

УДК 621.867.2

В.В. Дмитриева, С.В. Гершун

**АВТОМАТИЗАЦИЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ВЕЛИЧИНЫ
ТЯГОВОГО ФАКТОРА МАГИСТРАЛЬНОГО
ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА
С ДВУХДВИГАТЕЛЬНЫМ ПРИВОДОМ**

Рассмотрены системы управления движением ленточного конвейера с применением метода кусочно-линейной аппроксимации. Дана расчетная схема для конвейера с двухдвигательным головным приводом и натяжным устройством. Сделан вывод об удовлетворительной работе системы стабилизации тягового фактора ленточного конвейера.

Ключевые слова: двухдвигательный конвейер, пробуксовка, система стабилизации.

Семинар № 14

Повышение эффективности эксплуатации ленточного конвейера в большой степени связано со снижением износа движущегося полотна ленточного конвейера. При пуске и повышении скорости вращения приводных барабанов может возникать пробуксовка, которая увеличивает износ ленты и даже может привести к возгоранию при трении.

Известно, что эффект пробуксовки возникает, когда величина тягового фактора превышает значение, которое можно назвать критическим. Величина тягового фактора рассчитывается по формуле:

$$E^{\text{тяг}}(t) = \frac{S_4(t)}{S_1(t)}, \quad (1)$$

где S_4 – натяжение в набегающей ветви, S_1 – натяжение в сбегающей ветви.

Для однодвигательного ленточного конвейера с углом охвата лентой барабана $\alpha = \pi$ отсутствие пробуксовки будет при условии $E^{\text{тяг}} \leq 2,5$. В случае с двухдвигательным приводом общий тяговый фактор будет равен произведению тяговых факторов на каждом из приводных барабанов. Тогда, добившись поддержания общего тягового фактора не выше определенного уровня, мы сможем снизить вероятность возникновения пробуксовки на каждом отдельно взятом приводном барабане. Исходя из этого общий тяговый фактор должен быть $E^{\text{тяг}} \leq 6,25$.

Для создания системы управления движением ленточного конвейера было необходимо создать математическую модель самого конвейера. Для решения этой задачи был применен метод кусочно-линейной аппроксимации. Пользуясь этим методом, уравнения движения для конвейера представлены системой дифференциальных уравнений, составленных по общей схеме уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial A}{\partial x_i} = 0, \quad (2)$$

где T – кинетическая энергия участка, Π – потенциальная энергия участка, A – работа внешних сил на участке.

Расчетная схема для конвейера с двухдвигательным головным приводом и натяжным устройством, расположенным в хвостовой части конвейера, представлена на рис. 1. При построении математической модели распределенная масса ленты с грузом представлена тремя массами на грузовой ветви и тремя массами на порожней ветви (в том числе распределенная масса на промежуточной ветви между приводными барабанами). В качестве обобщенных переменных приняты координаты положения пяти масс m_1, m_2, m_3, m_4, m_5 , их скоростей $\dot{s}_1, \dot{s}_2, \dot{s}_3, \dot{s}_4, \dot{s}_5, \dot{s}_6$, перемещения $s_1, s_2, s_3, s_4, s_5, s_6$, а так же положение и скорость перемещения натяжного груза s_7, \dot{s}_7 . Конечномерная математическая модель движения конвейера с грузом описана четырнадцатью координатами состояния $S = (s_1, s_2, s_3, s_4, s_5, s_6, s_7, \dot{s}_1, \dot{s}_2, \dot{s}_3, \dot{s}_4, \dot{s}_5, \dot{s}_6, \dot{s}_7)^T$. Введем координаты состояния $X = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}, x_{13}, x_{14})^T$, используя каноническое правило О. Коши:

$$\begin{aligned} x_1 &= s_1, & x_8 &= \dot{s}_1, \\ x_2 &= s_2, & x_9 &= \dot{s}_2, \\ x_3 &= s_3, & x_{10} &= \dot{s}_3, \\ x_4 &= s_4, & x_{11} &= \dot{s}_4, \\ x_5 &= s_5, & x_{12} &= \dot{s}_5, \\ x_6 &= s_6, & x_{13} &= \dot{s}_6, \\ x_7 &= s_7, & x_{14} &= \dot{s}_7. \end{aligned}$$

