

Stanowisko badawcze do modelowania pracy napędu trakcyjnego w stanach wywołanych nagłą zmianą prędkości kątowej kół pojazdu

Streszczenie. Zasilanie dwóch trakcyjnych silników asynchronicznych z jednego falownika pozwala na znaczne zredukowanie ceny napędu, wiąże się jednak ze wzrostem wymagań w stosunku do algorytmu sterowania falownikiem. Wspólne napięcie (wirujący wektor przestrzenny) przyłożone do dwóch silników, które w stanach dynamicznych mogą poruszać się z różnymi prędkościami, wywołuje w każdym z nich inne wartości prądu i momentu. W celu wykonania badań nad zjawiskami zachodzącymi w napędach grupowych zbudowano specjalne stanowisko, które odzwierciedla specyfikę połączenia szyna – koło w napędzie trakcyjnym, np. podczas przejazdu przez krzyżownicę czy też w przypadku utraty przyczepności.

Abstract. Supplying of two asynchronous motors from single voltage inverter allows to reduce overall cost but also brings significant challenge for the control system. Common power supply of both motors, which in transient states may have different angular velocity, cause in each of them other values of current and torque. In order to perform studies about phenomena that occur in the traction group drive laboratory test stand based on the concept of the "infinite" rail has been developed. That construction reflects characteristic of the connection rail – wheel in traction drive, i.e. during wheel slip or during passing the crossroads. (The laboratory test stand for modeling the train drive in the states caused by the sudden change of the angular velocity of wheels).

Słowa kluczowe: napędy trakcyjne, silnik asynchroniczny
Keywords: traction drives, induction motor

doi:10.12915/pe.2014.05.09

Wstęp

Najpowszechniej stosowanym rozwiązaniem w pojazdach zasilanych za pomocą energii elektrycznej, niezależnie od tego, czy źródłem energii jest bateria akumulatorów, czy przewody trakcyjne, są falownikowe napędy z asynchronicznymi silnikami prądu przemiennego lub synchronicznymi silnikami z magnesami trwałymi (PMSM). Specyficzne warunki, w jakich pracują te silniki, napędzając koła pojazdu, sprawiają, że współpracującymi z nimi układami regulacji stawia się wyższe wymagania niż ma to miejsce w typowych aplikacjach przemysłowych, w których z powodzeniem wykorzystuje się uproszczone metody sterowania takie jak softstart czy U/f.

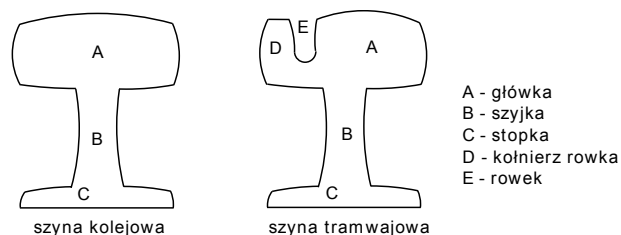
W układach napędowych pojazdów elektrycznych, ze względu na szeroki zakres prędkości obrotowych oraz częste dynamiczne zmiany stanu pracy, praktycznie zawsze stosuje się metody sterowania wektorowego. Chociaż są często złożone pod względem wykonywanego algorytmu oraz wymagają bardzo precyzyjnych układów pomiarowych prądu i prędkości obrotowej, to zapewniają możliwość pełnej kontroli stanu elektromagnetycznego układu napędowego. Ma to z kolei bezpośrednie przełożenie na cenę całego napędu, ponieważ pozwala na ściśle dopasowanie drogiego elementu falownika na skutek eliminacji „stanów nieustalonych” w przebiegach prądów silników.

Pełna kontrola nad stanem napędu w przypadku układów podlegających nagłym zmianom prędkości, wywołanych zjawiskami związanymi z konstrukcją torowisk oraz warunkami przyczepności, nie jest jednak łatwa. Dodatkową trudność w poprawnej realizacji złożonych algorytmów sterowania stanowi wynikające ze względów ekonomicznych ograniczenie częstotliwości przełączeń falownika, sięgające niekiedy do częstotliwości poniżej 1 kiloherca [1]. Innym poważnym utrudnieniem w realizacji układów sterowania, w których pożądane jest pełne kontrolowanie prądu falownika, jest stosowanie, szczególnie w napędach kolejowych, napędów grupowych, czyli układów, w których z jednego falownika zasilają więcej niż jeden silnik [2]. W celu opracowania metod sterowania, spełniających wszystkie powyższe wymagania,

zbudowano stanowisko napędowe odzwierciedlające typowe stany pracy układu napędowego, takich jak nagła, dynamiczna zmiana prędkości obrotowej kół pojazdu, poślizg kół w trakcie rozpędzania i poślizg kół w trakcie hamowania napędu.

