

Системы управления натяжением ленты в рулонных печатных машинах

Ю.В. Щербина,
к.т.н., доцент кафедры АПП

Введение

Современные рулонные печатные машины (РПМ) представляет собой сложные технологические агрегаты, обеспечивающие изготовление многокрасочных оттисков с наиболее высокой производительностью и требуемого качества.

Лентопитающие устройства (ЛПУ) обеспечивают разматывание рулона и подачу в машину предварительно натянутой ленты. Очевидно, сила натяжения ленты должна быть достаточной для того, чтобы не допустить ее провисания при движении по узлам печатной машины. Однако натяжение ленты не должно быть слишком велико, иначе резко повышается вероятность ее обрыва. Ситуация усложняется тем, что в лентопитающем устройстве обычно возникают периодические колебания натяжения, обусловленные дефектами геометрической формы рулона, такими как его эксцентриситет, овальность, перекося оси вращения и др. При этом возникают вынужденные колебания натяжения, частота которых кратна угловой частоте вращения рулона. Наряду с этим в ЛПУ присутствуют высокочастотные колебания натяжения, период которых зависит от ее динамических характеристик (массы рулона, длины участка ленты, толщины бумаги и др.). Для подавления этих колебаний используется стабилизатор, который обеспечивает дополнительное подавление высокочастотной помехи. Дополнительное влияние на работу ЛПУ оказывает контур регулирования натяжения, который с помощью рулонного тормоза воздействует на рулон, обеспечивая стабилизацию натяжения на требуемом уровне за счет изменения тормозного момента. Таким образом, в целом лентопитающее устройство имеет сложную многоконтурную динамическую структуру, свойства которой в значительной мере определяют стабильность процесса натяжения лен-

ты перед подачей ее в РПМ. Следует отметить, что эта система управления натяжением является нелинейной и нестационарной. Поэтому актуальными являются задачи ее исследования, как с помощью линеаризованных математических моделей, так и их сравнение с результатами расчета исходных нелинейных и нестационарных систем. Результатами этих исследований могут явиться рекомендации по совершенствованию конструкции ЛПУ, наладке амортизирующих элементов, совершенствованию алгоритмов работы управляющего устройства и др.

Основы теории лентопитающих устройств были заложены В.Т. Бушуновым и Б.В. Куликовым. В работе [1] Б.В. Куликов рассмотрел вопросы динамики лентопитающих устройств рулонных машин высокой печати. Он провел динамические расчеты рулонных зарядок, рассмотрел основные источники появления вынужденных колебаний ленты из-за эксцентриситета, овальности и перекоса осей рулона. В.Т. Бушунов в монографии [2] описал уравнение идеального рулона, исследовал его статические и динамические свойства, а также описал уравнения его работы с учетом эксцентриситета. Следует отметить, что системы управления натяжением ленточного материала все еще недостаточно исследованы с точки зрения полноты решаемой задачи. Решения их уравнений часто не доводятся до расчета переходных характеристик. Это касается не только систем управления натяжением в рулонных печатных машинах, но и других подобных систем, например, используемых в текстильной, электротехнической или бумагоделательной промышленности. Это обстоятельство можно объяснить достаточно сложной многоконтурной архитектурой таких систем, их нестационарными свойствами и существенной нелинейностью. Поэтому является актуальной задача исследования систем управления натяжением с помощью вычислительной техники, как на линеаризованных, так и нестационарных, нелинейных моделях. Наличие таких моделей позволило бы успешно решать дополнительные задачи управления натяжением ленты, например, при разгоне или торможении печатной машины, а также при замене рулона системой автоматической склейки.

За рубежом вопросами совершенствования динамики лентопитающих устройств занимаются как ведущие производители рулонных печатных машин («Хейдельберг», «Ман-Роланд», «КВА»), так и разработчики специализированных технических средств автоматизации и управления («Монталво корпорейшн», «Уорнер Электрик», «Эрхард+Леймер» и др.). Среди зарубежных научных центров следует отметить Оклахомский государственный университет (США), в стенах которого регулярно каждые два года проводятся международные конференции по динамике лентопитающих устройств, а также исследовательскую лабораторию «Метсо пейпа корпорейшн» (Финляндия), занимающуюся изучением вопросов обработки рулонных материалов, как в бумаго-

делательной промышленности, так и в полиграфическом производстве. Здесь следует отметить работы таких ученых, как Б. Балтер [5, 6], К. Лин [7], У. Волферман [8], Ф. Парант, М. Парола, Т. Кальюнен, Г. Линна [9–11] и др.

1. Структура и основные компоненты лентопитающих устройств

Систему проводки ленты в рулонной печатной машине целесообразно разбить на четыре функциональные зоны: размотки рулона, стабилизации натяжения, печати, а также, послепечатной обработки (намотки рулона или фальцовки). На рис. 1 показан принцип разбиения лентопроводной системы на такие зоны. На первом участке система автоматического регулирования натяжения размотки обеспечивает изменение скорости разматывания рулона V_p , за счет тормозного момента M_T , создаваемого тормозной муфтой.