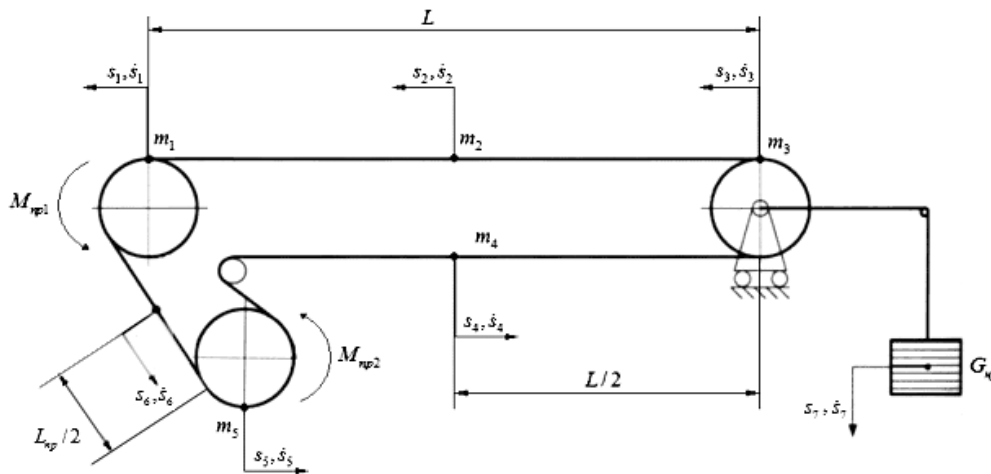


Рис. 1. Расчетная схема

Модель движения ленты конвейера в пространстве состояний представлена в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\dot{X} = \tilde{A}X + \tilde{B}_1U_1 + \tilde{B}_2U_2 + \tilde{B}_3U_3 + \tilde{B}_4U_4 \quad (3)$$

где матрицы состояния и управления имеют вид

$$\tilde{A}_{14 \times 14} = \begin{bmatrix} 0_{7 \times 7} & E_{7 \times 7} \\ -M^{-1}C_{7 \times 7} & -M^{-1}N_{7 \times 7} \end{bmatrix}, \tilde{B}_{14 \times 1} = \begin{bmatrix} 0_{7 \times 1} \\ M^{-1}P1_{7 \times 1} \end{bmatrix},$$

$$\tilde{B}_{2,14 \times 1} = \begin{bmatrix} 0_{7 \times 1} \\ M^{-1}P2_{7 \times 1} \end{bmatrix}, \tilde{B}_{3,14 \times 14} = \begin{bmatrix} 0_{7 \times 7} & 0_{7 \times 7} \\ 0_{7 \times 7} & -M^{-1}R_{7 \times 7} \end{bmatrix}, \tilde{B}_{4,14 \times 1} = \begin{bmatrix} 0_{7 \times 1} \\ -M^{-1}G_{7 \times 1} \end{bmatrix},$$

а управляющими воздействиями являются:

$U_1 = M_{pp1}$ – момент, развиваемый первым приводом,

$U_2 = M_{pp2}$ – момент, развиваемый вторым приводом,

$U_3 = \text{sgn } X$ – силы сопротивления движению,

$U_4 = G_{ty}$ – вес натяжного устройства.

Компьютерное моделирование производится в системе SIMULINK, входящей в пакет прикладных программ MATLAB, по схеме, приведенной на рис. 2.

В этой схеме присутствуют асинхронные короткозамкнутые электродвигатели. Два электродвигателя мощностью 110 кВт и 55кВт были смоделированы по схеме, приведенной на рис. 3. В основу построения модели легли уравнения АКЗ привода, полученные с использованием метода пространственного вектора, во вращающейся системе координат.

