

**В.Г. Гуляев /д.т.н./, И.И. Бридун /к.т.н./, Н.Н. Музолев**  
 ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)  
**К.В. Гуляев /к.т.н./**  
 ПК «УНИПАК» (Донецк)

## ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПРИВодОВ СТРУГОВОЙ УСТАНОВКИ С ВЫСОКОМОМЕНТНЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ ЭКВС4-160У5 И ПУТИ ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ

*Выполнены исследования сложных электромеханических систем приводов струговой установки с использованием динамической характеристики асинхронного двигателя с учетом особенностей его демпфирующих свойств и режимов работы. Предложены пути модернизации для повышения технического уровня струговой установки с электродвигателем ЭКВС4-160У5.*

**Ключевые слова:** струговая установка, электромеханический привод, тяговая цепь, динамика, переходные режимы работы, динамические нагрузки, демпфирование.

### Постановка проблемы

Тенденции и проблемы создания современных механизированных струговых комплексов (МСК) для безлюдной технологии выемки тонких угольных пластов рассмотрены в работах [1...3]. В составе МСК предусматривается использование высокотехнологичного силового оборудования, частотно-регулируемых электроприводов и интеллектуальных компонент в системах управления, позволяющих автоматически адаптировать режим работы приводов струга к оперативным условиям функционирования МСК.

Однако при частых реверсах струговых приводов и широком диапазоне регулирования скорости асинхронного двигателя (АД) возможны резонансные явления и высокие уровни вибрации и шума. Так, для приводов струговых установок (СУ) СО-75 и СН-75, с АД мощностью 160 кВт, установлен скорректированный уровень звуковой мощности соответственно 129 и 118 дБА. Превышение предельно допустимых норм вибрации (ПДВХ) и шума (ПДШХ) в приводах с высоким уровнем энерговооруженности недопустимо, так как снижаются надежность привода струга, эффективность и безопасность его применения [3...5].

В сложных эксплуатационных условиях отработки угольных пластов крепкого угля длинными лавами обязательным условием достижения высокой надежности приводов и эффективности применения струговых комплексов является применение электроприводов с оптимальными динамическими свойствами и высокопрочных тяговых цепей, соответствующих требованиям межгосударственного стандарта ИСО

610.90 и ГОСТ 13561-89 [3,6,7] на параметры и профиль зубьев приводных звезд.

### Анализ последних исследований и публикаций

В работах [8,9] рассмотрены возможные случаи прохождения через резонанс линейной динамической системы с одной степенью свободы, отмечены особенности их протекания с учетом демпфирования. Однако установленные закономерности и определение скорости прохождения через резонанс крутильной системы с электродвигателем выполнены без учета его динамической характеристики.

Для предупреждения развития больших амплитуд прохождения через резонанс рекомендуется производить с большим ускорением. Поэтому для стругового высокоэффективного АД ЭКВС4-160У5, созданного институтом «УкрНИИВЭ», установлено время разгона ротора при реверсах не более 2 с [10].

В работах В.Л. Вейца [11] установлено, что при высоких отношениях электромагнитной постоянной двигателя к механической постоянной  $T_M$  ( $v_T = T_s / T_M > 1$ ), что может иметь место в рассматриваемых электромеханических системах приводов СУ, переходные процессы в двигателе оказывают весьма существенное влияние на значения коэффициента динамичности и амплитуды крутильных колебаний в приводе.

Актуальность исследования взаимосвязи характеристик электродвигателя и механической части привода машин, в том числе с программным управлением, отмечена также в работах проф. И.И. Вульфсона [12,13].

Таким образом, необходимы исследования динамических свойств струговых электроприводов с учетом влияния переходных электромагнитных процессов в АД на динамические свойства и динамику нагрузок привода струга в установившихся и переходных режимах.

**Цель (задачи) исследования**

Задачей исследования является разработка выводов и рекомендаций по повышению технического уровня струговых установок на основе совершенствования динамических свойств их приводов с учетом взаимодействия электродвигателя с механической частью привода.

**Основной материал исследования**

Объектом исследования принят механизированный струговой комплекс (МСК) ОАО «ШахтНИИУИ», характеристики которого приведены в табл. 1.

