

Sebastian Broł<sup>1)</sup>, Jarosław Mamala<sup>2)</sup>, Andrzej Augustynowicz<sup>3)</sup>

## BADANIA SYMULACYJNE ALGORYTMU WYZNACZANIA MOCY I SIŁY NAPĘDOWEJ W UKŁADZIE NAPĘDOWYM SAMOCHODU OSOBOWEGO

**Streszczenie.** Artykuł opisuje badania symulacyjne algorytmu wyznaczania mocy i siły napędowej na kołach samochodu podczas testu drogowego, w którym jako obciążenie wykorzystuje się bezwładność testowanego pojazdu. Zagadnienie przedstawiono w kontekście, wykorzystania platformy pomiarowej PAAF II do pomiarów przyspieszenia wzdłużnego pojazdu z wykorzystaniem różnych metod. Omówiono sposób testowania algorytmów, wybrane procedury testowe oraz źródła ich niedokładności. W artykule wykazano, że sposób przeprowadzania próby drogowej oraz przyjętej procedury obliczeniowej rzutuje na przyjęty model symulacyjny opisujący dynamikę ruchu pojazdu podczas pomiaru. To z kolei determinuje zarówno sposoby identyfikacji parametrów modelu matematycznego jak i przebieg następujących po tym obliczeń.

**Słowa kluczowe:** badania symulacyjne, przyspieszenie, test drogowy, obciążenie inercyjne, model rozpędzania.

### WPROWADZENIE

Przedmiotem analizy jest algorytm wyznaczania mocy i siły napędowej w samochodowym układzie napędowym przeznaczony do przenośnego urządzenia o nazwie PAAF (Power Acceleration and Force). Urządzenie to służy do kontroli parametrów trakcyjnych oraz diagnostyki układów napędowych samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów. Z uwagi na ciągły rozwój układów napędowych w pojazdach drogowych mający na celu poprawienie wskaźników jego pracy, przez optymalne wykorzystaniu źródła napędu głównie ze względu na właściwości trakcyjne pojazdu, emisję substancji szkodliwych oraz bezpieczeństwo i komfort jazdy. Taki układ napędowy, wykorzystujący mikroprocesorowe układy sterowania jest wyposażony system autodiagnostyki, co powinno umożliwić eksploatację układu w stanie bezawaryjnym. Praca takiego sprawnego układu powinna w

---

<sup>1)</sup> Politechnika Opolska, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, ul. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, e-mail: s.brol@poi.opole.pl

<sup>2)</sup> j.w., e-mail: j.mamala@po.opole.pl

<sup>3)</sup> j.w., e-mail: a.augustynowicz@po.opole.pl

założeniu przyczynić się do zmniejszenia zużycia paliwa, emisji dwutlenku węgla i substancji szkodliwych w spalinach przy zachowaniu korzystnych właściwości dynamicznych samochodu. Jednak w wyniku takiego trendu powstaje sytuacja, gdy system sterowania poszczególnych elementów układu ma morfologiczny i informacyjny charakter rozproszony. Zmniejsza to „odporność” całego układu na nieprawidłowości pracy elementów składowych zwłaszcza ocenianych w aspekcie ekologii i bezpieczeństwa jazdy [6]. Największą wrażliwością na usterki elementów pomiarowych i wykonawczych odznaczają się wskaźniki emisyjne [4, 6]. Mimo że zużycie paliwa oraz własności dynamiczne pojazdu na ogół nie ulegają tak gwałtownemu pogorszeniu, to i w przypadku wskaźników charakteryzujących własności trakcyjne pojazdu, można na ogół zaobserwować istotne zmiany wynikające z nieprawidłowego działania komponentów układu napędowego, zwłaszcza mających wpływ na wartość i przebieg mocy i siły napędowej na kołach napędowych pojazdu. Koła napędowe są ostatnim ogniwem układu napędowego i analiza jej przebiegu może dać szereg cennych informacji co stanu układu napędowego [9].

W związku z tym ciągle poszukuje się nowych metod badawczych oraz ciągle doskonalą te już stosowane. Metodą już wykorzystywaną do oceny jakości pracy układu napędowego jest pomiar przyspieszenia wzdłużnego pojazdu w rzeczywistych warunkach drogowych [2]. Na rynku dostępne są urządzenia umożliwiające przeprowadzenie stosownej próby, jednak parametry układu napędowego za pomocą tych urządzeń są jedynie szacowane ze względu na występujące opory ruchu pojazdu. Taka sytuacja stwarza lukę, którą wypełniają badania drogowe, w których można wykorzystać do pomiaru niedrogie, oparte na akcelerometrach urządzenia. Służą one do pomiaru obciążenia bezwładności wytwarzanego przez masę pojazdu i jego elementy obrotowe podczas rozpędzania i zwalniania. Metoda ta ma wiele zalet, a mianowicie pozwala testować układ napędowy w rzeczywistych warunkach ruchu, gdzie maksymalna siła napędowa jest ograniczona mocą przyczepności koła do nawierzchni jezdni. Ponadto pozwala na badanie mocy i siły napędowej na poszczególnych przełożeniach układu przeniesienia napędu i nie jest związana z typem pojazdu, od zastosowanych urządzeń mikroprocesorowych, stopnia automatyzowania układu przeniesienia napędu czy względnie wykorzystania autonomicznych dodatkowych jednostek napędowych.