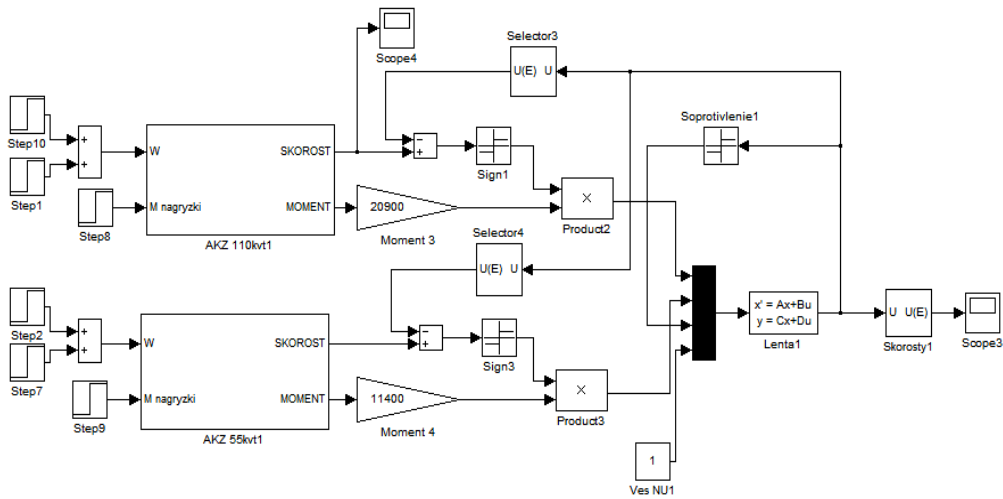


Рис. 2. Схема моделирования в SIMULINK

$$\begin{aligned}
\frac{d\psi_R}{dt} &= -\frac{r_R}{l_R}\psi_R + k_R r_R i_{s\alpha}, \\
\frac{di_{s\alpha}}{dt} &= -\frac{r}{\sigma l_S} i_{s\alpha} + \frac{k_R r_R}{l_R l_S \sigma} \psi_R + \omega_k i_{s\beta} + \frac{1}{l_S \sigma} U_1, \\
\frac{di_{s\beta}}{dt} &= -\frac{r}{\sigma l_S} i_{s\beta} - \frac{k_r}{l_S \sigma} p \omega \psi_R - \omega_k i_{s\alpha} + \frac{1}{l_S \sigma} U_2, \\
\psi_R (\omega_k - p \omega) &= k_R r_R i_{s\beta}, \\
T_m \frac{d\omega}{dt} &= k \psi_R i_{s\beta} - m_H.
\end{aligned}
\tag{4}$$

где $i_{s\alpha}$, $i_{s\beta}$ – проекции тока статора на оси вращающейся системы координат, ψ_R – потокосцепление ротора, U_1 , U_2 – проекции напряжения на статорной обмотке на оси вращающейся системы координат, для данной системы уравнений являются внешними управляющими воздействиями, ω – частота вращения ротора, ω_k – частота вращения системы координат, σ , k_R , r_R , l_S , l_R , T_m – числовые коэффициенты модели.

Система векторного управления с опорным вектором потокосцепления ротора ψ_R была предложена фирмой «Сименс» под названием «Трансвектор». Модель состоит из двух каналов управления – канала стабилизации потокосцепления ротора и канала управления скоростью вращения ротора. Каждый канал является двухконтурной системой подчиненного управления. В канале стабилизации потокосцепления синтезированы регулятор тока и потокосцепления, в канале регулирования частоты вращения – регулятор тока и регулятор скорости. В системе управления используются ПИ-регуляторы, настроенные по типовым критериям.

