

Eryk PRUGAR, Adam CIESIOŁKIEWICZ

Piotr JESZKA, Zbigniew ŻMUDKA

Zakład Silników Spalinowych ITC
Politechniki Śląskiej w Gliwicach

Stefan SŁADKOWSKI

Centrum Mechanizacji Górnictwa

"KOMAG" Gliwice

OKREŚLENIE PARAMETRÓW KINEMATYCZNYCH

I WYZNACZANIE OPORÓW RUCHU POJAZDU SAMOCHODOWEGO

METODĄ WYBIEGU*

Streszczenie. Dokładna analiza i badanie wpływu wybranych parametrów pojazdu samochodowego na jego dynamikę i zużycie paliwa wymagają określenia eksploatacyjnych warunków pracy zarówno silnika napędzającego pojazd, jak i samego pojazdu. W opracowaniu przedstawiono energetyczne ujęcie ruchu pojazdu oraz przeanalizowano obciążenia samochodu występujące w czasie jazdy. Przedstawiono również możliwości stosowania różnych metod wyznaczania oporów ruchu pojazdu oraz określono ich przydatność i dokładność. Opisano urządzenia do pomiarów parametrów kinematycznych pojazdu samochodowego, przez co możliwe jest określenie jego oporów ruchu. Na podstawie przeprowadzonych badań drogowych określono zmodyfikowaną metodę wybiegu z ciągłą rejestracją wyników pomiarów z wykorzystaniem minikomputera.

1. WPROWADZENIE

1.1. Wstęp

Określenie właściwości pojazdu samochodowego w warunkach eksploatacji wymaga przeprowadzania dokładnych pomiarów i badań drogowych. Badania te mają na celu wyznaczenie przebiegów parametrów kinematycznych, na które bezpośredni wpływ wywierają opory ruchu. Opory ruchu pojazdu są sumą sił działających na niego i przeciwdziałających jego ruchowi. Porównanie oporów ruchu pojazdu w warunkach nie ustalonych z energią napędową silnika pozwala na określenie własności dynamicznych pojazdu (prędkość maksymalna, przyczepność do podłoża kół napędowych, parametry rozpędzania, zdolność do przyspieszenia i pokonywania wzniesień). Z kolei w warunkach ustalonych

* Opracowanie wykonane w ramach CPEP - 02.22 pt.: "Badania przemysłowych procesów termodynamicznych".

wielkość oporów ruchu wpływa na ekonomiczność pojazdu (zużycie paliwa dla różnych biegów przy zmiennej prędkości jazdy lub zużycie paliwa po przebyciu ściśle określonego testu drogowego). Obniżenie tych oporów lub lepsze wykorzystanie energii napędowej silnika powoduje oszczędności zużycia paliwa.

Na zmniejszenie oporów ruchu pojazdu samochodowego decydujący wpływ ma:

- jego konstrukcja (współczynnik oporu powietrza c_x , dobór przełożeń),
- jego sprawność mechaniczna (jakość wytwarzania i montażu),
- prawidłowa regulacja układów: zasilania i inicjujących proces spalania.

Wyznaczenie właściwości kinematycznych i oporów ruchu pojazdu umożliwia optymalizację różnych jego parametrów ze względu na postawione kryteria i określenie najkorzystniejszych warunków eksploatacji samochodu. Badania przeprowadzono dla samochodu osobowego Fiat 125 p z wykorzystaniem urządzeń pomiarowych opracowanych we własnym zakresie.

1.2. Siły działające na pojazd samochodowy znajdujący się w ruchu

Wykres pasmowy bilansu energii pojazdu samochodowego pokazano na rys. 1. Dla silnika spalinowego:

$$\dot{E}_d = \sum \delta \dot{E} + \dot{E}_e \quad (1)$$

gdzie:

\dot{E}_d - energia chemiczna paliwa,

$\sum \delta \dot{E}$ - suma strat energii w silniku (strata chłodzenia $\delta \dot{E}_{ch}$, strata wylotowa $\delta \dot{E}_{wyl}$, strata spalania $\delta \dot{E}_s$, pozostałe straty $\delta \dot{E}_r$ - m.in. strata ciepła do otoczenia),

\dot{E}_e - energia na kole zamachowym silnika (moc efektywna).

