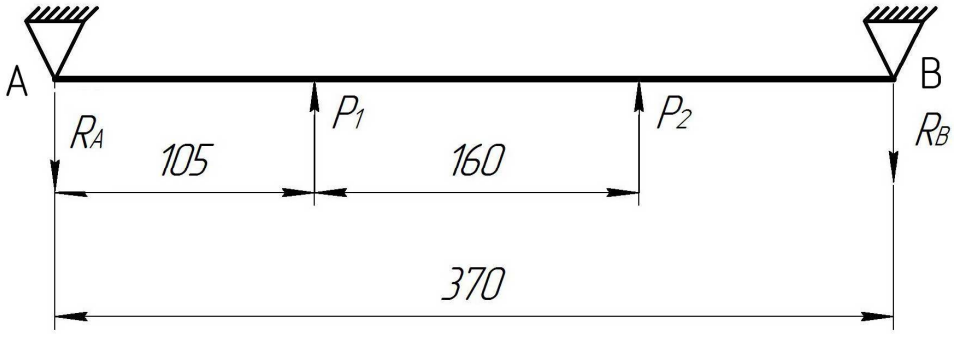
Днепродзержинский государственный технический университет
*Днепродзержинский технологический колледж

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ХОДОВОЙ ЧАСТИ МАШИН, РАБОТАЮЩИХ ПРИ АБРАЗИВНОМ ИЗНОСЕ

Введение. Контактирующие неровности под воздействием сил трения могут разрушаться различным образом. Тот или иной вид разрушения зависит как от свойств трущихся тел, так и от внешних условий, нагрузки и скорости скольжения. Первая количественная зависимость, связывающая износ со свойствами материалов и внешними условиями трения, была сформулирована применительно к абразивному износу Крагельским И.В. [1] и получила свое подтверждение и развитие в исследованиях Хрущова М.М. и Бабичева М.А [2]. Детали гусеничного хода машин (катки, натяжные колеса, звенья и башмаки гусениц, ведущие колеса, звездочки) в процессе эксплуатации подвержены значительным умеренным нагружениям и абразивному изнашиванию, которые являются главным фактором, ограничивающим их ресурс.

Постановка задачи. Задачей исследований является определение усилий, возникающих в контактной паре каток-звено.

Результаты работы. Для определения усилий, возникающих во время работы между контактными поверхностями катка и звена, выбрана расчетная схема, приведенная на рис.1, где представлены значения параметров.



P_1 и P_2 – усилия, возникающие в центре беговой дорожки катка, Н;
$R_а$ и $R_в$ – реакции опор катка, Н

Рисунок 1 – Расчетная схема определения усилий

Усилия P_1 и P_2 определяем через опорные реакции

$$\Sigma M_{P_1} = R_а \cdot 105 - P_2 \cdot 160 - R_а \cdot 105 = 0;$$

$$P_2 \cdot 160 = R_в \cdot (160 + 105) - R_а \cdot 105;$$

$$P_2 = R_в \cdot \frac{160+105}{160} - R_а \cdot \frac{105}{160};$$

$$P_2 = 1{,}655 \cdot R_в - 0{,}655 \cdot R_а; \qquad (1)$$

$$\Sigma M_{P_2} = R_в \cdot 105 - R_a(160 + 105) + P_1 \cdot 160 = 0;$$

$$P_1 \cdot 160 = R_a(160 + 105) - R_в \cdot 105;$$

$$P_1 = R_a \cdot \frac{160+105}{160} - R_в \cdot \frac{105}{160};$$

$$P_1 = 1{,}655 \cdot R_a - 0{,}655 \cdot R_в. \qquad (2)$$

В уравнения (1) и (2) вошли неизвестные величины опорных реакций R_a и $R_в$. Для их определения в местах крепления оси катка к раме тележки установлены устройства для замера усилий, возникающих на опорах осей катков. Определив эти усилия, можно из уравнений (1) и (2) определить усилия между катком и звеном при различных режимах работы бульдозера.

Выбор и расчет месдозы. Исходя из расчетной схемы (рис.1) и конструкции оси катка (рис.2), для определения усилий между катком и звеном в качестве измерительного устройства выбрали месдозы.