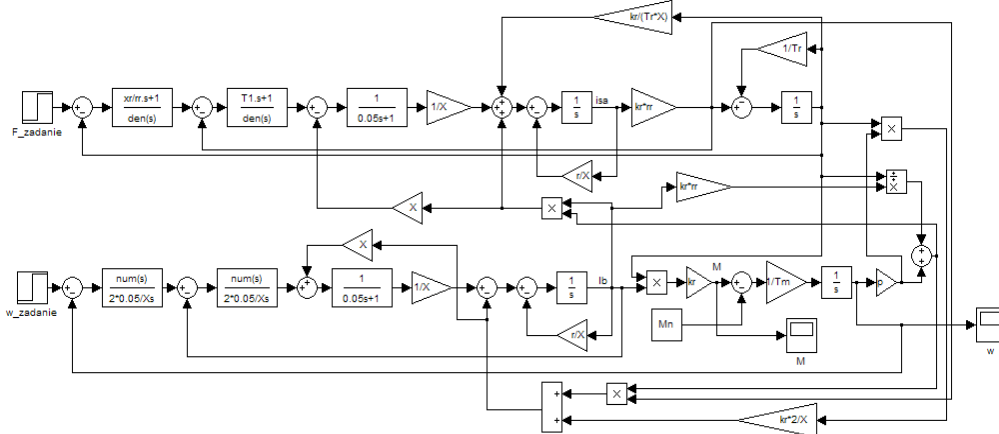


Рис. 3. Схема моделирования асинхронного короткозамкнутого электродвигателя

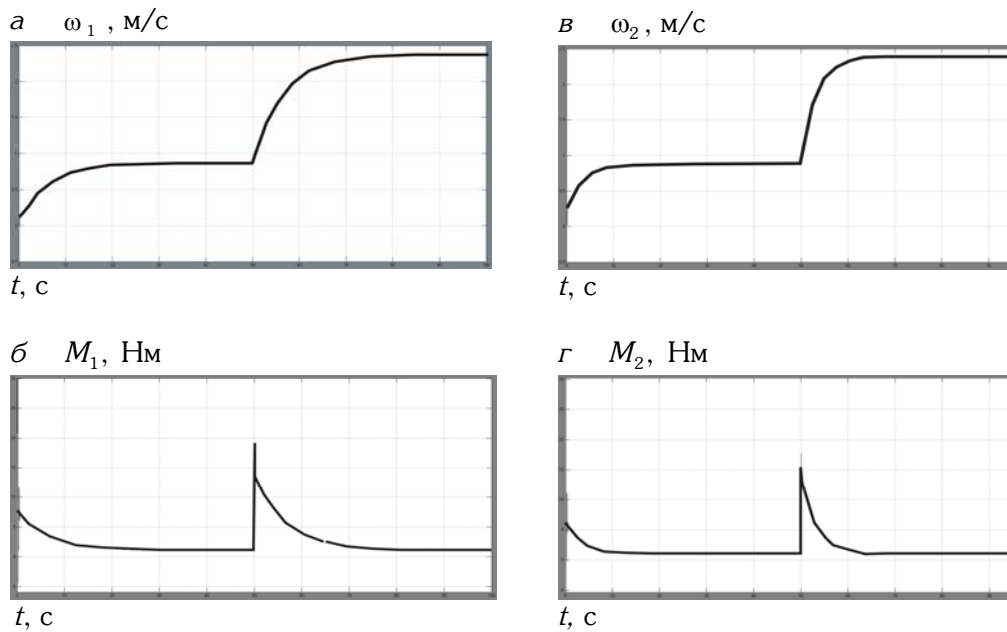


Рис. 4. Графики переходных процессов: а, б – по скорости и моменту двигателя мощностью 110кВт; в, г – по скорости и моменту двигателя мощностью 55 кВт

Графики переходных процессов по скорости вращения роторов электродвигателей и по развиваемым ими моментам представлены на рис. 4.

Результат моделирования системы «ленточный конвейер – асинхронные привода» – графики переходных процессов по скоростям сосредоточенных масс ленты конвейера представлены на рис. 5.

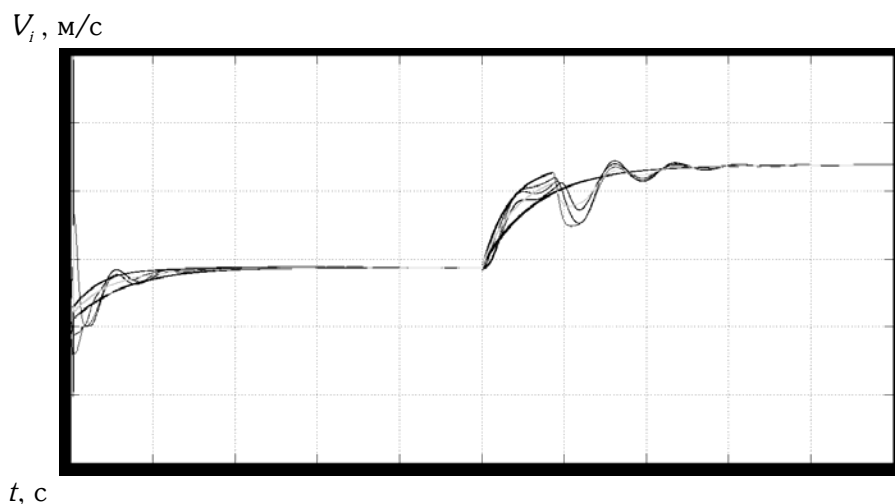


Рис. 5. Переходные процессы по скоростям сосредоточенных масс ленты конвейера

В основу системы стабилизации тягового фактора конвейера положены зависимости между его величиной и весом натяжного устройства. Чтобы получить выражение для динамики тягового фактора, необходимо знать натяжение в сбегавшей ветви S_1 и натяжение в набегающей ветви S_4 в уравнении (1). Для этого была установлена их зависимость от деформации участков ленты δ :

$$S_1(\delta_1), \text{ где } \delta_1 = s_4 - s_5, \text{ и } S_4(\delta_4), \text{ где } \delta_4 = s_1 - s_2.$$