Формирование эксплуатационного спектра нагрузок струговых приводов обусловлено взаимодействием полезных технологических нагрузок на резцах и автоколебательных процессов в тяговой цепи, обусловленных нелинейным законом трения в опорах корпуса струга на конвейер при «установившихся» режимах работы, а также и динамикой переходных электромагнитных процессов в двигателях при частых пусках и реверсах с учетом демпфирующих свойств АД и коэффициента связанности его с механической частью динамической системы.

Такие исследования выполнены применительно к электромеханическим системам приводов очистных комбайнов [14] и высоконапорных насосных агрегатов насосных станций [15]. Опыт выполненных работ свидетельствует о необходимости исследования сложных электромеханических систем приводов СУ с использо-

ванием динамической характеристики АД с учетом особенностей его демпфирующих свойств и режимов работы.

Характеристика АД ЭКВС4-160У5 для режима работы S4 при коэффициенте инерции  $FI=1,6$ , ПВ 90 %, 120 вкл./ч приведена в табл. 2.

Редуктор в приводе струга оснащается упругой муфтой и устройством для безопасного натяжения тяговой цепи [4]. Таким образом частично устраняются причины формирования внутренней динамики привода струга: из-за непостоянства натяжения цепи и передаточного отношения зубчатых передач, обусловленных эксцентricностью начальных окружностей и кинематической неточностью зубчатых колес. Принципы определения и устранения динамических нагрузок в приводе от «внутренней» динамики работы зубчатых передач рассмотрены в работах [16,17].

Применение для очистных комбайнов К103М, КА80, КА200 и УКД 200...250 вынесенных систем перемещения (ВСП) с тягово-цепными движителями рассмотрено в работе [18]. Построение профиля зубьев ведущей звездочки выполнено по ГОСТ 13561-82, а схема зацепления цепи – через одно звено: при контактировании со звездой только горизонтальных звеньев. Такая схема зацепления является «слабым звеном» т.к. в зонах рабочего контакта формируются высокие давления, процесс зацепления протекает с проскальзыванием и сопровождается интенсивным износом. Поэтому тягово-скоростные характеристики рассматриваемых ВСП с цепями калибра 26×92с и 30×108с обеспечивают при мощности привода 2×55 и 2×75 кВт, скорости подачи 5 м/мин при максимальном тяговом усилии 200...250 кН (или 6 м/мин при максимальном усилии 300 кН).

Для сравнения рассмотрим тягово-скоростную характеристику привода СУ мощностью

Табл. 1. Характеристики механизированного стругового комплекса для выемки угольных пластов 0,85...1,4 м

Возможный прототип струговой установки – 2СН3413	
Сопrotивляемость пласта, кН/м	250/150
Длина очистного забоя, м	200...250
Производительность очистной выемки, м <sup>2</sup> /мин	5,2
Мощность привода струга, кВт	2×160; или 2×85/250
Мощность привода конвейера, кВт	2×160
Тяговый орган струга, калибр цепи, класс прочности	30×108с; или 34×126с
Тяговый орган конвейера, калибр цепи	26×92-с
Высота ИО, мм: минимальная...максимальная Регулировка по высоте	850...1350 ступенчатая
Электрооборудование, аппаратура автоматики	АРУ С1.М
Работа СУ в МСК с крепью типа	ЩМК 2КС21-6

Табл. 2. Характеристики электродвигателя АД ЭКВС4-160У5

Параметр и его единица измерения	Номинальное значение
Номинальная мощность, кВт	160
Сила пускового тока статора, А	1745
Номинальная сила тока статора, А	206
Номинальный пусковой момент, Н.м	3400
Минимальный момент, Н.м	2750
Максимальный момент, Н.м	4600
Момент инерции, кг.м <sup>2</sup>	1,35
Коэффициент полезного действия, %	93
Коэффициент мощности, о.е.	0,73
Синхронная частота вращения, об/мин	1500
Номинальное скольжение, %	2,3
Кратность силы начального пускового тока к силе номинального	8,5
Кратность начального пускового момента к номинальному	3,26
Кратность максимального момента к номинальному	4,41
Время разгона, с, не более	2
Расход воды, м <sup>3</sup> /час, не менее	1,6
Давление воды на входе, МПа	2,0

2×160 кВт, скорость струга 2 м/с, тяговые усилия в цепи на уровне пробной нагрузки 900 кН (для цепи 30×108с ГОСТ 25996-97 (ИСО 610-90). Условием длительной и надежной работы зацепления тяговой цепи с ведущей звездочкой является передача усилий зубьями ведущей звезды всем звеньям цепи в пределах угла охвата ею ведущей звезды.

