

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНА ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЖИДКОСТИ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА СНОВАЛЬНОГО ВАЛА ПАРТИОННОЙ СНОВАЛЬНОЙ МАШИНЫ

В.В. ГУБИН, А.А. МАКАРОВ

(ОАО "ВНИИЛТЕКМАШ", Московский государственный
текстильный университет им А.Н. Косыгина)

При создании скоростных партионных сновальных машин особое место занимает разработка управляемого тормоза сновального вала с целью обеспечения перемещения оборванного конца нити на расстояние $L \leq 4$ м при любых радиусах наматывания сновального вала.

Перемещение оборванного конца нити при обрыве складывается из двух отрезков:

$$L = L_0 + L_T, \text{ м}, \quad (1)$$

где L_0 – перемещение оборванного конца нити с момента обрыва нити до срабатывания тормоза, м; L_T – перемещение оборванного конца нити с момента срабатывания тормоза до полной остановки сновального вала, м.

Перемещение L_0 оборванного конца определяется скоростью снования и быстродействием системы контроля обрыва нити и управления тормозом:

$$L_0 = V_{\text{сн}} t_0, \text{ м}, \quad (2)$$

где $V_{\text{сн}}$ – скорость снования, м/с; t_0 – время от момента обрыва нити до момента срабатывания тормоза, с.

Испытания системы управления тормозом сновального вала, построенной на базе однокристалльной ЭВМ (КР1816ВЕ51) и

электронного датчика обрыва нити, на партионной сновальной машине модели 2207Ш1МПУ на Московском шелковом комбинате "Красная Роза" позволили определить время t_0 , которое не превышает 40 мс [1].

Исходя из максимальной скорости снования $V_{\text{сн}} = 20$ м/с и максимального времени от момента обрыва нити до момента срабатывания тормоза $t_0 = 0,04$ с, согласно выражению (2) определено максимальное перемещение оборванного конца нити $L_{0\text{max}} = 0,8$ м.

Перемещение L_0 в настоящей работе не рассматривается, так как оно зависит только от времени реакции датчика на обрыв нити и быстродействия системы управления тормозом.

Исходя из наблюдений за обрывностью нитей в процессе партионного способа снования установлено, что порядка 90% обрывов нитей происходит в области шпулярика.

Так как шпулярик рекомендуется устанавливать на расстоянии четырех метров от партионной сновальной машины, то максимально допустимое перемещение L_{Tmax} оборванного конца нити при условии, что оборванный конец не будет замотан на сновальном валу, исходя из выражения (1) не должно превышать 3,2 м.

Для создания системы управления дисковым тормозом сновального вала с оптимальной конфигурацией, отвечающей требованиям $L_{Tmax} \leq 3,2$ м, необходимо определить время с момента срабатывания тормоза до полной остановки сновального вала.

Динамика процесса торможения рассматривается в [2...4] в основном в связи с задачей управления этим процессом. Для описания динамики торможения сновального вала обычно используется уравнение

$$J \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{dJ}{dt} = M_T + Zr, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3)$$

где: $J = J_c + J_{пр}$, $\text{м}^2\cdot\text{кг}$; $J_c = J_1 + J_2$, – момент инерции сновального вала, $\text{м}^2\cdot\text{кг}$; $J_{пр} = \text{const}$ – момент инерции остальных вращающихся масс привода, $\text{м}^2\cdot\text{кг}$; $J_1 = \text{const}$ – момент инерции пустого сновального вала, $\text{м}^2\cdot\text{кг}$; J_2 – момент инерции намотанной основы, $\text{м}^2\cdot\text{кг}$; ω – частота вращения сновального вала, с^{-1} ; M_T – тормозной момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$; t – время, отсчитываемое с момента срабатывания тормоза, с ; Z – натяжение нитей, наматываемых на сновальный вал, Н ; r – радиус наматывания сновального вала, м .

Поскольку за время торможения сновального вала момент инерции J и радиус наматывания r практически не изменяются [4], выражение (3) можно представить в виде

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T + Zr, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (4)$$

В связи с тем, что момент инерции $J_{пр}$, как показано в [5], является по сравнению с моментом инерции J_1 достаточно малой величиной и неизменен в процессе снования, то этим моментом инерции для расчетов в практических целях можно пренебречь. Ввиду того, что современные партионные сновальные машины имеют систему автоматического регулирования натяжения нитей, в течение торможения $Zr = \text{const}$.

Стендовые испытания тормозной системы [5] показали, что коэффициент стабильности тормозного момента составляет

0,97 и поэтому в нашем случае зависимостью коэффициента трения от скорости скольжения можно пренебречь, следовательно, фрикционные автоколебания отсутствуют [3] и $M_T = \text{const}$ в течение торможения сновального вала.

Преобразовав (4) с учетом, что при $t = 0$ $\omega = \omega_0$, имеем

$$\omega = \omega_0 - \frac{M_T + Zr}{J} t, \quad (5)$$

где ω_0 – частота вращения сновального вала перед срабатыванием тормоза, с^{-1} .

