

УДК 678.4.06:621.81

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ ДОПУСКАЕМОЙ НАГРУЗКИ****В РЕЗИНОВЫХ ДЕТАЛЯХ МАШИН**

Чижик Е.Ф. НПП «Полимет», генеральный директор  
Г. Днепропетровск

**ВВЕДЕНИЕ**

Ниже рассматриваются высоконагруженные резиновые детали тяжелых машин: виброгрохотов, вибропитателей, смесителей, дробилок, тракторов, автомобилей и т.д. Такие детали - виброизоляторы, элементы упругих муфт, износостойкие футеровки и др. - в промышленных условиях работают при постоянных высоких циклических нагрузках и действии агрессивной внешней среды. Для их расчета, т.е. для выбора формы, нужных параметров и расчета долговечности, а также для оптимального проектирования с учетом надежности необходимо располагать максимально допускаемыми нагрузками.

Для деталей машин такой расчет обычно сводится к определению напряжений  $\sigma, \tau$  затем их сравнивают с допускаемыми значениями  $[\sigma], [\tau]$  и назначают определенный режим работы или переконструируют для удовлетворения требований инженерной практики. Обычно так поступают в случае расчета традиционных металлических конструкций. Однако для резиновых деталей, особенно при циклических нагрузках, такой расчет не всегда приемлем, что связано прежде всего со спецификой резины как упруго-вязкого материала, обладающего существенной диссипацией и большими обратимыми деформациями.

Изложенный ниже обобщенный алгоритм расчета долговечности деталей учитывает эти и другие важные свойства резины как конструкционного материала.

## 2. ОБОБЩЕННЫЙ АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

При стационарной циклической нагрузке расчет долговечности резиновых деталей осуществляется по следующей схеме. Решается замкнутая система уравнений: уравнения равновесия и совместности деформаций для определения полей напряжений; реологическое уравнение, учитывающее вязкоупругие эффекты в резине, для определения реологических параметров; уравнение теплопроводности с внутренним источником тепла для определения температурного поля в резиновом массиве; критериальное уравнение разрушения, связывающее параметры, характеризующие процесс разрушения, со временем наработки на отказ. Решение этой системы позволяло определить долговечность рассматриваемых эластомерных конструкций, после чего можно было вносить соответствующие изменения в режим нагружения или значения механических параметров и добиваться таким образом заданной долговечности. Рассмотрим более подробно эти уравнения.

Для определения полей напряжений при  $\nu = \text{const}$  и отсутствии массовых сил (упругая постановка) в работе использованы квазистатические уравнения Ляме

$$\Delta \vec{U} + \frac{1}{1-2\nu} \text{grad div } \vec{U} = 0,$$

где  $\vec{U}$  - вектор перемещений;  $\nu$  - коэффициент Пуассона.

При введении функции гидростатического давления  $S$  задача определения полей напряжений и деформаций сводилась к решению следующей системы уравнений:

$$\begin{cases} \Delta \vec{U} + \frac{\partial S}{\partial x_i} = 0, \\ \frac{\partial U}{\partial x_i} + \frac{\partial U}{\partial x_i} + \frac{\partial U}{\partial x_i} = 0, \end{cases}$$

где  $x_1$  - обобщенная координата.

Для расчета полей напряжений в конкретных резиновых элементах находилось решение этих уравнений при соответствующих граничных условиях. Так, например, для призматического элемента типа "сэндвич" (рис. 1) прямоугольного сечения  $|x| \leq l, |y| \leq h$  при циклическом нагружении по закону  $a(t) = a_0 \sin \omega t$  граничные условия, точно описывающие условия заделки элемента, имели вид

$$\begin{aligned} U_x &= \pm la(t); & U_y &= 0; & (y &= \pm y_0); \\ \sigma_x &= 0; & \sigma_y &= 0; & (x &= \pm l), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $U_x, U_y$  - компоненты вектора перемещений;  $l, h$  - геометрические размеры элемента;  $a(t)$  - функция кинематического возбуждения;  $la_0 = A$  - амплитуда нагружения;  $y_0 = h/l$ .

