

## Температурный расчет питающего цилиндра с упругим элементом пневмомеханических прядильных машин

Отабек Абдукаримович Мирзаев  
kiamoa@mail.ru

Нурбек Зиёдуллаевич Маматов  
Каршинский инженерно экономический институт

**Аннотация:** В статье приведена теоретическая основа работы сил упругих оболочек составного питающего цилиндра пневмомеханических прядильных машин в зависимости от температуры производства. Рассмотрено распределение тепла в упругой оболочке питающих цилиндров. Приведены закон распределения касательных напряжений вдоль образующей цилиндрической оболочки составного питающего цилиндра пневмомеханических прядильных машин. Определен закон распределения касательных напряжений при силовом и кинематическом возмущении составных питающих цилиндров. Приведено дифференциальное уравнение распределения температуры в резиновой части составного питающего цилиндра.

**Ключевые слова:** прочность, температур, трения, упругая, демпфирования, распределения, касательные, оболочки, коэффициент теплоотдачи, коэффициент теплоотдачи, касательные, напряжения, интенсивность, источники, цилиндр

## Temperature calculation of the feed cylinder with an elastic element of rotor spinning machines

Otabek Abdulkarimovich Mirzaev  
kiamoa@mail.ru

Nurbek Ziyodullaevich Mamatov  
Karshi Engineering Economic Institute

**Abstract:** The article provides a theoretical basis for the work of the forces of the elastic shells of the composite feed cylinder of air-mechanical spinning machines, depending on the production temperature. The heat distribution in the elastic shell of the feeding cylinders is considered. The law of distribution of tangential stresses along the generatrix of the cylindrical shell of the composite feed cylinder of air-mechanical spinning machines is given. The law of distribution of tangential stresses under force and kinematic disturbance of composite supply cylinders is determined. The

differential equation of temperature distribution in the rubber part of the composite feed cylinders is given.

**Keywords:** strength, temperatures, friction, elastic, damping, distribution, tangents, shells, heat transfer coefficient, heat transfer coefficient, tangents, stress, intensity, sources, cylinder

1. Введение. Работа сил внутреннего трения вызывает разогрев резиновых упругих элементов до значительных величин, что связано с достаточно большим внутренним трением и низкой теплопроводностью резины. Нагрев обуславливает ускоренное старение резины и сокращение срока службы составного питающего цилиндра шевронного типа. С изменением температуры меняются и физико-механические характеристики резин (модуль упругости, внутреннее трение, предел прочности и др.)» Так, с повышением температуры от нормальной прочность резины составного питающего цилиндра резко падает.

От температуры сильно зависит и прочность привулканизации резины к металлам (при температуре  $70^{\circ} \div 100^{\circ}C$  прочность привулканизации в два раза меньше, чем при  $20^{\circ}C$ . [1]. Поэтому исследование температур составного питающего цилиндра с упругим втулками является актуальным.

2. Материалы и методы. При решении задачи были взяты характеристики внутреннего трения, получаемые экспериментально в условиях, достаточно близких к расчетным.

В качестве показателя внутреннего трения упругого втулки принят коэффициент относительного демпфирования  $\psi = \frac{A_{\text{наг}}}{A_{\text{упр}}}$ ,  $A_{\text{наг}}$  – работа, необратимо превращенная в тепло за цикл нагружения, равная площади петли гистерезиса;  $A_{\text{упр}}$  – работа упругой деформации за 1/4 цикла.

Величина  $\psi$  для исследуемой резины питающего цилиндра при данной частоте и температуре может быть определена экспериментально [62], Удельная работа сил внутреннего трения за цикл нагружения составляет

$$A_{\text{наг}} = \psi \frac{\tau^2}{2G} \quad (1.1)$$

Если частоту циклов нагружений составного питающего цилиндра шевронного типа в минуту обозначить  $n$ , то удельное теплообразование в час составит

$$C = 7 \cdot 10^{-2} \psi n \frac{\tau^2}{G} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{час}} \quad (1.2)$$

где  $\tau$  и  $G$  - касательные напряжения и модуль сдвига. Найдем закон распределения температуры в цилиндрическом резиновом упругом оболочке элементе вдоль меридиана. Принимаем, что по толщине оболочки касательные

напряжения и температура постоянны. Как первое приближение, рассмотрим распределение тепла в цилиндрической оболочке составного питающего цилиндра, представляющей собой развертку упругого элемента составного питающего цилиндра с фланцами (рис.1).