Należy podkreślić, że wyniki badań drogowych realizowane w ramach tej metody mogą się również charakteryzować znaczącą powtarzalnością o ile dobrać odpowiedni algorytm testu drogowego i algorytm obliczeniowy mocy i siły napędowej [2].

## PRZYJĘTE ZAŁOŻENIA

Głównym założeniem drogowych testów bezwładnościowych jest wykorzystanie całkowitej bezwładności samochodu w procesie przyspieszania jako obciążenia

układu napędowego w celu wyznaczenia mocy i siły napędowej przy równoczesnym użyciu akcelerometru przymocowanego do nadwozia samochodu w celu pomiaru i rejestracji jego przyspieszenia wzdłużnego [5]. W tym kontekście ważny jest nie tylko precyzyjny pomiar przyspieszenia ale również uwzględnienie wpływu otoczenia, zakłóceń, przyjęcie odpowiedniej procedury badawczej oraz opracowanie skutecznego algorytmu pomiarowego i obliczeniowego..

Pierwszy problem jest związany z pomiarem przyspieszania, gdyż pomimo umocowania czujnika przyspieszenia bezpośrednio do nadwozia samochodu to wraz z jego ruchem dochodzi do zmiany orientacji osi pomiarowych względem drogi, szczególnie w płaszczyźnie  $x - z$ . W wyniku zmian pochylenia wzdłużnego nadwozia powstaje nierównoległość kierunku ruchu samochodu względem przyjętego przed testem kierunku pomiaru przyspieszenia realizowanego z użyciem czujnika przyspieszenia. Nierównoległość kierunku ruchu względem osi pomiarowej wpływa także na wyznaczaną na drodze całkowania przyspieszenia chwilową wartość prędkości samochodu. Ze względu na wyszczególnione powyżej czynniki zakłócające pomiar, mierzone przyspieszenie nie jest równe rzeczywistemu przyspieszeniu samochodu. Zaś mierzone przyspieszenie jest wykorzystywane jako podstawowa wartość wejściowa do analizowanego algorytmu pomiarowego [1].

Jednocześnie należy uwzględnić w obliczeniach zjawiska pochodzące z oddziaływania otoczenia podczas rozpędzania pojazdu, które w istotny sposób zakłócają sygnał pomiarowy przyspieszenia. Należą do nich nierówności jezdni czy ubytki w jej nawierzchni, ugięcie zawieszenia, opory ruchu i zakłócenia elektryczne, elektromagnetyczne oraz warunki atmosferyczne. Do jeszcze innych problemów wpływających na testowany algorytm pomiarowy należy zaliczyć zakłócenia pochodzące z samego układu napędowego (a więc nie sprawności), bezwładność układu napędowego czy szumy własne sensora [4].

Aby dokonać oceny wpływu przytoczonych czynników na wyznaczone wartości z algorytmu pomiarowego jak i na błędy i niepewności pomiarowe przeprowadzono komputerowe badania symulacyjne dla dwufazowego testu drogowego.

## Dwu fazowy test drogowy

Analizując równanie ruchu prezentowane w pracach [4, 8, 9], w którym siła napędowa jest równoważona przez sumaryczne opory ruchu samochodu możemy dojść do wniosku, że bilans tych sił zależy głównie od składowej siły oporu bezwładności. Założenie to jest słuszne dla ustalonych warunków otoczenia tj. niezmiennego pochylenia drogi, braku siły uciągu oraz skrętu. W takiej sytuacji każdy niedobór lub nadwyżka siły napędowej na kołach jest równoważona właśnie przez siłę bezwładności, która w równaniu ruchu samochodu jest siłą pozorną. W efekcie równanie ruchu można przekształcić, przy przyjęciu uproszczeń do postaci (1):