Для определения реологических параметров использовались соотношения линейной теории вязкоупругости в виде

$$\begin{aligned} \sigma &= E_0 \left[ \varepsilon - \int_0^t \Gamma(t-\tau) \varepsilon(\tau) d\tau \right]; \\ \varepsilon &= \frac{1}{E_0} \left[ \sigma_0 - \int_0^t K(t-\tau) \sigma(\tau) d\tau \right], \end{aligned}$$

где  $E_0$  - мгновенный модуль упругости;  $\Gamma(t-\tau)$  и  $K(t-\tau)$  - ядра релаксации и ползучести.

В качестве ядра релаксации использовалась дробно-экспоненциальная функция Ю.Н. Работнова.

Для определения полей температур от диссипативного саморазогрева уравнение теплопроводности принималось в виде

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a_T \theta + \frac{W(\theta, x_i, P)}{c \rho_p}$$

где  $\theta$  - приращение температуры нагрева резинового элемента;  $a_T$  - коэффициент температуропроводности;  $x_i$  - координаты;  $P$  - уровень накопленной

поврежденности;  $c$  - теплоемкость резины;  $\rho_p$  - плотность резины;  $W$  - функция диссипации.

При стационарном температурном режиме уравнение теплопроводности принималось в виде:

$$\nabla^2 \theta = \frac{W(\theta, x_i, P)}{\lambda_p}$$

где  $\lambda_p$  - коэффициент теплопроводности резины.

Граничные условия, отражающие свободный теплообмен резиновых элементов с окружающей средой (резина - воздуха, резина - металл) принималось в виде

$$\frac{\partial \theta}{\partial n} + H_i \theta = 0, \quad i = 1, 2, \dots$$

где  $\vec{n}$  - нормаль к поверхности, излучающей тепло;  $H_i$  - коэффициенты теплообмена.

Для определения долговечности резиновых деталей использовался энергетический  $\Psi$ -критерий разрушения диссипативного типа [1/

$$\Delta U_{кр}^* = \int_0^{t^*} U_p dt,$$

где  $\Delta U_{кр}^*$  - критическое значение плотности энергии разрушения;  $t^*$  - время разрушения.

Для определения  $\Delta U_{кр}^*$  запишем первый закон термодинамики для случая, когда на резиновую деталь действуют механические силы и некоторое воздействие коррозионной среды  $\chi$ .

$$\sigma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} + \dot{\chi} = \dot{U}_p + \dot{q}, \quad (3)$$

где  $\dot{U}_p$  - часть внутренней энергии, которая пошла на перестройку структуры, т.е. на разрушение;  $\dot{q}$  - часть внутренней энергии, которая выделилась в виде тепла.

По истечении времени от 0 до  $t^*$  энергетический баланс будет следующим

$$\int_0^{t^*} \dot{U}_p dt = \int_0^{t^*} (\sigma_{ij} \dot{\varepsilon}_{ij} - \dot{q} + \dot{\chi}) dt. \quad (4)$$

Для определения долговечности резиновых деталей по предложенной схеме, а также для их оптимального проектирования и выбора подходящей марки резины необходимо располагать следующим набором экспериментальных параметров: реологическими и теплофизическими параметрами; параметрами, характеризующими микро- и макроразрушение и диссипативный разогрев; параметрами, характеризующими механику разрушения.

Рассмотрим пример расчета долговечности элементов типа "сэндвич" в виде двух спаренных БРМ (блоки резинOMETаллические). Механическая реакция резины описывалась в рамках линейной теории вязкоупругости. Напряженное состояние резиновых элементов рассматривалось как плоское. В общем случае поле напряжений определялось согласно алгоритму [2], граничные условия уравнения (1) принимались в виде (2).

