

Mirosław ŚMIESZEK
Magdalena DOBRZAŃSKA
Politechnika Rzeszowska

WPŁYW UKŁADU NAPĘDOWEGO NA BŁĘDY W PROWADZENIU AUTOMATYCZNIE KIEROWANEGO POJAZDU TRANSPORTOWEGO

Praca dotyczy automatycznie kierowanych pojazdów transportowych stosowanych w przemyśle. W pracy dokonano przeglądu rozwiązań konstrukcyjnych układów napędowych stosowanych w tego typu pojazdach. Główna uwaga została skupiona na określeniu wpływu rodzaju układu napędowego, a w szczególności jego parametrów na dokładność realizowanej przez pojazd trasy.

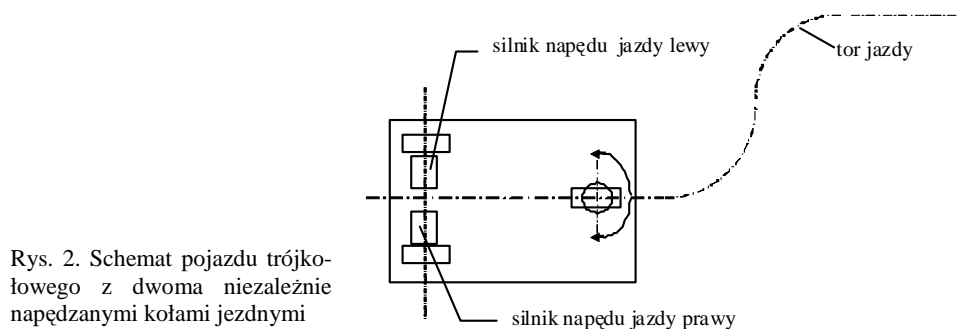
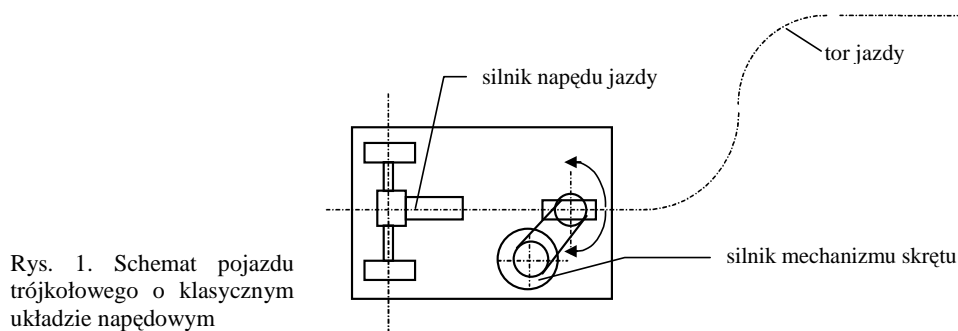
1. Wprowadzenie

W drugiej połowie ubiegłego stulecia wraz z rozwojem konkurencji pojawiła się konieczność obniżenia kosztów związanych z działalnością przedsiębiorstwa. W całości kosztów wytwarzania jednym ze składników były koszty związane z transportem materiałów. Na koszty te miał wpływ zarówno transport pomiędzy stanowiskami obróbkowymi, montażowymi, jak również transport realizowany wewnątrz magazynów. W pierwszym etapie zmiany te polegały na wyeliminowaniu człowieka z cyklu produkcyjnego nastawionego na wytwarzanie wielkich serii. Stało się to możliwe poprzez wprowadzenie transportu zautomatyzowanego, opierającego się w głównej mierze na takich elementach, jak: taśmociągi, przenośniki rolkowe czy też automatyczne wózki poruszające się po szynach. System transportu oparty na tych środkach w miarę upływu lat okazał się sztywny, podatny na wszelkiego rodzaju awarie i nieprzydatny do produkcji mało- i średnioseryjnej wymagającej znacznej elastyczności. Pierwsze udane próby wprowadzenia nowych systemów transportu [1] zapewniających znaczną elastyczność zostały zapoczątkowane w USA w latach 50. Systemy te opierają się w głównej mierze na nowych środkach transportu, jakimi są automatycznie kierowane wózki transportowe. W literaturze angielskojęzycznej przeważnie są one oznaczane skrótem AGV (ang. *Automated Guided Vehicle*). Pierwszy system wykorzystujący te środki został zainstalowany w roku 1954 w fabryce Mercury Motor Freight w mieście Columbia w stanie Południowa