Matematyczny opis zjawisk występujących podczas przejazdu przez „krzyżownicę”

Typowe torowiska kolejowe, w których koło zawsze musi toczyć się po „główce szyny” nie pozwalają na krzyżowanie się dwóch linii na jednym poziomie. Inaczej konstruuje się torowiska tramwajowe. W ciasnej zabudowie miejskiej nie ma możliwości uniknięcia bezpośredniego „spotkania” na jednym poziomie torów prowadzących w różne strony. W miejscu skrzyżowania istnieje więc krótki odcinek, na którym musi zostać usunięta „główka” szyny aby koło toczące się po kolizyjnym torze mogło przeprowadzić przez przeszkodę swoje obrzeże.

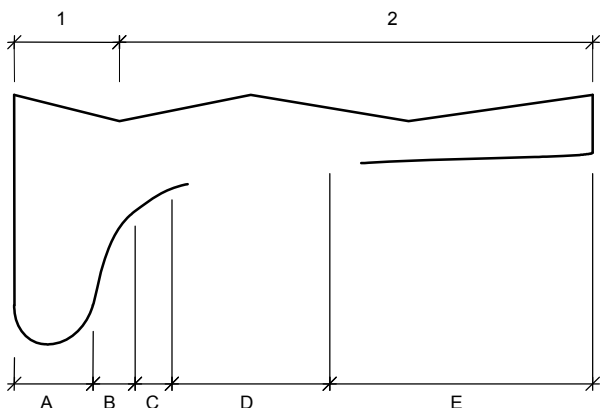


Rys.1. Przekroje szyn

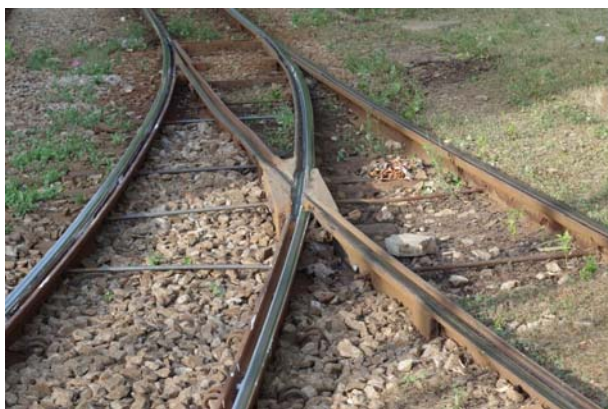
W czasie gdy nie ma możliwości oparcia powierzchni tocznej na główce szyny rolę punktu styku koła z szyną przejmuje obrzeże koła. Nowym punktem podparcia staje się dno rowka szyny. Na skutek zmiany promienia koła (odległości punktu podparcia koła od jego osi) w czasie przejazdu przez skrzyżowanie przy jednoczesnym zachowaniu stałej prędkości ruchu postępowego pojazdu następuje chwilowa zmiana prędkości obrotowej.

Pomimo znacznej bezwładności układu silnik–przekładnia-koła zmiana ta jest bardzo szybka, ponieważ zostaje wymuszona przez o wiele większą bezwładność

całego pojazdu w ruchu postępowym. Ze względu na niszczący charakter uderzeń, powstających na skutek natychmiastowej zmiany prędkości obrotowej zespołu napędowego, skrzyżowania konstruowane są w taki sposób, aby punkt styku koła z szyną przenosił się z główki szyny na rowek w sposób płynny. Efekt płynnego przejścia punktu podparcia uzyskuje się poprzez stopniowe zmniejszanie zagłębienia dna rowka szyny na długości ok. 2 metrów. Przy prędkości 50 km/h czas przejazdu przez tego typu przeszkodę trwa około 150 ms. W przypadku zużytych szyn i kół, zjawiska związane z nagłą zmianą prędkości napędu zachodzą w zdecydowanie krótszym czasie. Tym samym układ regulacji musi reagować w bardzo krótkim czasie na potężne zaburzenie stanu elektromagnetycznego napędu, powstałego wskutek zmiany prędkości kątowej.