Общее решение (1), обладающее необходимым функциональным произволом для удовлетворения граничных условий, имело вид

$$\frac{U_x}{l} = \gamma_0 y + \sum_{n=1}^{\infty} \left[ B_n \left( \frac{3-4\nu}{k_n} ch k_n x - x sh k_n x \right) - D_n ch k_n x \right] \sin k_n y - \sum_{j=1}^{\infty} (C_j y ch \lambda_j y + A_j sh \lambda_j y) \cos \lambda_j x,$$

$$\frac{U_y}{l} = - \sum_{n=1}^{\infty} (B_n x \operatorname{ch} k_n x + D_n x \operatorname{sh} k_n x) \cos k_n y + \\ + \sum_{j=1}^{\infty} \left[ C_j \left( \frac{3-4\nu}{\lambda_j} \operatorname{ch} \lambda_j y - y \operatorname{sh} \lambda_j y \right) - A_j \operatorname{ch} \lambda_j y \right] \sin \lambda_j x;$$

$$U_z = 0,$$

где  $\gamma_0, A_j, C_j, B_n, D_n$  - неизвестные постоянные;

$$k_n = (2n-1)\pi/2y_0, \quad \lambda_j = \pi j.$$

Используя эти соотношения, можно получить [3] выражения для напряжений в виде

$$\sigma_x = \sum_{n=1}^{\infty} \{ B_n [2(1-\nu) \operatorname{sh} k_n x - x k_n \operatorname{ch} k_n x] - D_n k_n \operatorname{sh} k_n x \} \sin k_n y + \\ + \sum_{j=1}^{\infty} \{ C_j [2\nu \operatorname{sh} \lambda_j y + \lambda_j y \operatorname{ch} \lambda_j y] + A_j \lambda_j \operatorname{sh} \lambda_j y \} \sin \lambda_j x;$$

$$\sigma_y = \sum_{n=1}^{\infty} \{ B_n [2\nu \operatorname{sh} k_n x - x k_n \operatorname{ch} k_n x] + D_n k_n \operatorname{sh} k_n x \} \sin k_n y + \\ + \sum_{j=1}^{\infty} \{ C_j [2(1-\nu) \operatorname{sh} \lambda_j y - y \lambda_j \operatorname{ch} \lambda_j y] - A_j \lambda_j \operatorname{sh} \lambda_j y \} \sin \lambda_j x;$$

$$\sigma_{xy} = \frac{\gamma_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \{ B_n [2(1-2\nu) \operatorname{sh} k_n x - x k_n \operatorname{sh} k_n x] - D_n k_n \operatorname{sh} k_n x \} \cos k_n y + \\ + \sum_{j=1}^{\infty} \{ C_j [(1-2\nu) \operatorname{ch} \lambda_j y - y \lambda_j \operatorname{sh} \lambda_j y] - A_j \lambda_j \operatorname{ch} \lambda_j y \} \cos \lambda_j x;$$

$$\sigma_z = \nu (\sigma_x + \sigma_y).$$

Здесь  $\nu$  - коэффициент Пуассона.

Неизвестные постоянные определялись из бесконечной системы алгебраических уравнений.

Используя далее  $a(t) = a_0 \sin \omega t$ , определим диссипативную функцию в виде

$$D = \sigma_{ik} \dot{\gamma}_{ik} = \frac{\omega}{2\mu} \left( \sigma_x^{02} + \sigma_y^{02} + \sigma_z^{02} + 2\sigma_{xy}^{02} - \frac{\nu}{1+\nu} \sigma^{02} \right) \left( \frac{\mu_2}{\mu} \sin^2 \omega t - \frac{1}{2} \sin 2\omega t \right),$$

где  $\mu^* = \mu + i\mu_2$ ;  $\sigma^0 = \sigma_x^0 + \sigma_y^0 + \sigma_z^0$  - напряжения, равные упругим при  $\mu^* = \mu_1$ .

