

**МИНИСТЕРСТВО КУЛЬТУРЫ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «САНКТ-
ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ КИНО И ТЕЛЕВИДЕНИЯ»**

Кафедра киновидеоаппаратуры

Делители натяжения ленты

Учебное пособие для студентов дневного и заочного
отделения по специальности 201 100 «Приборостроение» и
направления (бакалавриат) 200100 «Приборостроение»

Автор, доц. Трубникова Т.А.

Санкт-Петербург
2010

Рецензент: доцент Гудинов К.К.

Рекомендовано к изданию в качестве учебного пособия
кафедрой киновидеоаппаратуры , 2010 г.

Санкт-Петербургский Государственный Университет кино и
телевидения, 2010 г.

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие входит в дисциплину «Теория механизмов транспортирования носителей информации» и предназначено для студентов ФМА (специалистов и бакалавров) для решения задач проектирования современных наматывающих устройств, обеспечивающих минимальный износ киноленты по поверхности и в зоне межперфорационных перемычек. Условия наматывания ленты в оптимальном режиме с точки зрения её поверхностного износа и состояния на зубчатых транспортирующих барабанах, как источника повреждения перфораций, находятся в противоречии. Вследствие этого предложены устройства и методика их выбора и расчёта, разрешающие противоречия между этими требованиями. Данное пособие пригодно как для курсового, так и для дипломного проектирования ФМА.

Величины натяжения ленты, необходимые для формирования плотного рулона без затягивания витков, создают недопустимо высокую нагрузку на перфорационные перемычки сбегавшей с задерживающего барабана ленты. Поэтому, чтобы удовлетворить требования, предъявляемые к качественной намотке рулона и к сохранности перфораций транспортируемой ленты, необходимо между зубчатым барабаном и наматывателем разместить устройство, разделяющее их по натяжению. Такие устройства будем называть "делителями натяжения ленты" (ДНЛ). Это устройство создаёт перепад натяжений ленты на блоке непрерывного транспортирования и на наматывателе, причём величина натяжения входной ветви ленты по отношению к ДНЛ ($T_{\text{вх}} = T_{\text{вб.}}$) меньше натяжения выходной ветви ($T_{\text{вых}} = T_{\text{н}}$).

Все устройства подобного рода можно разделить на три большие группы (или их сочетания) [1]:

1. Выбор типа делителя натяжения ленты

А) Делители натяжения ленты, в которых усилие торможения не зависит от натяжения наматываемой ленты.

Схема такого ДНЛ показана на рис. 1. Здесь 1 – задерживающий зубчатый барабан; 2 – наматываемый рулон; 4 – тормозной барабан с опорными поясками для перфорационных дорожек. Кинолента 3 огибает этот барабан, и благодаря натяжениям $T_{вх}$ и $T_{вых}$ между ними возникает сила сцепления (трения) $F_{сц}$, которая согласно известной формуле Эйлера определяется следующим образом:

$$F_{сц} = T_{вх} (e^{\mu\beta} - 1) = \frac{T_{вых} (e^{\mu\beta} - 1)}{e^{\mu\beta}}.$$

(1)

На валу барабана 1 действует некоторый тормоз, который создаёт силу F_T на периферии барабана 1, благодаря которой натяжение входной ветви становится меньше натяжения выходной ветви ленты:

$$T_{вх} = T_{вых} - F_T.$$

Для данного типа ДНЛ эта величина F_T постоянна и не зависит от величин $T_{вх}$ и $T_{вых}$. Примером такого тормоза может служить конструкция, показанная на рис. 2, которая представляет собой простейший фрикцион с постоянным моментом сил трения. Необходимо подчеркнуть, что сила сцепления $F_{сц}$ ленты должна быть обязательно больше создаваемой тормозом силы F_T . В противном случае лента будет проскальзывать по барабану, и, следовательно, необходимо соблюдать условие $F_T = \gamma F_{сц}$, где γ – коэффициент запаса ($\gamma < 1$).