Rys.2. Obręcz koła, A - wierzchołek obrzeża, B –bok obrzeża, C – podstawa obrzeża, D – powierzchnia toczna wewnętrzna, E - powierzchnia toczna zewnętrzna, 1 – obrzeże, 2 – płaszczyna okręgu tocznego



Rys.3. Krzyżownica

Równania opisujące dynamikę pojazdu szynowego o masie m_T można przedstawić w uproszczonej postaci jako równania obiektu w ruchu postępowym.

$$(1) \quad \frac{d^2 x_2(t)}{dt^2} = \frac{1}{m_T} (\sum F_{Ti} - \sum F_{Op})$$

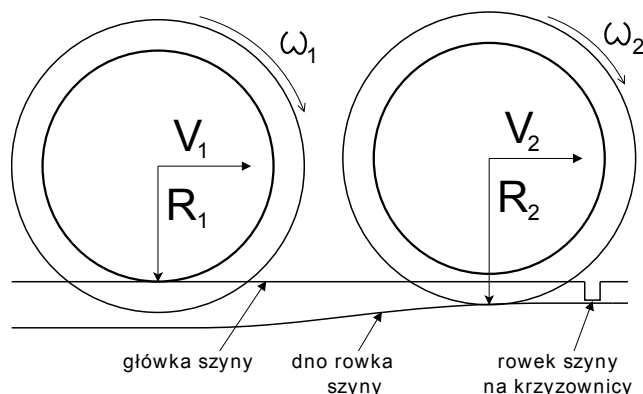
gdzie: F_{Ti} – są wartościami siły tarcia kół o szynę (przyjęto znak + dla stanu rozpędzania); F_{Op} – są wartościami sił oporu przeciwdziałających ruchowi. Wartość siły tarcia w ruchu postępowym pojazdu wynika z oddziaływania kół z podłożem. Dla każdego z silników dynamikę ruchu obrotowego można zapisać, w układzie wirującym związanym z osią silnika, w postaci równania:

$$(2) \quad \frac{d^2 \alpha_i(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_{Ki} + J_{Si}} (T_{Emi}(t) - T_{Ti}(t))$$

gdzie: J_{Ki} – całkowity moment bezwładności kół, osi i przekładni, widziany z osi silnika; J_{Si} – moment bezwładności silnika; T_{Em} – moment elektromagnetyczny silnika; T_{Ti} – moment siły tarcia przeliczony na oś obrotu silnika, który można wyrazić w układzie wirującym osi silnika jako:

$$(3) \quad T_{Ti}(t) = F_{Ti}(t) R_{Ki}(t) \frac{1}{k}$$

gdzie: $R_{Ki}(t)$ – promień koła pojazdu liczony od osi obrotu koła do punktu styku koła z szyną; k – przekładnia pojazdu (stosunek ilości obrotów wału silnika do ilości obrotów osi koła pojazdu).



Rys.4. Zmiana prędkości kątowej w trakcie przejazdu przez krzyżownicę

Wielkość $R_{Ki}(t)$ jest wielkością zależną od punktu oparcia koła na szynie. W normalnym stanie jazdy koło opiera się obręczą (powierzchnią toczną) na górnej płaszczynie szyny (główka). Efektywny promień koła ma wartość równą połowie średnicy zewnętrznej obręczy. Na rozjazdach i krzyżakach występują wycięcia w górnej części szyny, przeznaczane dla obrzeży kół. Podczas przejazdu przez te wycięcia koło musi się oprzeć na obrzeżu i wtedy promień efektywny koła wzrasta w bardzo krótkim czasie. Bezwładność pojazdu w ruchu postępowym, wynikająca z dużej masy wymusza nagłe zmiany prędkości kątowej całego zespołu koła-przekładnia-silnik lub wprowadza koła w poślizg.

Układy dynamiczne poruszającego się ruchem postępowym pojazdu i wirujących n silników, połączonych z nimi kół i elementów przekładni oddziałują ze sobą za pomocą wspólnych wartości siły tarcia $F_{Ti}(t)$.

