ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕМ СПАРЕННОМ ДИСКОВОМ ИНСТРУМЕНТЕ НА ЧЕТЫРЕХГРАННЫХ ПРИЗМАХ

А.А. Хорешок*, ** д.т.н., проф., Л.Е. Маметьев*, д.т.н., проф., А.Ю. Борисов*, ст. преп., А.В. Воробьев**, к.т.н., доц.

* Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева,

г. Кемерово, ул. Весенняя, 28, 650000, Россия

** Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского

Томского политехнического университета

652055, Кемеровская обл., г. Юрга, ул. Ленинградская, 26

E-mail: haa.omit@kuzstu.ru, bau.asp@rambler.ru, vorob@tpu.ru

Основным недостатком многочисленных исполнительных органов проходческих комбайнов с поперечно-осевыми исполнительными органами является низкая производительность процесса зарубки из-за наличия неразрушаемого целика забойного массива в межкорончатом пространстве, что требует дополнительных возвратно-поворотных движений стрелы в горизонтальной плоскости. Для повышения эффективности процесса зарубки исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с поперечно-осевыми аксиальными коронками, разделенными друг от друга корпусом раздаточного редуктора, предложено техническое решение (патент РФ 136086), на базе которого в межкорончатой зоне размещены дисковые инструменты на четырехгранных призмах (рис. 1) [9–11, 13, 14, 16, 17].



Рис. 1. Исполнительный орган с резцовыми и дисковыми инструментами: а – зона размещения дисковых инструментов; б – процесс центральной зарубки; в – последовательность обработки проходческого забоя

Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия (рис. 1, а, б) содержит стрелу 1, корпус раздаточного редуктора 2 с двумя разрушающими аксиальными коронками 3, содержащими резцы 4. К цилиндрической наружной поверхности корпуса раздаточного редуктора 2 прикреплены четырехгранные призмы 5 с двумя дисковыми инструментами 6. Стрела 1 исполнительного органа может перемещаться в трех направлениях относительно неподвижного корпуса проходческого комбайна с помощью шести гидродомкратов. При этом два гидродомкрата обеспечивают телескопическую осевую раздвижность по стрелке n1₃, два гидродомкрата подъема и опускания в вертикальной плоскости перемещают стрелу 1 по стрелкам n2₃ или n3₃, а два гидродомкрата поворота в горизонтальной плоскости обеспечивают ее движение к бортам выработки.

Внутреннее пространство четырехгранной призмы 5 с узлами крепления дискового инструмента 6 закрыто герметичной четырехгранной крышкой. При этом диаметр окружности (рис. 1, а), описывающий вылет наружных кромок дисковых инструментов 6 в плоскости перпендикулярной оси вращения коронок 3 не превышает диаметра окружности, описывающий максимальный радиальный вылет крайних резцов 4 на больших основаниях разрушающих аксиальных коронок 3. Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия осуществляет цикличное проведение выработки прямоугольного сечения по высоте H и ширине B (рис. 1, б, в). Подготовка к циклу проходки начинается с процесса зарубки в центральной части выработки. При зарубке стрелы с двумя разрушающими аксиальными коронками на требуемую величину заглубления в направлении продольной оси выработки или на ширину поперечного захвата b_3 (рис. 1, б), совмещают возвратно-циклические перемещения стрелы в вертикальной плоскости от кровли до почвы выработки n_{2_3} и обратно, n_{3_3} с постепенной телескопической раздвижностью n_{1_3} на заданную ширину захвата b_3 . Этот процесс обеспечивается одновременной работой гидродомкратов подъема стрелы, гидродомкратов телескопической раздвижности стрелы и непрерывным вращением двух разрушающих аксиальных коронок с резцами. Процесс зарубки осуществляется по ширине фронта зарубки $b_{\phi p}$, включающего ширину зарубки левой $b_{лак}$ и правой b_{nak} разрушающих аксиальных коронок, а также ширину $b_{\kappa p}$ корпуса раздаточного редуктора в виде сектора цилиндра с углом охвата $\phi \le \pi/2$, на наружной поверхности которого с определенной схемой набора прикреплены четырехгранные призмы с двумя дисковыми инструментами, работающими в режиме поворотно-строгальной установки.