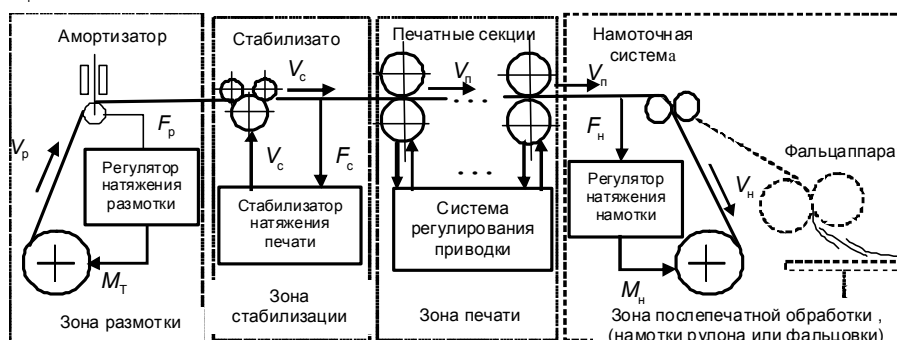


Рис. 1. Функциональные зоны проводки ленты в рулонной печатной машине

Сила натяжения F_p ленты зависит от разности скоростей размотки рулона и стабилизатора. В силу различных обстоятельств (эксцентриситета или овальности рулона, наличия люфтов в устройстве крепления, перекоса оси вращения рулона и др.) линейная скорость разматывания рулона содержит периодическую составляющую. В результате возникают колебания натяжения, амплитуда которых может составлять 20–25% от заданной величины натяжения, а их частота равна (или кратна) частоте вращения рулона $\omega_p = V_p/\rho$. Эти колебания являются вынужденными. Для их сглаживания используются амортизаторы бумажной ленты, которые представляют собой упруго-вязкие (пружинно-масляный амортизатор) или вязкие (масляный амортизатор с плавающим валиком) механические системы. Наличие амортизатора позволяет использовать для измерения усилия размотки различные преобразователи линейных или угловых перемещений. В качестве таких преобразователей используются реостатные датчики, сельсины, дифференциальные трансформаторы, шифраторы и т. д.

Для формирования тормозного момента M_T применяются различные электромеханические муфты: сухого трения, порошковые, магнитные, гистерезисные и др. Тормозной момент прикладывается либо к оси вращения (осевые тормоза), либо к поверхности (периферийные тормоза) разматываемого рулона. В последнем случае вместо тормозной муфты используется дифференциальный механизм, который плавно меняет скорость вращения тормозной ленты.

На втором участке осуществляется стабилизация процесса натяжения на заданном уровне F_c . Система стабилизации позволяет существенно снизить амплитуду вынужденных колебаний натяжения ленты, которые сформировались на участке размотки, а также разделить зоны размотки и печати. Процесс стабилизации может быть регулируемым или нерегулируемым. В нерегулируемой системе используется пассивный стабилизатор, который осуществляет принудительное движение бумаги с постоянной скоростью стабилизации $V_c = \text{const}$. При этом между зонами размотки и печати формируется дополнительный участок ленты, который осуществляет фильтрацию вынужденных колебаний натяжения ленты. В регулируемой системе используется автономный регулятор стабилизации, который корректирует усилие натяжения за счет изменения скорости $V_c(t)$ движения ленты в стабилизаторе. В зоне стабилизации амортизатор, как правило, отсутствует. По этой причине в ней для измерения натяжения ленты применяются электромеханические преобразователи с незначительным перемещением чувствительного элемента, например: различные измерители деформации, тензодатчики, пневматические датчики с силовой компенсацией, дистанционные измерители натяжения по частоте поперечных колебаний и другие приборы. В системах автоматической стабилизации в качестве исполнительного устройства применяются всевозможные дифференциалы (или вариаторы скоростей), которые позволяют скорректировать скорость движения ленты V_c в стабилизирующей бумаговедущей паре.

На участке печати натяжение не регулируется, так как печатание должно осуществляться при постоянном натяжении и неизменных скоростях движения ленты через печатные аппараты рулонных машин. В силу различных причин, в том числе из-за изменения вязкоупругих свойств ленты при нанесении краски и увлажняющего раствора, натяжение ленты и ее деформация могут существенно меняться. Этот процесс можно контролировать с помощью специальных датчиков. Однако регулирование натяжения в зоне печати не производится. В этой зоне управление положением ленты относительно формных цилиндров осуществляется специальной системой управления приводкой красок. Данная система анализирует положение напечатанных на полотне контрольных меток и формирует сигналы управления осевой, окружной и диагональной приводкой.

На выходе печатной машины могут производиться дополнительные операции: сушка оттисков, нормализация полотна после сушки, нанесение противоотмарывающих веществ и др. Эти операции приводят к изменению упругих свойств бумаги, а, следовательно, и к изменению натяжения ленты. В флексографских печатных машинах лента с напечатанными оттисками часто обратно сматывается в рулон. Очевидно, что процесс намотки ленты должен также производиться при ее постоянном натяжении. Для управления процессом намотки, как правило, используются двигатели, которые по известной скорости движения ленты V_n или по величине натяжения F_n формируют с помощью двигателя управляющий момент M_n , обеспечивающий работу данной системы.