В соответствии с ГОСТ Р 53650-2009 и ГОСТ ИСО 610.90 в приводах струговых установок должны применяться только специальные калиброванные электросварные высокопрочные круглозвенные тяговые цепи калибра от 14 до 30 мм трех классов прочности: *B*, *C* и *D*. Цепи классов прочности *C* и *D* изготавливаются из сталей, легированных никелем, хромом и молибденом. Их высокие характеристики прочности на растяжение, усталостную выносливость и ударную вязкость обеспечиваются соответствующей термообработкой в процессе высокотехнологичного изготовления и стандартными испытаниями на статическое растяжение и на усталость [6].

Качество зацепления тяговых круглозвенных высокопрочных цепей с ведущими звездочками обеспечивается при выполнении требований ГОСТ 13561 «Звездочки для грузовых и тяговых круглозвенных цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев» [7].

В структуре анализируемой динамической системы можно выделить две парциальные системы (с одной степенью свободы):

– электромеханическую систему привода СУ, динамические свойства которой определяются в

основном параметрами электродвигателя, редуктора, приводной звезды и тяговой цепи со стругом (в состав первой парциальной системы могут входить двухскоростные АД с синхронной частотой 1500 и 500 об/мин и редуктор с системой защиты от перегрузки *UEL*);

– парциальную механическую систему «струг – тяговая цепь», длина рабочей ветви которой меняется от  $l_{\min}$ – $l_{\max}$  в каждом цикле, что можно учесть при определении ее собственных частот колебаний.

Непосредственными задачами исследования являются: определение собственных частот колебаний АД и привода струга в целом; исследование крутильных колебаний в приводе с учетом динамической характеристики АД; установление неравномерности угловой скорости двигателя в установившемся режиме работы; оценка возможности резонансных режимов колебаний; пути снижения вероятности резонансных явлений.

В состав привода струга входят: АД типа ЭКВС4-160У5, редуктор с упругой соединительной муфтой, на выходном валу редуктора ( $u=11,84$ ) закреплена ведущая звездочка с  $R_{зв}=0,15$  м, цепь калибра 30×108 с длиной 400 м. Рабочая ветвь цепи перемещает струг, отделяющий от пласта уголь и грузящий его на конвейер. Выемка угля ведется по челноковой схеме в лаве длиной 200 м.

Приведенный к валу двигателя суммарный момент инерции подвижных частей привода струга и тяговой цепи определяется по формуле:

$$J_{\Sigma np} = J_p + J_{ред} + \frac{J_{зв}}{u_{ред}^2} + \frac{(m_c + m_u)\omega_\delta^2}{V_c^2}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где  $J_p$  – массовый момент инерции ротора двигателя;  $J_{ред}$  – момент инерции зубчатых передач редуктора;  $J_{зв}/u_{ред}^2$  – приведенный момент инерции ведущей звезды;  $(m_c+m_u)(V_c/\omega_\delta)^2$  – приведенные к валу двигателя моменты инерции поступательно перемещающихся масс струга и рабочей ветви тяговой цепи.

Далее рассматривается методика исследования крутильных колебаний в приводе струга без учета продольных колебаний корпуса струга и тяговой цепи. При определении собственных частот АД и привода в целом учитывались структура привода и правила расчета приведенных масс частей привода.