Интегрируя (5) и вводя функцию координат

$$f_1(x, y) = \frac{1}{4a_0^2 \mu_1^2} \left( \sigma_x^{02} + \sigma_y^{02} + \sigma_z^{02} + 2\sigma_{xy}^{02} - \frac{\nu}{1+\nu} \sigma^{02} \right),$$

получим выражение для первого интеграла в (4) в виде

$$\int_0^{t^*} \sigma_{ik} \dot{\gamma}_{ik} dt = \frac{\pi a_0^2 \mu_2}{2} f_1(x, y) N^*, \quad (6)$$

где  $t^* = \frac{2\pi}{\omega} N^*$

Здесь  $\gamma$  - относительный сдвиг;  $N^*$  - число циклов до разрушения.

Если использовать соотношения

$$\mu_1 = G_0; \quad \mu_2 = G_0 \frac{\Psi}{2\pi},$$

то (6) можно привести к виду

$$\int_0^{t^*} \sigma_{ik} \dot{\gamma}_{ik} dt = \frac{G_0 a_0^2 \Psi N^*}{4} f_1(x, y), \quad (7)$$

Это выражение позволяет вычислить первый интеграл в (4) в любой точке рассматриваемого образца. Для вычисления второго и третьего интегралов в уравнении (4) необходимо располагать сведениями о характерах распределения и изменения температуры в резиновом элементе. Согласно экспериментальным данным в резиновом элементе типа БРМ распределение и изменение температуры можно выразить следующей зависимостью

$$\theta(x, t) = \exp(at) (a_1 x^2 + b_2 y^2 + c_2 z^2 + a),$$

где  $a, a_1, b_2, c_2, a_2$  - некоторые постоянные.



С учетом этого имеем

$$\frac{d\theta}{dt} = (a_2x^2 + b_2y^2 + c_2z^2 + a_1)\alpha \exp(\alpha t)$$

и

$$\Delta\theta = 2(a_2 + b_2 + c_2)\exp(\alpha t),$$

где  $\Delta$  - оператор Лапласа.

Подставим эти выражения в (4), для второго интеграла получим

$$\int_0^t \dot{q} dt = \int_0^t \left( c\rho \frac{\partial\theta}{\partial t} - \lambda_p \Delta\theta \right) dt = f_2(x, t) \left[ \exp\left(\frac{2\pi\alpha}{\omega} N^*\right) - 1 \right],$$

где функция координат

$$f_2(x, t) = \frac{1}{\alpha} \left[ c\rho \alpha (a_1 + a_2x^2 + b_2y^2 + c_2z^2) + 2\lambda_p (a_2 + b_2 + c_2) \right]$$

Здесь -  $c$  - теплоемкость резины;  $\rho$  - плотности резины;  $\lambda_p$  - теплопроводность резины.

Подставляя эти соотношения и выражение (7) в уравнение (4), окончательно получим

$$\Delta U_p^* = \frac{G_0 a_0 \Psi N^*}{4} f_1(x, y) - f_2(x, y, z) \left[ \exp\left(\frac{2\pi\alpha}{\omega} N^*\right) - 1 \right] \quad (8)$$

Пользуясь этим выражением, можно найти долговечность любой точки резиновых элементов. Рассмотрим конкретные примеры расчета долговечности элементов типа БРМ. Распределением температуры по координатам можно вычислить по приведенным выше формулам или определить экспериментально. Для БРМ102 (50x100x200 мм), например, распределение носило характер, показанный на рис. 2. Данные получены для партии элементов из трех пар образцов, условно-равновесный модуль которых отличается не более чем на 5 %. Параметры нагружения и физико-механические характеристики имели следующие значения:



$G_0 = 0,82$  МПа;  $A = 10,5 \cdot 10^{-3}$  м;  $\Psi = 0,16$ ;  $\lambda_p = 0,15$  Вт/(м К);  $\omega = 10,8$  Гц.