В рулонных печатных машинах используются различные системы управления натяжением ленты, которые включают: рулон, участок бумажной ленты, амортизатор и контур управления. Системы управления натяжением ленты можно разделить на две основные группы: системы с торможением рулона с помощью тормозной муфты и системы с активным разгоном рулона с помощью электродвигателя. В системах первого типа заданное натяжение ленты $\varepsilon_0^{3д}(t)$ поддерживается за счет создания внешнего тормозного момента M_t^* , обеспечивающего необходимую разность скоростей $V_1 - V_p^*$. В системах второго типа обеспечивается активное управление скоростью разматывания рулона V_p^* , которое формирует такую разность скоростей $V_1 - V_p^*$, при которой натяжение ленты равно заданному натяжению $\varepsilon_0^{3д}(t)$.

Следует отметить, что в рулонном печатном оборудовании чаще всего используются системы управления натяжением с торможением рулона. Системы с разгоном рулона имеют более высокую стоимость и весьма сложны. Поэтому они применяются гораздо реже. В дальнейшем мы будем рассматривать системы управления натяжением ленты с торможением рулона.

На рис. 2 представлена классификация систем автоматического управления натяжением ленты.

Системы управления натяжением различаются:

- по типу используемого амортизатора (с угловым или линейным перемещением штанги; с пружиной, масляным или пневматическим демпфером, без пружины с плавающим валиком и т. д.);
- по типу используемого датчика силы натяжения ленты (с контактным или бесконтактным датчиком положения штанги амортизатора, тензодатчиком и др.);

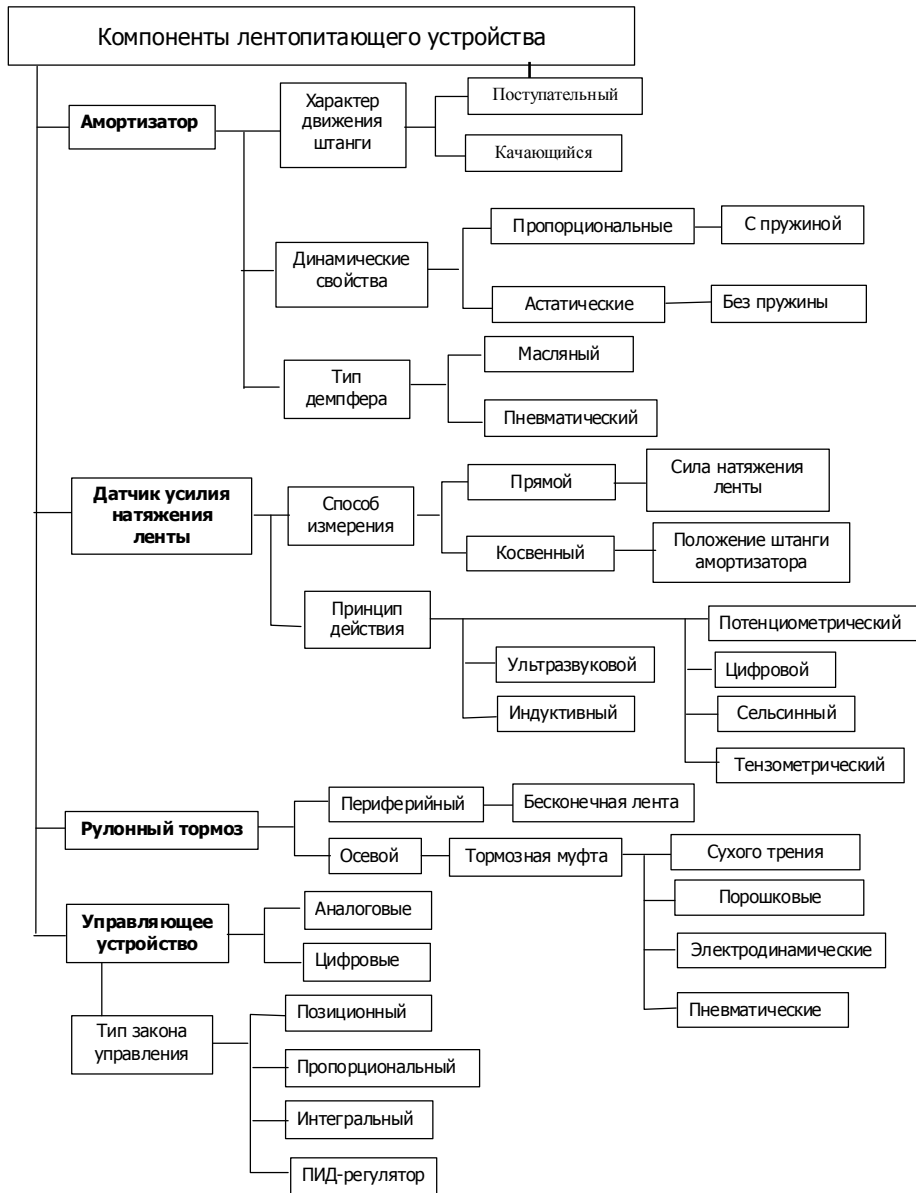


Рис. 2. Классификация систем автоматического управления натяжением бумажного полотна

- по типу управляющего устройства (с пропорциональным законом управления – статические или с интегральным законом управления – астатические);
- по типу рулонного тормоза: с осевым тормозом (муфтой сухого трения, порошковой или электродинамической муфтой, двигателем постоянного тока) и периферийным тормозом (бесконечной тормозной лентой).