Karolina. Przełom lat 60. i 70. XX wieku to pewien regres w rozwoju i przemysłowych aplikacjach tego systemu transportowego w USA. W znacznym stopniu przyczyniły się do tego ograniczone możliwości techniczne, jakimi dysponowały ówczesne konstrukcje, jak również naciski ze strony amerykańskich związków zawodowych obawiających się o miejsca pracy. Nowy bodziec przyczyniający się do rozwoju tych systemów transportowych miał miejsce początkiem lat 80. Przyczyniły się do tego w znacznej mierze firmy europejskie oraz rozwój techniki komputerowej wykorzystywanej do sterowania systemem i kontroli przepływu materiałów. Wiodącym, modelowym rozwiązaniem był tu nowy zakład montażowy pojazdów firmy Volvo w miejscowości Kalmar w Szwecji, który uruchomiono w 1974 roku. W zakładzie tym zrezygnowano ze sztywnej linii montażowej i wykorzystywano do transportu nadwozi samochodów w montażu końcowym samojezdne platformy. Wprowadzono również nową organizację pracy zespołowej. Sukces tego rozwiązania był impulsem do dalszych prac rozwojowych w tym kierunku. Nowatorskie osiągnięcia firm europejskich zostały dostrzeżone również w USA. W 1981 roku w zakładach John Deere w Waterloo w stanie Iowa zastosowano automatyczny system transportowy pomiędzy magazynami i wydziałami produkcyjnymi. Kolejnym znaczącym krokiem w rozwoju tych środków transportu było zastosowanie w 1984 roku przez firmę General Motors pierwszego w USA elastycznego systemu montażowego. Od tego czasu General Motors stał się jednym z największych użytkowników tych środków transportowych. Duże zapotrzebowanie na systemy transportowe spowodowało powstanie w latach 80. wielu firm produkujących i dostarczających te systemy. W chwili obecnej rozwój nowoczesnych technik nawigacji i sterowania umożliwił zastosowanie automatycznych pojazdów transportowych nie tylko w obszarach związanych z produkcją przemysłową. Pojazdy tego typu są stosowane dzisiaj w magazynach, placach składowych, branży usługowej, a także w ochronie zdrowia. W ostatnich latach są prowadzone intensywne badania nad zastosowaniem tego typu środków transportu w bezobsługowych systemach transportowych wykorzystujących drogi publiczne. Automatycznie kierowane pojazdy transportowe mogą mieć różnorodne rozwiązania konstrukcyjne układu napędowego. Przegląd takich rozwiązań konstrukcyjnych przedstawiono w rozdziale 2. pracy. W praktyce przemysłowej najczęściej można spotykać dwa rozwiązania różniące się diametralnie sposobem kierowania – wymuszania zmiany kierunku ruchu. Pierwszy z nich, stosowany w ciężkich pojazdach, wykorzystuje dwa niezależnie napędzane koła jezdne. Natomiast do kierowania i napędu wykorzystuje on indywidualnie kierowane i napędzane pojedyncze koło jezdne. Tym dwóm grupom pojazdów wyposażonym w odmienne sposoby kierowania ruchem oraz ich wpływowi na błędy w realizacji zadanej trajektorii jest poświęcona zasadnicza część pracy.

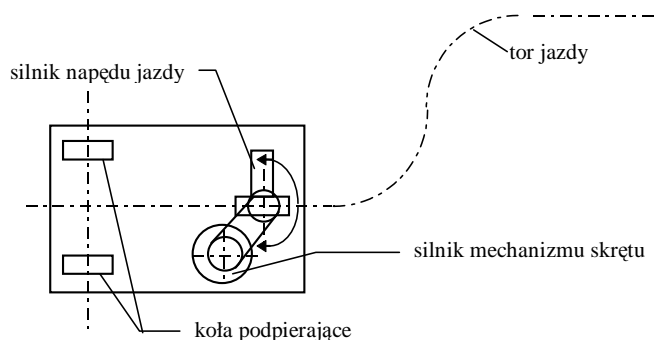
2. Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych

Jedną z bardzo istotnych cech charakteryzujących właściwości użytkowe pojazdu są możliwości ruchowe. One to w znacznej mierze decydują o konstrukcji pojazdu. Automatycznie kierowane pojazdy transportowe ze względu na właściwości ruchowe można podzielić na dwie zasadnicze grupy. Grupa pierwsza obejmuje pojazdy mogące realizować ruch do przodu i do tyłu. Grupa druga to pojazdy poruszające się w dowolnym kierunku. W grupie pierwszej występują najczęściej pojazdy o konstrukcji trzykołowej i czterokołowej. Przykładowe schematy konstrukcyjnych rozwiązań trzykołowych przedstawiono na rysunkach 1., 2. i 3.



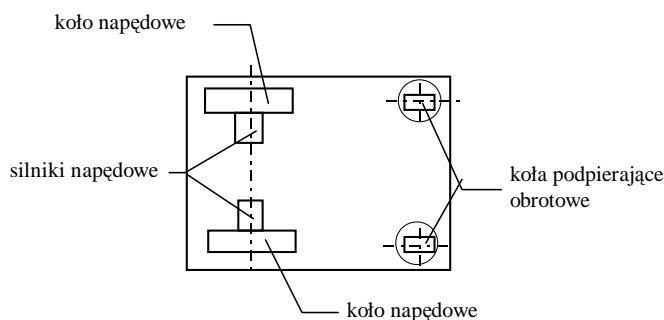
Pojazd przedstawiony na rys. 1. ma klasyczny układ napędowy zbliżony swą konstrukcją do układów napędowych występujących w samochodach. Silnik napędu jazdy poprzez przekładnię napędza most napędowy, gdzie za pomocą mechanizmu różnicowego napęd jest rozdzielany na koła napędowe. Pojazd pokazany na rys. 2. ma dwa niezależnie napędzane koła jezdne. Wymuszenie zmiany kierunku ruchu odbywa się poprzez różnicowanie prędkości poszczegól-

nych kół napędowych. Trzecie koło w pojeździe jest kołem samonastawnym i spełnia funkcję podpory. Rysunek 3. przedstawia najczęściej spotykane rozwiązanie konstrukcyjne w grupie lekkich i średnich pojazdów transportowych stosowanych w przemyśle. Silnik napędu jazdy wraz z odpowiednimi przekładniami znajduje się bezpośrednio przy kole przednim, skręcającym. Konstrukcja taka jest bardziej zwarta i umożliwia zastosowanie budowy modułowej pojazdu. Grupa tych pojazdów charakteryzuje się małym promieniem skrętu, który w skrajnym przypadku, przy skręcie koła przedniego o 90° równa się długości pojazdu.