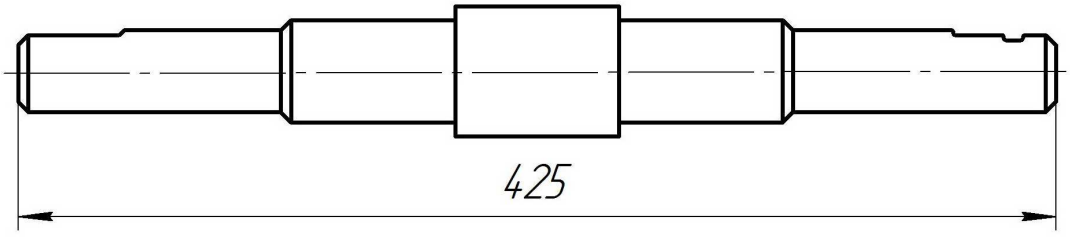


Рисунок 2 – Конструкция оси катка

Так как ось катка имеет на одном конце плоский срез, а на другом – плоский срез с поперечной трапецеидальной канавкой, было изготовлено два вида медоз. Месдозы в обоих случаях представляли собой балку на двух опорах (рис.3 и 4).

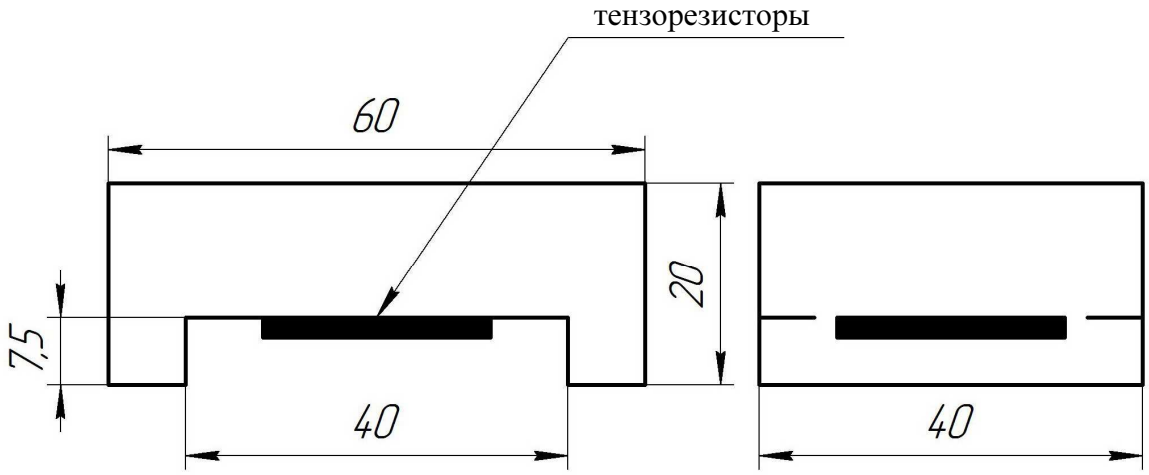


Рисунок 3 – Месдоза, устанавливаемая на плоский срез оси

Месдозы изготавливали из стали 45 и подвергали закалке и последующему отпуску при температуре 300°С.

В результате были получены следующие механические свойства стали 45:

$\sigma_т$ = 930…1360 МПа; $\sigma_в$ = 1080…1530 МПа; δ = 3…4%;
ψ = 25…40%; $\alpha_к$ = 0,1…0,2 МДж/м^2; НВ = 3020…4180 МПа.