Można zatem opisać dynamikę pojazdu w ruchu obrotowym i postępowym jako układ równań różniczkowych:

$$(4) \quad \begin{cases} \frac{d^2 \alpha_1(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_{K1} + J_{S1}} (T_{Em1}(t) - F_{T1}(t) R_{K1}(t) \frac{1}{k}) \\ \dots \\ \frac{d^2 \alpha_n(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_{Kn} + J_{Sn}} (T_{Emn}(t) - F_{Tn}(t) R_{Kn}(t) \frac{1}{k}) \\ \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = \frac{1}{m_T} (\sum_{i=1}^n F_{Ti}(t) - \sum F_{Op}(t)) \end{cases}$$

Zachowanie układu opisanego powyższym układem równań jest uwarunkowane przede wszystkim postaciami funkcji wyrażających siłę tarcia, które mają bardzo złożony charakter [3][4]. W zależności od wartości siły tarcia a w szczególności od faktu, czy trące się materiały zachowują przyczepność, stan układu może być opisany dodatkowymi równaniami. W przypadku ruchu bez poślizgu powstaje bezpośrednia zależność między prędkością obrotową wału silnika i prędkością ruchu postępowego (nieznanymi są $F_{Ti}(t)$ i jedna z prędkości):

$$(5) \quad \frac{dx(t)}{dt} = \frac{d\alpha_i(t)}{dt} R_{ki} \frac{1}{k}$$

Gdy występuje poślizg siła tarcia $F_{Ti}(t)$ przyjmuje wartość wynikającą z właściwości trących się powierzchni koła i szyny (nieznanymi są obie prędkości).

Budowa stanowiska badawczego

Klasyczne podejście przy konstruowaniu stanowisk służących do badania napędów wykorzystywało połączenie silnika i prądnicy za pomocą sztywnego wału. Jednak w takich systemach nie jest możliwe badanie napędu grupowego z charakterystycznymi dla niego stanami dynamicznymi, w których obserwowane są nagłe zmiany prędkości kątowej jednego z napędów. Dlatego konieczne stało się stworzenie nowego stanowiska dla przeprowadzenia takich studiów. W celu wykonania badań grupowego układu napędowego o charakterze rzeczywistym, bez konieczności budowy toru i modelu pojazdu, zaprojektowano stanowisko laboratoryjne składające się z koła zamachowego o znacznej bezwładności, do którego obręczy przylegają dwa oddzielne, mniejsze koła, z których każde jest dołączone do silnika. Takie rozwiązanie konstrukcji stanowiska pozwala na odzwierciedlenie zjawisk występujących w czasie jazdy w warunkach jak najlepiej odpowiadających rzeczywistym. Odpowiednie ukształtowanie powierzchni styku koła dużego z mniejszymi umożliwia w szczególności uwzględnienie poślizgów i przejazdów przez krzyżownice i zwrotnice, w których to sytuacjach, na skutek zmian efektywnego promienia kół, zmieniają się w sposób nagły prędkości silników.

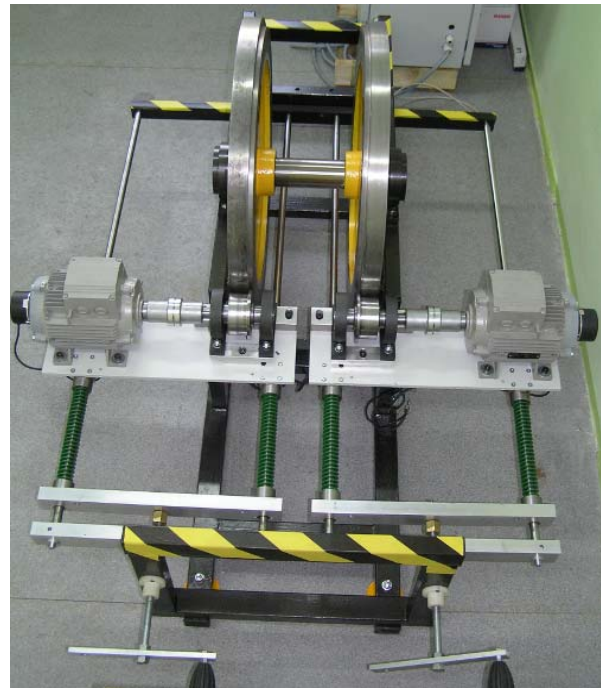
Ruch postępowy pojazdu o prędkości V poruszającego się po szynach na kołach o średnicy D można przedstawić z punktu widzenia silnika napędzającego jako odpowiednio przeliczony na oś silnika ruch obrotowy. Masę pojazdu m_T i związaną z nią bezwładność reprezentuje w ruchu obrotowym moment bezwładności J_M . Zgodnie z zasadą zachowania energii można zapisać:

$$(6) \quad \frac{m_T V^2(t)}{2} = \frac{J_M \omega^2(t)}{2}$$

Po podstawieniu powyższej zależności można wyznaczyć zastępczy moment bezwładności jako:

$$(7) \quad J_M(t) = m_T R^2(t)$$

Promień $R(t)$ jest wielkością zmienną w czasie, dzięki czemu wartość momentu bezwładności (stanowiącego odpowiednik bezwładności w ruchu postępowym) widzianego z osi silnika ulega zmianom w czasie. Rozpatrywanie takiego układu dynamicznego jest bardzo złożonym zadaniem. W celu uniknięcia zmienności parametrów układu w opisie dynamiki stanowiska badawczego przyjęto, że wirujące koło zamachowe i połączone z nim małe koła silnikowe zostaną uznane jako odrębne masy wirujące, każda w swoim układzie wirującym.



Rys.5. Stanowisko modelowania stanów przejściowych grupowego napędu trakcyjnego

Dla dużego koła zamachowego przyjęto równanie dynamiki:

$$(8) \quad \frac{d^2 \alpha(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_M} (T_{TM1}(t) + T_{TM2}(t))$$

gdzie: $T_{TM1}(t), T_{TM2}(t)$ - momenty siły tarcia od napędów nr 1 i nr 2 oddziałujące na koło zamachowe.

Przyjęcie ruchu obrotowego wirującej bryły dużego koła jako odpowiednika ruchu postępowego masy bezwładnej, pozwala zachować zgodność opisu dynamiki pojazdu w ruchu postępowym (1) z opisem modelu laboratoryjnego dużego koła (8)

Równania napędów nr 1 i nr 2 można zapisać w następującej postaci:

$$(10) \quad \frac{d^2 \alpha_1(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_{m1}} (T_{e1}(t) - T_{T1}(\alpha_1(t)))$$

$$(11) \quad \frac{d^2 \alpha_2(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_{m2}} (T_{e2}(t) - T_{T2}(\alpha_2(t)))$$

gdzie: $T_{e1}(t), T_{e2}(t)$ - momenty elektromagnetyczne generowane w silnikach napędów nr 1 i nr 2, $T_{T1}(t), T_{T2}(t)$ - momenty oddziałujące na koło zamachowe od sił tarcia przyłożonych przez napędy 1 i 2.

Ostatecznie obiekt można opisać układem równań różniczkowych (12) odpowiadających postacią układowi opisującemu dynamikę pojazdu z napędem grupowym (4).

$$(12) \left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2\alpha_1(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_{m1}}(T_{E1}(t) - F_{T1}(t)r_1(t)\frac{1}{k}) \\ \frac{d^2\alpha_2(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_{m2}}(T_{E2}(t) - F_{T2}(t)r_2(t)\frac{1}{k}) \\ \frac{d^2\alpha(t)}{dt^2} = \frac{1}{J_M}(F_{T1}(t)R_1(t)\frac{1}{k} + F_{T2}(t)R_2(t)\frac{1}{k}) - \sum T_{Op}(t) \end{array} \right.$$

Dla ruchu bez poślizgu $T_{T1} < T_{max}$ i odpowiednio $T_{T2} < T_{max}$ obowiązuje zależność:

$$(13) \left\{ \begin{array}{l} \frac{d\alpha_1(t)}{dt} r_1(t) = \frac{d\alpha(t)}{dt} R_1(t) \\ \frac{d\alpha_2(t)}{dt} r_2(t) = \frac{d\alpha(t)}{dt} R_2(t) \end{array} \right.$$

Dla ruchu z poślizgiem na obu kołach $T_{T1} = T_{max}$ i odpowiednio $T_{T2} = T_{max}$ rozwiązaniem równania są trzy prędkości obrotowe (nie związane zależnościami kinematycznymi (13)).