На рис. 3 показана структурная схема контура управления натяжением с торможением рулона, включающая рулон, участок бумажной ленты между рулоном и первой бумаговедущей парой, амортизатор колебаний натяжения ленты и рулонный тормоз. Элементы данной системы связаны между собой следующими переменными: ε_0 – относительное удлинение участка бумажной ленты, вследствие его упругой деформации; α – угол поворота штанги амортизатора; ρ – текущий радиус рулона; V_p – линейная скорость разматывания рулона; $V_1(t)$ – линейная скорость первой бумаговедущей пары; $\varepsilon_{зд}(t)$ – заданное натяжение ленты; M_T – тормозной момент управляющего устройства.

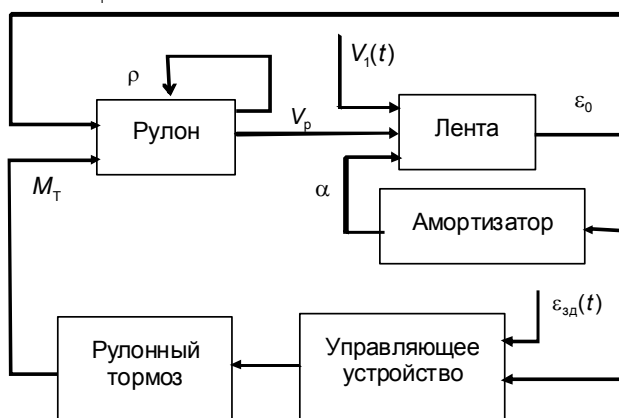


Рис. 3. Структурная схема системы управления натяжением ленты с торможением рулона

Видно, что система управления натяжением включает три связанных контура. Первый контур содержит участок бумажной ленты и амортизатор, второй – рулон, участок ленты и амортизатор, а третий контур формируется за счет охвата элементов лентопитающей системы управляющим устройством и рулонным тормозом. В работах [2] рассмотрены вопросы механики разматывания рулона в установившемся режиме и показано, что идеальный рулон может быть представлен в виде цилиндра, радиус которого меняется по закону архимедовой спирали. При наличии эксцентриситета на выходе рулона возникают гармонические колебания натяжения, частота которых зависит от радиуса рулона и скорости печати.

2. Уравнения движения рулона и участка бумажной ленты

Рулон является двухканальным динамическим звеном. Динамические свойства идеального рулона могут быть определены из уравнения вращательного движения твердого тела:

$$\frac{d}{dt}(J_p \omega_p) = F_0 \cdot r - M_T. \quad (1)$$

Здесь $J_p = b\pi r^4 \gamma / 2$ переменный момент инерции рулона, относительно оси, проходящей через центр его; $\omega_p = V_p / r$ – угловая скорость вращения рулона; $F_0 = b\delta E_6 \varepsilon_0$ – сила натяжения ленты; b – ширина бумажной ленты; γ – объемная плотность бумаги; ρ – радиус идеального рулона; r – радиус вращения рулона (для идеального рулона $r = \rho$).

Запишем формулу относительного удлинения бумажной ленты:

$$\varepsilon_0 = \frac{L_0 - L_{0,0}}{L_{0,0}}. \quad (2)$$

Здесь L_0 – длина участка бумажной ленты между точкой разматывания рулона и первой бумаговедущей парой; $L_{0,0}$ – длина нерастянутой бумажной ленты на участке L_0 . Радиус идеального рулона описывается уравнением архимедовой спирали:

$$\rho(t) = \rho_0 - \frac{\delta}{2\pi} \cdot \varphi(t), \quad (3)$$

где ρ_0 – начальный радиус рулона; $\varphi(t)$ – закон изменения угла поворота рулона. После преобразования уравнений (1)–(3) можно получить следующую систему, характеризующую динамические свойства рулона в режиме размотки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi b \gamma \rho^2}{2} \frac{dV_p}{dt} - \frac{3b\gamma\delta}{4} V_p^2 = b\delta E_6 \cdot \varepsilon_0 - \frac{M_T}{\rho}; \\ \frac{d\rho}{dt} = -\frac{\delta}{2\pi} \cdot \frac{V_p}{\rho}. \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\rho}{dt} = -\frac{\delta}{2\pi} \cdot \frac{V_p}{\rho}. \end{array} \right. \quad (5)$$

Динамические свойства участка бумажной ленты описываются нелинейным уравнением

$$\frac{d\varepsilon_i}{dt} + \frac{V_{i-1}}{L_i} \varepsilon_i \approx \frac{1}{L_i} \left(V_i - V_{i-1} + \left(V_i + \frac{dL_i}{dt} \right) \cdot \varepsilon_{i-1} + \frac{dL_i}{dt} \right), \quad (6)$$

которое было получено проф. В.П. Митрофановым в работе [3]. Применим это уравнение к участку бумажной ленты между рулоном и первой бумаговедущей парой, положив: $L_i = L_0$, $V_{i-1} = V_p$, $V_i = V_1$, $\varepsilon_{i-1} = 0$. В результате получим дифференциальное уравнение

$$L_0 \frac{d\varepsilon_0}{dt} + V_p \varepsilon_0 = V_1 - V_p + \frac{dL_0}{dt}. \quad (7)$$

Здесь L_0 – длина участка бумажной ленты; dL_0/dt – скорость изменения длины участка бумажной ленты вследствие перемещения штанги амортизатора; V_1 – линейная скорость движения бумажной ленты в первой бумаговедущей паре.