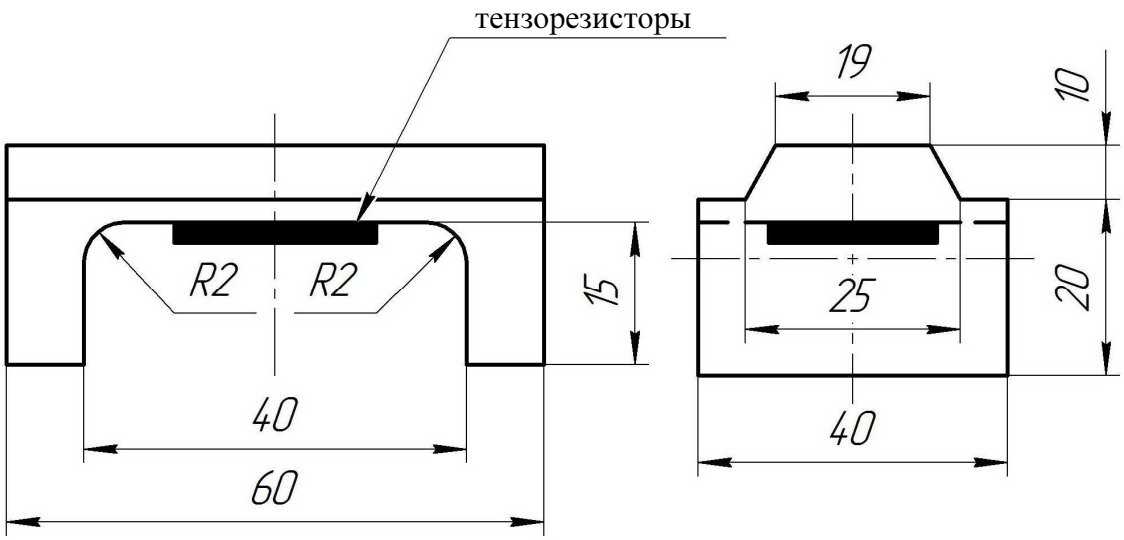


Рисунок 4 – Месдоза, устанавливаемая на плоский срез оси
с трапецеидальной канавкой

Усилие на месдозу от оси катка передается в центре через шарик. Расчетная длина месдозы 40 мм (рис.5).

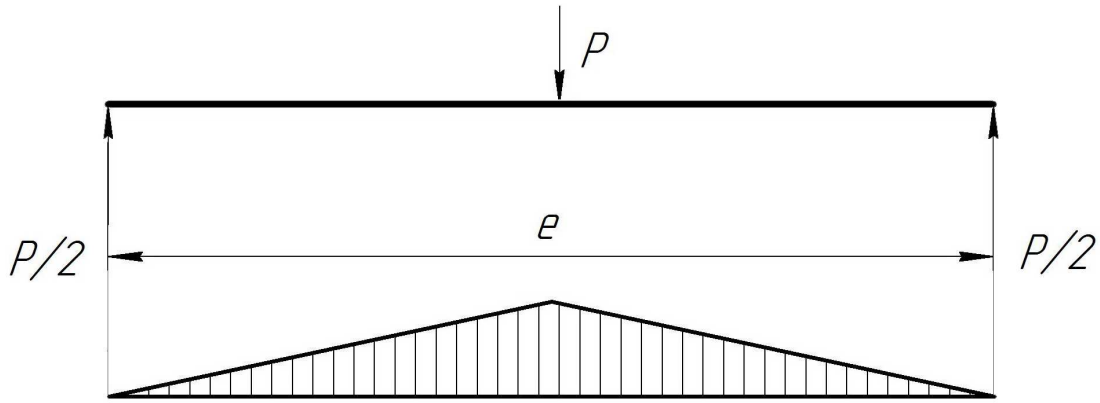


Рисунок 5 – Расчетная схема месдозы

Для месдозы, устанавливаемой на плоский срез оси катка

$$\sigma_{max} = \frac{M_{изг}}{W} \leq [\sigma],$$

где σ_{max} – максимально допустимое напряжение, Па;

$M_{изг}$ – изгибающий момент, Н·м;

W – объемное сечение, м^3;

$[\sigma]$ – допустимое напряжение, Па.

Для бруса прямоугольного сечения

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6},$$

где b – ширина месдозы, м;

h – высота рабочей части месдозы, м;

$$M_{изг.max} = \frac{P \cdot l}{4},$$

где P – максимальная допустимая нагрузка на месдозу, Н;

l – расчетная длина месдозы, м;

$$\sigma_{max} = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{P \cdot l \cdot 6}{4 \cdot b \cdot h^2} \le [\sigma],$$

откуда

$$P \le \frac{[\sigma] \cdot 4 \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot l}.$$

При решении неравенства получаем условие для загрузки:

$$P \le \frac{100 \cdot 10^6 \cdot 4 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot \left(12{,}5 \cdot 10^{-3}\right)^2}{6 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 10416{,}7 \text{ Н} = 10{,}4 \text{ кН},$$

т.е. месдоза может выдерживать нагрузку, при которой наибольшие напряжения в месдозе будут подчиняться закону Гука и материал не получит остаточных деформаций.