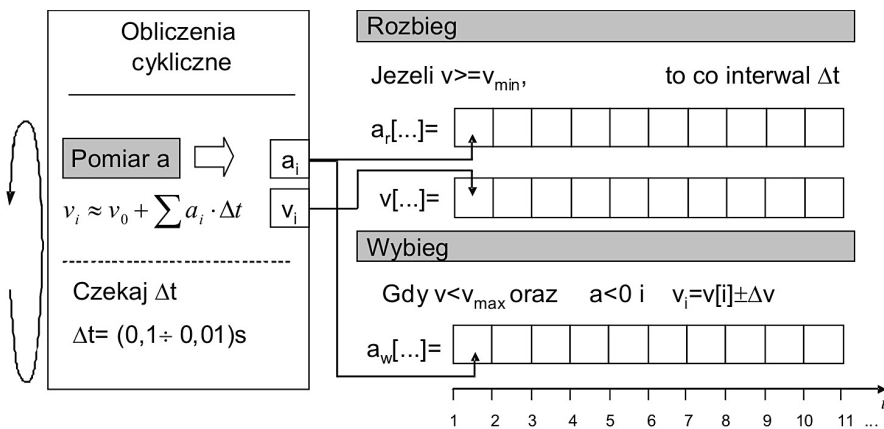
$$\frac{dv}{dt} = \frac{(F_n - F_t - F_p \pm F_w)}{m \cdot \delta} \quad (1)$$

Z tej zależności wynika już wprost, że chwilowe przyspieszenie samochodu (w czasie przyspieszania w jeździe na wprost po nie niezmiennie pochyłej nawierzchni drogi) zależne jest od jego masy, współczynnika mas wirujących i chwilowej różnicy siły napędowej pomniejszone o sumaryczne chwilowe opory ruchu, którą nazywamy zapasem siły napędowej. Od znaku tej różnicy zależy uzyskana wartość przyspieszenia.

Zatem wyznaczenie wartości mocy i siły napędowej w układzie napędowym wymaga oprócz dokładnego pomiaru przyspieszenia, wyznaczenie wartości oporów podstawowych, czyli toczenia  $F_t$ , aerodynamicznego  $F_p$ , wzniesienia  $F_w$ , lub ich sumarycznej wartości. Można tego dokonać doświadczalnie, wykonując odpowiedni test drogowy opisany w pracy [4], przy czym należy mieć na uwadze fakt, że korzystne jest wykonanie wszystkich procedur w trakcie jednego przejazdu samochodu w rzeczywistych warunkach ruchu.

### Procedura obliczeniowa

Algorytm obliczeniowy przyjęty dla dwufazowego testu drogowego zakłada wykonanie przez kierowcę rozbiegu i wybiegu. Przy czym ważnym jest, aby podczas rozbiegu kierowca przyspieszał z maksymalną intensywnością, nie przekraczając w aktualnie panujących warunkach otoczenia granicznej siły napędowej wynikającej z mocy przyczepności koła do nawierzchni jezdni. Jest to szczególnie istotne na biegach niższych gdzie przekroczenie granicznej siły przyczepności ma negatywne skutki na zmierzona moc i siłę napędową.



Rys. 1. Procedura obliczeniowa realizowana podczas dwuetapowego testu drogowego

Obliczenia mocy i siły napędowej zrealizowano w oparciu o procedury przedstawione na rysunku 1, które polegają na ciągłym pomiarze przyspieszenia pojazdu  $a$  i obliczaniu prędkości liniowej  $v$  na jego podstawie z wykorzystaniem numerycznych metod całkowania po czasie kwantowanego cyfrowo sygnału dyskretnego. Chwilowe wartości  $a$  i  $v$  są jednocześnie zapisywane jako te elementy macierzy  $\mathbf{a}_r$  i  $\mathbf{v}$ , na które wskazuje indeks bieżący. Wartość indeksu jest z kolei inkrementowany po każdym zapisie i upływie czasu rejestracji  $\Delta T$ . W efekcie po teście drogowym uzyskuje się dwie macierze  $\mathbf{a}_r$  i  $\mathbf{v}$ , których wartości zostały zapisane cyklicznie co  $\Delta T$ , a ich długość zdeterminowana jest ostatnią wartością zmiennej indeksującej. Należy zwrócić uwagę, że w macierzy  $\mathbf{v}$  pod tym samym indeksem przechowuje się wartości prędkości, przy której zarejestrowano chwilowe przyspieszenie pojazdu zapisane podczas rozpędzania zapisane są w macierzy  $\mathbf{a}_r$ , a w wybiegu zapisuje się opóźnienie w macierzy  $\mathbf{a}_w$ , ale nie co  $\Delta T$ , lecz wtedy, gdy aktualna prędkość pojazdu odpowiada prędkości zapisanej w macierzy  $\mathbf{v}$  z założoną niedokładnością  $\Delta v$ . Jest to możliwe pod warunkiem, że w macierzy  $\mathbf{v}$  wartości są monotonicznie rosnące. Ostatecznie po teście otrzymuje się macierze  $\mathbf{a}_r$  i  $\mathbf{a}_w$  o tej samej długości, zawierające odpowiednio chwilowe przyspieszenia i opóźnienia zarejestrowane dla tych samych prędkości. Pozwala to dokonywać dalszych operacji jako macierzowych tak jakby były to działania na charakterystykach odpowiednio rozpędzania i wybiegu wyznaczonych w dziedzinie prędkości zgodnie z zależnościami od (2) do (4).