3. Динамические свойства амортизаторов натяжения ленты

Для амортизатора целесообразно рассмотреть два основных уравнения, которые характеризуют динамические свойства пропорционального пружинного амортизатора с демпфером и интегрирующего астатического амортизатора с демпфером и плавающим валиком. На рис. 4 показана схема амортизатора с пружиной и масляным демпфером. На штанге данного элемента лентопитающей системы закреплена тяга масляного демпфера. Последний представляет собой заполненную жидкостью емкость, в которой перемещается поршень, соединенный с тягой. Скорость перетекания масла, из верхней части демпфера в его нижнюю часть зависит от положения регулируемого дросселя.

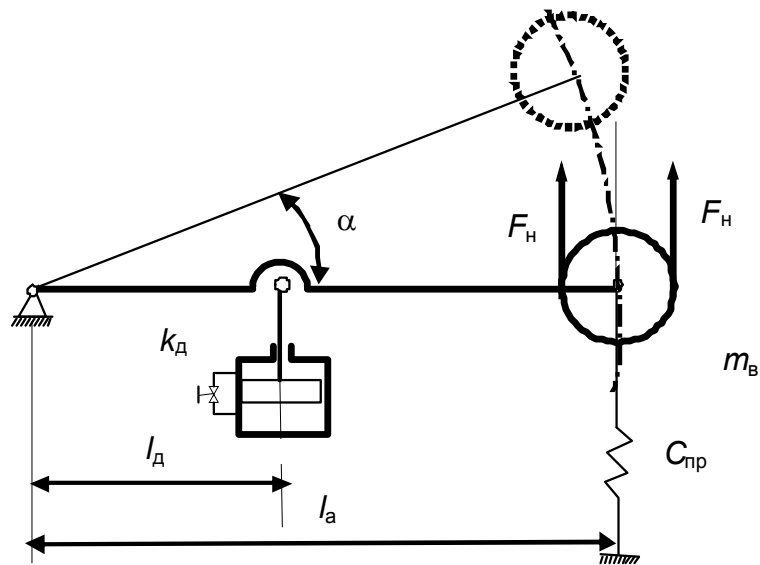


Рис. 4. Пружинно-масляный амортизатор с качающимся валиком

Коэффициент демпфирования k_d обратно пропорционален скорости перетекания масла. При полностью открытом дросселе коэффициент демпфирования минимален и поршень свободно перемещается. При полностью закрытом дросселе демпфер неподвижен и амортизатор не функционирует.

Уравнение качающегося пружинного амортизатора [3] с масляным или пневматическим демпфером имеет вид:

$$T_a^2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + 2\zeta_a T_a \frac{d\alpha}{dt} + \alpha = k_a \varepsilon_0. \quad (8)$$

Здесь α – угол поворота штанги амортизатора;

$$T_a = \sqrt{J_a / (C_{пр} l_a^2)} – \text{постоянная времени}; \quad (9)$$

$$\zeta_a = \frac{k_d l_a^2}{2l_a \sqrt{J_a C_{пр}}} – \text{степень демпфирования}; \quad (10)$$

$$k_a = \frac{2b\delta E_0}{C_{пр} l_a^2} – \text{коэффициент передачи}. \quad (11)$$

Данный амортизатор имеет следующие параметры: J_a – момент инерции, $C_{пр}$ – жесткость пружины, k_d – коэффициент демпфирования, l_a – длина штанги, l_d – расстояние от точки подвеса демпфера до оси вращения.

Пружинно-масляный амортизатор имеет передаточную функцию

$$W_a(p) = \frac{k_a}{T_a^2 p^2 + 2\zeta_a T_a p + 1}, \quad (12)$$

которая показывает, что угол поворота штанги пружинного амортизатора пропорционален входному параметру, т. е. относительному удлинению ленты.

Формула (12) может быть записана в следующем виде:

$$W_a(p) = \frac{k_a}{a_2 p^2 + a_1 p + 1}, \quad (13)$$

где постоянные коэффициенты a_1 и a_2 связаны с параметрами амортизатора следующими соотношениями:

$$a_2 = T_a^2 = J_a / (C_{пр} l_a^2), \quad (14)$$

$$a_1 = 2\zeta_a T_a = \frac{k_d l_a^2}{C_{пр} l_a^2}. \quad (15)$$

На рис. 5 показана переходная характеристика пружинно-масляного амортизатора [4], полученная при ступенчатом изменении относительного удлинения ленты на величину ε_0^* . Здесь $\alpha^* = k_a \varepsilon_0^*$ – номинальное значение угла поворота штанги амортизатора. Мы видим, что форма полученной переходной характеристики очень близка форме характеристики инерционного звена первого порядка, имеющего постоянную времени примерно 2 с. Так как между коэффициентами a_2 и a_1 выполняется соотношение $0,0062 \ll 2$, то коэффициентом a_2 можно пренебречь.