При изменении веса натяжного устройства изменяются деформации δ_1 и δ_4 , а так же значения натяжений

$$\begin{aligned} S_1 &= 0,5G_{\text{нч}} - W_{2,1}, \\ S_4 &= 0,5G_{\text{нч}} + W_{4,3}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $W_{2,1}$ – сопротивление движению на порожней ветви, $W_{4,3}$ – сопротивление движению на грузовой ветви.

Данные экспериментов занесены в табл. 1.

Были получены зависимости первого порядка натяжений S_1 и S_4 от деформаций δ_1 и δ_4 :

$$\begin{aligned} S_1(\delta_1) &= 72990\delta_1 + 47525, \\ S_4(\delta_4) &= 73138\delta_4 + 76004. \end{aligned} \quad (6)$$

Полученные таким образом натяжения не являются реальными, так как имеет место ошибка аппроксимации. Но, имея эти зависимости, можно получить функцию $E^{\mu\alpha}(t)$ с незначительной погрешностью.

Вычисленная динамика тягового фактора представлена на рис. 6.

После получения выражения для тягового фактора стало возможным найти ее зависимость от величины веса натяжного устройства.

Используя обратную зависимость

$$G_{\text{нч}}(E^{\mu\alpha}) = 250 \cdot (E^{\mu\alpha})^2 - 9980 \cdot (E^{\mu\alpha}) + 113380 \quad (7)$$

Таблица 1

$G_{\text{нч}}, \text{ Н}$	$\delta_1, \text{ м}$	$\delta_4, \text{ м}$	$S_1, \text{ Н}$	$S_4, \text{ Н}$
30000	-0,6298	-0,1337	2812,5	67500
35000	-0,5876	-0,09145	5312,5	70000
40000	-0,5482	-0,0521	7812,5	72500
45000	-0,5071	-0,01092	10312,5	75000
52000	-0,4488	0,04753	13812,5	78500
60000	-0,3956	0,1006	17812,5	82500
70000	-0,3289	0,1672	22812,5	87500
80000	-0,268	0,2281	27812,5	92500
90000	-0,2012	0,2949	32812,5	97500
100000	-0,1377	0,3585	37812,5	102500
110000	-0,07882	0,4173	42812,5	107500

