

dr inż. LESZEK KASPRZYCZAK
dr inż. ANDRZEJ DZIKOWSKI
mgr inż. DAMIAN NOWAK
Instytut Technik Innowacyjnych EMAG

Wyznaczanie parametrów elektromechanicznych głównych napędów Mobilnej Platformy Inspekcyjnej

W artykule przedstawiono algorytm wyznaczania parametrów elektromechanicznych napędów jezdnych górniczej Mobilnej Platformy Inspekcyjnej MPI przy pokonywaniu różnego rodzaju przeszkód, tj. nachyleń i progów. Zaprezentowano także koncepcje doboru silników elektrycznych oraz przekształtników energii do ich zasilania i sterowania nimi.

1. WSTĘP

Pomimo stałego rozwoju systemowego monitorowania zagrożeń naturalnych oraz stosowania coraz doskonalszych środków profilaktycznych nie da się wyeliminować przypadków pożarów w rejonach ścian eksploatacyjnych [10, 9]. To zaś skutkuje odizolowaniem rejonu od opływowego prądu powietrza, a następnie działaniami zmierzającymi do ugaszenia pożaru, często też zmniejszenia ryzyka wybuchu metanu. Proces taki jest kontrolowany w miejscach znacznie odległych od źródła pożaru czy źródła możliwego zapłonu metanu.

Podstawowym przeznaczeniem Mobilnej Platformy Inspekcyjnej MPI jest pomiar parametrów fizykochemicznych atmosfery kopalnianej blisko źródła, bezpośrednio w zaizolowanym rejonie i transmitowanie danych pomiarowych do stacji operatora. W przypadku konkretnego zagrożenia dane te posłużą do podjęcia przez sztab decyzji co do dalszych czynności związanych z ewentualną akcją pożarową. Budowa Mobilnej Platformy Inspekcyjnej MPI realizowana jest w konsorcjum naukowym, w skład którego wchodzi Instytut Technik Innowacyjnych EMAG (lider) oraz Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów PIAP. Projekt finansowany jest przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych.

Założono, że platforma będzie opracowana zgodnie z wymaganiami dla kategorii M1, wg PN-EN 50303, co oznacza, iż będzie mogła być eksploatowana w obecności stężeń wybuchowych gazów grupy I oraz

w obecności pyłu węglowego. Pełne założenia funkcjonalne oraz koncepcje rozwiązań technicznych najważniejszych podzespołów MPI omówiono w pracy [8]. Założenia te i koncepcje są wynikiem przeanalizowania dostępnej literatury [4] nt. górniczych robotów inspekcyjnych stosowanych na świecie oraz doświadczeń ww. konsorcjum naukowego w opracowaniu niekomercyjnego prototypu Górniczego Mobilnego Robota Inspekcyjnego GMRI [5].

W niniejszym artykule skoncentrowano się na opisanu algorytmu wyliczania parametrów elektromechanicznych głównych napędów platformy, uwzględniając przewidywane przeszkody, jakie ma pokonywać pojazd. Są to przede wszystkim nachylenia do 30° włącznie oraz progi o wysokości 0,2 m włącznie. Zakłada się, że MPI będzie posiadała cztery koła oponowe umieszczone względnie blisko siebie, aby wykluczyć możliwość zawieszenia się pojazdu na podwoziu przy przejeżdżaniu przez przeszkody typu progi. Aby wyeliminować drążkowy układ kierowniczy, przewidziano, że każde koło będzie wyposażone w osobny silnik elektryczny sterowany przez własny sterownik. Umożliwi to skręcanie pojazdu wokół własnej pionowej osi.