В момент остановки, когда $t = t_T$, $\omega = 0$. Подставив значение $\omega = 0$ в (5), получим

$$t_T = \frac{J\omega_0}{M_T + Zr}, \quad (6)$$

где t_T – время с момента срабатывания тормоза до полной остановки сновального вала, с .

Время с момента срабатывания тормоза до полной остановки сновального вала определяется по графику, представленному на рис. 1 (зависимость времени t_T торможения сновального вала от скорости $V_{сн}$ снования), рассчитанному по выражению (6).

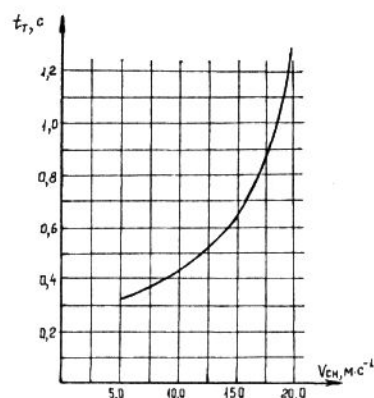


Рис. 1

Из графика (рис. 1) видно: время $t_T \leq 1,2$ с. Для обеспечения надежной работы системы управления тормозом необходимо заранее подготавливать давление тормозной жидкости, а при обрыве нити только открывать клапан в магистрали тормоза.

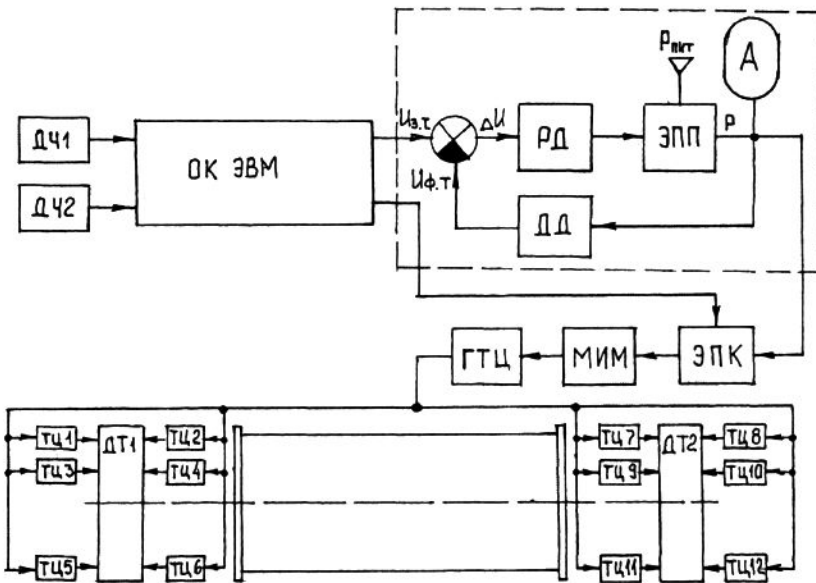


Рис. 2

Такая система управления дисковым тормозом сновального вала партионной сновальной машины [5] разработана ОАО ВНИИЛТЕКМАШ и представляет собой автоматический регулятор тормозного пути оборванного конца нити разомкнутого типа, структурная схема которого приведена на рис. 2.

Соотношение между углом φ поворота сновального вала в режиме торможения и тормозным моментом M_T определяется теоремой об изменении кинетической энергии системы:

$$\frac{J\omega^2}{2} = (M_T + Zr)\varphi, \quad (7)$$

из которого, задаваясь величиной φ , исходя из радиуса наматывания и допустимой длины перемещения оборванного конца нити при торможении находится необходимое значение M_T , а следовательно, и давление тормозной жидкости F .

На основании возможного допустимого перемещения $L_T = 3,2$ м оборванного конца нити и изменения радиуса наматывания r от 0,15 до 0,5 м определяется угол φ :