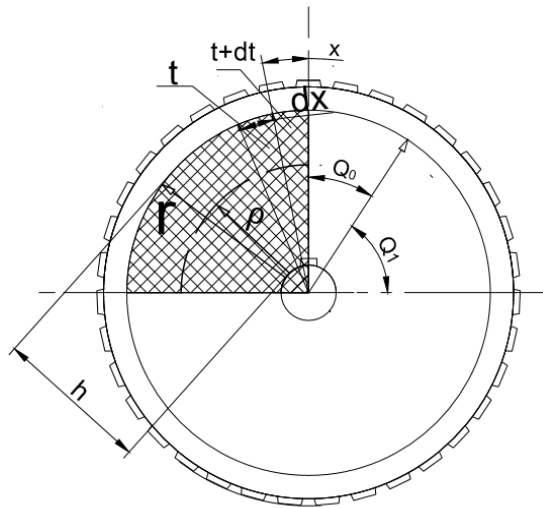


Рис.1. Распределение тепла в цилиндрической оболочке составного питающего цилиндра

Известно, средняя часть составного питающего цилиндра выполнена из резины, а крайние - из металла. Рассмотрим стационарный процесс. Предположим, что тепло в окружающее пространство отводится только наружной поверхностью упругого элемента, так как внутренняя полость резиновой оболочки питающего цилиндра замкнута, а воздух весьма плохой проводник тепла. В случае плоской задачи уравнение теплового баланса для элемента оболочки единичной длины, опирающегося на центральный угол  $d\theta$  (см.рис.1 ), будет иметь вид:

$$d\theta_1 - d\theta_2 + d\theta_3 = 0 \quad (1.3)$$

где  $d\theta_1 = 7 \cdot 10^{-2} \psi n h \rho \frac{\tau^2}{G} d\theta$  – количество тепла, образующегося в элементе резиновой оболочки питающего цилиндра в единицу времени;  $d\theta_2 = \alpha_p r_1 (T_p - T_0) d\theta$  – количество тепла, отводимого элементом оболочки в окружающее пространство в единицу времени;  $d\theta_3 = \lambda_p h \frac{1}{\rho} \frac{d^2 T_p}{d\theta^2} d\theta$  – количество тепла, поступающего в элемент оболочки в единицу времени вследствие теплопроводности (разность подводимого и отводимого количества тепла). Здесь,  $\alpha_p$  – коэффициент теплоотдачи упругой оболочки питающего цилиндра шевронного типа;  $\lambda_p$  – коэффициент теплопроводности упругой оболочки питающего цилиндра шевронного типа;  $T_0$  – температура воздуха, в прядильном цехе,  $T_p$  – температура упругой оболочки питающего цилиндра

шеvronного типа; Количество тепла, образующееся в элементе оболочки в единицу времени, зависит от величины касательных напряжений. Поэтому найдем закон распределения касательных напряжений вдоль меридиана торообразного упругого элемента при действии переменного крутящего момента. Как первое приближение, заменим торообразный упругий элемент круговой цилиндрической оболочкой с такой же толщиной стенки  $h$  и  $C$  длиной образующей  $l$ , равной длине дуги сечения срединной поверхности упругого элемента плоскостью, проходящей через меридиан. Диаметр срединной поверхности цилиндрической оболочки определялся из равенства крутильных жесткостей упругого элемента цилиндра

$$D_{cp} = \sqrt[3]{\frac{4C_{кр.ж}l}{4Gh}} \quad (1.4)$$

где  $C_{кр.ж}$  - крутильная жесткость упругого втулки питающего цилиндра при динамическом нагружении.

3. Результаты. Рассмотрим наиболее общую задачу о вынужденных колебаниях круговой цилиндрической оболочки питающего, имеющей по концам сосредоточенные массы  $J_1$  и  $J_2$  на одну из которых действует переменный крутящий момент  $M = M_0 \sin \omega t$

Волновое уравнение имеет вид

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} \quad (1.5)$$

Где  $a^2 = \frac{Gg}{\rho}$ ,  $\rho$  – удельный вес;  $g$  – ускорение свободного падения.