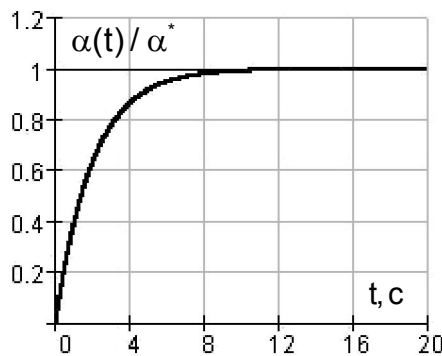


Рис. 5. Переходная характеристика пружинно-масляного амортизатора

В результате мы получаем приближенное выражение для передаточной функции амортизатора:

$$W_a(p) \approx \frac{k_a}{a_1 p + 1} \quad (16)$$

Таким образом, приближенно можно принять, что этот амортизатор имеет динамические свойства инерционного звена первого порядка. На рис. 6 и рис. 7 представлены логарифмические частотные характеристики рассматриваемого амортизатора.

Эти характеристики показывают, что данный амортизатор в диапазоне частот $\omega < 20$ рад/с имеет динамические свойства инерционного звена первого порядка (с постоянной времени $T_a^* \approx 2$ с). В качестве частного примера можно рассмотреть пружинный амортизатор малой массы, у которого масса валика достаточно мала, и по этой причине можно считать, что коэффициенты его передаточной функции примерно равны нулю, т. е. $a_2 \approx 0$ и $a_1 \approx 0$.

Амортизатор со свободно плавающим валиком не имеет пружины. В процессе работы такой валик поднимается (или опускается), если суммы моментов, действующих на него сил, не равны. Валик оста-

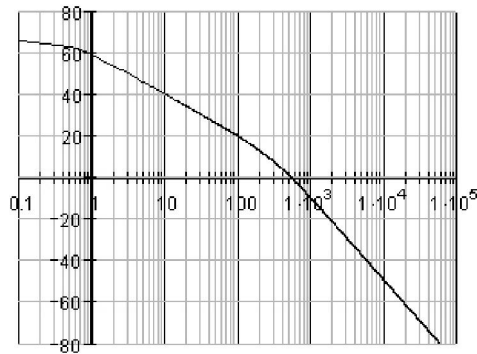


Рис. 6. ЛАЧХ пружинно-масляного амортизатора

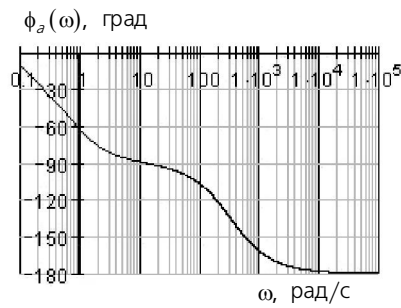


Рис. 7. ЛФЧХ пружинно-масляного амортизатора

навливается, если действие моменты сил натяжения и внешней нагрузки одинаковы. По этой причине такой амортизатор имеет интегрирующие свойства. На рис. 8 и 9 показаны два основных варианта нагружения свободно плавающего валика, (ПВ) либо с помощью груза (Г), перемещаемого по штанге, либо с помощью пневмоцилиндра (ПЦ). Последний способ широко используется в узкорулонных машинах офсетной и флексографской печати.

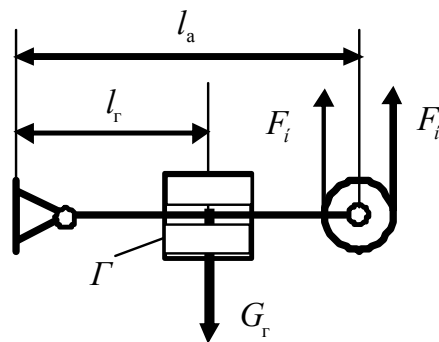


Рис. 8. Свободно плавающий валик с грузом

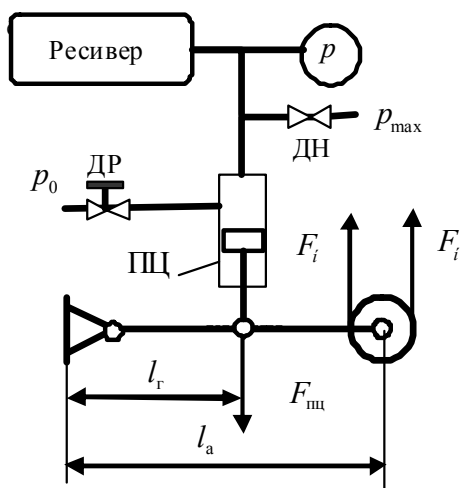


Рис. 9. Свободно плавающий валик с пневмоцилиндром

Установившийся режим работы амортизатора с грузом определяется соотношением $2F_{и} \cdot l_a - G_r \cdot l_r = 0$. Отсюда следует, что при номинальном натяжении 30 кгс масса груза должна быть достаточно велика. По этой причине такие амортизаторы обладают значительным моментом инерции и используются в системах управления полноформатными рулонными машинами. Заданное натяжение ленты в этих устройствах меняется за счет перемещения груза по штанге амортизатора.