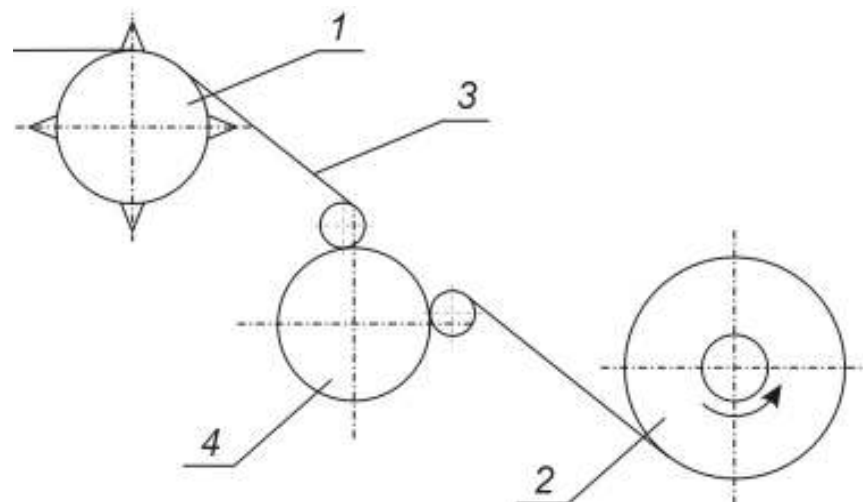


Рис. 1

Нетрудно видеть, что натяжение ленты на зубчатом барабане $T_{вх}$ в этом случае будет на величину F_T меньше, чем натяжение наматываемой в рулон ветви $T_{вых}$ (рис. 3), и, следовательно, будет по форме повторять характеристику наматывателя.

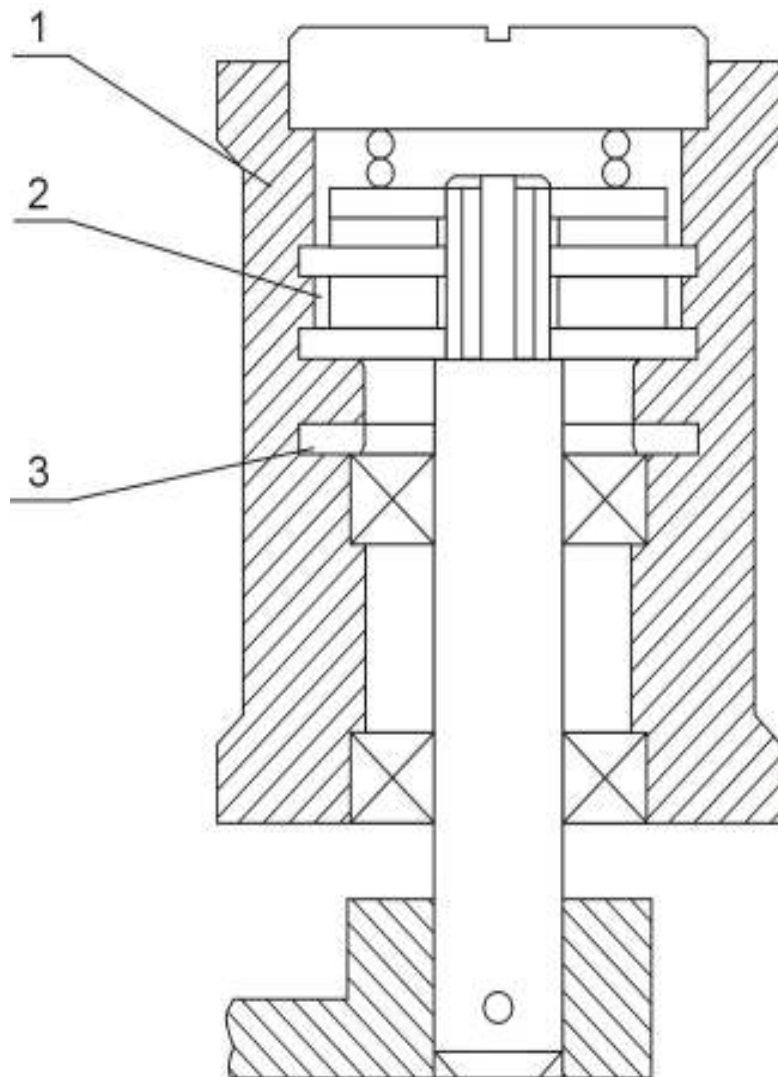


Рис. 2

Б) Делитель натяжения ленты, в котором тормозное устройство F_T зависит от выходного натяжения, т.е. от натяжения наматываемой ветви киноленты. Схема такого устройства показана на рис. 4. Тормозной барабан 1 установлен на рычаге 2, который в небольших пределах может покачиваться вокруг оси О. Барабан снабжён цилиндрическим ободом 3, жёстко связанным с ним. Этот обод упирается в тормозную колодку 4, имеющую возможность покачиваться вокруг оси О, жёстко посаженной на корпус аппарата. Колодка 4 расположена таким образом, что по нормали к трущейся поверхности направлен вектор выходного натяжения ленты, а рычаг 2 перпендикулярен вектору $T_{вых}$.