Rys. 3. Schemat pojazdu trójkołowego z napędzanym i kierowanym kołem

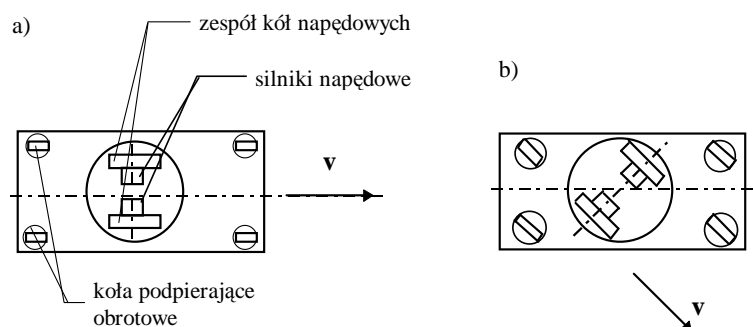
Przykład rozwiązania konstrukcyjnego, czterokołowego został zamieszczony na rys. 4. Pojazd jest wyposażony w dwa silniki napędowe i stanowi modyfikację konstrukcji z rysunku 2. Zastosowanie dwóch kół samonastawnych zwiększa stabilność pojazdu. W szczególnym przypadku ruchu, gdy silniki napędowe obracają koła w przeciwnych kierunkach, pojazd z rys. 2. i 4. może obracać się dookoła swojej pionowej osi.



Rys. 4. Schemat pojazdu czterokołowego z dwoma kołami napędowymi i dwoma podpierającymi

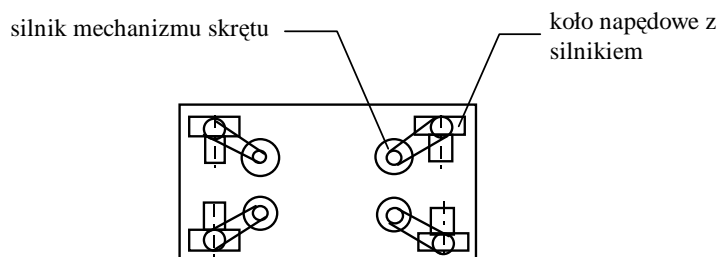
Najkorzystniejsze właściwości ruchowe mają pojazdy z grupy drugiej. Pojazdy te mogą odbywać ruch w dowolnym kierunku, po łuku o różnych promie-

niach, a także po linii łamanej, w poprzek lub na ukos w stosunku do swej osi podłużnej. Na rysunku 5. przedstawiono schemat rozwiązania konstrukcyjnego takiego pojazdu wyposażonego w dwa silniki napędowe. Silniki te, tak jak w rozwiązaniu na rys. 4., napędzają dwa oddzielne koła. Jednakże w tym przypadku koła wraz z silnikami nie są sztywno przymocowane do pojazdu. Zamontowane są one do elementu, który może obracać się wraz z silnikami i kołami względem osi pionowej pojazdu. W zależności od prędkości obrotowej silników, pojazd może kontynuować ruch w dowolnym kierunku, po dowolnej trajektorii. Podobnie jak pojazd z rysunku 4. jest on wyposażony również w obrotowe koła podpierające.



Rys. 5. Schemat pojazdu mogącego poruszać się w dowolnym kierunku:
a) jazda w kierunku wzdłużnym, b) jazda w kierunku ukośnym do osi podłużnej pojazdu

Najbardziej skomplikowany układ napędu jazdy i sterowania ma pojazd przedstawiony na rys. 6. Może on poruszać się w dowolnym kierunku. Wyposażony musi być jednak w cztery silniki napędu jazdy i cztery silniki napędzające

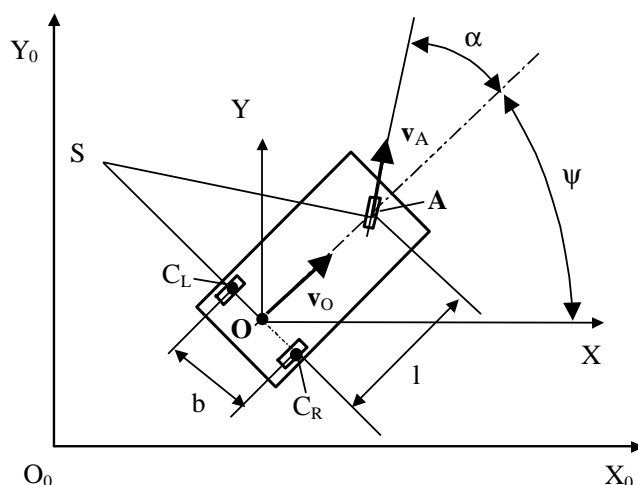


Rys. 6. Schemat pojazdu wyposażonego w cztery indywidualnie skręcane i napędzane koła

mechanizm skreću. Ze względu na znaczną liczbę elementów układu napędowego i skomplikowany układ sterowania, pojazdów o układzie konstrukcyjnym z rys. 5. i 6. nie stosuje się powszechnie w systemach transportowych, obsługujących produkcję przemysłową.

3. Opis ruchu i sposobu wyznaczania pozycji

W celu osiągnięcia zadanej pozycji oraz wykonania określonej pracy przewozowej niezbędne do kierowania ruchem pojazdu i nadzoru procesu realizacji wyznaczonej trasy jest zastosowanie odpowiedniego systemu nawigacji. Jednym z systemów nawigacji, który umożliwia ruch wzdłuż zadanej wirtualnej trajektorii, jest odometria – nawigacja obliczeniowa. Istota tego rozwiązania została przedstawiona na rys. 7. W zależności od zastosowanego sposobu kierowania pojazdem może polegać na ciągłym zliczaniu drogi przebytej przez koło A i pomiarze jego kąta skreću α lub na pomiarze drogi przebytej przez koła C_L i C_R oraz na wyznaczaniu kąta kierunkowego ruchu pojazdu ψ . Pierwszy sposób, polegający na pomiarze kąta skreću koła kierowanego α i przebytej przez niego drogi, jest wykorzystywany w pojazdach mających niezależnie skręcane koło kierowane. Drugi sposób polega na pomiarze przebytej drogi przez koła napędzane C_L i C_R i wyznaczaniu kąta kierunkowego ruchu pojazdu ψ . Jest stosowany w pojazdach, w których do kierowania są wykorzystywane niezależnie napędzane dwa koła napędowe. Odpowiednie zróżnicowanie prędkości obrotowych tych kół wymusza obrót pojazdu wokół pionowej osi obrotu przechodzącej przez punkt O i zmianę kąta kierunkowego ψ .