После зарубки можно использовать следующую траекторию движения стрелы с разрушающими аксиальными коронками, осуществляемую по направлениям перемещения 1'-19' (рис. 1, в). На направлениях перемещения 1'-11' преобладают процессы разрушения, а на направлении перемещения 1'-3', 17'-19' преобладают процессы разрушения, зачистки выступов-гребешков на поверхностях кровли и почвы выработки. После окончательной зачистки почвы от продуктов разрушения по всей ширине *B* выработки, проходческий комбайн подается вперед на забой, а стрела сокращает телескопическую раздвижность гидродомкратами на величину b_3 и следующий рабочий цикл обработки забоя повторяется.

Результаты исследований по моделированию напряженного состояния сопрягаемых элементов узлов крепления двух дисковых инструментов на четырехгранных призмах в раздельных режимах вращения при центральной зарубке в забойные массивы проходческих горных выработок представлены в работах [13, 14, 16, 17].

Для исследования напряженного состояния узлов крепления дискового инструмента к четырехгранным призмам в спаренном режиме вращения при центральной зарубке исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия, предложено оригинальное техническое решение (патент РФ 146845), включающее четырехгранную призму со спаренными дисковыми инструментами (рис. 2) [14]. Реализация данного технического решения обеспечивает совместное вращение двух дисковых инструментов на каждой четырехгранной призме с уменьшением процесса их заклинивания и износа при зарубке стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна в горный массив.



Рис. 2. Устройство жесткого соединения между двумя дисками четырехгранной призмы

Четырехгранная призма 1 (рис. 2) состоит из двух рабочих граней 2 со сквозными цилиндрическими отверстиями 3 и двух боковых граней. Внутри каждого сквозного цилиндрического отверстия 3 размещена цапфа-втулка 4. При этом спаренные дисковые инструменты 5 выполнены в виде единого сборно-разборного конструктивного модульного блока с возможностью совместного свободного вращения относительно неподвижных цапф-втулок 4. Единый сборно-разборный конструктивный модульный блок выполнен в виде жестко прикрепленных друг другу двух осей 6 и 7 с упорными буртиками, одна из которых содержит шлицевой хвостовик, а другая содержит шлицевую втулку. Оси 6 и 7 имеют зоны, обеспечивающие шпоночное присоединение дискового инструмента 5 посредством шпонки-фиксатора 8. Дистанционные торцевые шайбы 9 размещены между торцевыми поверхностями каждого из двух дисковых инструментов 5 и торцевыми поверхностями упорных буртиков каждой из двух цапф-втулок 4. Ось 6 выполнена со ступенчатым сквозным отверстием, внутри которого размещен дистанционный винт 10 для крепления единого сборно-разборного конструктивного блока. Для защиты внутреннего пространства четырехгранной призмы 1 используют четырехгранную крышку 11. Со стороны свободного торца оси 7 выполнено шестигранное углубление 12 под ключ для осуществления монтажно-демонтажных операций.

Построение конечно-элементных моделей (рис. 3) и расчет усилий нагружений P_z , P_y , P_x (табл. 1) для спаренного дискового инструмента с узлами крепления на четырехгранных призмах осуществлено по методикам, изложенным в исследованиях исполнительного органа с реверсивными радиальными коронками и одиночными дисковыми инструментами на опорах-кронштейнах и трехгранных призмах, а также с аксиальными резцовыми коронками и двумя раздельными дисковыми инструментами на четырехгранных призмах, а также с аксиальными резцовыми коронками и двумя раздельными дисковыми инструментами на четырехгранных призмах [4–6, 12–17]. За исходные условия при расчете параметров напряженного состояния были выбраны диапазоны характеристик разрушаемых забойных массивов: угольного ($\sigma_{c\pi} = 12.4$; 13,5; 14,8 МПа) и породного ($\sigma_{c\pi} = 51$; 60,6; 78,9 МПа). Для моделирования напряженно-деформированного состояния сопрягаемых элементов узлов крепления использованы четыре варианта конструкций дискового инструмента диаметром D = 0,16 м (три биконических с углами заострения: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$; $15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$ и один конический $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$).