2. OBLICZANIE MOMENTU SIŁY POTRZEBNEJ NA POKONANIE WZNIESIEŃ I OPORÓW TOCZENIA

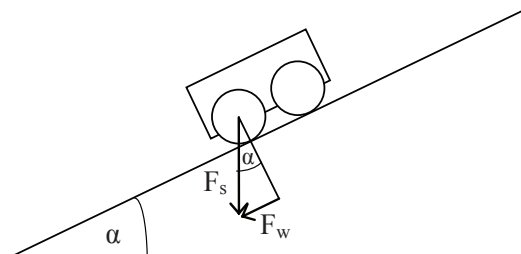
Aby wyznaczyć parametry elektromechaniczne, przyjęto następujące założenia. Masa pojazdu z pełnym wy-

posażeniem (tzw. *payload*) nie powinna przekraczać 626 kg, co odpowiada w przybliżeniu ciężarowi 6260 N. Przy równomiernym rozłożeniu ciężaru na poszczególne koła daje to siłę ciężkości $F_s=1565$ N na każde koło.

Zakładając niskie ułożenie środka ciężkości masy pojazdu przy podejździe na wzniesienie o nachyleniu 30° , przyjmujemy (z uwagi na brak precyzyjniejszych modeli), że 70% ciężaru platformy obciąży tylną osi (rys. 1). Wtedy siła potrzebna na wjazd F_{wt} w przeliczeniu na jedno, tylne koło wyniesie 1095,5 N, zgodnie z zależnością:

$$F_{wt} = \frac{6260 \text{ N} \cdot 0,7}{2} \cdot \sin 30^\circ,$$

gdz $\sin \alpha = \frac{F_w}{F_s}$.



Rys. 1. Wjazd MPI na wzniesienie o kącie α [opracowanie własne]

Analogicznie, siła potrzebna na wjazd F_{wp} w przeliczeniu na jedno, przednie koło wyniesie 469,5 N, zgodnie z zależnością:

$$F_{wp} = \frac{6260 \text{ N} \cdot 0,3}{2} \cdot \sin 30^\circ$$

Ponadto należy uwzględnić pokonywanie oporów toczenia. Współczynniki oporów toczenia zebrano w tabeli 1.

Tabela 1.
Przeciętne wartości współczynnika oporu toczenia przy prędkości bliskiej zeru [6]

Rodzaj nawierzchni	f_T – współczynnik oporu toczenia
	0,010-0,012
Beton	0,012-0,015
Kostka granitowa	0,014-0,016
Droga tłuczniowa	0,016-0,018
Kostka kamienna	0,030-0,033
Droga polna	0,03-0,06
Droga piaszczysta wilgotna	0,08-0,15
Suchy piasek	0,15-0,30

W dalszych obliczeniach przyjęto współczynnik oporu toczenia jak dla drogi polnej $f_T = 0,06$ (najgorszy przypadek), co uzasadniono tym, że na wznio-

sach chodników mogą wystąpić względnie płytkie warstwy materiałów sypkich.

Ponadto na tarcie toczne koła mają wpływ takie parametry, jak:

- rozmiar opony: koła o mniejszej średnicy mają większy opór toczenia w porównaniu do kół dużych. Opór toczenia odpowiada ugięciu ścian opony oraz powierzchni kontaktu z podłożem – przy tym samym ciśnieniu szersze opony mają mniejsze ugięcie i z tego powodu mniejszy opór toczenia;
- rzeźba bieżnika opony: czym „grubszy” wzór bieżnika, tym większy opór toczenia, dlatego też „szybkie” opony mają drobny bieżnik, a samochody ciężarowe zużywają mniej paliwa, kiedy bieżnik jest starty.

Zatem siła oporu toczenia F_{Tt} na jedno koło tylnej osi wyniesie 113,8 N, zgodnie z zależnością:

$$F_{Tt} = \frac{6260 \text{ N} \cdot 0,7}{2} \cdot f_T \cdot \cos 30^\circ$$

Analogicznie siła oporu toczenia F_{Tp} na jedno koło przedniej osi wyniesie 49 N, zgodnie ze wzorem:

$$F_{Tp} = \frac{6260 \text{ N} \cdot 0,3}{2} \cdot f_T \cdot \cos 30^\circ$$

Momenty sił przypadające odpowiednio na koło osi tylnej i przedniej wynoszą 362,8 Nm i 155,5 Nm. Wyznaczone są one ze wzorów:

$$M_{kt} = R(F_{wt} + F_{Tt})$$

$$M_{kp} = R(F_{wp} + F_{Tp})$$

gdzie: R – promień koła równy 0,3 m.