Пренебрегая упругими и диссипативными свойствами зубчатых передач редуктора, соединительной упругой муфты и других звеньев механической части привода, уравнение динамики его движения как парциальной системы записываем в виде уравнения Лагранжа:

$$\left[ J_p + J_n(\varphi) \right] \frac{d\omega_\delta}{dt} + 0,5\omega_\delta^2 \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} = M_\delta - M_c. \quad (1)$$

Уравнение (1) нелинейное с переменными коэффициентами в левой части. В правой части (1)  $M_\delta$  соответствует динамической характеристике АД:

$$\omega_\delta = \omega_0 \left[ 1 - v \left( M_\delta + T_s \frac{dM_\delta}{dt} \right) \right], \quad (2)$$

где  $\omega_\delta, \omega_0$  – угловые скорости ротора двигателя и скорость его идеального холостого хода ( $\omega_0 = \omega_c/p, \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_c$  – круговая частота питающей сети,  $p$  – число пар полюсов);  $T_s$  – электромагнитная постоянная времени АД ( $T_s = 1/\omega_c S_k, \text{ с}$ , где  $\omega_c = 2\pi f_c = 314 \text{ с}^{-1}$  при  $f_c = 50 \text{ Гц}$ ;  $S_k$  – критическое скольжение АД);

$$S_k = \left( 1 - \frac{\omega_\delta}{\omega_0} \right) \left( \zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1} \right),$$

где  $\zeta = M_k/M_n$  – перегрузочная способность АД;  $M_k, M_n$  – критический и номинальный момент АД;  $v = S_k/2M_k$  – крутизна статической характеристики АД.

Переменный момент инерции отдельных звеньев  $J_n(\varphi)$  рабочей ветви тяговой цепи можно представить в виде:

$$J_n(\varphi) = \bar{J}_n + \tilde{J}_n(\varphi) \approx \bar{J}_n = \text{const}, \quad (3)$$

где  $\bar{J}_n$  – постоянная составляющая суммы приведенных моментов инерции струга и рабочей ветви цепи;  $\tilde{J}_n(\varphi)$  – переменная часть момента инерции тяговой цепи струга, которой в первом приближении можно пренебречь.

С учетом допущения, что  $\tilde{J}_n(\varphi) = 0$ , уравнение (1) примет вид:

$$\left( J_p + \bar{J}_n \right) \frac{d\omega_\delta}{dt} = M_\delta - M_c. \quad (4)$$

Решая совместно уравнения (2) и (4), получим

$$vT_s J_{ПА} \frac{d^2 \omega_\delta}{dt^2} + vJ_{ПА} \frac{d\omega_\delta}{dt} + \frac{\omega_\delta}{\omega_0} = 1 - v \left( M_c + T_s \frac{dM_c}{dt} \right), \quad (5)$$

где  $J_{ПА} = J_p + \bar{J}_n = \text{const}$  – приведенный к валу АД момент инерции привода струга.

С целью линеаризации уравнения (5) представим момент сопротивления  $M_c(t) = \bar{M}_c + \tilde{M}_c(t)$ , а угловую скорость двигателя  $\omega_\delta(t) = \bar{\omega}_\delta + \tilde{\omega}_\delta(t)$ .

Постоянную составляющую  $\bar{\omega}_\delta$  определим, пользуясь статической характеристикой АД при  $\bar{M}_\delta = \bar{M}_c$ :

$$\bar{\omega}_\delta = \omega_0 (1 - v\bar{M}_c). \quad (6)$$

Подставив (6) в (5), после ряда преобразований получим линеаризованное дифференциальное уравнение динамики привода 2СН3413 в виде неоднородного уравнения второго порядка относительно переменной составляющей скорости АД  $\tilde{\omega}_\delta$ :

$$\frac{d^2 \tilde{\omega}_\delta}{dt^2} + 2n \frac{d\tilde{\omega}_\delta}{dt} + k^2 \tilde{\omega}_\delta = W(t), \quad (7)$$

где  $n = 0,5T_s^{-1}$  – характеристика диссипативных свойств АД,  $\text{с}^{-1}$ ;  $k^2 = (vT_s J_{ПА} \omega_0)^{-1}$  – квадрат собственной круговой частоты колебаний привода;  $W(t)$  – функция возмущения, характеризующая воздействие на привод технологических сил сопротивления  $M_{сст}(t)$  и сил инерции  $M_{сн}(t)$ .

$$W(t) = -\frac{1}{J_{ПА}} \left( \frac{\tilde{M}_c(t)}{T_s} + \frac{d\tilde{M}_c(t)}{dt} \right). \quad (8)$$