Рис. 3. Конечно-элементная модель четырехгранной призмы со спаренными дисковыми инструментами: а – в аксонометрии; б, в, г – по трем основным проекциям

Таблица 1

Результаты расчета нагрузок при разрушении забойных массивов спаренным дисковым инструментом

			F1	- FJ			
	Характеристики разрушаемого массива по σ_{cw} , Мпа						
Усилия, кН	Угольный массив			Породный массив			
	12,4	13,5	14,8	51	60,6	78,9	
	npu h = 0,04 м			$npu h = 0,006 {\rm M}$			
Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$							
Pz	4,946	5,255	5,812	3,548	4,216	5,489	
P _v	11,11	11,737	13,054	11,009	13,082	17,033	
P _x	0,323	0,314	0,318	4,337	5,154	6,71	
Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$							
Pz	5,003	5,286	5,879	3,589	4,26	5,553	
P _v	11,239	11,873	13,205	11,137	13,23	17,23	
P _x	0,327	0,317	0,322	4,388	5,21	6,788	
Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$							
Pz	5,101	5,389	5,994	3,659	4,348	5,662	
P _v	11,458	12,105	13,463	11,354	13,492	17,566	
P _x	0,333	0,324	0,328	4,473	5,315	6,921	

Усилия, кН	Характеристики разрушаемого массива по σ_{cw} , Мпа						
	Угольный массив			Породный массив			
	12,4	13,5	14,8	51	60,6	78,9	
	$npu h = 0,04 \mathrm{M}$			при h = 0,006 м			
Конический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 0^\circ + 30^\circ$							
Pz	4,927	5,205	5,79	3,535	4,2	5,469	
Py	11,068	11,692	13,004	10,968	13,032	16,968	
P _x	1,739	1,837	2,043	4,321	5,134	6,685	

Секция 2: Математическое моделирование прикладных задач

При моделировании напряженно-деформированного состояния сопрягаемых элементов узлов крепления спаренных дисковых инструментов к четырехгранным призмам на корпусе раздаточного редуктора в межкорончатом пространстве исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия использовалась система SolidWorks Simulation, в которой решаются общие задачи по методу конечных элементов (МКЭ) в линейной постановке. При дискретизации геометрической модели использовалась сетка с параболическими конечными элементами (КЭ) в форме тетраэдров. Параболические КЭ обеспечивают лучшее описание геометрии модели сеткой и повышенную точность расчетов за счет большего по сравнению с линейными КЭ числа узлов. Размер конечных элементов выбирался таким образом, чтобы дальнейшее повышение плотности сетки не оказывало существенного влияния на результаты расчетов. Параметры сетки: размер КЭ – 10 мм; допуск – 0,5 мм; автоматическое уплотнение сетки не использовалось. Для расчета использовался алгоритм FFEPlus, так как он является более производительным при решении задач большой размерности [6]. Для описания взаимодействия деталей в сборке использовались следующие контактные условия: для неразьемных соединений элементов корпуса – тип контактного условия «связанные», для разъемных соединений – контактное условие «нет проникновения».

Усилия резания P_z , внедрения P_y и бокового усилия P_x на спаренных дисковых инструментах (рис. 4) определены с учетом конструктивных, режимных параметров и характеристик разрушаемого массива σ_{cx} . Расчетные усилия нагружения P_z , P_y , P_x (табл. 1) прикладывались к конечно-элементным моделям спаренных дисковых инструментов с узлами крепления в четырехгранных призмах для получения картины напряженного состояния (рис. 5–8) для биконических и конических дисковых инструментов с учетом предела прочности на одноосное сжатие горного массива σ_{cx} от 12,4 до 78,9 МПа. Материалы сопрягаемых деталей в конструкции: 35ХГСА, Ст. 45, Ст.65Г, Ст.15.



Рис. 4. Схема приложения нагрузок к дискам и крепления четырехгранной призмы



Puc. 5. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях узлов крепления спаренных дисковых инструментов при разрушении угольного массива σ_{сж} = 12,4 МПа



Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях узлов крепления спаренных дисковых инструментов при разрушении породного массива σ_{сж} = 51 МПа



Секция 2: Математическое моделирование прикладных задач

Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях узлов крепления спаренных дисковых инструментов при разрушении породного массива σ_{сж} = 60,6 МПа



Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях узлов крепления спаренных дисковых инструментов при разрушении породного массива σ_{сж} = 78,9 MПа

На рис. 9–12 представлены зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{_{3KB}}$ по критерию Мизеса от диаметра D дискового инструмента в плоскости сечения по клиновой реборде со стороны крепеж-



В табл. 2 представлены полиномиальные зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{_{3KB}}$ по критерию Мизеса от диаметра D дискового инструмента в плоскости сечения по клиновой реборде со стороны крепежного винта узла крепления к четырехгранной призме для спаренного режима вращения четырех конструктивных вариантов дисков при разрушении забойных массивов.