Уравнение (1.5) для линейной системы решается в виде:

$$\varphi = \theta(x) \sin \omega t \quad (1.6)$$

Подставив (1.6) в (1.5), получим дифференциальное уравнение относительно  $\theta(x)$

$$\theta''(x) + \lambda^2 \theta(x) = 0 \quad (1.7)$$

где  $\lambda^2 = \frac{\omega^2}{a^2}$ ,  $\omega$  – круговая частота возмущающей силы. Уравнение (1.7) решается в виде:

$$\theta(x) = C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x \quad (1.8)$$

Постоянные  $C_1$  и  $C_2$  определяются из граничных условия:

1) на правом конце оболочки момент сил инерции массы  $J_2$  равен упругому моменту

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = a_2^2 \frac{\partial \varphi}{\partial x} \Big|_{x=\frac{l}{2}}, \quad (1.9)$$

Где  $a_2^2 = \frac{GJ_p}{J_2}$ ,  $J_p$  – полярный момент инерции сечения оболочки питающего цилиндра шевронного типа; 2) на левом конце оболочки

возмущающий момент равен сумме момента силы инерции массы  $J_2$  и упругого момента:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + a_1^2 \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{M_0}{J_1} \sin \omega t l_{x=\frac{l}{2}}, \quad (2.0)$$

$$\text{где } a_1^2 = \frac{GJ_p}{J_1}$$

где (2.0), (1.9), (1.6) и (1.8) после преобразований получим:

$$C_1 = \frac{M_0}{J_1} \frac{\omega^2 \sin \frac{\lambda l}{2} + a_2^2 \lambda \cos \frac{\lambda l}{2}}{\omega^2 \lambda (a_1^2 - a_2^2)^2} \quad (2.1)$$

$$C_2 = \frac{M_0}{J_1} \frac{a_2^2 \lambda \sin \frac{\lambda l}{2} - \omega^2 \cos \frac{\lambda l}{2}}{\omega^2 \lambda (a_1^2 - a_2^2)^2} \quad (2.2)$$

с учетом (1.8), (2.1) и (2.2) выражение (1.6) можно записать

$$\varphi = \frac{M_0 [\omega^2 \sin \lambda \left(\frac{l}{2} - x\right) + a_2^2 \lambda \cos \left(\frac{l}{2} - x\right)]}{J_1 \omega^2 \lambda (a_1^2 - a_2^2)} \sin \omega t$$

Закон распределения касательных напряжений вдоль образующей цилиндрической оболочки питающего цилиндра

$$\tau = \sigma \varphi = \sigma \frac{D_{cp}}{2} \frac{d\varphi}{dx} = \sigma \frac{D_{cp}}{2} A \lambda \sin \left(\frac{\lambda l}{2} + \psi_1 - \lambda x\right) \quad (2.3)$$

$$\text{где } A = \frac{M_0 \sqrt{(a_2^2 \lambda)^2 - (\omega^2)^2}}{J_1 \omega^2 \lambda (a_1^2 - a_2^2)},$$

$$\psi_1 = \arctg \frac{\omega^2}{a_2^2 \lambda} \quad (2.4)$$

В случае когда масса упругого элемента мала по сравнению с массами  $J_1$  и  $J_2$  выражение (2.3) упрощается

$$\tau = \frac{M_0 G D_{cp}}{2 J_1 l \left[ C_{кр.ж} \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) - \omega^2 \right]} \sin \omega t$$

Произведем замену координат (см. рис.2)

$$x = \rho \theta; dx = \rho d\theta, l = 2\rho \theta_0,$$

Тогда (2.3) будем иметь вид ;

$$\tau = G \frac{D_{cp}}{2} A \lambda \sin (\varphi - \eta \theta) \quad (2.5)$$

Рассмотрим случай вынужденных колебаний круговой цилиндрической оболочки при кинематическом возмущении колебаний. Этот вид возмущения колебаний достаточно просто осуществляется при пневмомеханических машинах испытаниях составного питающих цилиндрах шевронного типа, а так же встречается и в некоторых машинах. Поэтому рассмотрение этой задачи тоже представляет интерес.

В этом случае на правом конце оболочки располагается сосредоточенная масса  $J_1$  в левому концу оболочки сообщается периодическое смещение по закону  $\varphi = \varphi_0 \sin \omega t$  (рис.2).