$$\mathbf{F}_n(v) = m \cdot (\mathbf{a}_r - \mathbf{a}_w) \quad (2)$$

$$\mathbf{N}(v) = \mathbf{v} \bullet \mathbf{F}_n \quad (3)$$

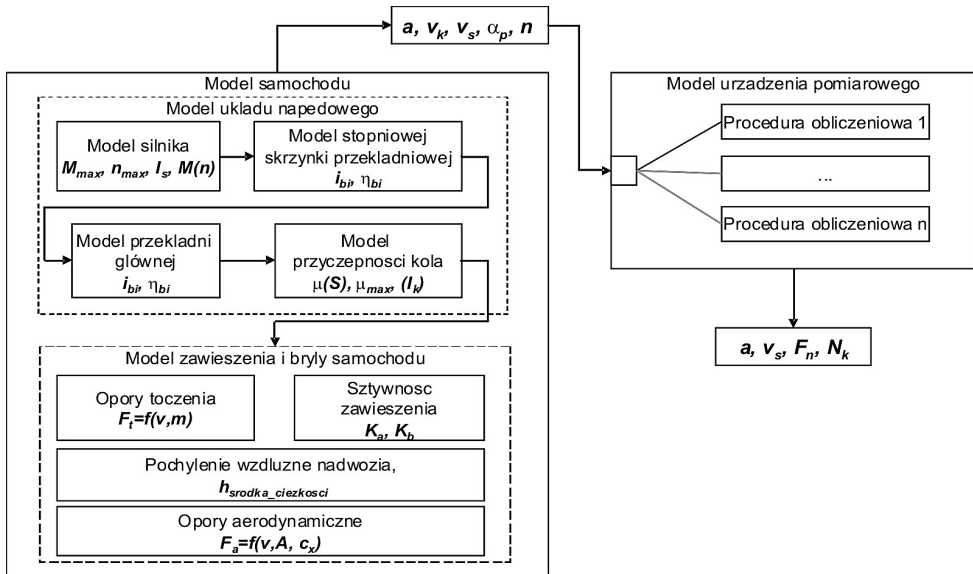
$$v_i \approx v_0 + \int_{t=0}^{t=T} a \, dt \quad (4)$$

gdzie:  $\mathbf{a}_r$  – macierz przyspieszenia w fazie rozbiegu, której elementy to chwilowe przyspieszenia zmierzone co  $\Delta t$ ,  $\text{m/s}^2$ ;  $\mathbf{a}_w$  – macierz opóźnienia w fazie wybiegu, której elementy stanowią chwilowe opóźnienia wyznaczone przy tej samej prędkości co elementy macierzy  $\mathbf{a}_r$ ,  $\text{m/s}^2$ ;  $m$  – masa samochodu podczas testu,  $\text{kg}$ ;  $\mathbf{F}_n$  – macierz, której elementy określają siłę napędową,  $\text{N}$ ;  $\mathbf{N}$  – macierz której elementy określają moc na kołach,  $\text{W}$ ;  $\mathbf{v}$  – macierz prędkości liniowej pojazdu,  $\text{m/s}$ ;  $v_i$  –  $i$ -ty element macierzy  $\mathbf{v}$ ,  $\text{m/s}$ ;  $T$  – czas dla którego wyznaczono  $v_i$ ,  $\text{s}$ ;  $v_0$  – wartość początkowa  $v_i$  (w tym kontekście  $v_0=0$ ),  $\text{m/s}$ ;  
 • – symbol iloczynu Hadamarda-Schura.