Таблица	2	
---------	---	--

	для тетвірел к	enerpy kind baphantod enapennen direkoben inter	p j memor
Углы заост-	Забойные		Коэффициенты
рения	Заобиные	Полиномиальные	достоверности
диска $\phi =$	массивы,	зависимости	аппроксимации
φ ₁ +φ ₂ , град	σ_{cx} , MII Ia		R^2
25°+5°	12,4	$\sigma_{_{3KB}} = 2E-07D^4 - 3E-05D^3 + 0,002D^2 - 0,0106D$	0,9711
	51	$\sigma_{_{3KB}} = -8E - 08D^4 + 1E - 05D^3 + 0,0049D^2 - 0,0918D$	0,898
	60,6	$\sigma_{_{3KB}} = -2E - 07D^4 + 4E - 05D^3 + 0,0025D^2 + 0,0038D$	0,8982
	78,9	$\sigma_{_{3KB}} = -4E - 07D^4 + 1E - 04D^3 - 0,0005D^2 + 0,0579D$	0,9037
20°+10°	12,4	$\sigma_{_{3KB}} = 1E-06D^4 - 0,0003D^3 + 0,0244D^2 - 0,5984D$	0,9399
	51	$\sigma_{_{3KB}} = 1E - 06D^4 - 0,0003D^3 + 0,0339D^2 - 0,7942D$	0,8921
	60,6	$\sigma_{_{3KB}} = 1E-06D^4 - 0,0003D^3 + 0,0329D^2 - 0,7628D$	0,8877
	78,9	$\sigma_{_{3KB}} = 9E-07D^4 - 0,0003D^3 + 0,0295D^2 - 0,6635D$	0,8909
15°+15°	12,4	$\sigma_{_{3KB}} = 1E-06D^4 - 0,0003D^3 + 0,0247D^2 - 0,6035D$	0,9423
	51	$\sigma_{_{3KB}} = 2E - 06D^4 - 0,0006D^3 + 0,0517D^2 - 1,2264D$	0,858
	60,6	$\sigma_{_{3KB}} = 2E - 06D^4 - 0,0006D^3 + 0,0523D^2 - 1,1771D$	0,8458
	78,9	$\sigma_{_{3KB}} = 2E - 06D^4 - 0,0006D^3 + 0,0548D^2 - 1,2626D$	0,8041
0°+30°	12,4	$\sigma_{_{3KB}} = -8E - 07D^4 + 0,0003D^3 - 0,0246D^2 + 0,6791D$	0,9532
	51	$\sigma_{_{3KB}} = -1E - 06D^4 + 0,0004D^3 - 0,0355D^2 + 1,0052D$	0,9246
	60,6	$\sigma_{_{3KB}} = -2E - 06D^4 + 0,0005D^3 - 0,0405D^2 + 1,178D$	0,8986
	78,9	$\sigma_{_{3KB}} = -2E - 06D^4 + 0,0005D^3 - 0,037D^2 + 1,0852D$	0,8808

Полиномиальные зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{_{3KB}}$ от диаме	rpa D
для четырех конструктивных вариантов спаренных дисковых инструмен	тов

На рис. 13 представлен сводный график зависимостей эквивалентных напряжений $\sigma_{_{3кв}}$ от диаметра D спаренных дисковых инструментов разных конструктивных вариантов на четырехгранных призмах (трех биконических с углами заострения: $1 - \varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $2 - 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$; $3 - 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$ и одного конического $4 - \varphi = 0^\circ + 30^\circ$) при разрушении угольных забойных массивов проходческих горных выработок.



конструктивного исполнения при разрушении угольного забойного массива $\sigma_{res} = 12.4$ МПа

Результаты исследований и технические решения получены в рамках выполнения базовой части государственного задания Минобрнауки России по проекту № 632 "Исследование параметров технологий и техники для выбора и разработки инновационных технических решений по повышению эффективности эксплуатации выемочно-проходческих горных машин в Кузбассе".

