

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО ШАРНИРНОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

Во время эксплуатации резиновые элементы резинометаллического шарнирного (РМШ) соединения гусеничного движителя подвергаются динамическому нагружению радиальной силой, обусловленной растягивающей нагрузкой, действующей в гусеничной цепи, величина которой зависит от скорости движения трактора, величины предварительного натяжения гусеницы и тяговой нагрузки. Применение в конструкции РМШ ограничителя радиальной деформации резиновых элементов позволяет свести к минимуму разрушающее воздействие радиальной силы, так как величина радиального зазора между ограничителем и проушиной не превышает 0,5 мм. Помимо радиальной нагрузки резиновые элементы подвергаются циклическому закручиванию. Максимальный угол закручивания резиновых элементов зависит от диаметров ведущего и направляющего колес и шага звена. Для снижения угла закручивания применяют схему с последовательной работой упругих элементов в соединяемых звеньях, а также сборку звеньев под углом. Указанные выше мероприятия позволяют снизить угол закручивания резинового элемента в 4 раза, но тем не менее величина угла закручивания в различных конструкциях может достигать 7-8°. При этих углах закручивания при статическом нагружении величина касательных напряжений в зонах концентрации для резиновых элементов, имеющих в сечении форму трапеции со скруглениями, достигают $\tau_{r\theta} = 0,5$ МПа и $\tau_k = 0,23$ МПа [1], при этом резина рассматривается как идеально упругий материал. В реальных условиях эксплуатации резиновые элементы подвергаются динамическому нагружению крутящим моментом. Скорость угла закручивания зависит как от конструктивных параметров гусеничного движителя, так и от скорости движения трактора.

При динамическом нагружении возрастает жесткость резиновых элементов, и в

первом приближении жесткостные характеристики элементов можно оценить, используя при расчете напряженно-деформированного состояния при вторичном нагружении крутящим моментом вместо равновесного модуля динамический модуль [2]. Однако такой подход не позволяет получить ни потерь энергии при деформировании элемента, ни распределения динамических напряжений по сечению резинового элемента. Поэтому при динамическом нагружении резину следует рассматривать как вязкоупругий материал.

В настоящей работе механическое поведение резины описывается моделью Кельвина-Фойхта [3, 4], которая представляет собой параллельное соединение упругого элемента (пружины) и вязкого элемента (демпфера) (рис. 1).

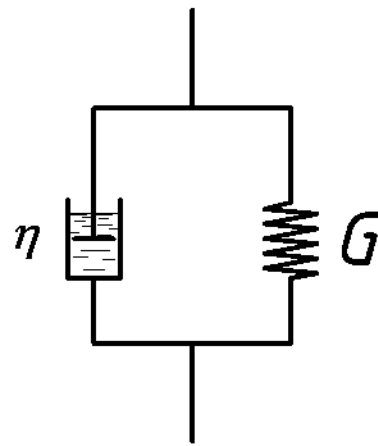


Рис. 1. Модель Кельвина-Фойхта, описывающая поведение резины

Соотношения между напряжением и деформацией для этой модели описываются зависимостью [3]

$$\sigma = G\varepsilon + \eta\dot{\varepsilon}, \quad (1)$$

где G — динамический модуль упругости;

ε , $\dot{\varepsilon}$ — соответственно, деформация и скорость деформации;

η — модуль вязкости.

На рисунке 2 представлена схема нагружения резинового элемента и разбиение его сечения на изопараметрические конечные элементы с восемью узлами. Для определения формы резинового элемента после запрессовки в проушину используются алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния [5].

Запрессованный резиновый элемент подвергается циклическому закручиванию по закону $\alpha = \alpha_0 \cdot \sin \omega t$.

Механическое поведение резинового элемента при динамическом нагружении описывается системой дифференциальных уравнений [6]

$$[C] \frac{\partial \{\Phi\}}{\partial t} + [K] \{\Phi\} + \{F\} = 0, \quad (2)$$

где $[C]$ – глобальная матрица демпфирования конструкции;

$[K]$ – глобальная матрица жесткости конструкции;

$\{\Phi\}$ – глобальный вектор узловых перемещений;

$\{F\}$ – вектор узловых сил.