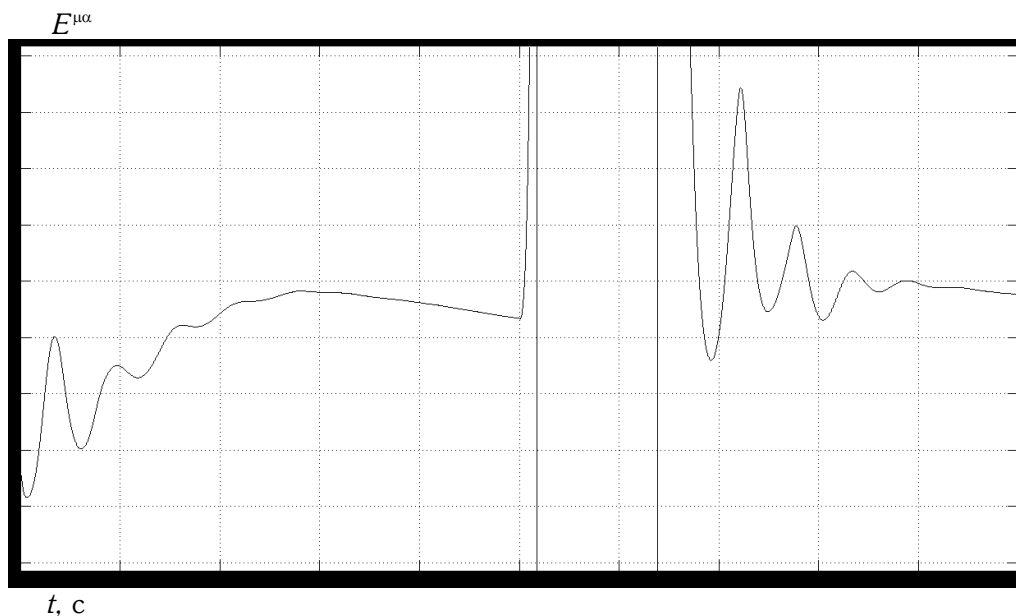


Рис. 6. Динамика тягового фактора без применения регулирования

можно вычислить разницу между желаемым значением тягового фактора и фактическим, т. е. ошибку. Полученная величина ошибки веса натяжного устройства может быть поставлена в соответствие ошибке перемещения каретки натяжного устройства.

$G_{н\psi}$, Н	30000	35000	40000	45000	50000	52000	60000	70000	80000	90000	100000
S7	-1,04	-1,146	-1,244	-1,347	-1,452	-1,493	-1,626	-1,793	-1,945	-2,112	-2,271

Эта зависимость имеет линейный вид:

$$s_7(G_{н\psi}) = -0,0000161 \cdot (G_{н\psi}) - 0,663. \quad (8)$$

Выражение (8) динамику движения каретки натяжного устройства, т.е. координату s_7 , мы можем положить эту зависимость в основу системы регулирования тягового фактора конвейера. Изменяя положение каретки натяжного устройства тем самым можно изменять величину тягового фактора. Для этого модель движения натяжного устройства была представлена отдельной системой, выходная величина которой (перемещение натяжного устройства s_7) является одним из управляющих воздействий для модели ленты конвейера. Схема получения ошибки и осуществление регулирования положением каретки натяжного устройства приведена на рис. 7. Динамика тягового фактора при осуществлении регулирования положения каретки натяжного устройства представлена на рис. 8.

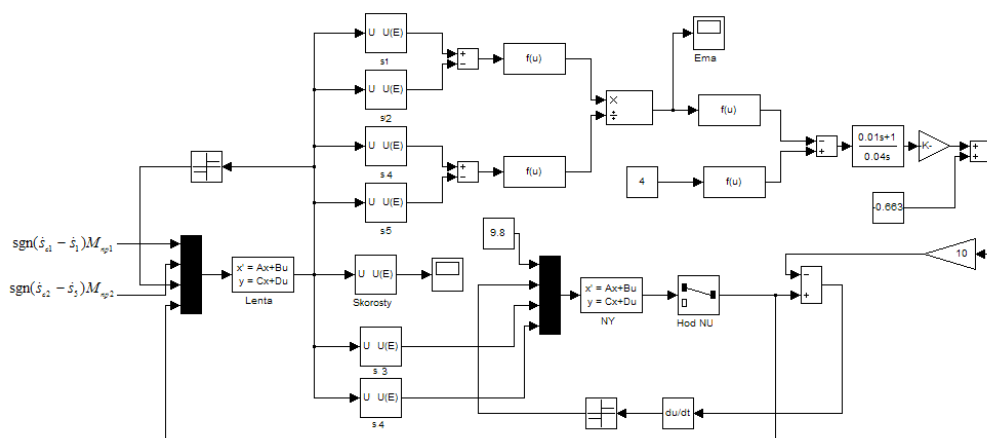


Рис. 7. Схема получения ошибки и осуществление регулирования положением каретки натяжного устройства

После повышения скорости вращения приводных барабанов может возникнуть ситуация, когда натяжение на сбегавшей ветви S_1 сильно падает, в то время, когда натяжение на набегающей ветви S_4 возрастает. Величина тягового фактора выйдет за пределы желаемого уровня. Было установлено, что задержка пуска второго двигателя (на время, зависящее от характеристик двигателей) позволяет избежать такой ситуации.