Анализ результатов зависимостей эквивалентных напряжений σ_{экв} от диаметра D спаренных дисковых инструментов четырех конструктивных вариантов показывает, что при разрушении угольных забойных массивов проходческих горных выработок все они имеют характер изменения в виде полиномиальных зависимостей с максимальной крутизной нарастания к зоне разрушения массива с глубиной внедрения h = 0,04 м при диаметре клиновой реборды диска D = 0,16 м. Здесь максимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{3\kappa B}$ составляет 95 МПа, что характерно при разрушении угольного забойного массива коническим дисковым инструментом $\phi = \phi_1 + \phi_2 = 0^\circ + 30^\circ$. Для трех конструктивных вариантов биконических спаренных дисковых инструментов ($\phi = \phi_1 + \phi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$; $15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$) отмечается снижение уровня эквивалентных напряжений $\sigma_{3\kappa B}$ до 85–87 МПа

Установлено, что при разрушении породных забойных массивов зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{_{3KB}}$ от диаметра D спаренных дисковых инструментов также имеют сходный характер изменения в виде полиномиальных зависимостей с более пологой крутизной нарастания к зоне разрушения массива по сравнению угольными забоями при глубине внедрения h = 0,006 м на диаметре клиновой реборды диска D = 0,16 м. При этом для всех вариантов конструкций дисковых инструментов максимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{_{3KB}}$ расположен в диапазоне 97–100 МПа.

В целом закономерности изменения напряженного состояния узлов крепления спаренного дискового инструмента при разрушении как угольных, так и породных, характеризуются тем, что:

- при использовании биконических дисковых инструментов с переходом от параметров асимметрии ($\phi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$) к параметрам симметрии ($15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$) в зоне разрушения забойных массивов выявлено выполаживание полиномиальных зависимостей эквивалентных напряжений $\sigma_{_{3KB}}$ от диаметра D дисков.

- при использовании конического дискового инструмента ($\phi = 0^{\circ}+30^{\circ}$) отмечается максимальная крутизна нарастания полиномиальных зависимостей по сравнению с биконическими дисковыми инструментами на диаметрах, близких к зоне разрушения;

Таким образом, реализация предложенного технического решения узлов крепления породоразрушающих дисковых инструментов на четырехгранных призмах для обеспечения спаренного режима вращения позволит расширить область применения и повысить эффективность эксплуатации проходческих комбайнов избирательного действия отечественного и зарубежного производства с исполнительными органами в виде двух аксиальных коронок на телескопической стреле как в угольных, так и в породных забойных массивах.

Литература.

- Хорешок, А.А. Совершенствование конструкции продольно-осевых коронок проходческого комбайна избирательного действия / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.Ю. Борисов, С.Г. Мухортиков // Горное оборудование и электромеханика. – 2010. – № 5. – С. 2–6.
- Хорешок, А.А. Прогнозирование максимального объема разрушенного материала дисковым инструментом / А.А. Хорешок, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов // Горный информационноаналитический бюллетень. – 2011. – № 9. – С. 299–304.
- Нестеров, В.И. Исполнительный орган проходческого комбайна для совмещения процессов разрушения забоя с дроблением негабаритов и погрузкой горной массы / В.И. Нестеров, Л.Е. Маметьев, А.А. Хорешок, А.Ю. Борисов // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. – 2012. – № 3. – С. 112–117.
- Хорешок, А.А. Распределение напряжений в узлах крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, В.В. Кузнецов, А.Ю. Борисов, А.В. Воробьев // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. – 2012. – № 6. – С. 34–40.
- Хорешок, А.А. Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.Ю. Борисов, С.Г. Мухортиков, А.В. Воробьев // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 9. С. 40–44.
- Маметьев, Л.Е. Совершенствование конструкций узлов крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов / Л.Е. Маметьев, А.А. Хорешок, А.Ю. Борисов, А.В. Воробьев // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. – 2014. – № 1. – С. 3–5.
- 7. Маметьев, Л.Е. Разработка устройства пылеподавления для реверсивных коронок проходческих комбайнов / Л.Е. Маметьев, А.А. Хорешок, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. 2014. № 3. С. 17–21.
- 8. Маметьев, Л.Е. Улучшение процессов монтажа и демонтажа узлов крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов / Л.Е. Маметьев, А.Ю. Борисов // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. – 2014. – № 4. – С. 23–26.
- Маметьев, Л.Е. Направление повышения зарубной способности исполнительных органов проходческих комбайнов с аксиальными коронками / Л.Е. Маметьев, А.А. Хорешок, А.Ю. Борисов // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. 2014. № 5. С. 21–24.