Niezależnie od tego, jaka zostanie dobrana przekładnia dla każdego silnika, pozwoli to na wyznaczenie momentu silnika i jego mocy elektrycznej. Tak więc moment siły silnika koła tylnej osi wyniesie:

$$M_{st} = \frac{M_{kt}}{p\eta},$$

a moment siły silnika koła przedniej osi wyniesie:

$$M_{sp} = \frac{M_{kp}}{p\eta},$$

gdzie η oznacza sprawność przekładni, a p jest przełożeniem przekładni. Przy przełożeniu równym 60,8 i sprawności 95% $M_{st} \approx 6,28$ Nm, a $M_{sp} \approx 2,69$ Nm.

Moc silnika P wyznacza się ze wzoru:

$$P = M_{st} \cdot \omega = M_{st} \frac{2\pi n_s}{60},$$

gdzie:

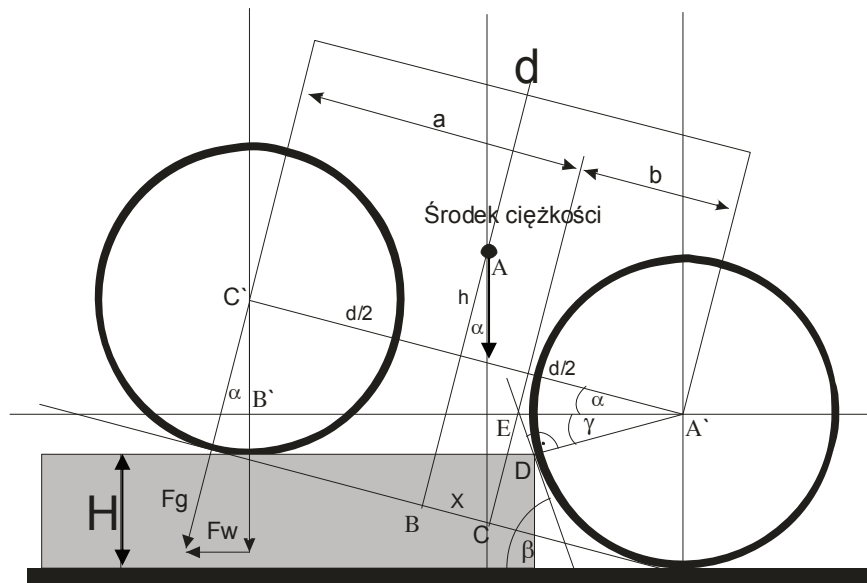
ω – prędkość kątowna silnika w rad/s,
 n_s – liczba obrotów silnika na minutę.

Według norm z serii PN-EN 13463 prędkość liniowa elementów nie powinna przekraczać 1 m/s, a zatem prędkość obrotowa musi być również ograni-

czona. Dla przyjętych danych liczbowych liczba obrotów koła jest mniejsza niż 0,6 obr./s.

3. OBLICZANIE MOMENTU SIŁY POTRZEBNEJ NA POKONANIE PRUGU O WYSOKOŚCI 0,2 M

Przyjęto, że promień koła r jest większy od wysokości progu H , czyli $r > H$, co przy założonych wartościach liczbowych daje odpowiednio 0,3 m > 0,2 m. Najazd koła MPI na próg przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wjazd platformy na próg o wysokości 0,2 m [opracowanie własne]

Wyliczenia wartości sił i momentów przy pokonywaniu progu można dokonać przez analogię do obliczeń wykonanych przy pokonywaniu wzniesienia. Należy jednak zwrócić szczególną uwagę na wyznaczenie odpowiednich kątów. Rys. 2. przedstawia sytuację, w której momenty sił kół tylnych potrzebne na pokonanie przeszkody są największe. Obliczenie momentu siły koła tylnego można sprowadzić do pokonywania wzniesienia o kącie nachylenia β , przy rozkładzie ciężaru, jaki wynika z pochylenia pojazdu o kąt α .