## BADANIA SYMULACYJNE

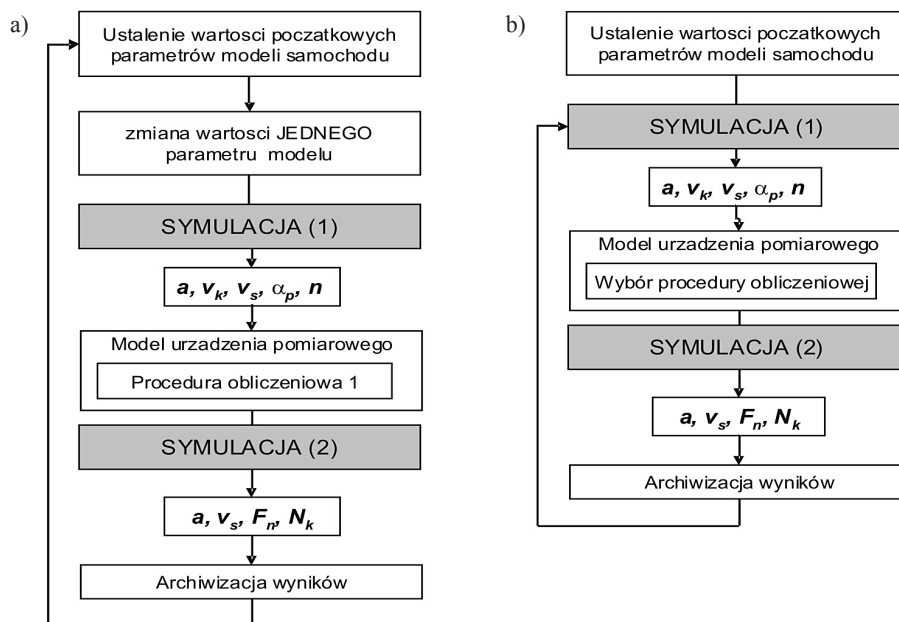
Badania symulacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem programu Matlab i pakietu Simulink z wykorzystaniem techniki testowania znanej jako Model in The Loop (MIL). W tym celu opracowano model samochodu z napędem na jedną oś,

a także oraz model symulacyjny urządzenia pomiarowego tak, jak to pokazano na rysunku 2. Model samochodu uwzględniał sztywności zawieszenia, opory toczenia i aerodynamiczne, sztywność i ugięcie zawieszenia, przełożenia całkowitego przekładni, mocy i momentu jednostki napędowej, oraz model opisujący przyczepność koła gumionego do nawierzchni drogi.



Rys. 2. Model symulacyjny samochodu i urządzenia pomiarowego

Badania symulacyjne miały na celu określić czułość algorytmu pomiarowego na zakłócenia oraz wpływ parametrów modelu samochodu na zmiany mocy i siły napędowej w symulowanym teście drogowym a przebieg symulacji obrazuje schemat przedstawiony na rysunku 3. Przedstawiony algorytm użyty w badaniach symulacyjnych składa się z szeregu modeli cząstkowych formujących system dynamiczny. Poszczególne modele uproszczono dostosowując je do potrzeb symulacji. Uproszczeń dokonano po to, aby oddać wiernie istotne z punktu widzenia badań własności dynamiczne układu przy jak najmniejszej złożoności modelu a także z uwagi na potrzebę realizacji badań w skończonym przedziale czasowym. Technikę symulacji MIL wykorzystano w efekcie końcowym do opracowania algorytmu pomiarowego dla urządzenia PAAF. Do tego celu symulację prowadzono wg algorytmu przedstawionego na rysunku 3a.



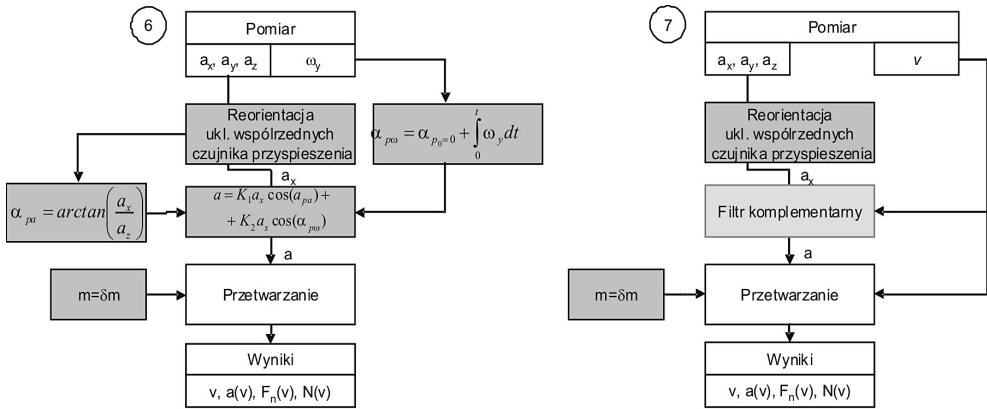
**Rys. 3.** Algorytm badań symulacyjnych (MIL) dla badania: a ) wpływu parametrów samochodu na wyniki testu drogowego, b) wpływu procedury obliczeniowej na błąd wyznaczania siły napędowej i mocy na kołach

Główny algorytm umożliwia wykorzystanie siedmiu procedur obliczeniowych bazujących na danych uzyskanych z symulacji, które zestawiono w tabeli 1.