Energia wykorzystywana bezpośrednio do napędu pojazdu samochodowego (\dot{E}_{ns}) wynosi:

$$\dot{E}_{ns} = \dot{E}_e - (\delta \dot{E}_m - \delta \dot{E}_w) \quad (2)$$

gdzie:

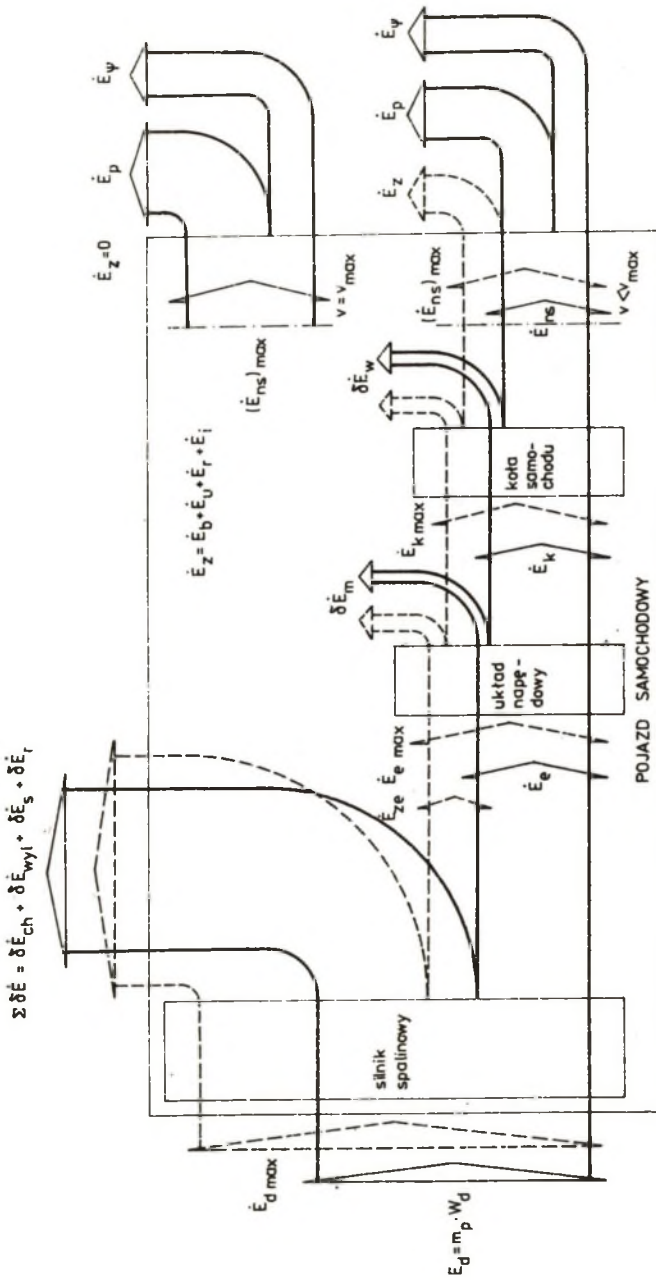
$\delta \dot{E}_m$ - straty mechaniczne w układzie napędowym pojazdu samochodowego,

$\delta \dot{E}_w$ - straty wentylacji kół jezdnych pojazdu i związanych z nimi elementów.

Straty energii na odcinku silnik spalinowy - koła pojazdu można określić z zależności

- strata mechaniczna:

$$\delta \dot{E}_m = \frac{M}{r_d} v = \dot{E}_e (1 - \eta_p) \quad (2a)$$



Rys. 1. Wykres pasmowy bilansu energii pojazdu samochodowego
Fig. 1. Streaked diagram of the car energetic balance

gdzie:

- M_m - straty mechaniczne momentu w zespołach układu napędowego,
- r_d - promień dynamiczny kół,
- v - prędkość pojazdu,
- η_p - sprawność mechaniczna układu napędowego pojazdu samochodowego,

- strata wentylacji:

$$\delta \dot{E}_w = \frac{M_m}{r_d} \cdot v \quad (2b)$$

gdzie:

- M_w - suma momentów wentylacyjnych kół jezdnych samochodu i związanych z nimi elementów, można przyjąć $M_w = \alpha v^2$,
- α - współczynnik momentu wentylacji (brodzenia) wirujących zewnętrznych zespołów i elementów pojazdu.