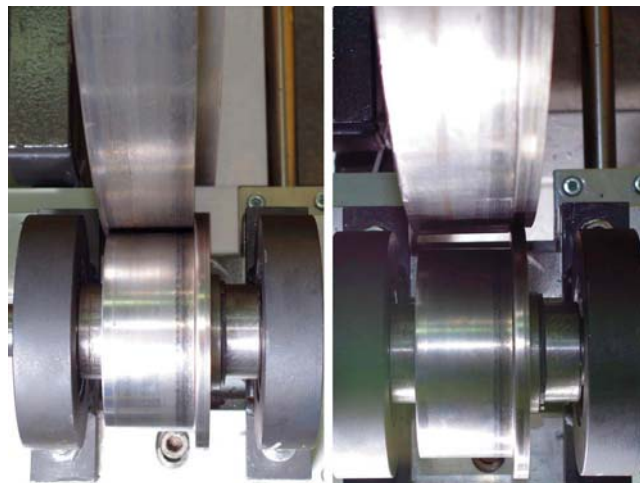
W przypadku poślizgu jednego koła, nie obowiązuje dla niego zależność kinematyczna (13) a wartość jego siły tarcia wynika z właściwości trących się materiałów. Jedyną różnicą między opisem dynamiki pojazdu (4) i opisem modelu w postaci wirujących mas (12) (przy założeniu analogii prędkości w ruchu obrotowym koła zamachowego do prędkości w ruchu postępowym pojazdu), jest obecność w ostatnim równaniu układu (12) zmiennych w czasie promieni $R_1(t)$ i $R_2(t)$. Powstająca nieściśłość powoduje, że opis dynamiki koła zamachowego w ruchu obrotowym, przeliczony na umowny ruch postępowy, nie jest w pełni zgodny z opisem dynamiki pojazdu. Ze względu jednak na pomijalne znaczenie omówionej nieściśłości dla opisu dynamiki napędów 1 i 2 uznano, że konstrukcja nadaje się do odwzorowywania zjawisk zachodzących w silnikach napędu grupowego.

Ze względu na ogromne rozmiary, energie i masy rzeczywistego napędu stanowisko zostało zbudowane w skali, przy czym współczynnik skali został dobrany tak, aby stosunek masy do mocy liczony po stronie napędu był nie mniejszy niż 8 kg/kW - ze względu na prawidłowość odzwierciedlenia modelowanych zjawisk.



Rys.6. Koło napędowe i koło zamachowe na stanowisku badawczym

Średnica kół zamachowych (szyn) to 800 mm, a każde z nich waży 130 kg. Masa koła jest rozłożona głównie na jego obrzeżu w celu zwiększenia momentu bezwładności. Szerokość koła wynosi 50 mm, z których 40 mm odpowiada za odwzorowanie główki szyny, a 10 mm podcięcie odpowiada za modelowanie przejścia do jazdy po rowku szyny, co pokazano na rysunku 7. Promień podcięcia nie jest jednorodny z powodu konieczności odzwierciedlenia w rzeczywistym torowisku najazdu i zjazdu z krzyżownicy na skrzyżowaniu torów oraz powrotu do normalnej jazdy.



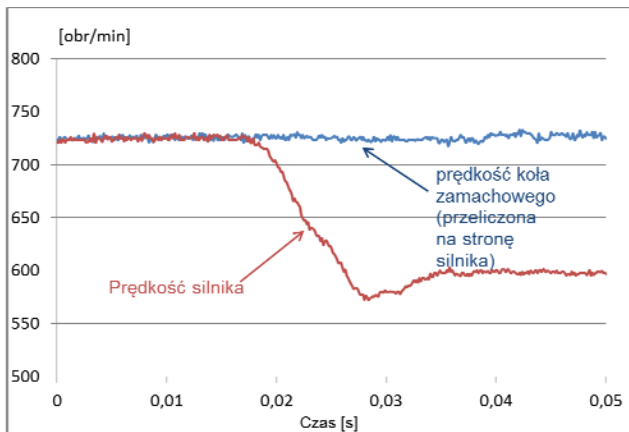
Rys.7. Zróżnicowanie głębokości podcięcia rowka

"Szyny" wykonane w ten sposób zostały połączone sztywnym wałem. Dla zamodelowania przejazdu kolejnych osi wózka jezdnego wprowadzono przesunięcie kątowe pomiędzy "krzyżownicami" wynoszące 90° co pokazano na rysunku 6. Takie podejście dobrze oddaje sytuację, w której pierwsze koło najjeżdża na krzyżownicę potem drugie koło najjeżdża na krzyżownicę a następnie z niej zjeżdżają w tej samej kolejności.