В амортизаторе с пневмоцилиндром сила нагружения пропорциональна давлению воздуха p в рабочем пространстве ресивера, т. е. $F_{иц} = p \cdot S_{п}$, где $S_{п}$ — эффективная площадь поршня ПЦ. Величина рабочего давления p в ресивере устанавливается оператором с помощью регулируемого дросселя ДР, определяющего выход воздуха в окружающее пространство. Если этот дроссель закрыт, то в пневмоцилиндре устанавливается максимальное давление p_{max} , которое равно давлению питания пневмосети. При полностью открытом регулируемом дросселе в цилиндре устанавливается давление окружающей среды p_0 . Очевидно, что печатник имеет возможность установить рабочее давление p в следующих пределах $p_{max} > p > p_0$. Поскольку рабочая полость пневмоцилиндра представляет собой проточную камеру, то такой нагружающий элемент имеет инерционность. Уравнение проточной камеры имеет вид:

$$T_{иц} \frac{dp(t)}{dt} + p(t) = k_{p_{max}} \cdot p_{max} + k_{p_0} \cdot p_0. \quad (17)$$

Здесь $T_{иц}$ — постоянная времени пневмоцилиндра, которая пропорциональна объему его рабочей камеры; $k_{p_{max}}$ и k_{p_0} — коэффи-

циенты передачи по давлению питания p_{\max} и давлению окружающей среды p_0 , которые зависят от значений коэффициентов дросселирования регулируемого и нерегулируемого дросселей системы.

На рис. 10 показана схема амортизатора со свободно плавающим валиком. Данный амортизатор представляет собой качающуюся штангу, один конец которой закреплен шарниром в точке «О». На ней жестко закреплен валик, имеющий массу m_B и подвижный груз массой m_r . Масляный демпфер обеспечивает коэффициент демпфирования k_d .

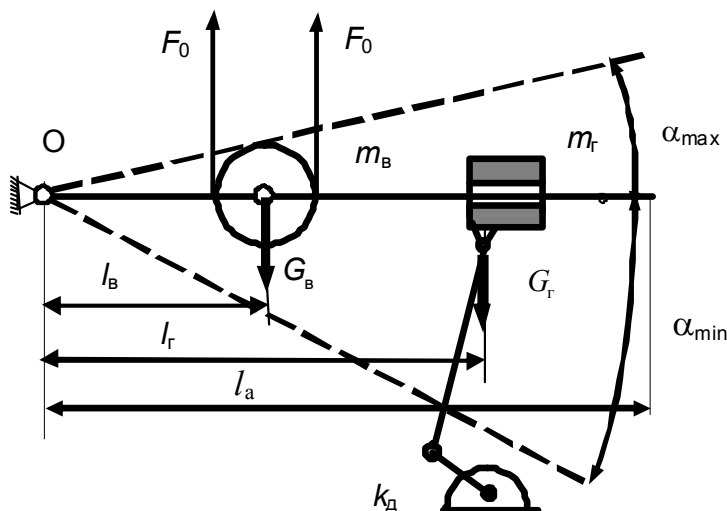


Рис. 10. Амортизатор со свободно плавающим валиком

Запишем дифференциальное уравнение перемещения штанги амортизатора:

$$J_a \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = 2F_0 l_B - G_B l_B - G_r l_r - k_d \frac{d\alpha}{dt} l_r. \quad (18)$$

Здесь J_a , кг·м² – момент инерции; α , град – угол поворота штанги амортизатора; $G_B = m_B g$, Н – сила веса валика; l_B , м – плечо валика относительно точки О; $G_r = m_r g$, Н – сила веса груза; l_r , м – плечо груза относительно точки О; l_a , м – длина штанги амортизатора; k_d , Н·с – коэффициент демпфирования; α_{\max} , рад – крайнее верхнее положение штанги амортизатора; α_{\min} – крайнее нижнее положение штанги амортизатора.

Выразим силу натяжения ленты F_0 через ее относительное удлинение ε_0 , т. е. $F_0 = b\delta E_0 \cdot \varepsilon_0$, где b , м – ширина бумажного полотна; δ , м – толщина ленты; E_0 , Н/м² – модуль упругости бумаги. После группировки однородных членов получает выражение:

$$a_2 \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + a_1 \frac{d\alpha}{dt} = \varepsilon_0 - \varepsilon_{зд}. \quad (19)$$

Здесь $a_2 = J_a / (2l_a b \delta E_0)$ – коэффициент передачи по ускорению; $a_1 = k_{дr} / (2l_a b \delta E_0)$ – коэффициент передачи по скорости; $\varepsilon_0^{зд} = (m_{в/в} + m_{r/l}) \cdot g / (2b \delta E_0 / v)$ – заданное значение относительного удлинения ленты.

На рис. 11 показана переходная характеристика амортизатора, рассчитанная при ступенчатом изменении относительного удлинения ленты на величину $\varepsilon_0^* = 7,174 \cdot 10^{-4}$. Видно, что в динамическом отношении данный амортизатор представляет собой инерционное интегрирующее звено с малой постоянной времени $T_a = a_1 / a_2 = 0,00212$ с и коэффициентом передачи $k_a = a_1 / a_2 = 45 \text{ с}^{-1}$.