Вклад каждого конечного элемента в матрицы $[C]$, $[K]$ определяется формулами [5, 6]:

$$[c^e] = \int_V \eta [N]^T [N] dV;$$

$$[k^e] = \int_V GR^2 ([N_r]^T [N_r] + [N_z]^T [N_z]) dV,$$

где $[N]$ – функция формы конечного элемента;

$[N_r]$ и $[N_z]$ – частные производные функции формы соответственно по координатам r и z ;

R^0 – координата r элементарного объема в деформированном состоянии (после сборки).

Для схемы нагружения резинового элемента (рис. 2) вектор узловых сил $\{F\}$ формируется при учете граничных условий во время процедуры редуцирования [7] глобальной матрицы жесткости и матрицы демпфирования.

Для решения системы дифференциальных уравнений (2) применяется конечно-разностный метод, заключающийся в замене частной производной по времени ее конечно-разностным аналогом с применением центральной разностной схемы [6], т.е.

$$\frac{d\{\Phi\}}{dt} = \frac{1}{\Delta t} (\{\Phi\}_{i+1} - \{\Phi\}_i), \quad (3)$$

где Δt – длина элементарного временного интервала;

$\{\Phi\}_i$, $\{\Phi\}_{i+1}$ – значения перемещений, соответственно, в начале и в конце элементарного временного интервала.

Так как значения производной вычисляются в середине временного интервала, необходимо в этой же точке вычислить значения $\{\Phi\}$ и $\{F\}$:

$$\{\Phi\}^* = \frac{1}{2} (\{\Phi\}_{i+1} + \{\Phi\}_i); \quad (4)$$

$$\{F\}^* = \frac{1}{2} (\{F\}_{i+1} + \{F\}_i). \quad (5)$$

Подставляя выражения (3)-(5) в систему (2) и выполняя преобразования, получим следующее соотношение:

$$([K] + \frac{2}{\Delta t} [C]) \{\Phi\}_{i+1} = (\frac{2}{\Delta t} [C] - [K]) \{\Phi\}_i - 2\{F\}^*. \quad (6)$$

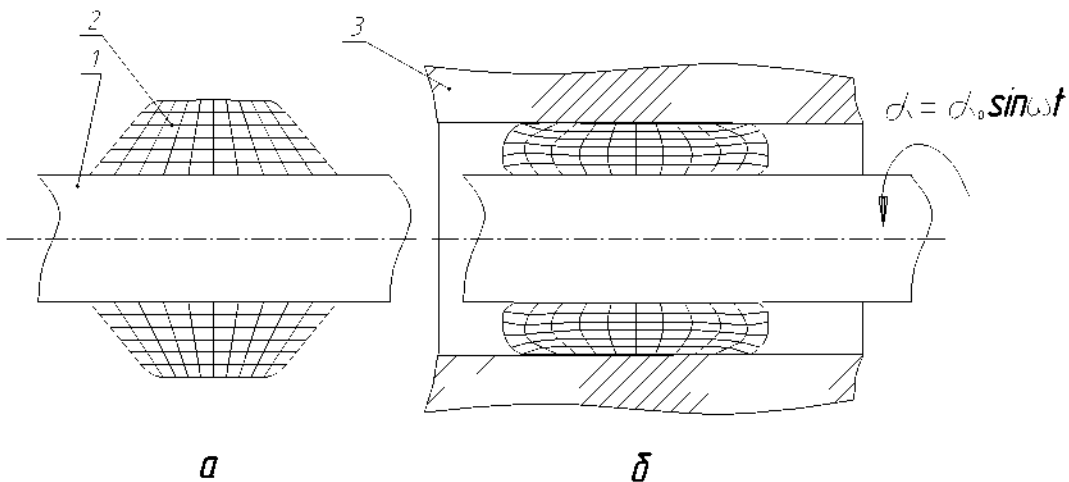


Рис. 2. Резиновый элемент с разбивкой на конечные элементы в свободном (а) и запрессованном (б) состоянии:

1 – металлическая арматура; 2 – резиновый элемент с разбивкой сечения на конечные элементы; 3 – охватывающая втулка

Задав начальные условия и последовательно решая систему линейных алгебраических уравнений (6), получаем значения перемещений $\{\Phi\}$ на всем протяжении временного интервала. Используя значения перемещений $\{\Phi\}$ для любого конкретного времени на временном интервале, вычисляют значения реактивного момента и распределения динамических напряжений $\tau_{r\theta}$ и τ_{α} по сечению резинового элемента, кроме того, строится зависимость реактивного момента от угла закручивания (петля гистерезиса).