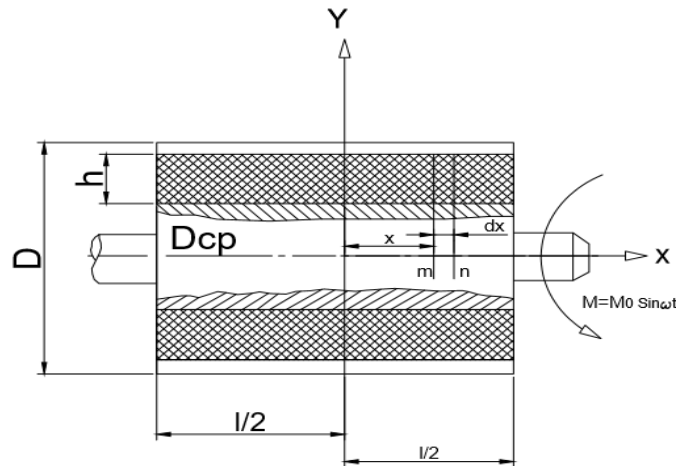


Рис.2. Периодическое смещение составного питающего цилиндра по закону  $\varphi = \varphi_0 \sin \omega t$ .

В этой задаче волновое уравнение (1.5) не меняется, однако становится иным граничное условие (2.0). На левом конце задается смещение оболочки

$$\varphi = \varphi_0 \sin \omega t \Big|_{x=-\frac{l}{2}} \quad (2.6)$$

Постоянные  $C_1$  и  $C_2$  (1.8) найдем из граничных условий (1.9) и (2.6). Подставим (1.6) в (1.9) с учетом выражения (1.8), имеем  $-\omega^2(C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x) \sin \omega t$

$$= -a_2^2(-C_1 \lambda \sin \lambda x + C_2 \lambda \cos \lambda x) \sin \omega t \Big|_{x=\frac{l}{2}} C_1 (\omega^2 \cos \lambda \frac{l}{2} + a_2^2 \lambda \sin \lambda \frac{l}{2}) + C_2 (\omega^2 \sin \lambda \frac{l}{2} - a_2^2 \lambda \cos \lambda \frac{l}{2}) = 0$$

$$C_1 = \frac{C_2 (a_2^2 \lambda \cos \frac{\lambda l}{2} - \omega^2 \sin \frac{\lambda l}{2})}{a_2^2 \lambda \sin \frac{\lambda l}{2} + \omega^2 \cos \frac{\lambda l}{2}} \quad (2.7)$$

Величину  $C_2$  находим подставив ( 4.4 )(1.6) в ( 4.14 )(2.6) и принимая во внимание (1.8)

$$C_1 \cos \frac{\lambda l}{2} = \varphi_0 + C_2 \sin \frac{\lambda l}{2}$$

$$C_2 = \frac{C_1 \cos \frac{\lambda l}{2} - \varphi_0}{\sin \frac{\lambda l}{2}} \quad (2.8)$$

Решая совместно (2.7) и (2.8) приходим к результату:

$$C_1 = \frac{\varphi_0 (\omega^2 \sin \frac{\lambda l}{2} - a_2^2 \lambda \cos \frac{\lambda l}{2})}{\omega^2 \sin \lambda l - a_2^2 \lambda \cos \lambda l} \quad (2.9)$$

$$C_2 = \varphi_0 \frac{-\omega^2 \cos \frac{\lambda l}{2} - a_2^2 \lambda \sin \frac{\lambda l}{2}}{\omega^2 \sin \lambda l - a_2^2 \lambda \cos \lambda l} \quad (2.10)$$

Используя уравнения (1.6), (1.8), (2.9) и (2.10) находим

$$\varphi = \varphi_0 \frac{\omega^2 \sin \lambda (\frac{l}{2} - x) - a_2^2 \lambda \cos \lambda (\frac{l}{2} - x)}{\omega^2 \sin \lambda l - a_2^2 \lambda \cos \lambda l} \sin \omega t \quad (3.0)$$

После некоторых преобразований уравнение (3.0) может быть представлено в виде:

$$\varphi = A \cos \left( \frac{\lambda l}{2} + \gamma_1 - \lambda x \right) \sin \omega t$$

$$\text{где } A = \frac{\varphi_0 \sqrt{(a_2^2 \lambda)^2 + \omega^4}}{\omega^2 \sin \lambda l - a_2^2 \lambda \cos \lambda l} \quad (3.1)$$