Rys. 7. Przyjęty układ współrzędnych w nawigacji obliczeniowej

Bieżąca pozycja (x, y) w czasie t wybranego punktu pojazdu O kierowanego za pomocą dwóch niezależnie napędzanych kół C_L i C_R w bazowym układzie odniesienia $X_0O_0Y_0$ (rys. 7.) może być wyznaczona za pomocą następujących zależności:

$$x = x_0 + \int_0^t v_0 \cos \psi dt \quad (1)$$

$$y = y_0 + \int_0^t v_0 \sin \psi dt \quad (2)$$

$$\psi = \psi_0 + \int_0^t \omega dt \quad (3)$$

gdzie: v_0 – prędkość punktu O ,

ω – prędkość kątowna ramy pojazdu względem pionowej osi obrotu przechodzącej przez punkt O ,

x_0, y_0, ψ_0 – wartości początkowe.

Prędkość v_0 i ω można wyznaczyć z zależności (4), (5).

$$v_0 = (v_{CR} + v_{CL})/2 \quad (4)$$

$$\omega = (v_{CR} - v_{CL})/b \quad (5)$$

gdzie: v_{CR} – prędkość w punkcie styku C_R koła prawego,

v_{CL} – prędkość w punkcie styku C_L koła lewego,

b – rozstaw kół napędzanych.

Po uwzględnieniu zależności (6) i (7) otrzymuje się prędkość kątową ω (8) i prędkość v_0 w funkcji wyznaczonej bezpośrednio z pomiarów prędkości kątowej kół napędzanych $\dot{\theta}_L$ i $\dot{\theta}_R$.

$$v_{CR} = \dot{\theta}_R r \quad (6)$$

$$v_{CL} = \dot{\theta}_L r \quad (7)$$

$$\omega = (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_L)r/b \quad (8)$$

$$v_0 = (\dot{\theta}_R - \dot{\theta}_L)r/2 \quad (9)$$

gdzie: $\dot{\theta}_R$ – prędkość kątowna koła prawego,

$\dot{\theta}_L$ – prędkość kątowna koła lewego,

r – promień kół napędzanych – taki sam dla koła lewego i prawego.

W podanych rozważaniach przyjęto założenie, że koła są sztywne i toczą się bez poślizgu, styk koła z jezdnią jest punktowy, a promienie r kół napędzanych są sobie równe.

W pojeździe wykorzystującym do kierowania indywidualnie skręcane koło najprościej jest wyznaczyć w bazowym układzie współrzędnych $X_0O_0Y_0$ położenia punktu A. Prędkość kątową ramy pojazdu wokół pionowej osi obrotu przechodzącej przez punkt O można wyznaczyć z następujących zależności:

$$\omega = v_A/SA \quad (10)$$

$$v_A = \dot{\theta}_A r_A \quad (11)$$

$$SA = l/\sin \alpha \quad (12)$$

gdzie: $\dot{\theta}_A$ – prędkość kątowna koła kierowanego względem poziomej osi obrotu,

α – kąt skreślenia koła kierowanego względem osi podłużnej pojazdu,

v_A – prędkość w punkcie styku z jezdnią koła kierowanego A,

l – rozstaw osi,

SA – chwilowy promień łuku, po którym toczy się koło kierowane (rys. 7.),

r_A – promień koła kierowanego.

Pozostałe zależności służące do wyznaczania położenia punktu A lub dowolnie wybranego innego punktu pojazdu w bazowym układzie współrzędnych $X_0O_0Y_0$ są podobne jak w przykładzie dla pojazdu kierowanego za pomocą dwóch niezależnie napędzanych kół. We wzorach (1) i (2) zamiast kąta ψ należy uwzględnić sumę kątów $\alpha + \psi$. Bardziej szczegółowe opisy dotyczące kinematyki tych pojazdów oraz wyznaczania ich pozycji można znaleźć w pracy [2].

4. Źródła błędów

W rzeczywistym pojeździe występuje szereg odstępstw od przyjętych założeń [3-5]. W trakcie wyznaczania pozycji pojawiają się błędy. Wyróżnia się kilka źródeł błędów mających wpływ na dokładność ustalenia pozycji. Źródła te podzielono odpowiednio na dwie kategorie.

I. Błędy systematyczne spowodowane przez:

- 1) nierówne średnice kół,
- 2) złe połączenie kół,
- 3) niepewność w rozstawie osi (spowodowana niepunktowym kontaktem kół z podłożem),
- 4) ograniczoną rozdzielczość enkodera,
- 5) ograniczoną częstotliwość próbkowania enkodera.

II. Błędy niesystematyczne spowodowane przez:

- 1) jazdę po nierównym podłożu,
- 2) jazdę po przypadkowych obiektach znajdujących się na podłożu,
- 3) poślizgi kół wywołane przez
 - śliskie podłoże,
 - przyspieszenie,
 - szybkie skręty (tzw. zarzucanie),
 - siły zewnętrzne (interakcja z ciałami zewnętrznymi),
 - siły wewnętrzne (kółko samonastawne),
 - niepunktowy kontakt koła z podłożem.

Błędy systematyczne powstałe przy określaniu bieżącej pozycji w trakcie ruchu pojazdu ulegają sumowaniu, pogarszając tym samym ostateczny wynik. Na najbardziej gładkiej powierzchni w obiektach zamkniętych błędy systematyczne mają większy udział w błędach odometrii niż błędy niesystematyczne. Jednak na powierzchniach ze znaczącymi nierównościami błędy niesystematyczne mogą być dominujące.