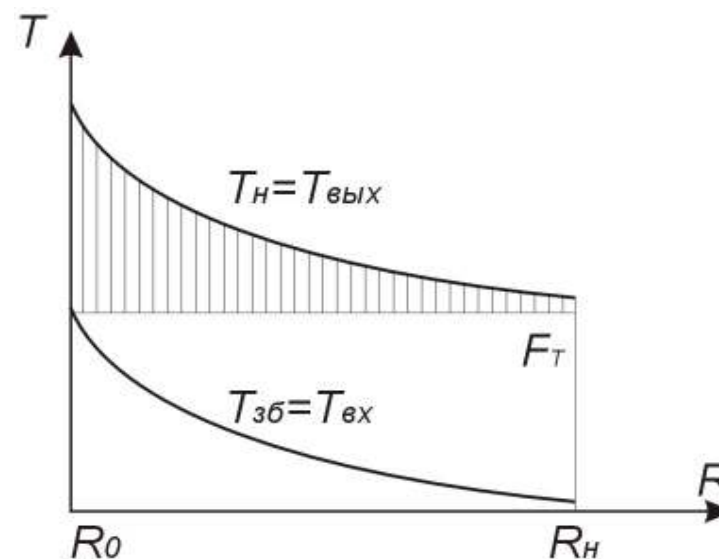


Рис. 3

Тогда усилие торможения определится следующим образом [2, 3]:

$$F_T = T_{\text{вых}} \frac{\rho_T}{\rho_6} \mu_1,$$

(2)

где ρ_6 - радиус барабана, огибаемого лентой;

ρ_T - радиус диска 3, контактирующего с тормозной колодкой.

В дальнейшем будем называть его тормозным диском;

μ_1 - коэффициент трения между диском 3 и колодкой 4.

Соотношение между $T_{\text{вх}}$ и $T_{\text{вых}}$ можно увидеть на рис. 5.

Данная схема даёт возможность несколько уменьшить крутизну кривой $T_{\text{вх}}(R)$ по сравнению с крутизной характеристики намотывателя $T_{\text{вых}}(R)$.

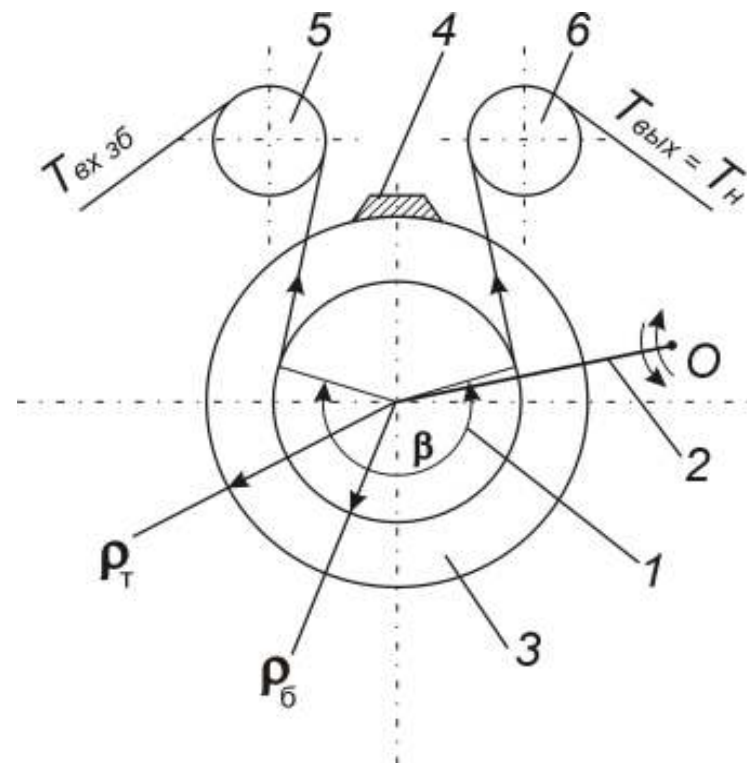


Рис. 4

Разновидностью такого варианта ДНЛ является схема, показанная на рис. 6 (назовём его Па). Отличие её от предыдущей заключается в том, что рычаг 2, на котором укреплен тормозной барабан 1 с диском 3, снабжён пружиной 5. При этом должны соблюдаться следующие соотношения [3]:

$$\mu_1 \frac{\rho_T}{\rho_6} = 1;$$

(3)

$$T_{\text{вых}_{\min}} > \frac{a}{b} P,$$

(4)
где P – усилие пружины; a и b – плечи рычага (см. рис. 6).
При этом натяжение входной ветви $T_{\text{вх}}$ будет определяться параметрами рычага и пружины и не зависеть от $T_{\text{вых}}$ (рис. 7):

$$T_{\text{вх}} = P \frac{a}{b}.$$

(5)