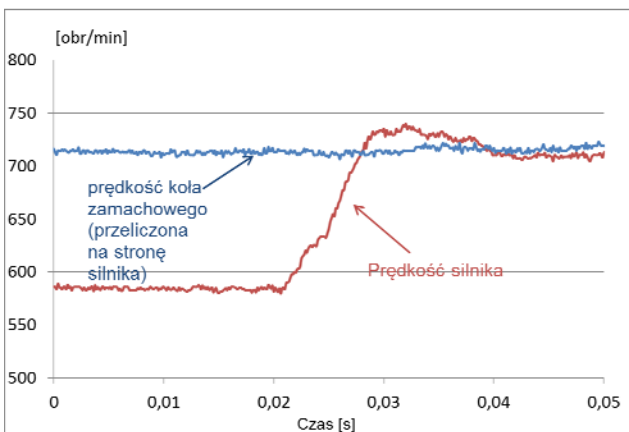
Mając na uwadze stosunek masy do mocy w rzeczywistym układzie wyliczono, że moc silników napędowych w modelu nie powinna być niższa niż 2 kW – zastosowano silniki o mocy 2.2 kW każdy. Do wału każdego silnika przymocowano małe koło tramwajowe, którego powierzchnia toczna ma średnicę 100 mm i szerokość 40 mm, a obrzeże ma średnicę 122 mm i szerokość 10 mm. Koła napędowe toczą się po kole zamachowym (szynie).

Ze względu na fakt, iż podczas przejazdu przez krzyżownicę koło tramwaju zmienia punkt styku z powierzchni tocznej na obrzeże, odległość między wałem a szyną również ulega zmianie. W związku z tym silnik z kołem napędowym należało umieścić na ruchomej ramie, która może przesuwac się wzdłuż promienia koła zamachowego (szyny).

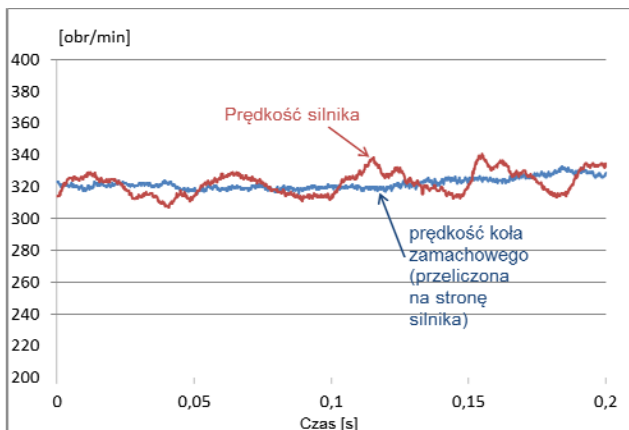
Każda rama (razem z silnikiem i kołem napędowym) jest niezależnie dociskana przez dwie sprężyny o sile docisku regulowanym w szerokim zakresie (od 0 do 7000 N). Pozwala to na modelowanie rozmaitych zjawisk jak np. przejazd przez krzyżownicę przy zmiennych warunkach pogodowych takich jak deszcz. Dodatkowo montaż kół napędowych bez obrzeża pozwala na badanie problemów występujących podczas jazdy na powierzchni tocznej np. toczenie po prostej szynie, symulacja poślizgu, wykonywanie testów dotyczących systemów ABS pojazdu trakcyjnego.