Dodatkowo błędy nawigacji obliczeniowej mogą być spowodowane poprzez same równania odometrii, ponieważ przybliżają one dowolny ruch jako serię krótkich prostoliniowych odcinków. Dokładność tej aproksymacji zależy od częstotliwości próbkowania z uwzględnieniem prędkości pojazdu.

Za dwa dominujące źródła błędów w odometrii uważa się przede wszystkim:

- różne średnice kół – większość automatycznie kierowanych pojazdów transportowych (robotów mobilnych) używa ogumionych kół w celu poprawienia przyczepności. Bardzo trudno jest wyprodukować koła o jednakowej średnicy. Ponadto guma na kołach ulega zgnieceniu w różnym stopniu w zależności od asymetrycznego rozkładu ładunku. Oba te przypadki są źródłami błędów odometrii. Błąd ten jest oznaczany jako błąd średnic E_d :

$$E_d = \frac{d_R}{d_L} \quad (13)$$

gdzie: d_R i d_L – aktualne średnice kół.

- niepewność w rozstawie kół – rozstaw kół jest definiowany jako odległość pomiędzy punktami styczności dwóch kół poruszającego się pojazdu a podłożem. Niepewność w rozstawie kół jest spowodowana faktem, że ogumione koło nie styka się z podłożem w jednym punkcie, ale raczej istnieje pewna przestrzeń styczności. Błąd ten jest oznaczany jako błąd rozstawu E_b :

$$E_b = \frac{b_a}{b_n} \quad (14)$$

gdzie: b_a – aktualny rozstaw kół pojazdu,

b_n – nominalny rozstaw kół pojazdu.

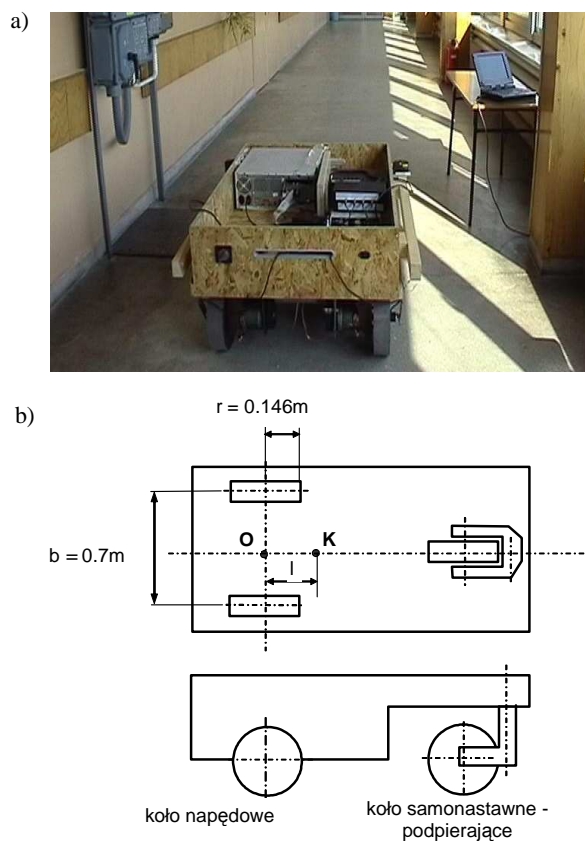
Błędy E_b i E_d są wielkościami bezwymiarowymi, wyrażonymi jako ułamki wartości nominalnej.

5. Analiza błędów w ruchu pojazdu

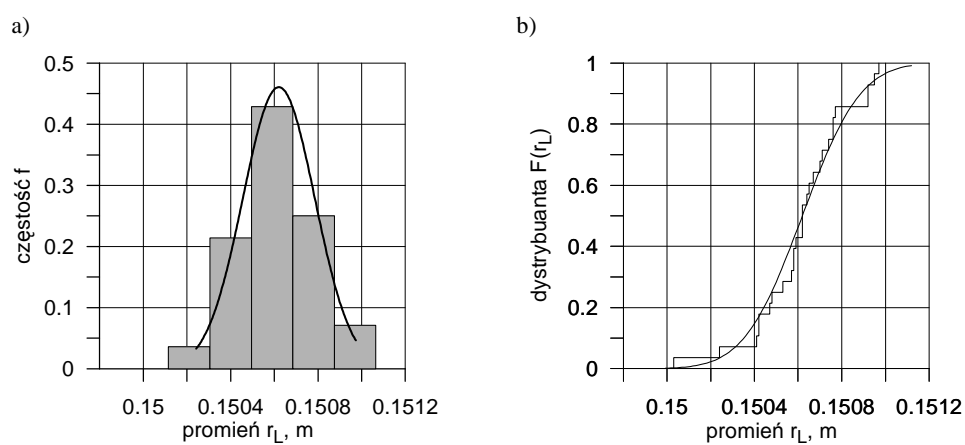
Do procesu analizy błędów powstałych w realizacji zadanej trajektorii ruchu wykorzystano wyniki badań doświadczalnych oraz wyniki badań symulacyjnych. Badania doświadczalne zostały przeprowadzone na pojeździe przedstawionym na rysunku 8a. Schemat pojazdu przedstawiono na rysunku 8b. W badaniach symulacyjnych wykorzystano matematyczny model ruchu pojazdu i metodykę symulacji komputerowej.