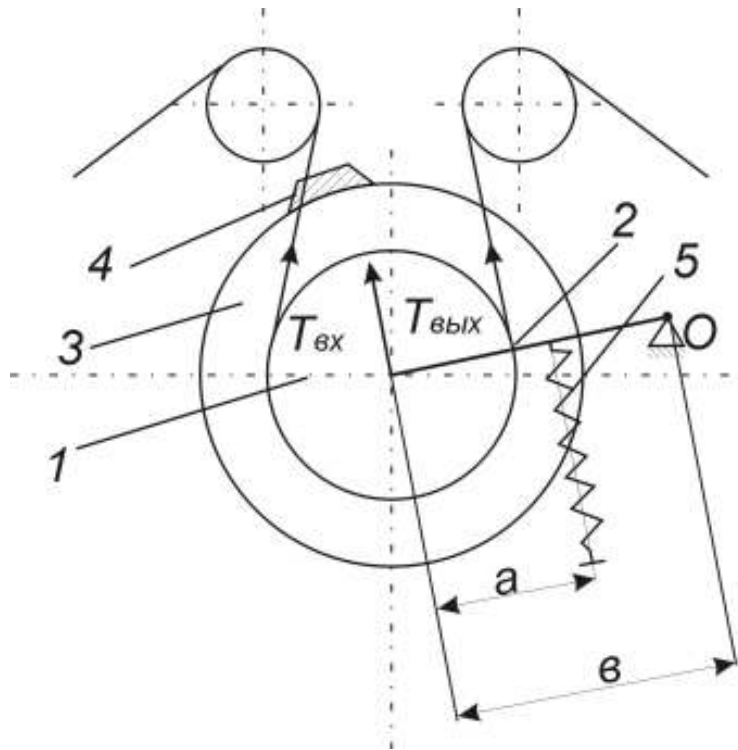


Рис. 6

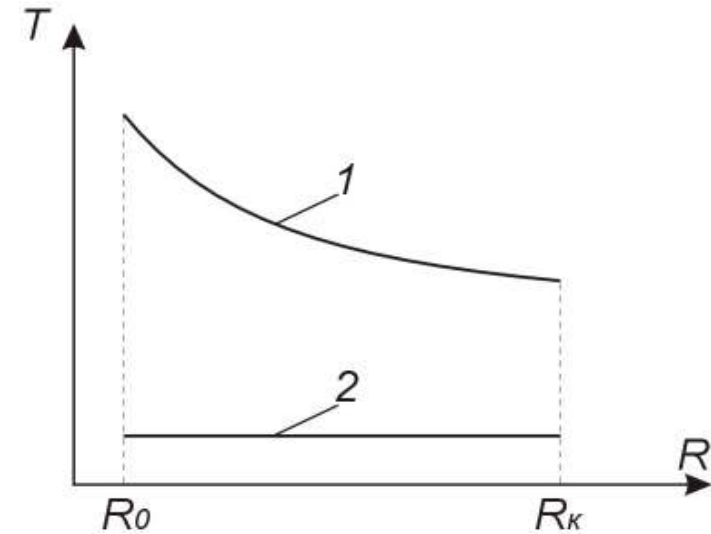


Рис. 7

В) Делитель натяжения ленты, в котором величина F_T уменьшается с возрастанием выходного натяжения.

Схема такого ДНЛ показана на рис. 8 и отличается от схемы на рис. 6 тем, что тормозная колодка 4 в данном случае расположена таким образом, что усилие $T_{\text{вых}}$ пытается как бы оторвать тормозной диск 3 от колодки 4, противодействуя усилию пружины 5. Усилие торможения F_T определяется в данном случае по формуле [3]:

$$F_T = (F_{\text{пр}} - T_{\text{вых}}) \mu_1 \frac{\rho_T}{\rho_6}.$$

(6)