Обработка результатов на ЭВМ позволила получить следующую зависимость для распределения температуры по координатам

$$\theta(x, y, z) = a_1 + a_2 x^2 + b_2 y^2 + c_2 z^2 = 25,63 - 11,09 \frac{x^2}{l^2} - 14,70 \frac{y^2}{b^2} - 11,56 \frac{z^2}{h^2}.$$

Для центральной точки БРМ102 ( $x=y=z=0$ ) эта формула дает удовлетворительную сходимость с экспериментом, для периферийных областей погрешность может составлять до 25 %.

Распределение температуры по координатам можно вычислить также в предположении стационарности теплового потока. В этом случае выражение (8) примет вид

$$\Delta U_p^* = N^* \left[ \frac{G_0 \gamma_0^2 \Psi (2h)^2}{4l^2} f_1(x, y) - \frac{2\pi}{\omega} \dot{q} \right],$$

$$\dot{q} = \frac{2\lambda_p \theta(x, y, z) \left[ \frac{Hbh}{2+Hl} + \frac{Hlh}{2+Hb} + \frac{Hlb}{2+H_1h} \right]}{lbh \left[ 1 - \frac{Hx^2}{l(2+Hl)} - \frac{Hy^2}{b(2+Hb)} - \frac{H_1lb}{h(2+H_1h)} \right]},$$

где  $\gamma_0 = A/(2h)$  - относительная деформация сдвига;  $a_0 l = A$  - амплитуда нагружения;  $\omega$  - частота;  $H$  и  $H_1$  - коэффициенты теплообмена резина-воздух и резина - металл соответственно.

Распределение по координатам значений функции  $f_1(x, y)$ , а также напряжений (главных нормальных и максимальных касательных) были вычислены для БРМ102 по приведенным выше формулам и представлены на рис. 3. Напряжения приведены в безразмерном виде в зависимости от соотношения  $x/l$  и при различных величинах  $y/y_0$ . Для графиков функции  $f_1(x, y)$ , отношения  $y/y_0$  имеют те же значения.

Как видно из рисунка, как главные нормальные напряжения, так и максимальные касательные в средней части образца изменяются незначительно.

Существенные изменения напряжений начинаются в области  $x=0,7-1,0$ . Это совпадает и с экспериментальными данными, полученными при разрушении натуральных деталей горных машин. Действительно, для БРМ102, например, разрушение начинается на стыке резина - металл, т.е. при  $y \geq y_0$ , в области, координируемой  $x=0,7-1,0$ , т.е. в области резких изменений напряжения. Это подтверждают и приведенные расчеты долговечности по координатам, в которых наряду с напряженным состоянием учитывается и температура нагрева.

Полученные результаты по вычислению функции  $f_1(x,y)$ , и распределению температуры по координатам позволяют определить долговечность в различных точках резинового массива. На рис. 4 показаны значения относительной долговечности для рассматриваемых БРМ при различных значениях  $y$ . На рисунке  $N(x,y)$ , - значение долговечности по координатам;  $N(x=0, y=0)$  - значение долговечности в центральной точке. Как видно, наименьшая долговечность наблюдается в области, координируемой для БРМ102  $x=0,045-0,06$  м, что совпадает с экспериментальными данными. На рис. 4 схематично показаны места зарождения и развития усталостных магистральных трещин в рассматриваемом БРМ. Как видно, в качественном смысле данные аналитических расчетов совпадают с экспериментом. Что же касается количественного совпадения, то здесь наблюдаются некоторые расхождения, связанные, прежде всего, с трудностью определения начала разрушения в определенных местах резинового элемента, например, на стыке резина - металл и трудностью аналитического учета таких эффектов, как краевые эффекты стыка резина - металл и т.п. Тем не менее, предложенная методика дает удовлетворительное совпадение с экспериментом при расчете долговечности наиболее напряженных областей рассматриваемых деталей. Так, например, в БРМ102 расчет на долговечность области К (рис. 4) составляет 8800 ч, и это удовле-

творительно совпадает с экспериментом (отслоение резины от металла и трещины в этой области появляются примерно через 6-8 тыс.ч).