**Tabela 1.** Procedury obliczeniowe wykorzystanie w symulacji (MIL)

Nr	Procedura obliczeniowa	Komentarz
1	Bez kompensacji	
2	Z uśrednianiem	Kąt pochylenia wzdłużnego estymowany jest na podstawie średniej z przyspieszenia pojazdu w kierunku głównej osi pomiarowej czujnika przyspieszenia.
3	Z reorientacją układu współrzędnych	Dokonywany jest obrót prawoskrętnego układu współrzędnych czujnika tak, aby oś z pokrywała się z kierunkiem wektora grawitacji, oś x z kierunkiem ruchu.
4	Z kompensacją kąta pochylenia wzdłużnego z pomocą żyroskopu	Przed realizacją wykonywana jest transformacja orientacji układu współrzędnych
5	Z kompensacją kąta pochylenia wzdłużnego z pomocą żyroskopu i czujnika przyspieszenia	Przed realizacją wykonywana jest transformacja orientacji układu współrzędnych
6	Z kompensacją bezwładności UN i kąt nienapędzanych	Przed realizacją wykonywana jest transformacja orientacji układu współrzędnych
7	Z kompensacją poślizgu kół napędzanych i filtrem komplementarnym i danymi z referencyjnymi o v pojazdu	Pobierano wartość prędkość z układu pomiarowego uznawanego za referencyjny np. głowica optyczna Datron lub urządzenie GPS z częstotliwością przesyłania danych o prędkości liniowej 10 Hz.

Algorytm najbardziej zaawansowany dla procedur obliczeniowych 6 i 7 przedstawiano na rysunku 4.



Rys. 4. Algorytmy procedur obliczeniowych urządzenia pomiarowego

Podstawowym problemem podczas rzeczywistych pomiarów przyspieszenia jest nierównoległość kierunku pomiarowego w stosunku do kierunku ruchu samochodu [2, 3]. Odchylenie kątowe w płaszczyźnie poziomej redukuje wartość mierzonej siły napędowej o czynnik równy kosinusowi wartości kąta odchylenia. Nieskompensowane odchylenie kątowe w płaszczyźnie pionowej o 1 stopień w płaszczyźnie pionowej powoduje przede wszystkim znaczące zwiększenie ( $\alpha_p = -1^\circ$ ) lub zmniejszenie ( $\alpha_p = +1^\circ$ ) obliczonej prędkości samochodu w porównaniu do sytuacji, gdy odchylenie nie występuje. Z uwagi na to, że prędkość liniowa obliczana jest jako całka z przyspieszenia skutkuje to powolnym przyrostem obliczonej prędkości ponad wartość rzeczywistą. Zawyżona dla kątów ujemnych (lub zaniżona dla kątów dodatnich) prędkość jest wykorzystywana do obliczeń zgodnie z algorytmem przedstawionym na rysunku 3 i w efekcie daje to błędną wartość mocy na kołach. Warto również podkreślić, że błąd nierównoległości zależy od czasu trwania testu drogowego. W praktyce oznacza to, że błąd mocy jest stosunkowo mały dla niskich biegów a duży dla wysokich.

Kolejnym problemem poruszonym powyżej są nierówności nawierzchni jezdni, podczas pokonywania których zarejestrowane przyspieszenie jest sumą geometryczną przyspieszeń składowych pochodzących od drgań spowodowanych pokonywaniem nierówności, powodowanych przez układ napędowy oraz przyspieszenia samochodu zrzutowanych na wybrany kierunek pomiarowy. Może to doprowadzić do błędnego pomiaru chwilowych i maksymalnych wartości siły i mocy w układzie napędowym samochodu osobowego, co zostało przedstawione w pracy [1, 2]. Przedstawiony autorski adaptacyjny filtr przeciwwzakłóceńowy samoczynnie dopasowuje częstotliwość graniczną pasma przenoszenia. Pozwala to na tłumienie nierówności drogi stosownie do poziomu zakłóceń przez nie wywołanych. Filtr w mniejszym