Zgodnie z założeniami przedstawionymi w podpunkcie 3. – zależności (6)-(9), podstawowym parametrem niezbędnym do określenia chwilowej i całkowitej pozycji pojazdu z rys. 8. jest promień toczny koła napędowego r . Przyjęto, że jest on stały i taki sam dla obu kół napędzanych. W rzeczywistości promienie te są różne. Różnica ta jest źródłem dość znaczących błędów. Na rysunkach 9. i 10. przedstawiono wyniki analizy statystycznej dla pomiarów promieni tocznych koła lewego i prawego. W obu przypadkach pomiarów bez dodatkowego obciążenia uzyskano rozkłady normalne. Zróznicowanie promieni tocznych kół napędowych i nieuwzględnienie tych zmian w programie sterującym ruchem pojazdu prowadzi do odchylenia rzeczywistego ruchu pojazdu od zadanej trajektorii. Rzeczywisty ruch pojazdu w takich warunkach jest realizowany po łuku. Promień łuku jest uzależniony od stosunku promieni tocznych r_l/r_p .

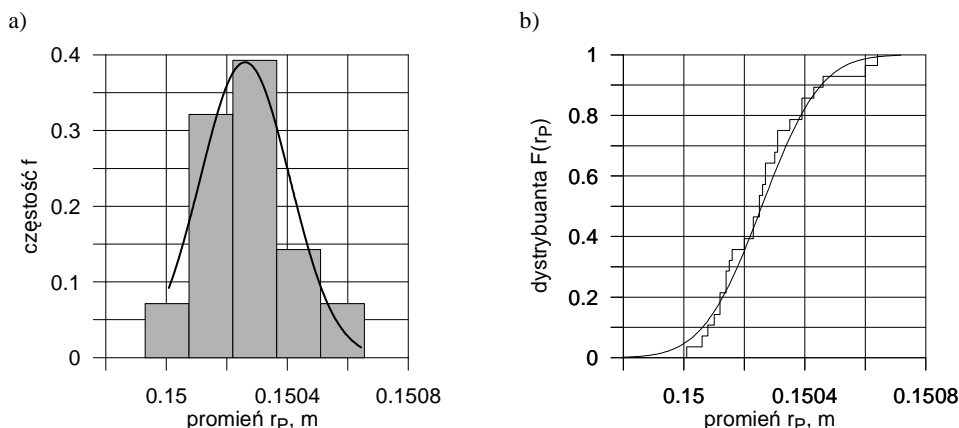
Wykorzystując technikę symulacji komputerowej oraz model matematyczny ruchu, określono wpływ stosunku rzeczywistych promieni tocznych na realizowaną przez pojazd trajektorię. Wyniki symulacji przedstawiono na rys. 11. Zakładając, że pojazd poruszał się w korytarzu o szerokości 2.15 m i w chwili startu oś wzdłużna pojazdu pokrywała się z osią korytarza, to przy wzajemnym



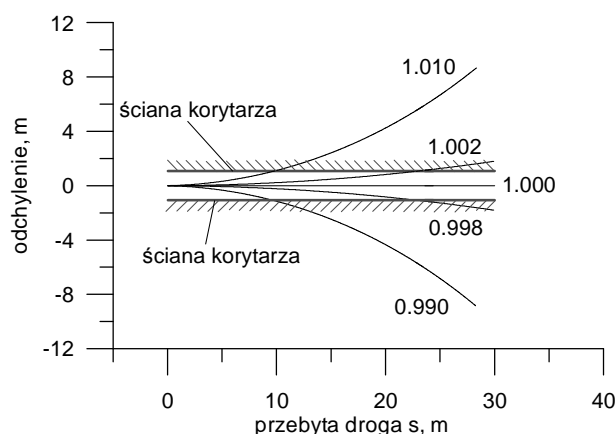
Rys. 8. Widok (a) i schemat (b) wykorzystywanego w badaniach doświadczalnych pojazdu



Rys. 9. Analiza statystyczna wyników pomiarowych promienia tocznego koła lewego r_L : a) histogram wraz z teoretyczną krzywą rozkładu, b) dystrybuanta empiryczna i teoretyczna



Rys. 10. Analiza statystyczna wyników pomiarowych promienia tocznego koła prawego r_p : a) histogram wraz z teoretyczną krzywą rozkładu, b) dystrybuanta empiryczna i teoretyczna

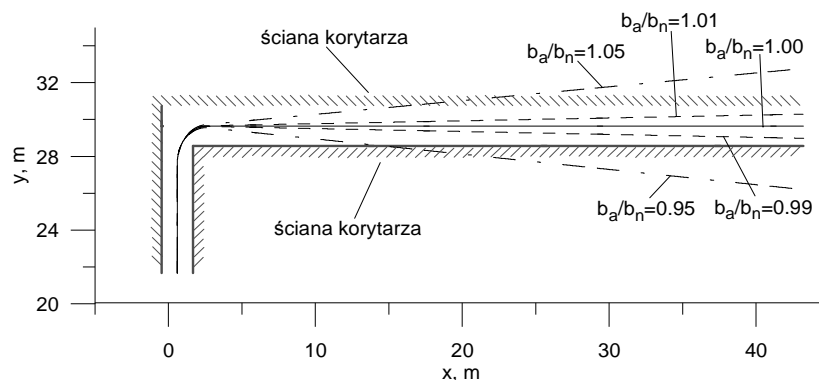


Rys. 11. Symulowane przebiegi trasy pojazdu w korytarzu o szerokości 2.15 m przy różnych stosunkach promieni kół r_l/r_p

stosunku promieni tocznych r_l/r_p równym 1.01 lub 0.99 pojazd może pokonać tylko około 8 m drogi wzdłuż korytarza. Pięciokrotne zmniejszenie różnicy pomiędzy promieniami tocznymi kół napędowych wydłuża możliwą do przebycia drogę do około 23 m.