Касательные напряжения в предположении, что резина подчиняется закону Гука, примут вид

$$\tau = G \frac{D_{cp}}{2} A \lambda \sin \left( \frac{\lambda l}{2} + \gamma_1 - \lambda x \right) \sin \omega t$$

Произведя замену координат ( $x = \rho \theta$ ;  $dx = \rho d\theta$ );  $l = 2\rho\theta_0$

получим

окончательно:

$$\tau = G \frac{D_{cp}}{2} A \lambda \sin (\lambda \rho \theta_0 + \gamma_1 - \lambda \rho \theta) \sin \omega t \quad (3.2)$$

в случае, когда масса упругого элемента мала по сравнению с массой  $J_2$  выражение (3.2) упрощается:

$$\tau = \frac{C_m \varphi_0 D_{cp}}{2J_p} \left( \frac{1}{1 - \frac{C_m}{J_2 \omega^2}} \right)$$

Окончательно

$$\tau = \frac{\varphi_0 D_{cp} G}{2l} \left( \frac{1}{1 - \frac{C_m}{J_2 \omega^2}} \right) \quad (3.3)$$

Обе рассмотренные задачи имеют решения (2.3) и (3.3), различающиеся лишь выражением (2.4) и (3.1). Определив закон распределения касательных напряжений при силовом и кинематическом возмущении, вернемся к решению тепловой задачи. Из уравнения теплового баланса (1.3) с учетом (2.5) получим дифференциальное уравнение распределения температуры в резиновой части:

$$\mathcal{T}_p^{II} - \gamma_1^2 \mathcal{T}_p = \gamma_1^2 \mathcal{T}_0 - \frac{\kappa_p}{2\lambda \rho h} \cos 2(\varphi - \eta \theta), \quad (3.4)$$

$$\kappa = 7 \cdot 10^{-2} G \psi h n A^2 \frac{D_{cp}^2}{4} \rho \lambda^2$$

$$\text{Где } \gamma_1^2 = \frac{\alpha_p r \rho}{\lambda \rho h}$$

Дифференциальное уравнение распределения температуры в металлической части составного питающего цилиндра шевронного типа:



$$T_m'' - \gamma_2^2 (T_m - T_p) = 0, \quad (3.5)$$

где

$$\gamma_2^2 = \frac{\alpha_m r \rho}{\lambda_m h}$$

Где  $\lambda_m$  – коэффициент теплопроводности металла составного питающего цилиндра шевронного типа;  $\alpha_m$  – коэффициент теплоотдачи металла составного питающего цилиндра шевронного типа .

Уравнения (3.4) и (3.5) решаются в виде:

$$T_p = C_1 ch \gamma_1 \theta + T_0 + \frac{\kappa}{2\alpha_p r} - \frac{\kappa D_{cp} \cos 2(\varphi - \eta \theta)}{4(4\eta^2 \lambda_p h + \alpha_p \frac{D_{cp}}{2} r)} \quad (3.6)$$

$$T_m = D_1 e^{\gamma_2 \theta} + D_2 e^{-\gamma_2 \theta} T_0 \quad (3.7)$$

Постоянные интегрирования в уравнениях (3.6) и (3.7) находятся из граничных условий: 1) температура упругие оболочки и металла составного питающего цилиндра на их границе одинакова  $T_p = T_M I_{\theta=\theta_0}$ ; 2) температура металла в сечении с координатой  $\theta_1$  равна температуре воздуха  $T_M = T_0 I_{\theta=\theta_1}$ .

Тепловой поток из резины в металл на их границе равен сумме тепловых потоков от работы внешнего трения резины о металл в месте проскальзывания и в результате внутреннего трения в резине

$$-\frac{\lambda_p}{\rho} \frac{\partial T_p}{\partial \theta} + q = \frac{\lambda_m}{\rho} \frac{\partial T_m}{\partial \theta} \vartheta I_{\theta=\theta_0}$$

где  $q = \frac{0.18 A_{тр} n}{D_1^2 - D_2^2}$  – тепловой поток из резины в металл,  $n$  – частота крутильных колебаний, мин.,  $A_{тр}$  – работа силы трения,  $D_2$  – наибольший диаметр, на котором отсутствует проскальзывание,  $\theta_0$  и  $\theta_1$  - углы, определяющие, соответственно, границу резины с металлом и сечение в металлической части составного питающего цилиндра, в котором температура равна температуре воздуха [2,3]. Работа трения за цикл действия переменного крутящего момента определяется по формуле:

$$A_{тр} = \frac{2M_{кр} f p}{G h_1} D_2 \left[ 1 + \frac{D_1}{D_2} \left( \ln \frac{D_1}{D_2} - 1 \right) \right] \quad (3.8)$$