Aby wyznaczyć rozkład ciężaru, najprościej jest skorzystać z podobieństwa trójkątów ABC i $A'B'C'$. Z trójkąta ABC wyznaczany jest tangens kąta α .

$$\tan \alpha = \frac{x}{h+r} \rightarrow x = (h+r) \cdot \tan \alpha,$$

gdzie:

h – wysokość środka ciężkości nad osią kół,
 r – promień koła.

Rozkład ciężaru pomiędzy osią przednią, a tylną – to ciężar całkowity pojazdu pomnożony przez stosunek odcinków a do b (rys. 2). W związku z tym:

$$b = \frac{d}{2} - x \rightarrow \frac{d}{2} - (h+r) \cdot \tan \alpha$$

$$a = \frac{d}{2} + x \rightarrow \frac{d}{2} + (h+r) \cdot \tan \alpha$$

$$\frac{a}{b} = \frac{\frac{d}{2} + (h+r) \cdot \tan \alpha}{\frac{d}{2} - (h+r) \cdot \tan \alpha}$$

gdzie:

d – odległość pomiędzy osiami.

Do wyznaczenia momentów siły koła tylnego służyć będzie następujący wzór:

$$M_{kt} = F_{s1} \cdot \frac{a}{b} \cdot \sin \beta \cdot r,$$

gdzie $F_{s1}=1565$ N.

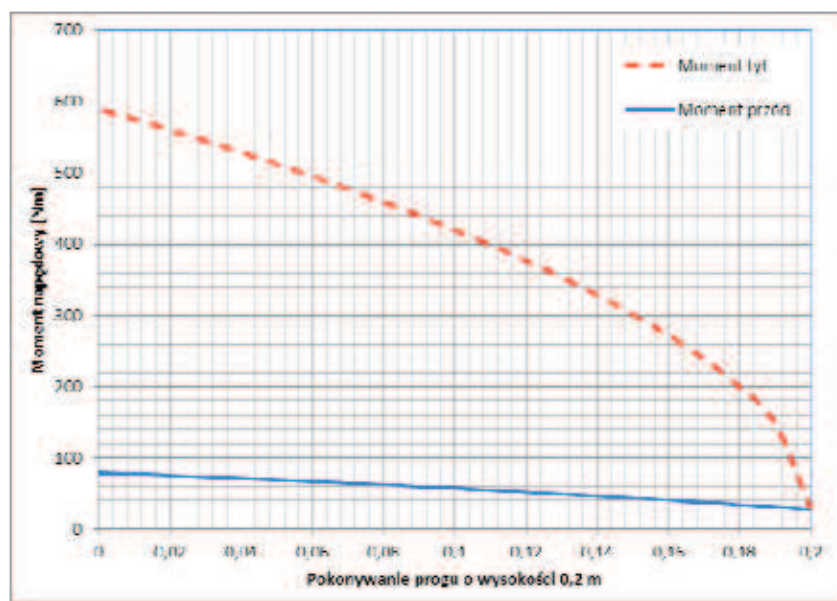
Kąt β wyznaczyć można z trójkąta A`DE:

$$\beta = 180 - 90 - \gamma = 90 - \gamma,$$

przy czym kąt γ to z kolei:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{r-H}{r}\right)$$

Moment siły dla koła przedniego można wyznaczyć, zakładając, że sytuacja ta podobna jest do takiej, w której pojazd podjeżdża pod wzniesienie o kącie nachylenia α przy odpowiednim stopniu rozkładu ciężaru wyznaczonego przez stosunek odcinków b do a . Rys. 3. przedstawia chwilę rozpoczynania podjazdu i to, że w miarę wspinania się koła tylnego na przeszkodę zmieniają się kąty α i β , a co za tym idzie – także rozkład ciężaru pomiędzy osiami przednią i tylną oraz momenty i siły oporu toczenia kół. Sytuację tę można zilustrować jako funkcję momentu napędowego na kole od zmiany wysokości, na której znajduje się środek koła toczącego się (pokonywanego pionową ścianę progę).