Предложенный метод расчета имеет и практическое значение, в частности, при рациональном конструировании деталей, так как представляет возможность заранее оценить слабые места конструкции и ввести необходимые изменения, например, изменить радиус перехода резина - резина или резина - металл, уменьшить температуру диссипативного разогрева за счет уменьшения объема резины, постановка разделительных металлических пластин и т.д. Особенно важно это для машин, работающих при интенсивных нагрузках, когда внешняя среда создает дополнительные очаги разрушения.

Для инженерных расчетов резиновых элементов можно использовать выражение (9) и определять долговечность только для центральной точки ( $x=y=z=0$ ), полагая, что образец типа БРМ разрушится локально именно в этой области. В принципе, это будет совпадать по времени (и на практике в большинстве случаев действительно совпадает) с появлением на свободной поверхности резины усталостной магистральной трещины. Именно для центральной точки рассчитывалась и критическая энергия разрушения  $\Delta U_c^*$ .

Формально рассматриваемый метод расчета позволяет включать в себя и такие эффекты, как старение, действие активной внешней среды и т.д.

### 3. ПРОМЫШЛЕННЫЙ СТАНДАРТ ПРОЧНОСТИ

Наряду с рассмотренным термодинамическим критерием разрушения в инженерной практике широко используют односторонние оценки долговечности, рассматривая один или два параметра, наиболее полно характеризующих работу резиновых деталей при заданных условиях нагружения. Для резины в качестве параметров обычно используются допускаемые значения температур, напряжений и деформаций.

Что касается допустимого значения температуры диссипативного разогрева, то для резиновых деталей машин обычно принимают величину  $T_{кр} \leq 353-363$  К. Значения напряжений и деформаций рассчитывают по известным формулам, а их допустимые величины определяют из условия разрушения конструкции.

Приведенные в таблицах 1, 2 данные по допустимым значениям напряжений и деформаций относятся к наиболее часто наблюдаемым в инженерной практике режимам эксплуатации резиновых деталей машин. Если рассматривать эти режимы с точки зрения одного из наиболее важных параметров - температуры диссипативного разогрева, то можно выделить три основных режима.

В случае интенсивного режима нагружения при кратковременной работе машин температура разогрева в наиболее опасных областях элементов превышает критическую температуру для рассматриваемых резин  $\{ T_{кр} \leq (353-363) \text{ К} \}$  и может достигать  $(380-400)$  К. В таком режиме работают некоторые типы питателей на выпуске руды; продолжительность их работы может составлять 2-3 мин., а перерыв между включениями 10-15 мин. В этом случае можно допускать кратковременный перегрев резиновых элементов. Как результат этого, можно назначать и более высокие значения напряжений и деформаций. Следует подчеркнуть, что при интенсивных режимах нагружения (см. табл. 1) долговечность до отказа резинового элемента составляет 1-10 ч. При эпизодическом, непродолжительном нагружении и последующем охлаждении долговечность элементов существенно возрастает и достигает 1000-3000 ч и более.

Таблица 1. Допускаемые значения напряжений и деформаций для резиновых деталей вибромашин при циклическом сдвиге

Типы резины	Интенсивный режим $t^* = 1-10$ ч; $T \geq 380-400$ К		Умеренно-интенсивный режим $t^* = 500-1000$ ч. $T \geq 353-363$ К		Режим длительной эксплуатации $t^* = (10-40)10^3$ ч; $T < 353$ К	
	$\tau$ , МПа	$\gamma$	$\tau$ , МПа	$\gamma$	$\tau$ , МПа	$\gamma$
2959	0.35	0.20	0.25	0.15	0.15	0.10
1224	0.30	0.25	0.25	0.20	0.20	0.15
43	0.45	0.30	0.35	0.25	0.30	0.20
67Л, 59Л, 28Э, 169,310	0.45	0.30	0.40	0.25	0.20	0.20
51-1562	0.30	0.40	0.25	0.35	0.20	0.25-0.35