$$\varphi = \frac{3,2}{r}. \quad (8)$$

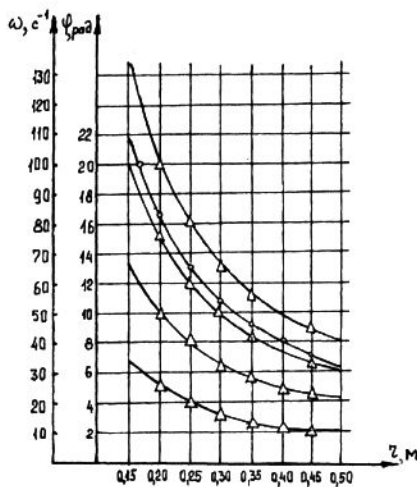


Рис. 3

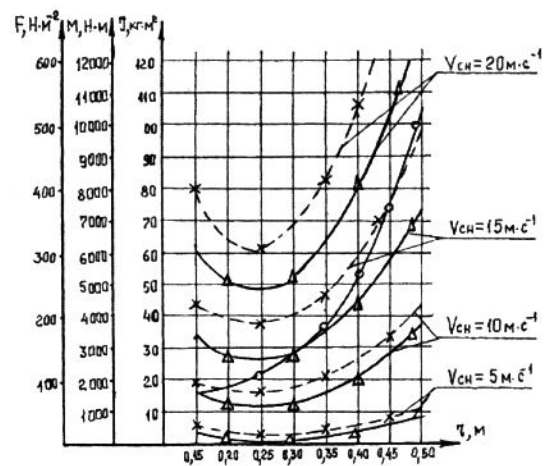


Рис. 4

Частота вращения сновального вала в зависимости от r определяется согласно выражению (рис. 3 – зависимости тормозного пути φ (о-) и частоты вращения ω (-Δ-) от радиуса r наматывания):

$$\omega = \frac{V_{сн}}{r} \quad (9)$$

Расчет момента инерции сновального вала в процессе наматывания на него нитей основы ведется согласно выражению (рис. 4 – зависимости тормозного момента M_T (-x-), давления F тормозной жидкости (-Δ-) и момента J инерции (о-) от радиуса наматывания при $j = 7 \cdot 10^2 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$):

$$J = J_1 + \pi j N \frac{r^4 - R_{ст}^4}{2} \quad (10)$$

где $R_{ст}$ – радиус ствола сновального вала (минимальный радиус наматывания), м; N – расстояние между фланцами сновального вала, м; j – плотность намотки нитей основы, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$.

Давление тормозной жидкости в гидросистеме тормоза определяется согласно выражению

$$F = \frac{M_T}{K_T}, \text{ Н} \cdot \text{м}^{-2}, \quad (11)$$

где $K_T = \mu n R_{с,р} S$, м^3 ; $R_{с,р}$ – радиус действия силы трения, эквивалентной действию всех элементарных сил трения на площади контакта фрикционной пары, м; n – число пар поверхностей трения; μ – коэффициент трения; S – площадь поршня в суппорте тормоза, см^2 .

Значения тормозного момента M_T и давления F тормозной жидкости в зависимости от радиуса наматывания при различных скоростях снования, рассчитанные согласно выражениям (7) и (11), приведены на рис. 4.

В представленных расчетах использованы следующие исходные данные: $R_{ст} = 0,15 \text{ м}$; $R_{с,р} = 0,15 \text{ м}$; $\mu = 0,3$; $n = 12$; $N = 1,4 \text{ м}$; $j = 7 \cdot 10^2 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$; $r = 0,15 \dots 0,5 \text{ м}$; $S = 28,26 \text{ м}^2$ и $Z = 300 \text{ Н}$.

Величина задания $U_{з,т}$ для регулятора давления сжатого воздуха рассчитывается согласно выражению

$$U_{з,т} = K_1 F, \quad (12)$$

где K_1 – коэффициент пропорциональности, $\text{В} \cdot \text{м}^2 / \text{Н}$.

В результате эксплуатационных испытаний партионной сновальной машины модели 2207Ш1МПУ на Московском шелковом комбинате "Красная Роза" прошла проверку система управления тормозом сновального вала. В результате установлено, что тормозной путь оборванного конца нити при различных скоростях снования и изменении радиуса наматывания сновального вала от 0,15 до 0,5 м лежит в пределах от 2,5 до 3,1 м.

На машинах, не оборудованных системой управления тормозом сновального вала, тормозной путь лежит в пределах от 1,2 до 4,8 м. При тормозном пути 1,2 м и скорости снования $20 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ в процессе снования комплексных нитей из вискозы или ацетата слет витков нитей с бобин увеличивается на 20%, что при последующем пуске машины приводит к повышению обрывности более чем на 10%, а тормозной путь оборванного конца нити более 3,2 м приводит к увеличению упущенных концов нитей более чем на 5%.

ВЫВОДЫ

1. На основе анализа определен закон изменения задания для регулятора давления сжатого воздуха, подаваемого в мембранный исполнительный механизм в зависимости от радиуса наматывания, момента инерции и частоты вращения сновального вала в процессе снования.

2. Использование системы управления тормозом сновального вала на скоростных сновальных машинах позволяет практически устранить слеты нитей с бобин при останове сновальной машины, что приводит к значительному снижению обрывности нитей при последующем пуске последней и снижает количество упущенных концов оборванных нитей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Губин В.В. // Текстильная промышленность. – 2001, №6. С.20.
2. Александров М.П. Тормоза подъемнотранспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976.
3. Чечинадзе А.В. и др. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар. – М.: Наука, 1979.
4. Губин В.В. и др. // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1982, №3. С.137...138.

5. Губин В.В. Разработка и исследование устройства стабилизации натяжения основы на стойке шлихтовальной машины: Дис....канд. техн. наук. – М., ВНИИЛтекмаш, 1985.

Рекомендована кафедрой автоматики и промышленной электроники. Поступила 05.10.04.