Rys. 3. Momenty koła przedniego i tylnego przy podjeżdżaniu na próg [opracowanie własne]

Analizując powyższe dane, można wyznaczyć ogólne wytyczne odnośnie do konstrukcji mechanicznej pojazdu. Aby możliwie zmniejszyć maksymalne momenty siły, pojazd powinien mieć jak najniżej umieszczony środek ciężkości, a rozstaw osi powinien być możliwie duży, ale taki, aby umożliwić swobodne pokonywanie progów o zakładanej wysokości. Z kolei wartość promienia kół powinna być tak dobrana, aby został osiągnięty kompromis pomiędzy momentem nominalnym, a maksymalną wysokością przeszkody do pokonania. Niewątpliwie największe korzyści uzyskuje się poprzez zminimalizowanie masy.

Przy pojazdach akumulatorowych, gdzie masa akumulatorów i napędów stanowi znaczny procent masy całkowitej pojazdu, proces doboru napędów powinien odbywać się metodą kolejnych przybliżeń i uwzględniać jak największą ilość dostępnych na tym etapie danych.

4. DOBÓR NAPĘDÓW GŁÓWNYCH

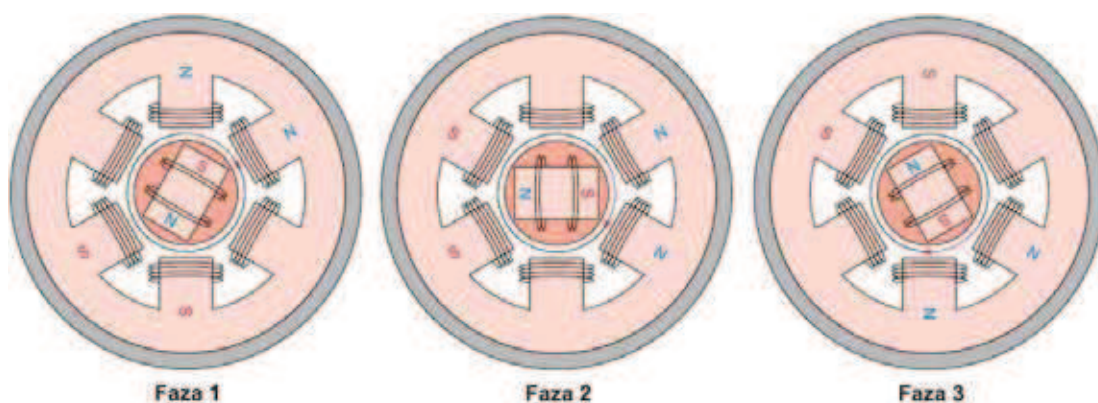
Przy pokonywaniu przeszkód w postaci 30-stopniowych nachyleń oraz progów o wysokości 0,2 m przewiduje się pracę silników na tzw. krótkotrwałym przeciążeniu. Jako pracę ciągłą przewiduje się przemieszczanie się robota po nachyleniu do 10°. Wówczas nominalne parametry mechaniczne z uwzględnieniem oporów toczenia szacuje się na $M_k = 180$ Nm.

Z uwagi na ograniczony zapas energii elektrycznej zmagazynowanej w akumulatorach litowo-jonowych silniki muszą być dobrane o jak najmniejszym poborze energii. Dlatego należy zastosować silniki, które umożliwią skuteczne przemieszczanie się MPI z ww. parametrami nominalnymi i jednocześnie będą w stanie sprostać maksymalnym przeszkodom, pracując na przeciążeniu. Ponadto silniki muszą charakteryzować się dużym momentem rozruchowym.