Суммарный момент сопротивления  $M_c(t)$ , приведенный к валу АД, можно представить в виде:

$$M_c(t) = M_{cсн}(t) + M_{cПн}(t) = \bar{M}_c + \tilde{M}_{cсн}(t) + \tilde{M}_{cПн}(t) \quad (9)$$

где  $\bar{M}_c$  – средняя составляющая полезной технологической нагрузки в приводе струга;  $\tilde{M}_{cсн}(t)$  – переменная составляющая технологической нагрузки (силовое возбуждение, обусловленное характером разрушения угля и автоколебаниями в системе перемещения струга (СПС);  $\tilde{M}_{cПн}(t)$  – переменная составляющая момента сопротивления,

обусловленная действием инерционных сил в цепном приводе (кинематическое возбуждение в зацеплении зуба звезды – круглозвенная цепь) [2].

Определив  $\tilde{M}_{cсн}(t)$ ,  $\tilde{M}_{cПн}(t)$  и  $W(t)$ , можно решить уравнение (7) и установить амплитуды и частоту крутильных колебаний ротора АД, оценить неравномерность его угловой скорости  $\omega_\delta$  и возможность резонансных режимов.

Необходимые для решения уравнения (7) параметры привода СУ 2СН3413 с электродвигателем приведены в табл. 3.

Табл. 3. Параметры системы привода СУ 2СН3413 с АД ЭКВС4-160

№ п/п	Наименование параметра	Формула для расчета	Значение параметра при $U_\phi = U_{ном}$
1	Номинальный момент АД, Н·м	$M_n = \frac{9550P_{2н}}{n_c(1-S_n)}$	1042
2	Критическое скольжение АД, %	$S_k = S_n \left( \xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right)$	20
3	Крутизна статической характеристики АД, Н·м <sup>-1</sup>	$v = \frac{S_k}{2M_k}$	$21,77 \cdot 10^{-6}$
4	Электромагнитная постоянная времени АД, с	$T_\vartheta = (\omega_c S_k)^{-1}$	0,0164
5	Механическая постоянная времени АД, с	$T_M = v\omega_0 J_p$	0,0046
6	Отношение постоянных времени АД	$v_{Тад} = \frac{T_\vartheta}{T_M}$	3,56
7	Приведенный к валу АД момент инерции привода струга, кг·м <sup>2</sup>	$J_{ПА} = J_p + J_{ред} + J_{зв} / U_p^2 + (m_c + m_{pb}) \left( \frac{V_c}{\omega_\delta} \right)^2$	3,44
8	Механическая постоянная привода струга, с	$T_{Мпр} = v\omega_0 J_{ПА}$	0,012
9	Отношение постоянных времени привода струга	$v_{Тп} = \frac{T_\vartheta}{T_{Мпр}}$	1,37
10	Коэффициент крутильной жесткости АД, Нм/рад	$C_\delta = 2pM_K$	18400
11	Собственная частота привода без учета демпфирования, с <sup>-1</sup>	$K'_n = \sqrt{\frac{C_\delta}{J_{ПА}}}$	72,5 (11,5 Гц)
12	Коэффициент вязкости демпфирующих сил, с <sup>-1</sup>	$n = 0,5T_\vartheta^{-1}$	30,48
13	Относительный коэффициент демпфирования	$\delta = \frac{n}{K_{np}}$	0,42
14	Собственная частота колебаний привода с учетом демпфирования, с <sup>-1</sup>	$K_{п} = K'_n \sqrt{1 - \delta^2}$	65,8 (10,5 Гц)
15	Частота возмущений от вала АД, с <sup>-1</sup>	$\omega_\delta = (1 - S_n)\omega_0$	153,4 (24,4 Гц)
16	Частота возмущений от ведущей звезды, с <sup>-1</sup>	$\omega_{зв} = \frac{\omega_\delta}{U_{ред}}$	12,8 (1,32 Гц)
17	Отношение основной частоты возмущений к собственной	$z = \frac{\omega_{зв}}{K_{np}}$	1,11

Как следует из табл. 3, электропривод струга работает в режиме близком к резонансу:  $z = 1,11$  при значениях  $v_{T_{АД}} = 3,56$  и  $v_{T_{П}} = 1,37$ . Полученные значения отношений постоянных времени двигателя  $v_{T_{АД}} = 3,56$  и привода  $v_{T_{П}} = 1,37$  свидетельствуют о существенном влиянии демпфирующих свойств двигателя ( $n=30,48 \text{ с}^{-1}$ ) на динамические процессы крутильных колебаний в приводе при переходных процессах.