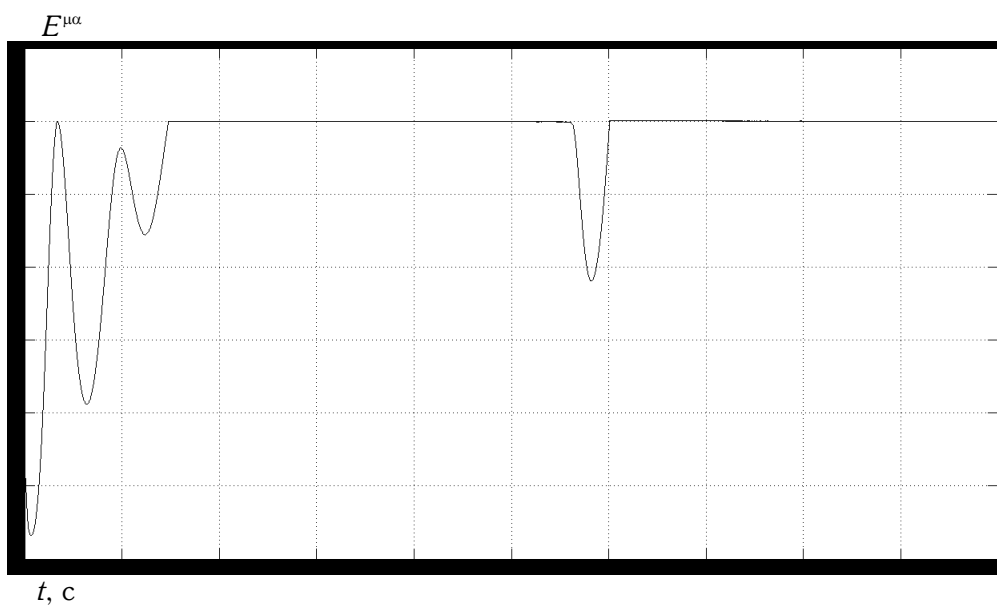


Рис. 8. Динамика тягового фактора при осуществлении регулирования положения каретки натяжного устройства

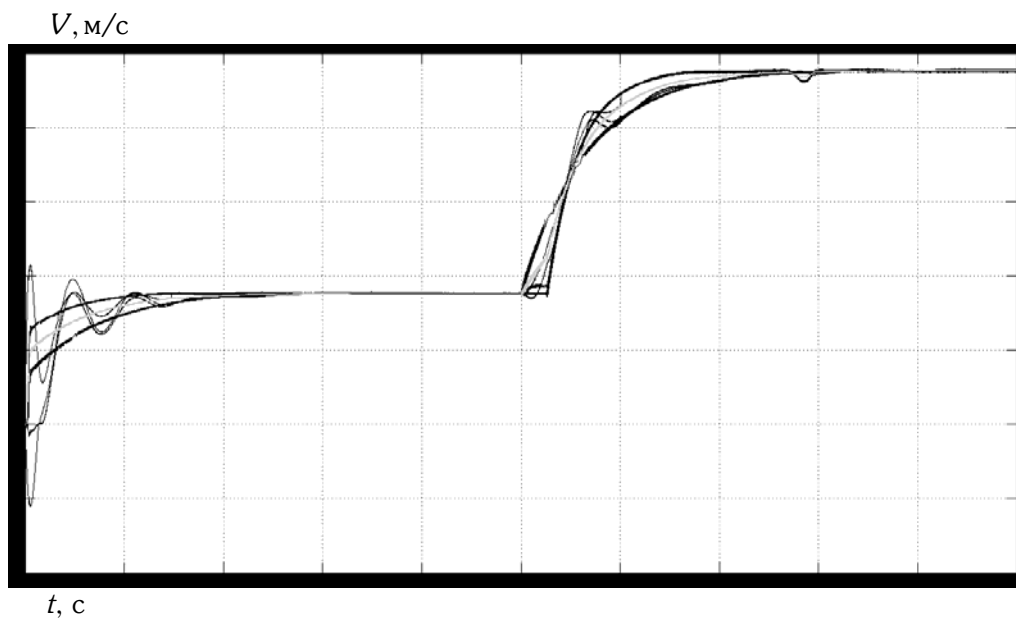


Рис. 9. Переходные процессы по скоростям сосредоточенных масс ленты конвейера при осуществлении регулирования