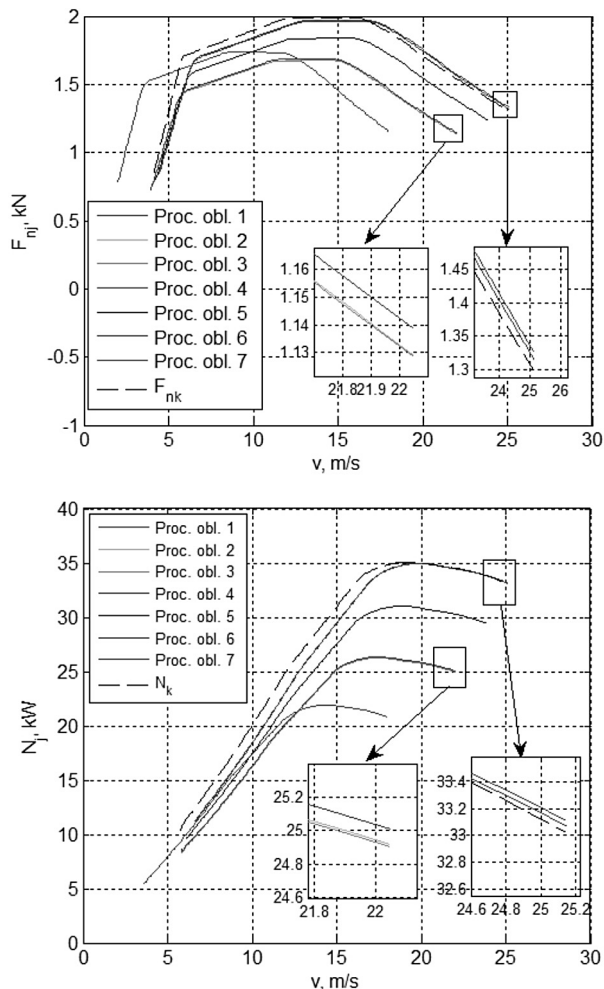
stopniu ogranicza dynamikę sygnału wyjściowego niż ma to miejsce z użyciem filtrów o ustalonej częstotliwości granicznej pasma przenoszenia [3].

Dodatkowo przedstawiony problem kompensacji oporów ruchu podczas testu drogowego w fazie wybiegu wpływa na zwiększenie powtarzalności pracy algorytmu w rzeczywistych warunkach pracy [10]. W pracy [4] przedstawiono wyniki kompensacji oporów ruchu w algorytmie obliczeniowym wykonanych w rzeczywistych warunkach ruchu na drodze suchej oraz mokrej na tym samym odcinku drogi. Największa różnica wyznaczonej w teście dwufazowym siły napędowej wynosiła zaledwie 5%, podczas gdy  $F_{op}$  zmieniała się od 10% do nawet 20% względem  $F_n$  [4].

### **Analiza wpływu procedur obliczeniowych na efektywność wyznaczenia mocy i siły napędowej**

W badaniach symulacyjnych analizowano wpływ wybranej procedury obliczeniowej na symulowany „pomiar” siły napędowej i mocy na kołach. Symulację prowadzono tak jak to pokazano na rysunku 2, a dane do modelu urządzenia pomiarowego pobierano po symulacji ruchu samochodu. Dzięki temu możliwe było dokonanie oceny efektywności procedur obliczeniowych dla dwufazowego testu drogowego i oszacowanie ich wpływu na mierzone wartości siły  $F_{nj}$  i mocy napędowej  $N_j$  na jezdni. Pierwsza procedura obliczeniowa wykorzystywała surowe dane z czujnika przyspieszenia. Założono, że zamontowano go z odchyleniem kątowym  $\alpha_p = 0,5^\circ$  w efekcie prędkość linowa samochodu została wyznaczona z dodatkowym dryfem równym  $-9.81\sin(\alpha_p)$  m/s/s. W efekcie przebieg  $F_{nj}$  oraz  $N_j$  jest przesunięty w kierunku niższych prędkości, a same wartości  $F_{nj}$  i  $N_j$  zostały zaniżone w odniesieniu do mocy dostarczonej do kół (rys. 5). Trzy kolejne procedury pomiarowe dają bardzo zbliżone wyniki z uwagi na to, że obliczenia mimo różnych podejść dają zbliżone wyniki. W drugiej i w trzeciej procedurze obliczeniowej następuje kompensacja (w sensie metrologicznym) nierównoległości statycznej kierunku pomiarowego przyspieszenia do kierunku ruchu samochodu na chwilę przed rozpoczęciem testu. W drugiej procedurze wykonano to za pomocą oraz uśredniania wartości  $a_x$  z czujnika przyspieszenia a w trzeciej za pomocą dwóch obrotów układu współrzędnych tak aby oś czujnika  $x_s$  była równoległa do kierunku ruchu samochodu. Oba sposoby dają zbliżone wyniki o ile  $\sin(\alpha_p) = \alpha_p$  czyli dla kątów do ok.  $10^\circ$  oraz gdy kąt  $\alpha_p$  jest równy 0 (co miało miejsce w tej symulacji). Z tych względów, w rzeczywistych warunkach spodziewana jest większa dokładność trzeciej procedury niż drugiej.

Czwarta procedura kompensuje kąt pochylenia wzdłużnego w oparciu o kąt  $\alpha_p$  wyznaczony metodą całkowania po czasie prędkości kątowej nadwozia względem osi  $y_s$  czujnika prędkości kątowej (żyroskopowego). Z doświadczeń drogowych wynika, że metoda ta daje niedokładne wyniki wtedy, kiedy zakłócenia  $\omega_y$  nie mają rozkładu normalnego. Wówczas powstaje zjawisko tzw. dryfu wartości kąta pochylenia wzdłużnego nadwozia. Czwarta procedura sprawdza się także lepiej dla samocho-



Rys. 5. Wyniki symulacji z wykorzystaniem procedur obliczeniowych urządzenia pomiarowego

dów generujących duże zmiany  $\alpha_p$  czyli o małym rozstawie osi lub małej sztywności zawieszenia.