Подставив (3.6) и (3.7) в граничные условия, получим систему уравнений относительно постоянных интегрирования:

$$C_1 \lambda_1 sh \gamma_1 \theta_0 - D_{1_1} \varepsilon \gamma_2 e^{\gamma_2 \theta_0} + D_{2_1} \varepsilon \gamma_2 e^{-\gamma_2 \theta_0} = \Delta_1;$$

$$C_1 \gamma_1 ch \gamma_1 \theta_0 - D_{1_1} \varepsilon \gamma_2 e^{\gamma_2 \theta_0} - D_{2_1} \varepsilon e^{-\gamma_2 \theta_0} = \Delta_2;$$

$$0 + D_{1_1} e^{\gamma_2 \theta_1} + D_{2_1} e^{-\gamma_2 \theta_1} = 0;$$

$$\Delta_1 = \frac{\kappa \eta \frac{D_{cp}}{2}}{4\eta^2 \lambda_p h + \alpha_p \frac{D_{cp}}{2} r} \sin 2(\varphi - \eta \theta_0) + \frac{\rho_1 q}{\lambda_p},$$



$$\Delta_2 = \frac{\kappa}{2\alpha_p r} + \frac{\kappa D_{cp} \cos 2(\varphi - \eta \theta_0)}{4(4\eta^2 \lambda_p h + \alpha_p \frac{D_{cp}}{2} r)}$$

$$\varepsilon = \frac{\lambda_M}{\lambda_p},$$

Как известно  $C_1 = \frac{d_1}{d}, D_{1_1} = \frac{d_2}{d}, D_{2_1} = \frac{d_3}{d};$

$$d = \begin{vmatrix} \gamma_1 sh \gamma_1 \theta_0 - \varepsilon \gamma_2 \varepsilon^{\gamma_2 \theta_0} \varepsilon \gamma_2 e^{-\gamma_2 \theta_0} \\ ch \gamma_1 \theta_0 - \gamma_2 \theta_0 - e^{-\gamma_2 \theta_0} \\ 0 e^{\gamma_2 \theta_1} e^{-\gamma_2 \theta_1} \end{vmatrix}$$

$$d_1 = \begin{vmatrix} \Delta_1 - \varepsilon \gamma_2 \varepsilon^{\gamma_2 \theta_0} \varepsilon \gamma_2 e^{-\gamma_2 \theta_0} \\ \Delta_2 - \varepsilon^{\gamma_2 \theta_0} - \varepsilon^{-\gamma_2 \theta_0} \\ 0 \varepsilon^{\gamma_2 \theta_1} \varepsilon^{-\gamma_2 \theta_1} \end{vmatrix}$$

Для решения задачи необходимо определить лишь  $C_1$  Раскрыв определители и проведя преобразования, получим:

$$C_1 = \frac{N - \frac{th \gamma_2 (\theta_1 - \theta_0) (q\rho + L)}{\lambda_m \gamma_2}}{-ch \gamma_2 \theta_0 + \frac{th \gamma_2 (\theta_1 - \theta_0)}{\lambda_m \gamma_2} \lambda_1 \gamma_1 sh \gamma_1 \theta_0}$$

где  $N = \frac{\kappa}{2\alpha_p r} - \frac{\kappa D_{cp} \cos 2(\varphi - \eta \theta_0)}{4(4\eta^2 \lambda_p h + \alpha_p \frac{D_{cp}}{2} r)}$

$$L = -\lambda_p \frac{\kappa \frac{D_{cp}}{2} \eta \sin 2(\varphi - \eta \theta_1)}{4\eta^2 \lambda_p h + \alpha_p \frac{D_{cp}}{2} r}$$