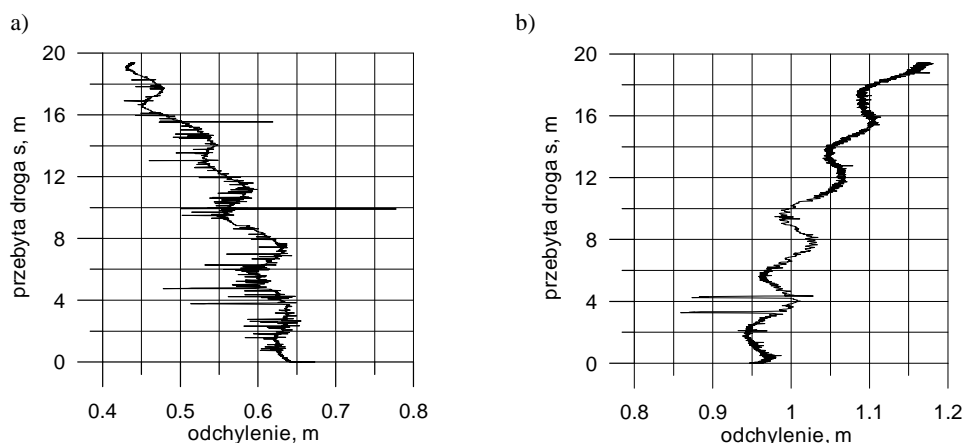
Gdy pojazd wykorzystuje do napędu i kierowania dwa niezależnie napędzane koła, kolejnym niemożliwym do dokładnego określenia parametrem jest rozstaw kół napędzanych b (rys. 7. i 8.). Zgodnie z wzorami (3) i (5) wielkość ta decyduje o ostatecznym położeniu kątowym pojazdu względem bazowego układu odniesienia. Przyjęcie nieodpowiadającej rzeczywistości wartości rozstawu kół b skutkuje błędnym określeniem pozycji pojazdu. Skutkiem takiego błędu jest kontynuacja dalszego ruchu niezgodnie z przyjętymi pierwotnie założenia-

mi. Przypadki takiego ruchu zostały pokazane na rys. 12. Przy stosunku b_a/b_n większym od jedności pojazd nie wykonuje pełnego skrętu. Dla stosunku mniejszego od jedności rzeczywisty kąt skrętu jest większy od 90° .

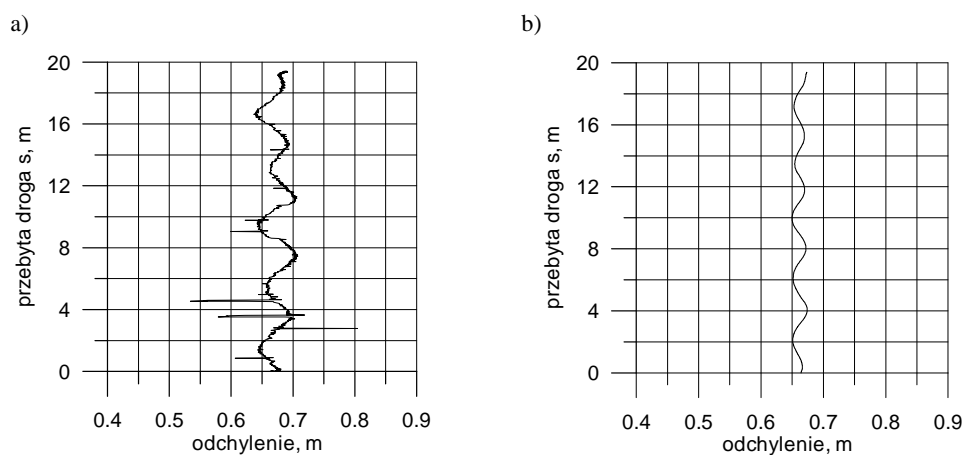


Rys. 12. Symulowane przebiegi trasy pojazdu w korytarzu o szerokości 2.15 m po wyjściu z zakrętu prawego przy różnych stosunkach rozstawu kół b_a/b_n

Błędy wynikające ze zmiany promieni tocznych kół napędzanych mogą zostać zniwelowane poprzez zabieg kalibracji. Wymaga to wykonania odpowiednich czynności pomiarowych i dokonania obliczeń korygujących. Na rysunku 13. pokazano rzeczywisty przebieg pojazdu na zadanym odcinku trasy, uzyskany z pomiarów dalmierzem ultradźwiękowym. Pojazd poruszał się wzdłuż tej samej trasy, ale w przeciwnych kierunkach (rys. 13a i b). W obu przypadkach odchylenie od zadanej trasy jest takie samo i wynosi około 0.2 m. Zmienia się tylko kierunek odchylenia. Na rysunku 13a pojazd zbliża się do powierzchni pomiarowej. Na rysunku 13b pojazd oddala się od przyjętej powierzchni bazowej stanowiącej płaszczyznę ściany na rysunku 8a. Kalibracja promieni tocznych dla danych, niezmiennych warunków badań jest w stanie zapewnić właściwy kierunek ruchu pojazdu. Efekty tego zabiegu zostały pokazane na rys. 14. W obu pokazanych przypadkach widać wyraźne oscylacje względem zadanego toru ruchu pojazdu. Oscylacje od zadanego toru prostoliniowego na rysunku 14a są prawie dwukrotnie większe niż na rysunku 14b. Oscylacje na rysunku 14a zostały wyznaczone dla punktu mocowania dalmierza. Na rysunku 14b oscylacje zostały wyznaczone dla punktu charakterystycznego K (rys. 8b). Jest to szczególny punkt pojazdu [6, 7], dla którego jest wyznaczana w każdym kroku obliczeniowym bieżąca pozycja. Punkt ten leży na osi wzdłużnej pojazdu. Jego odległość od pionowej osi obrotu, względem której odbywają się oscylacje, jest znacznie mniejsza od odległości pomiędzy osią obrotu a dalmierzem.