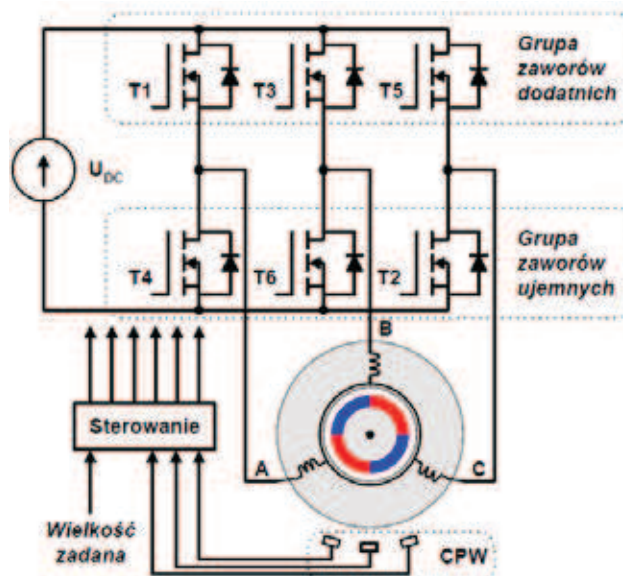
Ze względu na to, że silniki szeregowe prądu stałego charakteryzują się tym, że można je znacznie przeciążać, wydają się być najodpowiedniejsze do przewidywanego zastosowania. Ponadto silniki te osiągają przy małej prędkości duży moment pozwalający na rozruch, natomiast w czasie jazdy moment maleje do wartości pozwalającej pokonywać opory ruchu. Najkorzystniej jest zastosować silniki bezszczotkowe BLDC (Brushless DC motor), wykonane w budowie wzmocnionej „e” wg normy PN-EN 60079-7, co pozwala wykluczyć potencjalne źródło zapłonu mieszaniny wybuchowej od iskry komutatora mechanicznego.

Do najważniejszych zalet silników BLDC należą: wysoka sprawność, duży stosunek momentu do masy

silnika, sterowanie w szerokim zakresie prędkości, bardzo dokładna regulacja prędkości, wysoki moment rozruchowy oraz brak szczotek (silnik staje się bardziej cichy, niezawodny, nie powstaje przewodzący pył ze szczotek, nie ma wyładowań łukowych, istnieje możliwość zastosowania w strefach wybuchowych, zmniejsza się emisja zakłóceń radioelektrycznych). W silniku BLDC nie występuje zjawisko utraty synchronizmu w przypadku przeciążenia silnika, co jest wadą klasycznych silników synchronicznych. Na rys. 4. przedstawiono przekrój poprzeczny silnika BLDC, a na rys. 5. – podstawowy układ elektroniczny sterownika w ujęciu pogładowym.



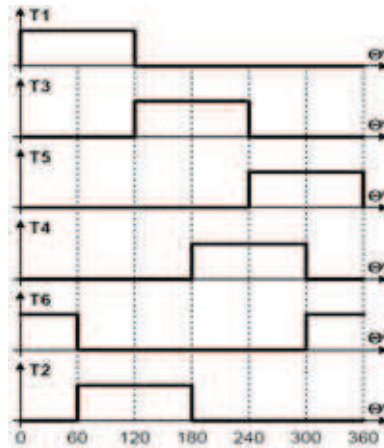
Rys. 4. Przekrój poprzeczny silnika BLDC [7]



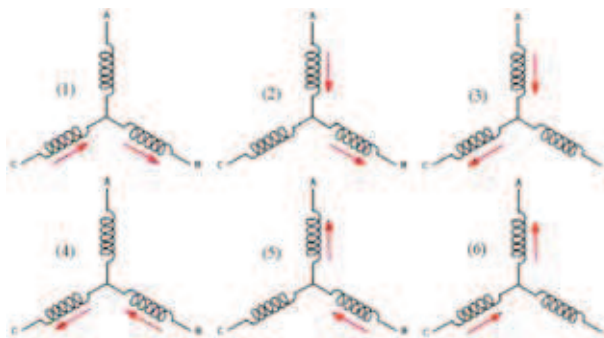
Rys. 5. Sterownik silnika BLDC z uzwojeniami fazowymi połączonymi w gwiazdę [1]

Strategie sterowania silnikami bezszczotkowymi dzieli się na sterowanie trapezowe i sinusoidalne, przy czym najczęściej stosuje się trapezowe (blokowe), zwane klasycznym [1, 11]. Sekwencję przełączeń tranzystorów komutatora elektronicznego przy

trapezowej metodzie sterowania przedstawiono na rys. 6. Z kolejności załączania zaworów tranzystorowych wynika, że jedno z uzwojeń fazowych nie jest obciążane. Cykl pracy silnika BLDC składa się z sześciu faz, które pokazano na rys. 7.