Таблица 2. Допускаемые значения напряжений и деформаций для резиновых элементов вибромашин при сжатии

Тип резины	При статическом нагружении		Режим длительного циклического нагружения $t^* > 5000$ ч $T < T_{кр}$	
	$\sigma$ , МПа	$\epsilon$	$\sigma$ , МПа	$\epsilon$
2959	0.9-1.1	15-20	0.4	5-10
1224	0.7-0.8	15-20	0.3	5-10
67Л, 59Л, 28Э, 169, 310	0.9	25-30	0.4	10-15
51-1562	0.8	30-40	0.3	10-15

При умеренно интенсивном режиме резиновые детали машин испытывают разогрев, близкий или незначительно превышающий критическое значение  $T_{кр}$ . Эти режимы характерны для вибромашин, работающих в стационарном режиме нагружения непродолжительное время (500-1000) ч. Так, например, у вибрационных питателей для выпуска руды при установке их в блоки с небольшим запасом руды для повышения производительности в некоторых случаях увеличивают амплитуду колебаний. В результате этого долговечность резиновых деталей резко уменьшается. Обычно подбирают такие параметры нагружения, чтобы срок службы до отказа совпадал с окончанием технологической операции. При перестановке вибропитателей в другой блок резиновые элементы обычно заменяют.

В случае режима длительной эксплуатации стационарный температурный разогрев резиновых элементов значительно ниже критического уровня ( $T < T_{кр}$ ). Такие режимы свойственны большинству рассматриваемых машин вибрационного типа. Согласно современным требованиям гарантийный срок наработки таких машин устанавливается в один год: что при двухсменной работе составляет примерно 5000 ч. Поэтому и долговечность резиновых элементов, как правило, должна быть не ниже этого срока. В действительности

же долговечность элементов из разработанных типов резин при указанных в табл. 1 допускаемых значениях напряжений и деформаций составляет  $(10-40) \cdot 10^3$  ч.

Следует подчеркнуть, что при использовании приведенных данных необходимо учитывать не только режим нагружения, но и температуру окружающей среды, длительность эксплуатации, массивность изделий и, как следствие, температуру их диссипативного разогрева.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Дырда В.И. Резиновые элементы вибрационных машин. - Киев: Наук.думка, 1980. - 100 с.
2. Потураев В.Н., Карнаухов В.Г., Дырда В.И., Мазнецова А.В. Исследование вибрационного разогрева прямоугольной вязкоупругой призмы при циклическом нагружении // Прикладная механика. - 1976. - Т. 12, № 11. - С. 64-67.
3. Грінченко В.Т., Карнаухов В.Г., Сенченков І.К. Пружно-деформований стан і температурне поле суцільного в'язко-пружного скінченного циліндра при його кінематичному збудженні // Доп. АН УРСР, сер. А. - 1974. - С. 150-153.