Energia napędowa służy do pokonania chwilowych oporów ruchu pojazdu. W warunkach ustalonych, przy częściowym obciążeniu silnika napędowego (częściowe otwarcie przepustnicy - silnik z zapłonem iskrowym, częściowe dawkowanie paliwa - silnik z zapłonem samoczynnym), na całkowite opory ruchu składają się opory drogi (E_ψ) i opory powietrza (E_p). Bilans energii tych oporów na kołach pojazdu ma postać:

$$\dot{E}_{ns} = \dot{E}_\psi + \dot{E}_p \quad (3)$$

W ogólnym przypadku, biorąc pod uwagę maksymalną możliwą do uzyskania energię napędową samochodu ($\dot{E}_{ns})_{max}$, otrzymuje się (rys. 2):

$$(\dot{E}_{ns})_{max} - \dot{E}_z = \dot{E}_\psi + \dot{E}_p \quad (3a)$$

gdzie:

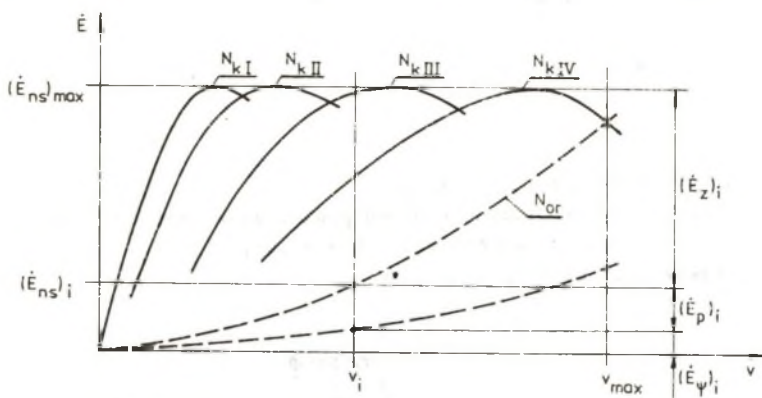
- \dot{E}_z - zapas energii na kołach pojazdu występujący w przypadku, gdy prędkość pojazdu $v < v_{max}$.

Przy maksymalnej prędkości pojazdu ($v = v_{max}$, $\dot{E}_z = 0$) bilans energii oporów ruchu ma postać:

$$(\dot{E}_{ns})_{max} = \dot{E}_{\psi max} + \dot{E}_{p max} \quad (3b)$$

Bilanse sił będą miały odpowiednio postać:

$$F_{ns} = F_\psi + F_p \quad (4)$$



Rys. 2. Przebiegi energii napędowej i energii oporów ruchu na kołach pojazdu w funkcji prędkości liniowej samochodu

Fig. 2. Driving energy and resistance to motion energy course on the car wheels as a function of the linear velocity

oraz

$$(\dot{E}_{ns})_{max} - F_z = F_\psi + F_p \quad (4a)$$

Siła oporu drogi (F_ψ) występuje we wszystkich warunkach, w jakich ruch się odbywa, natomiast opór powietrza w zakresie małych prędkości pojazdu jest niewielki. Istotna wielkość tego oporu występuje dopiero od prędkości rzędu 50 do 60 km/h. Siła oporu drogi F_ψ jest sumą oporu toczenia (F_t) i oporu wzniesienia (F_w)

$$F_\psi = F_t + F_w = mg(f_t \cos\varphi + \sin\varphi) \quad (5)$$

Dla małych pochyleń drogi ($\varphi \in <0; 1^\circ$) opór drogi wynosi

$$F_\psi = mg(f_t + \sin\varphi) \quad (5a)$$

Współczynnik oporu toczenia wyrażany jest zależnością:

$$f_t = f_t^0 (1 + C v^2) \quad (6)$$

gdzie:

- f_t - podstawowy współczynnik oporu toczenia (przy małej prędkości samochodu),
- C - współczynnik o stałej wartości zależny od rodzaju i stanu nawierzchni drogi,
- m - masa pojazdu.