- Хорешок, А.А. Устройства для улучшения процессов зарубки исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 4. С. 11–16.
- Хорешок, А.А. Адаптация узлов крепления дискового инструмента исполнительных органов проходческих комбайнов к монтажу и демонтажу / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.М. Цехин, А.Ю. Борисов // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – № 7. – С. 3–8.
- Stress-deformed state knots fastening of a disk tool on the crowns of roadheaders / Khoreshok A, Mametyev L, Borisov A, Vorobiev A // Mining 2014. Taishan academic forum - project on mine disaster prevention and control. Chinese coal in the XXI century: Mining, green and safety. – Qingdao, China, October 17-20, 2014, Atlantis press, Amsterdam-Paris-Beijing, 2014. pp. 177-183.
- Борисов, А.Ю. Напряжения в сопрягаемых элементах дисковых инструментов при разрушении проходческих забоев / А.Ю. Борисов, Л.Е. Маметьев // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. – 2015. – №4. – С. 26–35.
- 14. Хорешок, А.А. Основные этапы разработки и моделирования параметров дискового инструмента проходческих и очистных горных машин / А.А. Хорешок, Л.Е. Маметьев, А.М. Цехин, В.И. Нестеров, А.Ю. Борисов // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 7. С. 9–16.
- Finite element models of disk tools with attachment points on triangular prisms / Khoreshok A.A., Mametev L.E., Borisov A.Yu., Vorobev A.V. // Applied Mechanics and Materials. 2015. T. 770. C. 429-433.
- Stress state of disk tool attachment points on tetrahedral prisms between axial bits / Khoreshok A.A., Mametev L.E., Borisov A.Yu., Vorobev A.V. // Applied Mechanics and Materials. 2015. T. 770. C. 434-438.
- 17. The distribution of stresses and strains in the mating elements disk tools working bodies of roadheaders / Khoreshok A.A., Mametyev L.E., Borisov A.Yu., Vorobyev A.V. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2015. T. 91. № 1. C. 012084.
- Маметьев, Л.Е. Разработка исполнительных органов и инструмента для стреловых проходческих комбайнов и бурошнековых машин / Л.Е. Маметьев // Вестн. Кузбасского гос. тех. унив. – 2015. – № 5. – С. 56–64.
- 19. The application of the analytic hierarchy process when choosing layout schemes for a geokhod pumping station / Chernukhin R.V., Dronov A.A., Blashchuk M.Y. // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2015. T. 91. № 1. C. 012086.
- 20. Classification of geokhod units and systems based on product cost analysis and estimation for a prototype model production / Aksenov V.V., Walter A.V., Gordeyev A.A., Kosovets A.V. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2015. T. 91. № 1. C. 012088.
- Determination of necessary forces for geohod movement / Efremenkov A.B., Timofeev V.Y. // IFOST 2012: Proceedings 2012 7th International Forum on Strategic Technology, September 18-32, 2012, Tomsk. C. 1 4.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ И ТЯГОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ С ЧИСЛОМ ФАЗ НЕКРАТНЫМ ТРЕМ

П.В. Морозов, к.т.н.

Новосибирский государственный технический университет 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20, тел. (383)-346-04-42 E-mail: kaftoe@ngs.ru

Большинство стандартных трансформаторных преобразователей переменного тока, применяемых в промышленности и на транспорте, преобразуют три фазы в три или в одну, а также другое количество фаз кратное трем. Развитие индустриальных и тяговых электрических машин привело к появлению и распространению двухфазных и четырехфазных нагрузок, у которых количество фаз некратно трем фазам первичной сети. Примерами таких нагрузок являются двухфазные и четырехфазные двигатели в системах позиционирования инструментов и заготовок, а также двух- и четырехфазные системы тягового электроснабжения скоростных железных дорог переменного тока.

Для моделирования трансформаторов целесообразно использовать программы типа Matlab Simulink, PSIM, Multisim и т.д. В них содержатся библиотеки элементов электрических схем, где в наличии имеются только типовые трансформаторные преобразователи с числом фаз кратным трем.

Предложено дополнить эти библиотеки трехфазно-двухфазными и трехфазно четырехфазными трансформаторными преобразователями, выполненными по схеме Скотта [1,2]. Пример преобразователя из трех фаз в четыре показан на рисунке 1. Если из данного преобразователя удалить авто-