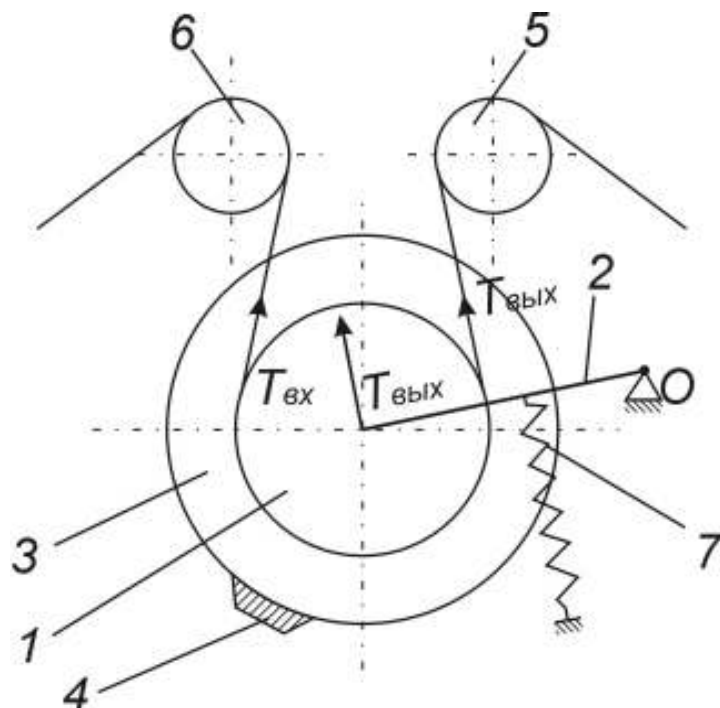


Рис. 8

Законы изменения $T_{вх}(R)$ и $T_{вых}(R)$ в этом случае выглядят так, как это показано на рис. 9. Например, при убывающих значениях $T_{вых}(R)$ натяжение входной ветви ленты $T_{вх}(R)$ возрастает, хотя по значению и является меньшим, чем натяжение наматываемой ленты. Исходя из вышесказанного, можно сделать следующие заключения: ДНЛ I группы целесообразно применять в тех случаях, когда характеристика наматывателя имеет характеристический коэффициент N , близкий к единице, например, с фрикционными наматывателями типа I-ПА. В противном случае будет наблюдаться перепад натяжений ветви ленты, сбегаящей с зубчатого барабана в процессе формирования рулона, а,

следовательно, возможен неравномерный износ перфораций транспортируемой ленты.

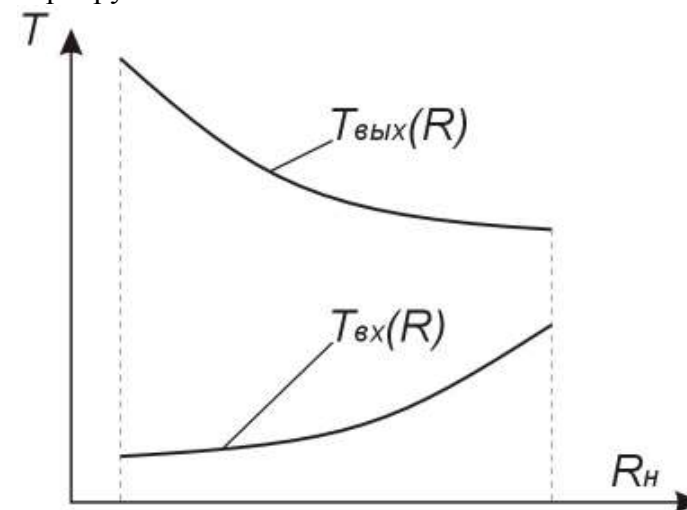


Рис. 9

ДНЛ II группы и особенно Па целесообразно применять в сочетании с наматывателями, характеристика которых является убывающей, например, фрикционные наматыватели типа ПС, наматывающие электродвигатели с мягкой характеристикой. В этом случае перепад натяжения $T_{вх}$ на зубчатом барабане будет либо минимальным (II группа ДНЛ), либо вовсе отсутствовать (ДНЛ типа Па).

ДНЛ III группы целесообразно использовать в механизмах транспортирования ленты, где отсутствуют зубчатые барабаны, для избежания проскальзывания витков как в наматываемом, так и в разматываемом рулонах. К таким МТЛ относятся перематыватели и МТЛ для неперфорированных носителей.

Необходимо отметить, что в некоторых случаях может быть недостаточно использования одного тормозного барабана для обеспечения необходимого перепада натяжения $T_{вых} / T_{вх}$, который мы назовём коэффициентом эффективности ДНЛ – τ . В этом случае можно использовать так называемые двухкаскадные ДНЛ, т.е. сочетание двух тормозных барабанов (рис. 10), причём один из барабанов может быть II или III группы, а дополнительный – для простоты – I группы, т.е. с постоянным усилием.