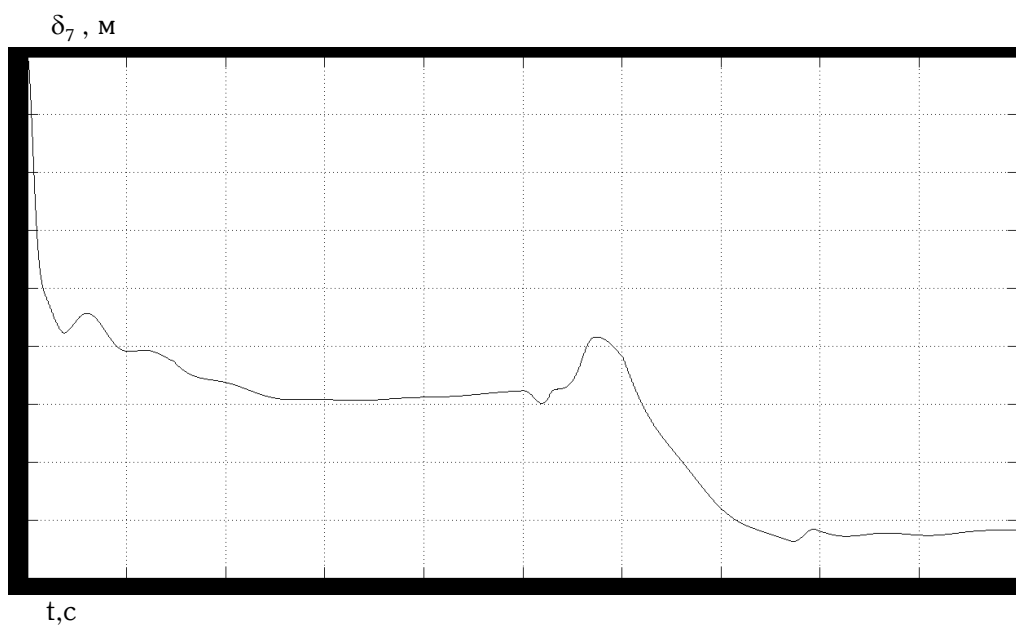


Рис. 10. Перемещение натяжного устройства при осуществлении регулирования

Как видно из приведенных на рис. 8 графиков величина тягового фактора стабилизируется $E^{тг} \leq 4$, что удовлетворяет требованиям беспробуксовочного движения ленты. На рис. 9 видно совместное плавное движение сосредоточенных масс ленты конвейера при движении с постоянной скоростью и при переходе конвейера на другую скорость. Можно сделать вывод об удовлетворительной работе системы стабилизации тягового фактора двухдвигательного конвейера.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Запенин И.В., Бельфор В.Е., Селищев Ю.А. Моделирование переходных процессов ленточных конвейеров. – М.: Недра, 1969.
2. Дмитриева В.В. Разработка и исследование системы автоматической стабилизации погонной нагрузки магистрального конвейера. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – М., 2005.
3. Дмитриева В.В., Певзнер Л.Д. Автоматическая стабилизация погонной нагрузки ленточного конвейера. – М.: Издательство МГУ, 2004.
4. Дмитриева В.В., Гершун С.В. Разработка математической модели ленточного конвейера с двухдвигательным приводом». – М.: Издательство МГУ, ГИАБ № 8, 2008.
5. Рудаков В.В., Столяров И.М., Дартау В.А. Асинхронные электроприводы с векторным управлением. – Л.: Энергоатомиздат, 1988. **ГИАБ**

Коротко об авторах

Дмитриева В.В. – доцент кафедры Автоматики и управления в технических системах,
Гершун С.В. – магистр кафедры Автоматики и управления в технических системах,
Московский государственный горный университет,
Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru



РУКОПИСИ,

ДЕПОНИРОВАННЫЕ В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ МОСКОВСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО УНИВЕРСИТЕТА

Мельник В.В. д.т.н., профессор кафедры ПРГПМ,

Кайдо И.И., к.т.н., доцент кафедры ПРГПМ,

Хрисанов П.Е. аспирант кафедры ПРГПМ,

Московский государственный горный университет,

Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЦЕЛИКОВ ПРИ КАМЕРНО-СТОЛБОВОЙ СИСТЕМЕ РАЗРАБОТКИ (746/03-10 от 23.12.09 г.) 7 с.

Дана оценка прочности целиков при камерно-столбовой системе разработки.

Ключевые слова: короткий очистной забой, целики, оценка прочности.

Melnik V.V., T.D., the professor of UDBD subdepartment,

Kajdo I.I., candidate of technics, the associate professor of UDBD subdepartment,

Hrisanov P.E., the post-graduate student of UDBD subdepartment,

Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru

PILLARS' DURABILITY ESTIMATION AT ROOM-AND-PILLAR SYSTEM

It is given the durability estimation of pillars at room-and-pillar system.

Key words: short clearing face, pillars, durability estimation.