Z kolei siłę oporu powietrza (F_p) wyraża wzór:

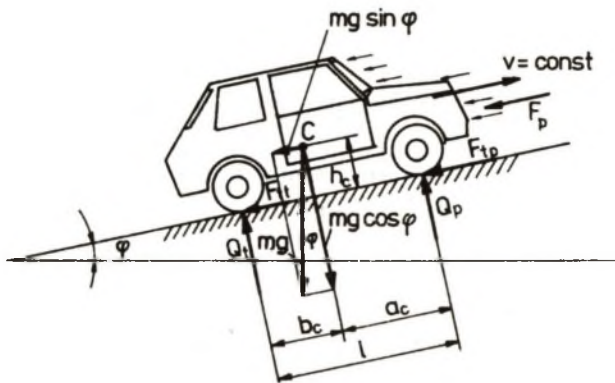
$$F_p = c_x A \frac{\rho v^2}{2} \quad (7)$$

gdzie:

ρ - gęstość powietrza, $\rho = f(T_{ot})$,

c_x - bezwymiarowy współczynnik oporu powietrza w kierunku wzdłużnej osi symetrii pojazdu (współczynnik kształtu),

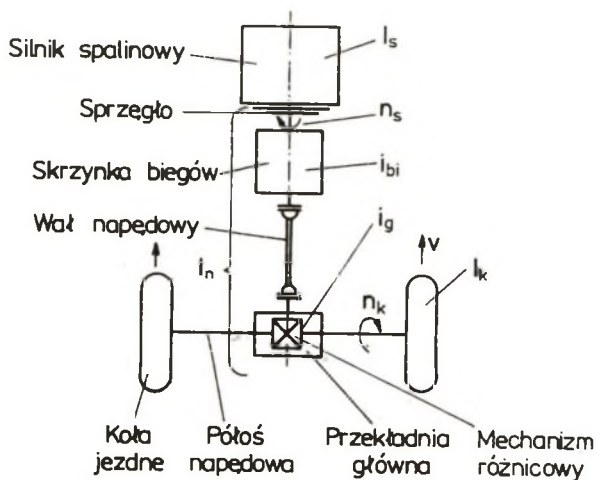
A - powierzchnia czołowa samochodu.



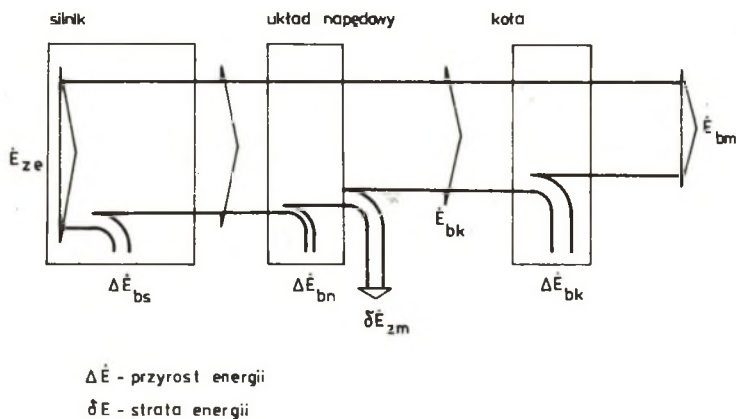
Rys. 3. Rozkład sił działających na samochód
Fig. 3. Distribution of the forces influencing the car

Rozkład sił działających na samochód wjeżdżający z prędkością jednostajną na wzniesienie pokazano na rys. 3. Dla prędkości $v < v_{max}$ pojazd samochodowy ma zapas energii (\dot{E}_2), który zużywany jest na pokonanie oporu uciążu przyczepy (\dot{E}_U), oporu krzywizny drogi (\dot{E}_r) oraz nadanie mu przyspieszenia przy zwiększaniu prędkości (\dot{E}_D). Zapas energii zużywany jest również na inne opory, np. wynikające ze zmiany warunków atmosferycznych (\dot{E}_1).