Piąta procedura wykorzystuje czujnik prędkości kątowej nadwozia tylko w fazie rozbiegu, a czujnik przyspieszenia w fazie wybiegu do wyznaczania wartości. Efektem działania jest zawyżenie  $F_{nj}$  i  $N_j$  w całym przebiegu w odniesieniu do przebiegów z użyciem 2, 3 i 4 procedury obliczeniowej, co może być tłumaczone lepszą estymacją kąta pochyleni wzdłużnego nadwozia. Szósta i siódma procedura daje zbliżone wyniki, jednak w szóstej wykorzystano filtr komplementarny, którego działanie może być zaburzone w wyniku zakłóceń o charakterze niestacjonarnym, co ma miejsce podczas testu drogowego. Ddatkowo wyższe wyniki są wynikiem

uwzględnienia mas wirujących podczas rozbiegu. Siódma procedura wykorzystuje filtr referencyjny, niskoczęstotliwościowy ( $f_{min} = 10$  Hz) pomiar prędkości samochodu do skompensowania błędu wywołanego nierównoległością kierunku pomiarowego oraz dryfu prędkości (zakłada się wykorzystanie odbiornika GPS).

## PODSUMOWANIE

Podsumowując można stwierdzić, że badaniach symulacyjnych najlepsze rezultaty uzyskano w wyniku jednoczesnego zastosowania w procedurze obliczeniowej: reorientacji układu współrzędnych, kompensacji bezwładności mas wirujących, kompensacji poślizgu kół napędzanych i kąta pochylenia wzdłużnego oraz prędkości z wykorzystaniem referencyjnej wartości prędkości. Czynniki te niekorzystnie wpływają na niepewność pomiarową ponieważ generalnie zmieniają wartości obliczonych siły napędowej i mocy odbieranej z kół.

W kolejnym etapie wykonano badania weryfikujące efektywność procedur pomiarowych na rzeczywistych danych pomiarowych uzyskanych podczas prób drogowych. Wykorzystano przedstawiony algorytm obliczeniowy w programie Matlab i uzyskano powtarzalność wyznaczenia siły i mocy z niepewnością pomiarową nie przekraczająca 7%.

## LITERATURA

1. Genta G., Morello L.: *The Automotive Chassis, Vol. 1: Components Design*. Springer, 2009.
2. Jantos J., Brol S., Mamala J.: *Transactions SAE - special edition. Problems in assessing road vehicle drivability parameters determined with the aid of accelerometer*. SAE 2007 Word Congress, USA, Detroit, Vehicle Diagnostic SP – 2137, nr 2007–01–1473.
3. Kalman R.E.: *A new approach to linear filtering and prediction problems*. ASME Journal of Basic Engineering, vol. 82, 1960, p. 35–45.
4. Mamala J., Brol S., Jantos J.: *Estymacja charakterystyk układu napędowego na podstawie pomiaru przyspieszenia samochodu*. Studia i Monografie nr 235, Politechnika Opolska 2008.
5. Miliken W., Miliken D.: *Race Car Vehicle dynamics*. SAE Inc., 1995.
6. Merksiz J., Mazurek S.: *Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002, s.254.
7. Pacey H.: *Tyre and vehicle dynamics*. SAE International and Elsevier, 2005.
8. Prochowski L.: *Mechanika ruchu. Pojazdy samochodowe*, WKŁ 2008.
9. Siłka W.: *Teoria Ruchu Samochodu*. WNT 2002.
10. Wallentowitz H.: *Longitudinal Dynamics of vehicles*. Institut fuer kraftfahrwesen Aachen, Aachen 2004.

## **RESEARCH BY SIMULATION ALGORITHM FOR DETERMINING POWER AND A DRIVING FORCE IN THE DRIVING PASSENGER CAR**

### **Abstract**

The article describes the simulation algorithm for power and driving force behind the wheels of the car during the road test, which is used as a load inertia of the vehicle to be tested. The subject is shown in context of direct acceleration measurement with use of digital sensor fixed to car's chassis. The selected test procedures were discussed as well as sources of errors. It was pointed out that test course determines both cars acceleration model and further calculation procedure which follows the test. The discussion is resumed and enhanced by advises about test course and calculations in order to minimize the measurement uncertainty.

**Keywords:** acceleration, road test, inertial load, vehicle acceleration model.