Как известно [11,12], чем выше их значения, тем сильнее переходные процессы в приводном двигателе влияют на динамические процессы в электромеханической системе привода струга.

Для получения сопоставимых данных о крутильных колебаниях в приводе струга решим уравнение (7) также применительно к работе привода в режиме:  $M_{счн}(t) \approx 0$ ; при действии только кинематических и инерционных составляющих

$$M_c(t) = \tilde{M}_{cu}(t) = 114,3 \sin(\omega_s t + 54^\circ 14').$$

Для этого режима определим согласно (8) функцию возмущения  $W(t)$ :

$$\begin{aligned} W(t) &= -J_{IIA}^{-1} (T_s^{-1} 114,3 \sin(\omega_s t + 54^\circ 14') + \\ &+ 114,3 \omega_s \cos(\omega_s t + 54^\circ 14')) = \\ &= -Q_1 \sin(\omega_s t + 54^\circ 14') = \\ &= -6626 \sin(\omega_s t + 54^\circ 14'), \text{ рад/с}^3, \end{aligned} \quad (10)$$

где  $Q_1 = |6626| \text{ рад/с}^3$  – амплитуда первой гармоники  $W(t)$ , характеризующая скорость изменения ускорения.

Решением уравнения (7) при учете возмущения только от первой гармоники будет

$$\tilde{\omega}_\delta = \tilde{\omega}_\delta^{(1)} \sin(\omega_s t + \psi_1 - \Delta_1), \quad (11)$$

где  $\Delta_1 = \arctg \frac{2n\omega_s}{K_{np}^2 - \omega_s^2} = 79^\circ 11'$ .

Амплитуда первой гармоники угловой скорости АД с учетом коэффициента динамичности  $K_\delta = 1,88$  будет

$$\tilde{\omega}_\delta^{(1)} = \frac{Q_1}{\sqrt{(K_{np}^2 - \omega_s^2) + 4n^2\omega_s^2}} = 3,73 \text{ рад/с}.$$

Размахи  $\tilde{\omega}_\delta$  при крутильных колебаниях ротора на частоте  $12,8 \text{ с}^{-1}$  составляют  $2\tilde{\omega}_\delta^{(1)} = 7,46 \text{ рад/с}$ , а неравномерность скорости АД – 4,8 %.

При принятых допущениях такими же будут крутильные колебания приводного вала и веду-

щей звезды. Фактически частотный спектр крутильных колебаний шире, так как функция автоколебаний в общем случае обуславливает полигармонические колебания  $\tilde{M}_{cu}(t)$  [2]. В дальнейших исследованиях необходимо более детально изучить влияние продольных колебаний корпуса струга при переменной длине и жесткости рабочего участка тяговой цепи на крутильные колебания в приводе.

### Выводы

В эксплуатационном спектре нагрузок привода анализируемой СУ формируются возмущения в зацеплении тяговой цепи с ведущей звездой ( $12,8 \text{ с}^{-1}$ ) при собственной частоте электропривода  $11,5 \text{ с}^{-1}$ . При этом на вращение ротора с частотой  $153,8 \text{ с}^{-1}$  накладываются крутильные колебания с частотой  $11,5 \text{ с}^{-1}$  амплитудой  $3,73 \text{ рад/с}$ . Неравномерность угловой скорости двигателя составляет 4,8 %.

Высокое отношение электромагнитной постоянной времени двигателя к механической постоянной ( $V_T = T_s/T_M = 3,56 \geq 1$ ) подтверждает значительные изменения вращающего момента и скорости АД и существенное влияние его демпфирующих свойств ( $n=30,48 \text{ с}^{-1}$ ) на динамику электромеханических процессов в приводе при переходных и установившихся режимах работы.

Результаты теоретических исследований динамических свойств электромеханической системы привода СУ с АД ЭКВС4-160 согласуются с оценкой его эксплуатационных показателей. Высокие моментные характеристики двигателя и повышенное скольжение ( $S_k = 20 \%$ ) обеспечивают устойчивую работу привода СУ в режиме S4 (90;120;1,6) и при формировании пиковых нагрузок на резцах и в тяговой цепи струга.