Для месдозы, устанавливаемой на ось с плоским срезом и трапецеидальной канавкой, расчет ведется из условия равнопрочности обеих месдоз, т.е. воспринимаемая нагрузка должна быть такая же.

Для упрощения расчета месдозы с трапецеидальным выступом принимаем сечение месдозы, указанное на рис.6.

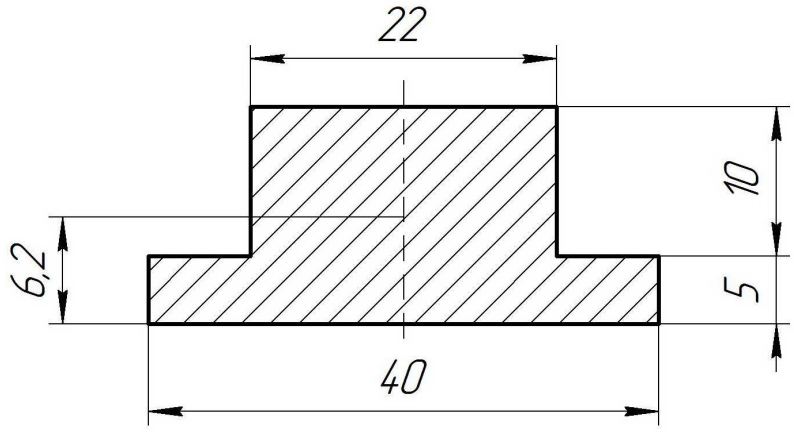


Рисунок 6 – Расчетное сечение месдозы с трапецеидальным выступом

Определяем момент инерции сечения:

$$J_{xc} = J_{xc}^{(1)} + J_{xc}^{(2)},$$

где J_{xc} – момент инерции суммарного сечения относительно его центральной оси, м^4;

$J_{xc}^{(1)}$ – момент инерции первого сечения относительно центральной оси суммарного сечения, *м*^{4};

$J_{xc}^{(2)}$ – момент инерции второго сечения относительно центральной оси суммарного сечения, *м*^{4}.

Определяем момент инерции первого и второго сечений относительно центральной оси суммарного сечения

$$J_{xc}^{(1)} = J_{xc1}^{(1)} + a_{c1}^2 F^{(1)},$$

где $J_{xc1}^{(1)}$ – момент инерции первого сечения относительно собственной центральной оси, *м*^{4};

$F^{(1)}$ – площадь первого поперечного сечения, *м*^{2};

a_{c1}^2 – расстояние между центральными осями первого сечения и суммарного сечения, *м*.

$$J_{xc1}^{(1)} = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + a_{c1}^2 \cdot b_1 \cdot h_1$$

или после подстановки чисел

$$J_{xc1}^{(1)} = \frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot (5 \cdot 10^{-3})}{12} + (3{,}7 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 3154{,}7 \cdot 10^{-12}\ м^4.$$

$$J_{xc}^{(2)} = J_{xc2}^{(2)} + a_{c2}^2 \cdot F^{(2)},$$

где $J_{xc2}^{(2)}$ – момент инерции второго сечения относительно собственной центральной оси, $м^4$;

$F^{(2)}$ – площадь второго поперечного сечения, $м^2$;

a_{c2}^2 – расстояние между центральными осями второго сечения и суммарного, *м*.

$$J_{xc2}^{(2)} = \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + a_{c2}^2 \cdot b_2 \cdot h_2,$$

или после подстановки чисел

$$J_{xc2}^{(2)} = \frac{22 \cdot 10^{-3} \cdot (10 \cdot 10^{-3})^3}{12} + (3{,}6 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 4684{,}5 \cdot 10^{-12}\ м^4.$$

Объединяем два выражения:

$$J_{xc} = 3154{,}7 \cdot 10^{-12} + 4684{,}5 \cdot 10^{-12} = 839{,}2 \cdot 10^{-12} м^4.$$

Определяем центр тяжести этого сечения:

$$X_o = \frac{S \cdot b}{F} = \frac{F_1 \cdot X_1 + F_2 \cdot X_2}{F_1 + F_2},$$

где S_1 – расстояние до центра тяжести нижнего прямоугольника, м;