4. Обсуждения. В случае пренебрежения массой упругого элемента расчетные зависимости получаются более простые, например, для силового возмущения формула (3.6) может быть заменена формулой

$$T_p = C_1 ch \gamma_1 \theta + T_0 + \frac{\kappa}{\alpha_p r} \quad (3.9)$$

Где  $C_1 = \frac{\frac{\kappa}{\alpha_p r} - \frac{q\rho}{\lambda_m}}{-ch \gamma_1 \theta_0 - \frac{\lambda_p}{\lambda_m} \gamma_1 sh \gamma_1 \theta_0}$

$$T_p = \frac{\frac{\kappa}{\alpha_p r} - \frac{q\rho}{\lambda_m}}{-ch \gamma_1 \theta_0 - \frac{\lambda_p}{\lambda_m} \gamma_1 sh \gamma_1 \theta_0} (ch \gamma_1 \theta + T_0 + \frac{\kappa}{\alpha_p r})$$

5. Вывод. Так как теплопроводность стальной часть составного питающего цилиндра во много раз превышает теплопроводность резины. Вследствие ускоренного выводу тепла наружу нагрев упругой связи будет меньше, чем

нагрев сплошного резинового элемента оболочки питающего цилиндра. Результатом таких исследований должно быть создание инженерных методов расчета упругой детали на усталостную прочность, обеспечивающих их высокую надежность и длительную выносливость в зонах питания пневмомеханических прядильных машин.

### Использованная литература

[1] Потураев В.Н. Исследование и расчет теплообразования в резинOMETаллических деталях при деформации сдвига. "Каучук и резина", г. 2017, стр.246 .

[2] Михеев М.А. Основы теплопередачи, "Госэнергоиздат", г.2014, стр.127.

[3] Решетов Д.Н., Ряховский О.А. Исследование демпфирующих свойств муфт с неметаллическими упругими элементами. Известия вузов, "Машиностроение" г.2016, стр.89.

[4] Сирожиддин Мурадов. ПРОБЛЕМЫ ТУШЕНИЯ ПОЖАРОВ КЛАССА Е ЛИЧНЫМ СОСТАВОМ ПОЖАРНОЙ ОХРАНЫ В МИРЕ. International journal of advanced research in education, technology and management. 2023/5/25.

[5] Muradov S. ANALYSIS OF "MEASURES TO ENSURE OCCUPATIONAL SAFETY IN THE FIELD OF CARGO TRANSPORTATION AND LOADING." International journal of advanced research in education, technology and management. 2023/9/29. [bet 127-132]

[6] МУРАДОВ СИРОЖИДДИН, РАЖАБОВ ХУРШИД ФАХРИДДИН ЎҒЛИ. ИЗУЧЕНИЯ УСЛОВИЯ ТРУДА В КОМПАНИИ ЕВРОПЫ. МУРАДОВ СИРОЖИДДИН. International journal of advanced research in education, technology and management. 2023/10/27

[7] MURADOV SIROJIDDIN HUSAN O'G'LI, ESHPO'LATOV AZIZBEK ADHAM O'G'LI. PHYSIOLOGICAL AND HYGIENE BASIS OF HUMAN LABOR ACTIVITY. International journal of advanced research in education, technology and management. 2023/11/13

[8] Латиф Махмаясуфович Эшмухамедов. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ГОСУДАРСТВЕННОГО УПРАВЛЕНИЯ В ОБЛАСТИ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ И ЛИКВИДАЦИИ ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ СИТУАЦИЙ Вестник науки и образования 2022.

[9] Eshmukhamedov Latif Maxmayusufovich. PRIMARY CONCEPTS ABOUT EARTHQUAKES AND THEM ENSURING THE SAFETY OF THE PUBLIC WHEN IT HAPPENS. International journal of advanced research in education, technology and management 2023/10/27.

[10] Karimov Bahadir Oktam ogli., Nishonova Shahrizoda Chori qizi, Temirova Shahzoda Jamshidovna, Normengliyeva Fayyoza O'tkir kizi. SAFETY

**BEHAVIORAL AUDIT METHODOLOGY.** International journal of advanced research in education, technology and management. 2.07. 2023

[11] Muradov Sirojiddin Husan o'g'li, Egamov Dilshodbek Shavkat o'g'li. **INNOVATIVE SOLUTIONS TO PROTECT WORKERS FROM DANGEROUS GAS AND TOXIC SUBSTANCES IN HAZARDOUS INDUSTRY ENTERPRISES.** Educational Research in Universal Sciences. 2023-11-17.

[12] Muradov Sirojiddin Husan o'g'li, Zayniyev Ulfat Utkir o'g'li. **PRINCIPLES OF PASSING AND DOCUMENTING INSTRUCTIONS ON SAFETY TECHNIQUES.** Educational Research in Universal Sciences. 2023-11-17