С целью дальнейшего повышения технического уровня исследуемого объекта можно рекомендовать:

- модернизировать привод СУ 2СН3413 путем оснащения редуктора системой виброзащиты с муфтой типа UEL и применения демпфера-амортизатора в соединении тяговой цепи класса прочности D с корпусом струга, с целью защиты привода и тяговой цепи от высоких пиковых нагрузок;

- для применения в СУ типа 2СН3413 двухскоростных частотно-регулируемых двигателей необходимо выполнить дополнительные исследования с использованием математической модели системы перемещения струга с частотно-регулируемыми электроприводами с учетом интеллектуальных компонент в системе автоматического управления и защиты.

**Список литературы**

1. Гуляев, В.Г. Состояние и проблемы комплексной механизации при разработке полого-наклонных угольных пластов Донецкого бассейна / В.Г. Гуляев, В.В. Косарев // FORUM Polsko-Ukrainskie, Szcyrk, 18-22 Lutego 2002. Seria Wyklady, nr.21. – Krakow, 2002. – P. 19-25.
2. Гуляев, В.Г. Актуальность и проблемы создания автоматизированных струговых комплексов для безлюдной выемки пологих тонких угольных пластов Донецкого бассейна. // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – №5. – С. 14-23.
3. Гуляев, В.Г. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Ч.3. Струговые установки и автоматизированные струговые комплексы (теория рабочих процессов и методы повышения надежности) / В.Г. Гуляев, И.В. Косарев; под общ. ред. В.Г. Гуляева. – Донецк: Технопарк «УНИТЕХ», 2018. – 248 с.
4. Расчет и конструирование струговых установок / Б.Б. Луганцев [и др.]. – М.: Горная книга, 2011. – 291 с.
5. РД 12.23.102-85. Машины горные. Методика установления значений шумовых и вибрационных характеристик. Срок введения с 01.07.86 г. Издание официальное.
6. Межгосударственный стандарт ГОСТ25996-83 (ИСО 610-90). Цепи круглозвенные высокопрочные для горного оборудования. Технические условия. Дата введения 2000-07-01. – М.ИПК: Издательство стандартов, 2000.
7. ГОСТ 1356-61-89 (СТ СЭВ 1593-88). Звездочки для грузовых и тяговых круглозвенных цепей. Методы расчета и построения профиля зубьев. Дата введения 1990-01-01. – М.: Издательство стандартов, 1989.
8. Голоскоков, Е.Г. Нестационарные колебания механических систем / Е.Г. Гороскоков, А.П. Филиппов. – Киев: Наук. думка, 1966. – 336 с.
9. Филиппов, А.П. Колебания деформируемых систем. – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
10. Кирилук, В.И. Опыт создания высокоэффективного электродвигателя для струговых установок / В.И. Кирилук, О.Л. Абара // Взрывозащищенное электрооборудование. – 2010. – №1. – С. 194-198.
11. Вейц, В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
12. Вульфсон, И.И. К проблеме динамической взаимозависимости электродвигателя и механического привода цикловых машин // Теория механизмов и машин. – 2016. – №14(22). Т.14. – С. 173-181.
13. Вульфсон, И.И. Анализ чувствительности динамики цикловых механизмов к характеристикам электродвигателя // Вестник научно-технического развития. – 2019. – №1(137). – С. 3-13.
14. Стариков, Б.Я. Асинхронный привод очистных комбайнов / Б.Я. Стариков, В.Л. Азарх, З.М. Рабинович. – М.: Недра, 1981. – 288 с.
15. Гуляев, В.Г. Виброакустические процессы и надежность гидроэнергетических установок очистных комплексов: монография / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, С.А. Китаева; под общ. ред. В.Г. Гуляева. – Донецк: Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ», 2012. – 224 с.
16. Гуляев, В.Г. Динамические модели для исследования виброактивности насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, С.А. Анохина // Наукові праці ДонНТУ. – 2007. – Вип.14(127). – С. 81-92 (серія: гірничо-електромеханічна).
17. Ключев, В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
18. Кондрахин, В.П. Электрические механизмы перемещения очистных комбайнов / В.П. Кондрахин, В.В. Косарев, Н.И. Стадник / под общ. ред. д.т.н. В.П. Кондрахина. – Донецк: ООО «Технопарк ДонНТУ «УНИТЕХ», 2010. – 257 с.