S_2 – расстояние до центра тяжести верхнего прямоугольника, м;

F_1 – площадь сечения нижнего прямоугольника, $м^2$;

F_2 – площадь сечения верхнего прямоугольника, $м^2$.

$$X_o = \frac{40 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 2{,}5 \cdot 10^{-3} + 2{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{200 \cdot 10^{-6} + 220 \cdot 10^{-6}} = 6{,}2 \cdot 10^{-3}\ м = 6{,}2\ мм.$$

Тогда

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot h_1 \le [\sigma],$$

где $M = \frac{P \cdot l}{4}$ – максимальный изгибающий момент, Н·м.

После подстановки чисел

$$M = \frac{10416{,}7 \cdot 370 \cdot 10^{-3}}{4} = 963{,}5\ Н \cdot м.$$

Определяем максимальное напряжение

$$\sigma_{max} = \frac{M}{J_{xc}} \cdot y_{max},$$

$$\sigma_{max} = \frac{963{,}5}{7839{,}2 \cdot 10^{-12}} \cdot 8{,}6 \cdot 10^{-3} = 1060 \cdot 10^6\ Па = 1060\ МПа,$$

$$\sigma_{max} = 1060\ МПа < [\sigma] = 1080 \ldots 1530\ МПа.$$

$[\sigma]$ = 1080…1530 МПа – для стали 45, закаленной в воде с последующими отпуском при 300°С.

На основании приведенного выше расчета принимаем сечения и размеры месдоз, указанные на рис.3 и 4.

Выводы. Предложенные исследования рабочих поверхностей контактной пары каток-звено позволяет существенно повысить служебные характеристики деталей, работающих в условиях интенсивного абразивного износа с умеренными нагружениями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крагельский И.В. Трение и износ деталей машин / Крагельский И.В. – М.: Машиностроение, 1962. – 383с.
2. Хрущов М.М. Абразивное изнашивание / М.М.Хрущов, М.А.Бабичев. – М.: Наука, 1970. – 251с.
3. Чигарев В.В. Условия нагружения и повышение сроков эксплуатации сопряженной пары каток-звено / В.В.Чигарев, Е.А.Чередник, В.В.Перемитько // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь. – 2004. – Вып.7. – С.241-245.

Поступила в редколлегию 19.06.2013.

УДК 681.004.942:62-192

БОЙКО В.И., д.т.н., профессор
МЕЩАНИНОВ С.К., д.т.н. профессор
ВОЛОШИН Р.В., магистр

Днепродзержинский государственный технический университет

СИНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ПРОГНОЗИРОВАНИЮ НАДЕЖНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СЛОЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Введение. В настоящее время необходимость прогнозирования состояния сложных технических систем (СТС) объясняется, в первую очередь, тем, что в процессе своего функционирования они испытывают воздействие множества внешних и внутренних факторов, причем эти факторы находятся в постоянном взаимодействии между собой. Это приводит к непредсказуемому поведению СТС, ее неожиданным отказам, которые могут оказаться катастрофическими как с экономической, так и с социальной точек зрения. Решение задач прогнозирования состояния СТС актуально как для их создателей, так и для специалистов, их эксплуатирующих, так как прогнозирование обеспечивает создание долговечных и надежных технических объектов. Прогнозирование позволяет перейти от эксплуатации «по ресурсу» к эксплуатации «по техническому состоянию» – более рациональному и прогрессивному принципу использования технических объектов. Это достигается выполнением периодических оценок технического состояния объектов в процессе их эксплуатации. В идеале контроль осуществляется непрерывно (в «on-line» режиме). С помощью прогнозирования на требуемый интервал времени можно ускоренно оценить работоспособность и долговечность сложных технических объектов и значительно уменьшить период их разработки за счет сокращения методами прогнозирования сроков продолжительных производственных испытаний.

Постановка задачи. Надежность функционирования СТС в условиях неопределенности информации о действии внутренних и внешних факторов определяется, в общем случае, значениями коэффициентов готовности составляющих ее элементов и подсистем. При сравнительно малом значении коэффициента готовности того или иного элемента или подсистемы для поддержания надежности СТС на требуемом уровне предусматривается активная деятельность, направленная на обеспечение работоспособно-