Rys. 13. Przebiegi ruchu pojazdu przed kalibracją promieni tocznych kół napędowych, wyznaczone na podstawie pomiarów z dalmierzy ultradźwiękowych



Rys. 14. Przebieg ruchu pojazdu po kalibracji promieni tocznych kół uzyskany: a) na podstawie pomiarów z dalmierza ultradźwiękowego, b) na podstawie pomiarów z enkoderów kół napędowych

Występujące zjawisko oscylacji jest trudnym problemem do rozwiązania, występującym w pojazdach wykorzystujących do napędu dwa niezależnie napędzane koła jezdne. Tego typu problemów na taką skalę nie spotyka się w napędach wykorzystujących koło napędzane i kierowane. W tym drugim przypadku zmiana rozstawu kół tylnych w wyniku lokalnych poślizgów jest również bez znaczenia dla sposobu wyznaczania pozycji i dokładności ruchu wzdłuż zadanej trajektorii.

6. Podsumowanie

Każdy z rozpatrywanych układów napędowych ma odpowiednie wady i zalety. Dla pojazdu wyposażonego w dwa niezależnie napędzane koła jezdne bardzo istotna jest znajomość aktualnych, rzeczywistych wartości promieni tocznych. W przypadku nieuwzględnienia tych zmian pojazd realizuje zamiast ruchu prostoliniowego ruch krzywoliniowy. Długość przebytej przez pojazd drogi jest wielkością średnią z dróg przebytych przez poszczególne koła. W przypadku gdy odchylenia od wielkości nominalnej w poszczególnych promieniach tocznych są takie same co do wartości, ale o przeciwnych znakach, pojazd pokona dokładnie zadaną odległość. Jego końcowy punkt zrealizowanej trasy będzie znajdował się jednak w pewnej odległości od punktu zadanego, gdyż pojazd poruszał się po łukach, a nie po odcinkach prostoliniowych. Kolejnym istotnym parametrem wpływającym na dokładność ruchu jest rozstaw kół napędzanych. Zmiany w rozstawie kół napędowych mają miejsce tylko podczas ruchu na odcinku krzywoliniowym. Czynnikiem powodującym podane zmiany w rozstawie kół są poślizgi w styku koła z powierzchnią posadzki. Poślizgi te w każdym z przypadków ruchu po zakręcie lewym lub prawym powodują, że rzeczywisty rozstaw kół jest różny od nominalnego. Wymienione tu niedogodności powodują, że tego typu układ napędowy nie ma zastosowania w przemysłowych aplikacjach pojazdów transportowych o małej i średniej do paru ton masie całkowitej.

W pojazdach wykorzystujących indywidualnie napędzane i kierowane koło jezdne błąd w przyjęciu do obliczeń niewłaściwej wartości promienia tocznego skutkuje przede wszystkim wydłużeniem lub skróceniem rzeczywiście zrealizowanego odcinka ruchu. Błąd ten jest jednak dosyć prosty do skorygowania. Jedyną istotną i nieznaną do końca wielkością jest wartość rzeczywistego skreślenia koła kierowanego, określona na rys. 7. poprzez kąt α . Korekcja tego błędu nie jest jednak kłopotliwa. Tego typu rozwiązanie konstrukcyjne charakteryzuje się większą zwartością i umożliwia zastosowanie budowy modułowej pojazdu.

W przypadku pojazdów ciężkich, gdzie konieczne jest rozwinięcie dużej siły napędowej – siły tarcia w styku koła z jezdnią, układ z jednym kołem napędzanym i kierowanym nie zdaje egzaminu. Konieczne jest w takich sytuacjach stosowanie rozwiązań konstrukcyjnych z dwoma kołami napędzanymi

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2006-2007 jako projekt badawczy nr 4 T12C 051 30.

Bibliografia

1. Hammond G.C.: Evolutionary AGVS – from concept to present reality. Proceeding of 6th Int. Conf. Automated Guided System, Holier R. (Ed.), Brussels, Belgium, 25-26 October 1987, IFS Publications Ltd, Kempston UK, 3-9.
2. Dobrzańska M., Śmieszek M.: Analiza błędów odometrii automatycznie kierowanego pojazdu transportowego. Visnik Nacionalnogo Transportnogo Univeristetu ta

- Transportnoj Akademii Ukraini, Naukowo-mechnicnij zbirnik, nr 14, Kijów 2007, 25-29.
3. Lindgren D.R., Hague T., Probert Smith P.J., Marchant J.A.: Relating Torque and Slip in an Odometric Model for an Autonomous Agricultural Vehicle. *Autonomous Robots*, 13 (2002), 73-86.
 4. Meng Q., Bischoff R.: Odometry Based Pose Determination and Errors Measurement for a Mobile Robot with Two Steerable Drive Wheels. *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, 41 (2004), 263-282.
 5. Ojeda L., Borenstein J.: Methods for the Reduction of Odometry Errors in Over-Constrained Mobile Robots. *Autonomous Robots*, 16 (2004), 273-286.
 6. Śmieszek M., Dobrzańska M.: Estimation of odometry errors during AGV motion. 7-th International Scientific Conference, 17-18.06.2004, Presov, New Ways in Manufacturing Technologies, 2004, 559-562.
 7. Śmieszek M., Dobrzańska M.: Przegląd metod nawigacji automatycznie kierowanych pojazdów transportowych ze szczególnym uwzględnieniem odometrii. *Prace Akademii Transportu Ukrainy Zachodnie Centrum pt. "Proektuwanja, virobnictvo ta ekspluatacja avtotransportnich zasobiv i poizdiv"*, Lwów 2003, t. 10, 215-223.

INFLUENCE OF THE AGV DRIVE UNIT ON THE ERROR DURING MOTION

S u m m a r y

This paper describes different system of the AGV drive unit. Special attention was paid to the dependence between kind of AGV drive unit and the error during motion. Using laboratory examination the error of wheel radius and base during motion on curvilinear trajectory was estimated. Computer simulation done after laboratory examination gave interesting results. Some results were presented in this paper.

Złożono w redakcji w sierpniu 2010 r.