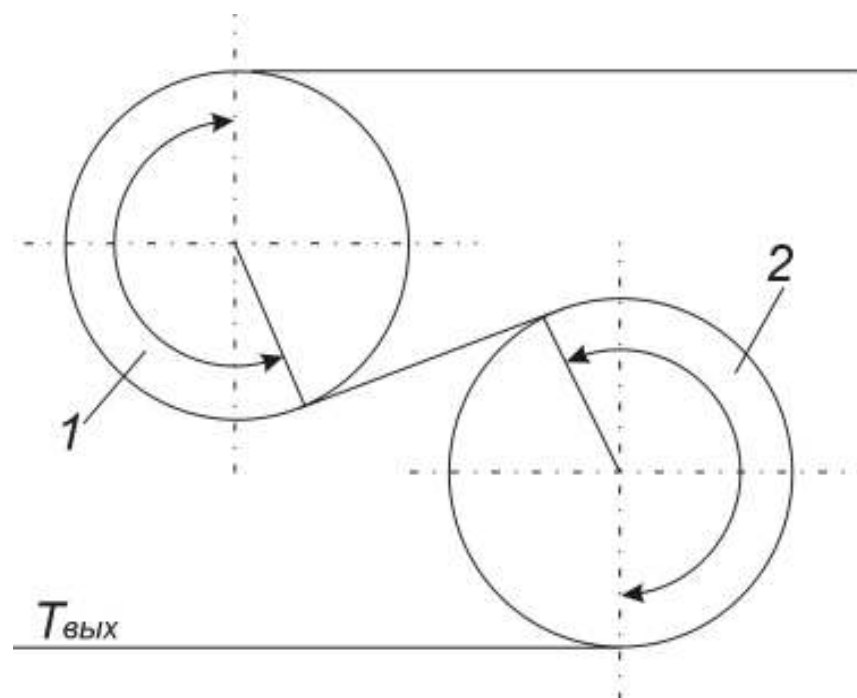


Рис. 10

2. Методика расчёта делителей натяжения ленты

Покажем методику расчёта ДНЛ различного типа на конкретных примерах.

2.1. Расчёт ДНЛ I группы

Как было показано в п. 1, ДНЛ такого типа целесообразно использовать в сочетании с фрикционными наматывателями типа I-ПА. Допустим, необходимое для формирования плотного рулона натяжение $T_{вых}(R)$ равно 10Н. Предположим, что наматыватель типа I-ПА спроектирован таким образом, что $T_{нач} = T_{кон} = 10Н$. Зададимся величиной натяжения входной ветви $T_{вх} = 3Н$ (не более 4Н).

1. Определим необходимое усилие торможения F_T :

$$F_T = F_{вых} - F_{вх}, \text{ т.е. } F_T = 10 - 3 = 7Н.$$

2. Определим необходимый постоянный момент трения на валу тормозного барабана:

$$M_T = F_T \cdot \rho_\delta,$$

где ρ_δ - радиус опорных поясков барабана, огибаемого лентой.

Пусть $\rho_\delta = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$.

Тогда $M_T = 7 \cdot 0,02 = 0,14 \text{ Н/м}$.

3. Известным способом рассчитаем фрикцион, т.е. радиусы трущихся дисков и усилие пружины (см. рис. 2):

$$M_T = F \cdot \frac{2}{3} \cdot \mu k \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2},$$

(7)

где F – усилие пружины;

k – количество трущихся поверхностей;

μ – коэффициент трения между дисками фрикциона;

R и r – наружный и внутренний радиусы дисков фрикциона.

4. Обеспечим отсутствие проскальзывания ленты по опорным поясам тормозного барабана, т.е. условие $F_T = \gamma F_{сц}$, где γ – коэффициент запаса ($\gamma < 1$).

Возьмём $\zeta = 0,9$.

Определим необходимую силу сцепления F_{cy} между лентой и барабаном:

$$F_{cy} = \frac{F_T}{\gamma};$$

$$F_{cy} = \frac{7}{0,9} = 7,8H.$$

5. Найдём необходимый угол охвата лентой барабана для обеспечения требуемой силы сцепления F_{cy} :

$$F_{cy} = T_{ex}(e^{\mu\beta} - 1).$$

Исходя из этого выражения

$$\beta = \frac{\ln \frac{F_T}{T_{ex}} + 1}{\mu},$$

(8)

где β – угол охвата лентой барабана;

μ – коэффициент трения между лентой и опорными поясками барабана. Если опорные пояски выполнены из полиуретана, то $\mu = 4$.