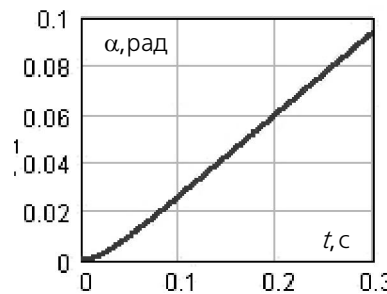


Рис. 11. Переходная характеристика амортизатора со свободно плавающим валиком

Очевидно, что масляный амортизатор с плавающим валиком имеет передаточную функцию:

$$W_a(p) = \frac{1}{a_2 p^2 + a_1 p} = \frac{1}{T_{a1} p (T_{a2} p + 1)}, \quad (20)$$

где $T_{a1} = a_2 / a_1$ – время интегрирования входного сигнала; $T_{a2} = a_1$ – его постоянная времени.

В общем случае амортизатор бумажной ленты имеет следующую передаточную функцию:

$$W_a(p) = \frac{k_a}{a_2 p^2 + a_1 p + a_0}. \quad (21)$$

Связь амортизатора с бумажной лентой характеризуется алгебраическим уравнением $\Delta L_0 = 2l_b \Delta \alpha$. В этом случае уравнение ленты (7) принимает вид:

$$L_0(\rho) \frac{d\varepsilon_0}{dt} + V_p \varepsilon_0 = V_1 - V_p - 2l_b \frac{d\alpha}{dt}. \quad (22)$$

Здесь $L_0(\rho) = L_0 - \Delta L_0(\rho)$ – переменная длина участка бумажной ленты между рулоном и первой бумаговедущей парой. Ее величина зависит от начальной длины пути ленты L_0 , когда штанга амортизатора находится в крайнем нижнем положении (при $\alpha = 0$), и от переменной длины $\Delta L_0(\rho)$, которая зависит от изменения радиуса рулона ρ ; V_1 – линейная скорость движения ленты в первой бумаговедущей паре.

Тормозной момент M_T формируется с помощью регулирующего органа, который представляет собой порошковую, электромагнитную муфту или муфту сухого трения. Величина тормозного момента пропорциональна углу поворота штанги амортизатора α и связана с ним соотношением:

$$M_T(\alpha) = M_T^{\max} \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_{\text{полн}}} \right), \quad (23)$$

где $\alpha_{\text{полн}} = \alpha_{\text{max}} + \alpha_{\text{min}}$ – полный угол поворота амортизатора; M_T^{\max} – максимальный тормозной момент, формируемый управляющим устройством в нижнем положении амортизатора (при α).

Выводы

1. Проанализирована общая функциональная схема лентопитающего устройства и основные технологические зоны проводки бумажного полотна.
2. Разработана классификация лентопитающих устройств с торможением рулона по их основным компонентам.
3. Рассмотрена структурная схема системы управления натяжением ленты с торможением рулона.
4. Описаны уравнения динамики рулона и участка бумажной ленты.
5. Исследованы динамические свойства пружинно-масляного амортизатора натяжения бумажной ленты и со свободно плавающим валиком.

Библиографический список

1. Куликов Б.В. Теория и экспериментальное исследование бумагопитающих устройств рулонных печатных машин : автореф. дис. ... кан. техн. наук / Б.В. Куликов. – М. : МПИ, 1952.
2. Бушунов В.Т. Печатные машины. Расчет и проектирование / В.Т. Бушунов. – М.-Л. : Машгиз, 1963. – 616 с.
3. Митрофанов В.П. Элементы теории и расчета рулонных печатных машин : учеб. пособие для вузов / В.П. Митрофанов. – М. : МПИ, 1984. – 80 с.

4. *Щербина Ю.В.* Динамические свойства процессов управления движением бумаги и краски в рулонных печатных машинах / Ю.В. Щербина. – М. : МГУП, 2003 . – 270 с.
5. *Boulter B.T.* A Novel Approach for On-Line Self-Tuning Strip Tension Regulation. Proceeding of 4th IEEE International Conference of Control Applications, pp 91–98, September, 1995.
6. *Boulter B.T., Fox H.W.* Advanced Dynamic Simulation. Reliance Electric Systems Engineering Training Course EQ108, 1995.
7. *Lin K.* A Computer-Based Analysis Program for Multi-Span Web Transport Systems, Oklahoma State University, 1994.
8. *Wolferman W.* Tension Control of Web / W. Wolferman. – A Review of Problems and Solutions in the Present and Future. Tab.15, Proceeding of the 3th IWHC (International Web Handling Conference), Oklahoma State University, June, 1995.
9. *Parant F.* Modeling of Web Tension in a Continuous Annealing Line / F. Parant, C. Coeffler, C. Lung. – Iron and Steel Engineer, pp. 46–49, November, 1992.
10. *Parola M.* Tension across the paper web – a new important property / Parola M., N. Beletski – Proceedings of the 27th EUCEPA Conference, October 11–14, 1999, Grenoble, France.
11. *Kaljunen T., Parola M. and Linna H.*, CD Profile Measurements and Paper runnability, XIV IMEKO World Congress, CD Symposium 97, Volume XB, 4–5 June, Tampere, Finland, pp 8–13, 1997.