На рисунке 3 представлены зависимости угла закручивания и соответствующего ему реактивного момента во времени для упругого элемента РМШ при частоте нагружения 2 Гц и амплитуде 6° , полученные в результате расчета. Из рисунка 3 следует, что максимальное значение реактивного момента составило $10,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$. По результатам расчета построена зависимость реактивного момента от величины угла закручивания (петля гистерезиса), которая представлена на рисунке 4.

В качестве примера на рисунках 5 и 6 представлены картины распределения касательных напряжений по сечению резинового элемента, соответствующие времени $t = 0,65 \text{ с}$. Для данного значения

времени значение угла составило $\alpha = 5,7^\circ$, момента $M = 9,28 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Анализ картин распределения касательных напряжений по сечению резинового элемента позволяет сделать следующие выводы:

- максимальные значения напряжений $\tau_{r\theta}$ при динамическом нагружении расположены в области 1 и 2 (рис. 5);
- величина касательных напряжений $\tau_{r\theta}$ при динамическом нагружении в зонах концентрации составляет $0,9\text{-}1,2 \text{ МПа}$ и в $1,8\text{-}2,4$ раза превосходит величины касательных напряжений при статическом нагружении;
- максимальные значения напряжений τ_{α} при динамическом нагружении расположен в области 1 (рис. 6);
- величина касательных напряжений τ_{α} при динамическом нагружении в зонах концентрации составляет $0,35\text{-}0,40 \text{ МПа}$ и в $1,5\text{-}1,7$ раза превосходит величины касательных напряжений при статическом нагружении;
- зоны концентрации при статическом и динамическом напряжении совпадают.