Rys. 8. Przebiegi prędkości silnika i koła zamachowego podczas najazdu na krzyżownicę



Rys. 9. Przebiegi prędkości silnika i koła zamachowego podczas zjazdu z krzyżownicy



Rys. 10. Przebiegi prędkości silnika i koła zamachowego podczas badań algorytmów sterowania silnikiem za pomocą falownika o obniżonej częstotliwości przełączeń

Podsumowanie

Głównym celem budowy omawianego stanowiska laboratoryjnego była możliwość wymuszania skokowej zmiany prędkości kątowej napędu z silnikiem indukcyjnym. Na rysunku 8 został przedstawiony przebieg prędkości badanego silnika na tle prędkości koła zamachowego (przeliczonej przez przekładnię) zarejestrowany podczas

„najazdu na krzyżownicę” czyli zmiany promieni styku małego i dużego koła. Przy prędkości obrotowej silnika równej 725 obr/min ($1/2 \Omega_N$) w czasie bliskim 10ms następuje zmiana prędkości o 17%. Na rysunku 9 przedstawiono przebiegi prędkości silnika i koła zamachowego podczas „zjazdu z krzyżownicy” czyli powrotu do głównego układu promieni styku kół. Opracowane stanowisko laboratoryjne, poza możliwością wykonywania badań jakości regulacji napędów trakcyjnych w trakcie zaburzeń prędkości umożliwia również wykonywanie badań układu napędowego połączonego z obiektem za pomocą sprzęgła o różnych właściwościach. Na rysunku 10 zamieszczono przebieg prędkości silnika sterowanego za pomocą falownika o obniżonej częstotliwości zarejestrowany podczas próby ruchowej, w której zastosowano sprzęgło z luzem. Brak bezpośredniego połączenia silnika z kołem zamachowym oraz obecność połączeń sprężystych powodują, że silnik poddawany jest od strony obciążenia oddziaływaniu o bardzo złożonym charakterze, które w szczególnych przypadkach może doprowadzić do przyspieszonego zużycia elementów układu napędowego [6].

Praca naukowa oraz badania finansowane z projektu NCN nr N N510 679740 nt. " Grupowy trakcyjny napęd indukcyjny z pośrednią kontrolą momentu, zasilany z falownika napięciowego, pracującego z obniżoną częstotliwością przełączeń " - kierownik projektu dr inż. Daniel Lewandowski.

LITERATURA

- [1] Dębowski A., Lewandowski D., Napęd trakcyjny o obniżonej częstotliwości przełączeń, *Przegląd Elektrotechniczny*, 88 (2012), nr 4b,
- [2] Dębowski A., Łukasiak P., Design of current controller in an AC drive using a state stimulator concept, Proc. of the 12th European Conference on Power Electronics and Applications, EPE'2007, Aalborg, 2007
- [3] Kwaśnikowski J., Małdziński L., Borowski J., Firlik B., Gramza G., Analiza przyczyn przyspieszonego zużycia powierzchni tocznych kół autobusu szynowego SA 108 (215M), *Pojazdy Szynowe*, 2/2007, Wrocław 2007.
- [4] Romaniszyn Z., *Podwozia wózkowe pojazdów szynowych*. Wydawnictwo Instytutu Pojazdów Szynowych Politechniki Krakowskiej. Kraków, 2010
- [5] Lewandowski D., Łukasiak P., Analiza stanów nieustalonych grupowego napędu trakcyjnego z silnikami asynchronicznymi, Zeszyty problemowe - *Maszyny Elektryczne*, nr 96/2012, Katowice 2012
- [6] Dżuła S., Problem częstotliwości drgań własnych w wirujących układach mechanicznych pojazdów szynowych, *Pojazdy Szynowe*, 1/2005, Wrocław 2005.

Autorzy:

dr. inż. Piotr Chudzik, Politechnika Łódzka, Instytut Automatyki, ul. Stefanowskiego 18/22, 90-924 Łódź, E-mail: piotr.chudzik@p.lodz.pl; dr hab. inż. Andrzej Dębowski, Instytut Automatyki, ul. Stefanowskiego 18/22, 90-924 Łódź, E-mail: andrzej.debowski@p.lodz.pl.; mgr inż. Tomasz Kolasa, Instytut Automatyki, ul. Stefanowskiego 18/22, 90-924 Łódź, E-mail: tomasz.kolasa@p.lodz.p Daniel Lewandowski daniel.lewandowski@pl.abb.com, ABB sp. z o.o. ul. Żegańska 1 04-713 Warszawa; Przemysław Łukasiak, przemyslaw.lukasiak@pl.abb.com, ABB sp. z o.o. ul. Żegańska 1 04-713 Warszawa; mgr inż. Rafał Nowak; Instytut Automatyki, ul. Stefanowskiego 18/22, 90-924 Łódź, E-mail: nowy.rafal@gmail.com;