Rys. 6. Sekwencja przełączeń kluczy [1]

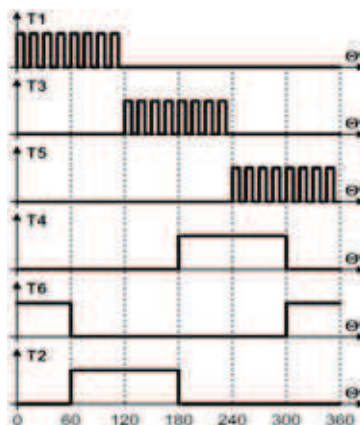


Rys. 7. Fazy pracy silnika BLDC [11]

W zależności od wyboru wielkości regulowanej wyróżnia się metody prądowe, oznaczone literą C, lub napięciowe, oznaczone przez V. Jeśli kąt pełnienia funkcji regulacyjnej przez poszczególne tranzystory z rys. 5. wynosi 120° , to oznacza się tę metodę symbolem „120”, a jeśli 60° – to odpowiednio symbolem „60”. Jeśli funkcja regulacyjna jest pełniona tylko przez tranzystory grupy dodatniej lub jeśli jest realizowana przez pierwsze 60° okresu przewodzenia obu grup tranzystorów, to wówczas metodę tę oznacza się symbolem Q+, a w przeciwnym przypadku – Q-.

Z uwagi na to, że w danej chwili funkcję regulacyjną pełni tylko jeden zawór komutatora elektronicznego, metody te zwane są sterowaniem unipolarnym. Na rys. 8. przedstawiono przykładową sekwencję przełączeń dla strategii C120Q+, polegającej na tym, że funkcję regulacyjną pełnią zawory grupy dodatniej, natomiast zawory grupy ujemnej pełnią zadania komutatorowe, tzn. są załączone w przedziałach swojego przewodzenia.

Jeśli tranzystory obu grup pełnią równocześnie funkcję regulacyjną, to sterowanie nazywa się bipolarnym.



Rys. 8. Sterowanie C120Q+[1]

Na rys. 5. skrót CPW oznacza czujniki położenia wirnika. Stanowią one sprzężenie zwrotne dla układu sterującego. Pozytcje wirnika względem biegunów magnetycznych stojana określa się jedną z następujących metod: 1) pomiar zmian pola przez trzy czujniki Hall'a, 2) enkodery optyczne z licznikiem, 3) pomiar SEM indukowanej w uzwojeniach stojana, 4) wyliczenie prędkości przez układ sterujący wykorzystujący do tego model matematyczny danej maszyny. Przewiduje się zastosowanie w silnikach użytych w MPI hallotronów.

Istotne jest również zastosowanie niezawodnego wyłączenia napędów w sytuacji wystąpienia awarii któregoś ze sterowników silników. W tym celu opracowany zostanie układ bezpieczeństwa odcinający energię elektryczną dostarczaną z akumulatorów do sterowników. W skład tego układu wejdzie wyłącznik bezpieczeństwa („grzybek” umieszczony na korpusie pojazdu), którego styk podłączony zostanie do napięcia iskrobezpiecznego (zgodnie z PN-EN 60079-11). Styk wyłącznika bezpieczeństwa pobudza cewkę przekaźnika, który sterować będzie stycznikami odcinającymi zasilanie. Ponadto układ bezpieczeństwa posiada wejście od mikroprocesorowego układu MPI, co umożliwi programowe odcięcie napięcia ze stanowiska operatora. Układ bezpieczeństwa zaprojektowany zostanie według norm dotyczących bezpieczeństwa maszyn PN-EN ISO 13849 lub PN-EN 62061. Będzie się charakteryzował właściwym poziomem zapewnienia/nienaruszalności bezpieczeństwa, odpowiednio PL (*Performance Level*) [2] albo SIL (*Safety Integrity Level*) [3].