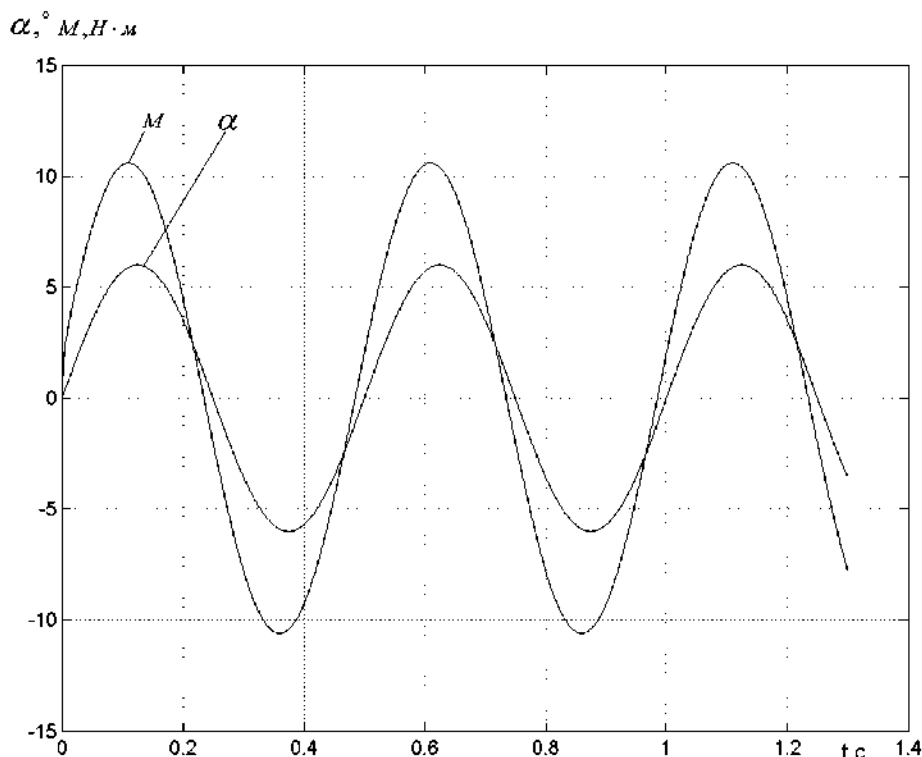


Рис. 3. Значения угла закручивания и реактивного момента

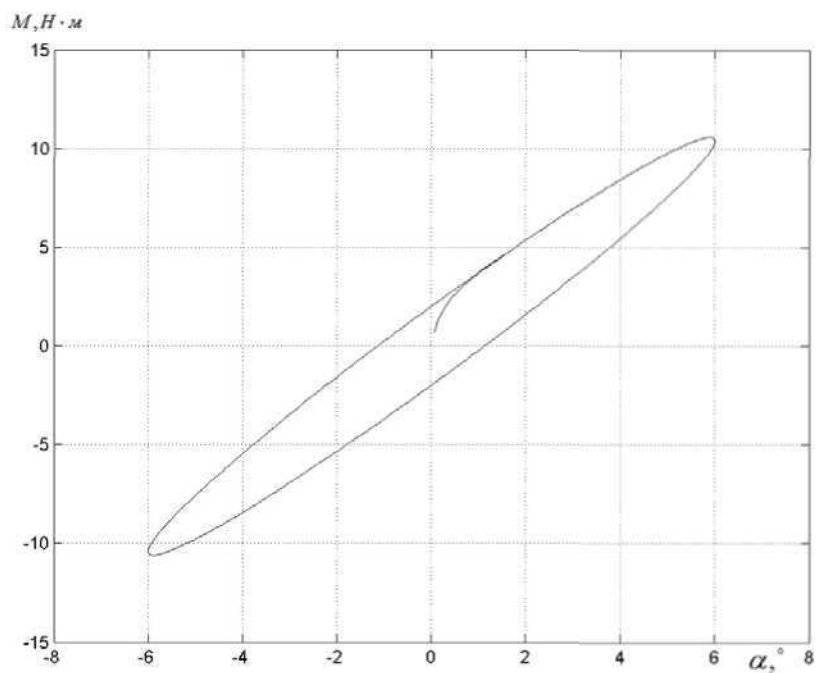


Рис. 4. Петля гистерезиса

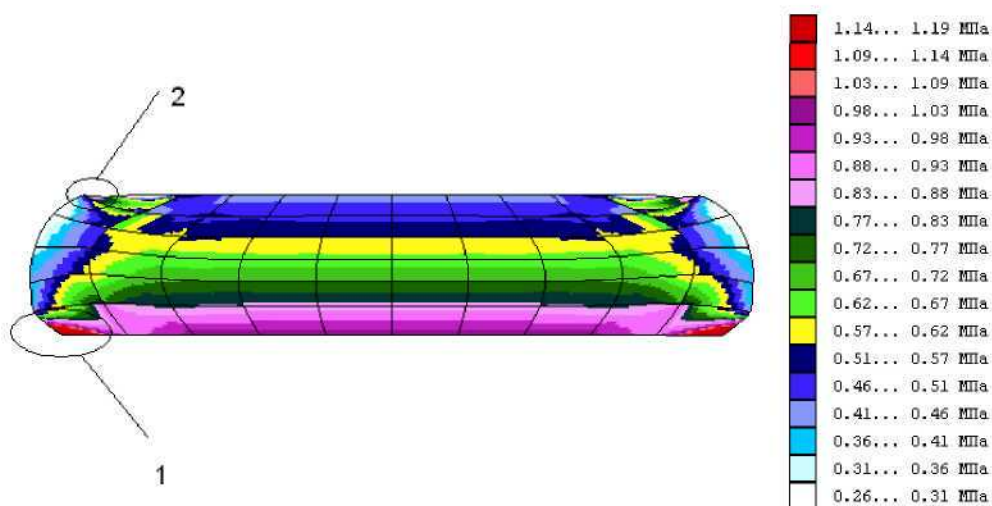


Рис. 5. Распределение касательных напряжений τ_{θ}

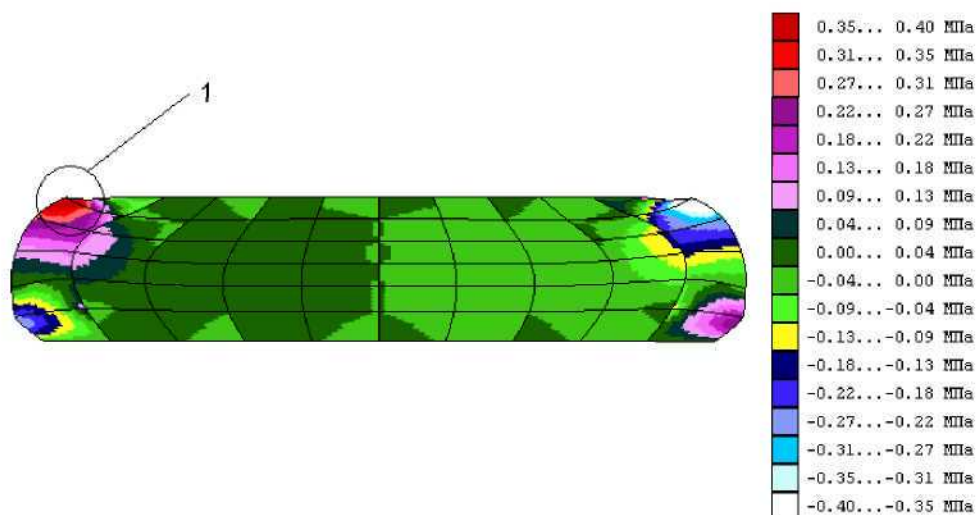


Рис. 6. Распределение касательных напряжений τ_{α}

Библиографический список

1. Коростелев С.А. Снижение НДС резинового элемента РМШ гусеничного движителя путем выбора рациональной формы / С.А. Коростелев // Совершенствование систем автомобилей, тракторов и агрегатов: сб. ст. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. С. 30-37.
2. Лавендел Э.Э. Расчеты резинотехнических изделий: монография / Э.Э. Лавендел. М.: Машиностроение, 1976. 232 с.
3. Мейз Дж. Теория и задачи механики сплошных сред / Дж. Мейз. М.: Мир, 1974.
4. Уорд И. Механические свойства твердых полимеров / И. Уорд. М.: Химия, 1975.
5. Коростелев С.А. Определение угловой жесткости РМШ гусеничного движителя комбинированного типа / С.А. Коростелев, Д.Ю. Каширский // Вестник КГТУ. Вып. 39. Серия транспорт. 2005. С. 217-222.
6. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов: монография / Л. Сегерлинд. М.: Мир, 1979.
7. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: монография / Р. Галлагер. М.: Мир, 1984.



УДК 633.34.664.0:636.084

Г.М. Харченко

ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ

На масложировых предприятиях страны вырабатывают широкий ассортимент растительных масел из отечественного и импортного сырья: подсолнечное, хлопковое, соевое, горчичное, кукурузное, кокосовое, кунжутное, оливковое, рапсовое, арахисовое, косточковое, льняное, касторовое и др.

В зависимости от способа очистки выпускают следующие виды растительного масла для розничной торговой сети и сети общественного питания: нерафинированное, подвергнутое только механической очистке; гидратированное, подвергнутое механической очистке и гидратации; рафинированное недезодорированное, подвергнутое механической очистке, гидратации и нейтрализации; рафинированное дезодорированное.