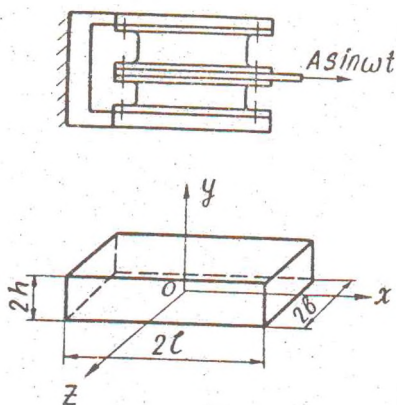


Рис. 1. Схема расчета элемента сдвига

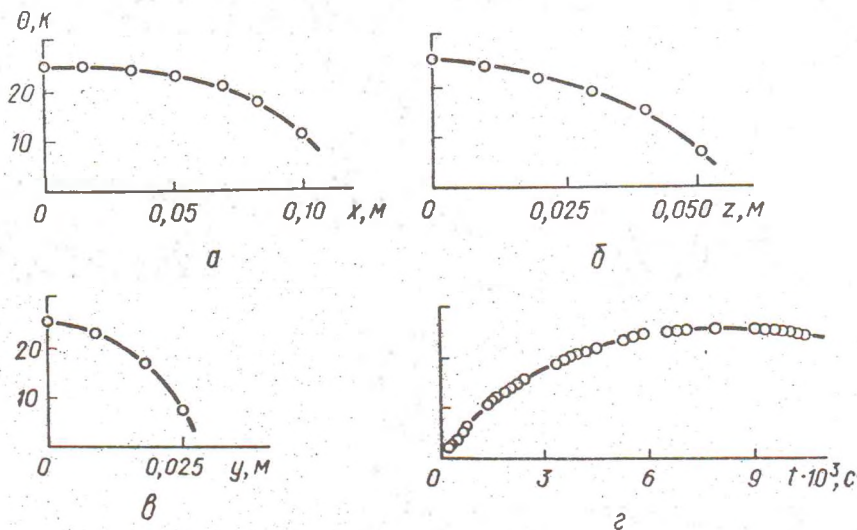


Рис. 2. Распределение температуры по координатам в БРМ102 из резины 51-1562: а - вдоль оси  $X$ ; б - вдоль оси  $Z$ ; в - вдоль оси  $Y$ ; г - рост температуры со временем в центральной точке резинового массива

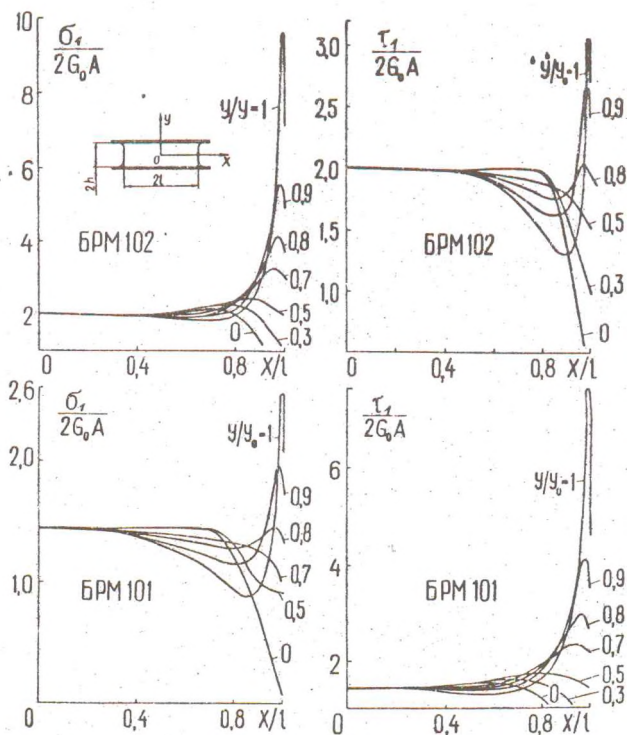


Рис. 3. Распределение по координатам главных нормальных  $\sigma_1$  и максимальных касательных напряжений  $\tau_1$  для элементов сдвига из резины 51-1562.

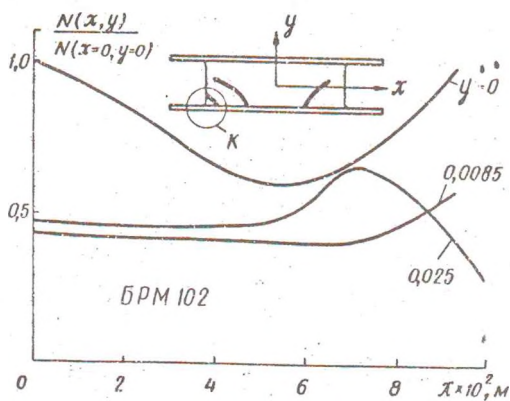


Рис. 4. Распределение относительной долговечности по координатам для элемента сдвига из резины 51-1562