**V.G. Gulyaev /Dr. Sci. (Eng.)/, I.I. Bridun /Cand. Sci. (Eng.)/, N.N. Muzolev**

*Donetsk National Technical University (Donetsk)*

**K.V. Gulyaev /Cand.Sci. (Eng.)/**

*PC «UNIPAK» (Donetsk)*

**DYNAMIC PROPERTIES OF PLOUGH PLANT DRIVES WITH EKVS4-160U5 HIGH-TORQUE ELECTRIC MOTOR AND WAYS TO MODERNIZE THEM**

*Background. As part of the mechanized plough plants, it is planned to use high-tech power equipment, frequency-controlled electric drives, and intelligent components in control systems that automatically adapt the operating mode of the plough drives to the operational conditions of the operation of the treatment plant equipment.*

**Materials and/or methods.** The formation of the operational spectrum of loads of plough drives is due to the interaction of useful technological loads on the cutters, and self-oscillating processes in the chain from the nonlinear law of friction in the plough supports on the conveyor under «steady» operating modes, as well as the dynamics of transient electromagnetic processes in engines with frequent starts and reversals, taking into account the damping properties of the asynchronous motor (AM) and its connection with the mechanical part of the dynamic system.

Such studies were carried out concerning the electromechanical drive systems of cleaning combines and high-pressure pumping units of pumping stations. The work experience indicates the need to study complex electromechanical systems of plough plant (PP) drives using the dynamic characteristics of the AM, taking into account the features of its damping properties and operating modes.

The plough drive structure includes: AM type EKVS4-160U5, a gearbox with an elastic coupling, a drive sprocket is fixed on the output shaft of the gearbox, a chain of calibre 30x108c with a length of 400 m. The chain's working branch moves the plough, which separates the coal from the formation and loads it on the conveyor. Coal mining is carried out according to the shuttle scheme in the lava with a length of 200 m.

Next, the method of studying torsional vibrations in the plough drive without considering the longitudinal vibrations of the plough body and the traction chain is considered. When determining the natural frequencies of the AM and the drive as a whole, the structure of the drive and the rules for calculating the reduced masses of the drive parts were taken into account.

**Results.** In the drive of the analyzed PP disturbances are formed in the traction chain's engagement with the drive sprocket ( $12.8\text{ s}^{-1}$ ) at the natural frequency of the electric drive of  $11.5\text{ s}^{-1}$ . At the same time, torsional resonant oscillations with a frequency of  $11.5\text{ s}^{-1}$  and amplitude of  $3.73\text{ rad/s}$  are superimposed on the rotor's rotation with  $153.8\text{ s}^{-1}$  frequency. The unevenness of the angular velocity of the engine is 4.8 %.

**Conclusion.** In further studies, it is necessary to study in more detail the effect of longitudinal vibrations of the plough body with variable length and stiffness of the working section of the traction chain on torsional vibrations in the drive.

**Keywords:** plough plant, electromechanical drive, traction chain, dynamics, transient operating modes, dynamic loads, damping.

**Сведения об авторах**

**В.Г. Гуляев**

SPIN-код: 8179-6566  
 Телефон: +380 (95) 748-72-32  
 Эл. почта: vggulyaev@gmail.com

**И.И. Бридун**

SPIN-код: 4856-8561  
 Author ID: 851115  
 ORCID iD: 0000-0002-3199-8518  
 Телефон: +380 (71) 332-80-60  
 Эл. почта: ss13835@yandex.ru

**Н.Н. Музолев**

Телефон: +380 (71) 304-59-50  
 Эл. почта: nikola\_1958@mail.ru

**К.В. Гуляев**

Телефон: +380 (71) 348-30-41  
 Эл. почта: kvgulayev@gmail.com

Статья поступила 10.12.2020 г.

© В.Г. Гуляев, И.И. Бридун, Н.Н. Музолев, К.В. Гуляев, 2020  
 Рецензент д.т.н., проф. О.Е. Шабаев