Растительные масла на 94-96% состоят из смесей триглицеридов высших жирных кислот. Оставшуюся часть составляют вещества, близкие к жирам (например, фосфолипиды, стерины, витамины), свободные жирные кислоты и др. компоненты. Плотность растительных масел 870-980 кг/м³, а приведенных в таблице 2 – 910-962 кг/м³; большинство из масел растворимы в бензине, бензоле, дихлорэтане, сероуглероде, ацетоне, диэтиловом эфире₄; ограниченно растворяются в этаноле и метаноле, не растворяются в воде. Свойства растительных масел определяются, главным образом, составом и со-

держанием жирных кислот, образующих триглицериды. Обычно это насыщенные и ненасыщенные одноосновные жирные кислоты с неразветвленной углеродной цепью и четным числом атомов углерода (преимущественно C₁₆ и C₁₈). В подавляющем большинстве растительные масла содержат смеси глицеридов различных кислот, в некоторых присутствуют и глицериды одной кислоты. Кроме того, в растительных маслах обнаружены в небольших количествах глицериды жирных кислот с нечетным числом атомов углерода.

В зависимости от состава триглицеридов растительные масла могут быть жидкими (подсолнечное, хлопковое, соевое, рапсовое, кукурузное, льняное и др.) и твердыми (кокосовое, пальмовое, пальмоядровое и др.). У жидких масел, содержащих в основном непредельные кислоты, температура застывания ниже 0°С, у твердых – достигает 40°С. При контакте с O₂ воздуха или при нагревании до 250-300°С многие растительные масла подвергаются окислительной полимеризации («высыхают»), образуя пленки.

При анализе состава растительных масел количество высших жирных кислот, образующихся при омылении, характеризуют числом омыления, степень ненасыщенности – йодным и родановым числами. Компоненты растительных масел, отличные от триглицеридов, подразделяют на омы-