5. UWAGI KOŃCOWE

Dobór odpowiednich napędów do Mobilnej Platformy Inspekcyjnej jest kluczowym zadaniem projektu. Wpływa bowiem na opracowanie innych podzespołów pojazdu, takich jak baterie akumulatorów i układu rozdziału energii. Zastosowanie bezszczotkowych silników BLDC, które można chwilowo przeciążać, gwarantuje optymalne właściwości pokonywania przez pojazd przeszkód terenowych, przy zachowaniu względnie niskiego poboru energii elektrycznej podczas pracy nominalnej, co redukuje objętość i masę baterii akumulatorów.

Opracowanie podwójnych zabezpieczeń przeciwybuchowych – tzn. dla silnika budowę wzmocnioną „e” i umieszczenie go w korpusie ognioszczelnym pojazdu „d”, natomiast dla sterowników hermetyzację „m” w obudowie „d” – gwarantuje spełnienie przez układ napędowy (w części elektrycznej) kategorii M1.

Projekt finansowany ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych, realizowany przez konsorcjum naukowe – Instytut Techniki Innowacyjnych EMAG oraz Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów PIAP. Nr umowy: PBS1/A2/12/2012. Czas realizacji: 1 XI 2012 – 31 VIII 2015.



Literatura

1. Domoracki A., Krykowski K.: *Silniki BLDC – klasyczne metody sterowania*. „Zeszyty Problemowe – Maszyny Elektryczne”, nr 72, 2005, Politechnika Śląska, Gliwice 2005, s. 155-159.
2. Kasprzyczak L.: *Bezpieczeństwo maszyn – wyznaczanie poziomu zapewnienia bezpieczeństwa*. W: *Niezawodność Infrastruktur Krytycznych*, Materiały XII Zimowej Szkoły Niezawodności, Szczyrk 6-12.01.2013, s. 61.
3. Kasprzyczak L.: *Program certyfikacji wyrobów na zgodność z dyrektywą maszynową w Centrum Badań i Certyfikacji Instytutu EMAG*. „Mechanizacja i Automatykacja Górnicztwa”, nr 6(496), 2012, s. 13-20.
4. Kasprzyczak L., Nowak D., Gołąbek A.: *Przegląd inspekcyjnych robotów górniczych*. W: *Materiały konferencyjne EMTECH 2013 – Zasilanie, informatyka techniczna i automatyka w przemyśle wydobywczym „Innowacyjność i bezpieczeństwo”*, Zakopane 20-22 maja 2013, s. 184-192.
5. Kasprzyczak L., Trenchek S., Cader M.: *Robot for monitoring hazardous environments as a mechatronic product*. „Journal of Automation”, Mobile Robotics & Intelligent Systems (JAMRIS), vol. 6, no. 4, 2012, pp. 57-64.
6. Siłka W.: *Teoria ruchu samochodu*, WNT, Warszawa 2002.
7. Strona <http://Elektronikab2b.Pl/Technika/15741-sprzetoweststerowanie-bezszczotkowymi-silnikami-stalopradowymi#.UV0a0paHvTo>
8. Trenchek S., Kasprzyczak L., Nowak D., Szwejkowski P.: *Zalozenia funkcjonalne i koncepcje rozwiązań technicznych Mobilnej Platformy Inspekcyjnej*. W: *Materiały konferencyjne EMTECH 2013 – Zasilanie, informatyka techniczna i automatyka w przemyśle wydobywczym „Innowacyjność i bezpieczeństwo”*, Zakopane 20-22 maja 2013, s. 193-202.
9. Trenchek S.: *Ocena oraz predykcja poziomu zagrożeń*. Praca Naukowa GIG. Górnicztwo i Środowisko 2011, nr 1, s. 393-402.
10. Trenchek S.: *Ocena zagrożeń pożarami endogenicznymi pokładów węgla kamiennego i sposoby jego zapobieganiu*. Monografia, Wyd. Pol. Śl., Gliwice 2010.
11. Zajkowski K., Duer S.: *Sterowanie bezszczotkowym silnikiem prądu stałego*. „Logistyka”, nr 6, 2011, s. 4075-4084.

Artykuł został zrecenzowany przez dwóch niezależnych recenzentów.