Тогда $\beta = \ln(7/3 + 1) / 0,4 = 4,6$ рад = 264° .

При проектировании схемы движения ленты необходимо обеспечить этот угол, применяя продольно-направляющие ролики. Если бы оказалось, что $\beta > 270^\circ$, что трудно реализовать, усилие F_T можно было бы распределить между двумя тормозными барабанами, т.е. применить двухкаскадный ДНЛ.

2.2. Расчёт ДНЛ II группы (см. рис. 4)

Как было сказано выше, подобный тип ДНЛ целесообразно применять с намотывателями, обладающими убывающей характеристикой, но при этом не очень большим характеристическим коэффициентом N . Допустим, необходимо рассчитать ДНЛ для намотывателя со следующими параметрами:

начальное натяжение ленты $T_{нач} = 16H$;

конечное натяжение ленты $T_{кон} = 10H$;

$N = 1,6$;

максимально возможное натяжение входной ветви $T_{ex.нач} = 4H$.

$$\tau = \frac{T_{вых}}{T_{ex}}.$$

1. Определим коэффициент эффективности ДНЛ:

2. Определим значение $T_{к.вх}$.

Так как задано $T_{вых.нач} = T_{вых.мах}$ и $T_{ex.мах}$, найдём необходимое значение τ :

$$\tau = \frac{T_{вых}}{T_{ex}} = \frac{T_{вых.нач}}{T_{ex.нач}};$$

$$\tau = \frac{16}{4} = 4.$$

Тогда $T_{к.вх} = T_{к.вых} / \tau$;

$$T_{к.вх} = 10 / 4 = 2,5H.$$

3. Для данного типа ДНЛ

$$T_{ex} = T_{вых} \left(1 - \mu \frac{\rho_T}{\rho_0} \right).$$

(9)

Тогда

$$\tau = \frac{1}{1 - \mu_1 \frac{\rho_T}{\rho_6}}.$$

(10)

Из выражения (10), зная необходимое значение τ , задавшись ρ_6 и коэффициентом трения μ_1 , можно получить необходимое для обеспечения нужного перепада натяжений значение ρ_T .

Для материала колодки удобно выбрать текстолит, а тормозной диск выполнить из стали. Тогда коэффициент трения между ними $\mu_1 = 0,3$. Зададимся из конструктивных соображений величиной $\rho_6 = 0,015$ м.

Подставив известные нам значения в выражение (10), найдём необходимое ρ_T :

$$\rho_T = \frac{\tau - 1}{\tau} \cdot \frac{\rho_6}{\mu_1},$$

$$\rho_T = \frac{4 - 1}{4} \cdot \frac{0,015}{0,3} = 0,0375 \text{ м.}$$

Обеспечим отсутствие проскальзывания ленты по тормозному барабану. Из выражений (1) и (2), определяющих силу сцепления ленты с барабаном $F_{сц}$ и усилие торможения F_T , найдём условия, при которых лента не будет проскальзывать по барабану:

$$F_T \leq F_{сц};$$

$$T_{\text{вых}} \frac{\rho_T}{\rho_6} \mu_1 = \gamma T_{\text{вых}} \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}}.$$

Если обозначить $\mu_1 (\rho_T / \rho_6) = a$, то получим следующее соотношение, определяющее угол охвата лентой барабана:

$$\beta = \frac{\ln \frac{\gamma}{\gamma - a}}{\mu}.$$

(11)

Как видно из выражения (11), в данном случае необходимо выполнить условие $\gamma - a > 0$, т.е.

$$\gamma - \frac{\rho_T}{\rho_6} \cdot \mu_1 > 0.$$

(12)

Подставив полученные значения в выражения (11) и (12), получим:

$$\gamma = 0,9;$$

$$\rho_T = 0,0375 \text{ м;}$$

$$\rho_6 = 0,015 \text{ м;}$$

$$\mu_1 = 0,3;$$

$$0,9 - (0,0375 / 0,015) \cdot 0,3 = 0,15.$$

Коэффициент трения μ выберем, как и в предыдущем варианте, полагая, что опорные пояски барабана выполнены из полиуретана. Тогда $\mu = 0,4 \div 0,6$. Возьмём $\mu = 0,4$.

$$\beta = \frac{\ln \frac{0,9}{0,15}}{0,4} = 4,47 \text{ рад} = 256^\circ.$$

2.3. Расчёт ДНЛ группы Па (см. рис. 6)

Исходные данные возьмём те же, что и для варианта 2.2. Но $T_{\text{ex}} = 4 \text{ Н} = \text{const.}$

1. Определим требуемый радиус тормозного диска 3 из выражения (3):

$$\rho_T = \frac{\rho_{\bar{o}}}{\mu_1},$$

где $\rho_{\bar{o}}$ - радиус барабана 1;

μ_1 - коэффициент трения колодки 4 о диск 3.

Зададимся $\mu_1 = 0,3$ (диск стальной, колодка текстолитовая).

Из конструктивных соображений зададимся величиной

$\rho_{\bar{o}} = 0,015 \text{ м.}$

Тогда $\rho_T = 0,015 / 0,3 = 0,05 \text{ м.}$

2. Определим необходимую величину усилия пружины 5:

$$P = \frac{T_{\text{ex}} \cdot b}{a},$$

где a и b - плечи рычага (см. рис. 6).

Зададимся величинами a и b . Например, $a = 0,06 \text{ м; } b = 0,1 \text{ м.}$

Тогда $P = (4 \cdot 0,1) / 0,6 = 6,7 \text{ Н.}$

Известным способом рассчитаем пружину.

3. Проверим условие (4) :

$$T_{\text{вых min}} > (a / b) \cdot P;$$

$$T_{\text{вых min}} = T_{\kappa} = 10 \text{ Н;}$$

$$(a / b) \cdot P = T_{\text{ex}} = 4 \text{ Н.}$$

Таким образом, при работе данного устройства не будет отрыва диска 3 от колодки 4, и, следовательно, ДНЛ будет всё время находиться в рабочем состоянии.

4. Определим максимальный коэффициент эффективности ДНЛ τ_{max} :

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T_{\text{вых max}}}{T_{\text{ex}}};$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{16}{4} = 4.$$

Отметим, что τ такого ДНЛ не является постоянной величиной :

$$\tau_{\text{min}} = \frac{T_{\text{вых}}}{T_{\text{ex}}} = \frac{T_{\kappa}}{T_{3.б.}};$$

$$\tau = \frac{10}{4} = 2,5.$$

5. Определим условие отсутствия проскальзывания витков ленты по барабану.

В данной схеме оно будет выглядеть так:

$$\mu_1 (T_{\text{вых max}} - T_{\text{ex}}) \frac{\rho_T}{\rho_{\bar{o}}} \leq \gamma \frac{a}{b} P (e^{\mu\beta} - 1)$$

Или, учитывая, что $\mu_1 (\rho_T / \rho_{\bar{o}}) = 1$,

$$T_{\text{вых max}} - T_{\text{ex}} = \gamma \frac{a}{b} P (e^{\mu\beta} - 1).$$

Задавшись, как и в предыдущих случаях, $\gamma = 0,9$ и $\mu = 0,4$ (опорные пояски барабана 2 выполнены из полиуретана), получим:

$$16 - 4 = 0,9 \cdot 4 (e^{\mu\beta} - 1) \quad \text{или} \quad \beta = \ln 4,3 / 0,4 = 3,64 \text{ рад} = 209^\circ.$$

Обеспечив данный угол охвата лентой барабана 1, достигаем отсутствия проскальзывания витков ленты по барабану.

ДНЛ III группы целесообразно применять в киноаппаратуре, где эксплуатируются связанные посредством ленты подающий и принимающий рулоны – например, в перематывателях, звукомонтажных столах и т.д. – с целью согласования требований к тормозному и наматывающему устройствам. В аппаратах, использующих традиционную схему транспортирования "задерживающий зубчатый барабан - наматыватель", их применение не рекомендуется, так как при уменьшении натяжения наматываемой ветви $T_{вых}$ (т.е. при убывающей характеристике наматывателя) натяжение ветви ленты, сбегаящей с зубчатого барабана $T_{вх}$, будет возрастать (см. рис. 9), что, как было сказано выше, нежелательно. Поэтому методика расчёта такого ДНЛ в рамках данного издания не рассматривается. Литература по этому вопросу [1,2] позволяет достаточно просто осуществить расчёт данного ДНЛ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мелик-Степанян А.М. Усилитель натяжения как средство оптимизации характеристик наматывания и перематывания кинолент//Техника кино и телевидения. -1983.-№6.-С.24-28.
2. Мелик-Степанян А.М. Методика расчета усилителей натяжения киноленты//Техника кино и телевидения. -1984.-№10.-С.4-10.
3. Трубникова Т.А. Усилитель натяжения ленты для кинопроектора. Сборник трудов ЛИКИ. "Тенденции и перспективы развития отечественной кинотехники". -Л.: изд. ЛИКИ, 1985.