Istotnym oporem ruchu pojazdu jest opór bezwładności, który wynika ze zmiany prędkości samochodu. Składowiki tego oporu inne są dla rozpędzania samochodu, inne dla hamowania i inne w przypadku eksploatacyjnego zmniejszenia prędkości jazdy. W celu uzyskania wymaganej wartości przyspieszenia dv/dt przy zwiększaniu prędkości jazdy samochodu, do jego kół napędowych musi być doprowadzony moment obrotowy, który pozwoli na uzyskanie siły o takiej wartości, aby mogła ona nadać nie tylko przyspieszenie liniowe masie samochodu znajdującej się w ruchu postępowym, lecz również przyspieszenie kątowe kołom jezdny i masom z nimi związanym (rys. 4).



Rys. 4. Układ przeniesienia napędu pojazdu samochodowego
Fig. 4. Car drive transfer system



Rys. 5. Wykres dodatkowej porcji energii wykorzystywanej do przyspieszenia pojazdu

Fig. 5. Additional energy diagram used for car acceleration

Wykres bilansu energii w momencie przyspieszania samochodu pokazano na rys. 5. Bilans ten określa zależność:

$$\dot{E}_{bm} = \dot{E}_{ze} - (\Delta \dot{E}_{bs} + \Delta \dot{E}_{bn} + \Delta \dot{E}_{bk}) - \delta \dot{E}_{zm} \quad (8)$$

gdzie:

- \dot{E}_{bm} - część energii na kołach pojazdu wykorzystywana bezpośrednio do przyspieszenia masy pojazdu,
- \dot{E}_{ze} - zapas energii silnika wykorzystywany na zwiększenie bezwładności pojazdu podczas przyspieszenia,
- $\Delta \dot{E}_{bs}$ - przyrost energii bezwładności elementów silnika,
- $\Delta \dot{E}_{bn}$ - przyrost energii bezwładności elementów i zespołów układu napędowego,
- $\Delta \dot{E}_{bk}$ - przyrost energii bezwładności kół i elementów związanych,
- $\delta \dot{E}_{zm}$ - strata mechaniczna zapasu energii.

Strata mechaniczna zapasu energii silnika w układzie napędowym podczas zwiększenia prędkości jazdy samochodu wynika z wzoru:

$$\delta \dot{E}_{zm} = (1 - \eta_p) (\dot{E}_{ze} - \Delta \dot{E}_{bs}) \quad (9)$$

Po prostych przekształceniach otrzymuje się równanie określające wartość energii bezwładności służącej do zwiększenia prędkości jazdy samochodu i energii mas wirujących w układzie napędowym:

$$\dot{E}_b = \dot{E}_{bm} + \Delta \dot{E}_{bk} + \Delta \dot{E}_{bn} + \eta_p \Delta \dot{E}_{bs} \quad (10)$$

Pomiędzy energią bezwładności określoną zależnością (10) i zapasem energii silnika występuje związek

$$\dot{E}_b = \dot{E}_{ze} \cdot \eta_p \quad (10a)$$

Przebiegi zmian energii w czasie zwiększenia prędkości samochodu pokazano na rys. 6.

Równaniu (10) odpowiada równanie sił w postaci:

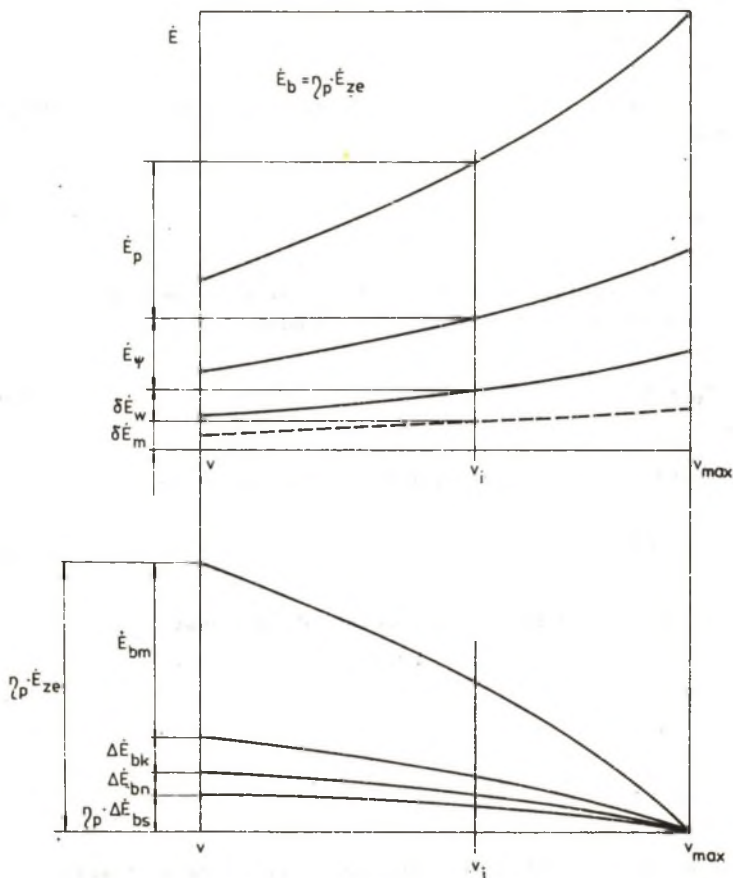
$$F_b = m \left[1 + \frac{1}{r_d^2 m} (J_k + J_n \cdot i_g^2 + J_s \cdot i_g^2 \cdot i_{bi}^2 \cdot \eta_p) \right] \frac{dv}{dt} \quad (11)$$

lub

$$F_b = m \cdot \delta \cdot \frac{dv}{dt} \quad (11a)$$

gdzie:

- $J_k = J_{kp} + J_{kt}$ - moment bezwładności kół przednich i tylnych,
- J_n - moment bezwładności elementów układu napędowego,
- J_s - moment bezwładności silnika,
- i_g - przełożenie przekładni głównej (przełożenie stałe),
- i_{bi} - przełożenie skrzynki biegów i-tego biegu (przełożenie wybieralne).



Rys. 6. Przebiegi zmian energii na kołach pojazdu w funkcji prędkości samochodu

Fig. 6. Energy change course on the car wheels as a function of car velocity

Współczynnik mas zredukowanych pojazdu (masa całkowita i masy wirujące) przy jeździe na poszczególnych biegach można wyrazić wzorem:

$$\delta = w_1 + w_2 \cdot i_{bi}^2 \quad (12)$$

gdzie:

$$w_1 = 1 + \frac{1}{2} \left(J_k + i_g^2 \cdot J_n \right) \quad (12a)$$

$$w_2 = \frac{1}{r_d^2} i_g^2 \cdot J_s \cdot \varphi_p \quad (12b)$$

W ustalonych warunkach jazdy samochodu równanie ruchu pojazdu zredukowane na koło ma postać:

$$(F_{Or})_k = F_\psi + F_p + \frac{M_w}{r_d} \quad (13)$$

Uwzględnienie strat energii w układzie przeniesienia napędu redukuje równanie ruchu pojazdu na wał wyjściowy silnika napędowego:

$$(F_{Or})_e = F_\psi + F_p + \frac{M_m + M_w}{r_d} \quad (13a)$$

Jest to ogólne równanie ruchu pojazdu, które można zapisać w postaci:

$$F_{Or} = A_0 + A_2 v^2 \quad (14)$$

Dla $\varphi = 0$ (ruch odbywa się po płaskim odcinku drogi) jest

$$A_0 = f_t^0 \cdot mg + \frac{M_m}{r_d} \quad (14a)$$

$$A_2 = c_x A \frac{\rho}{2} + \frac{\alpha}{r_d} + C f_t^0 \cdot mg \quad (14a)$$

Wyraz A_0 zawiera wszystkie składniki niezależne od prędkości jazdy, a wyraz A_2 zawiera nie tylko opór powietrza, lecz również te składniki, które zależą od kwadratu prędkości (część oporu toczenia i straty wentylacji).

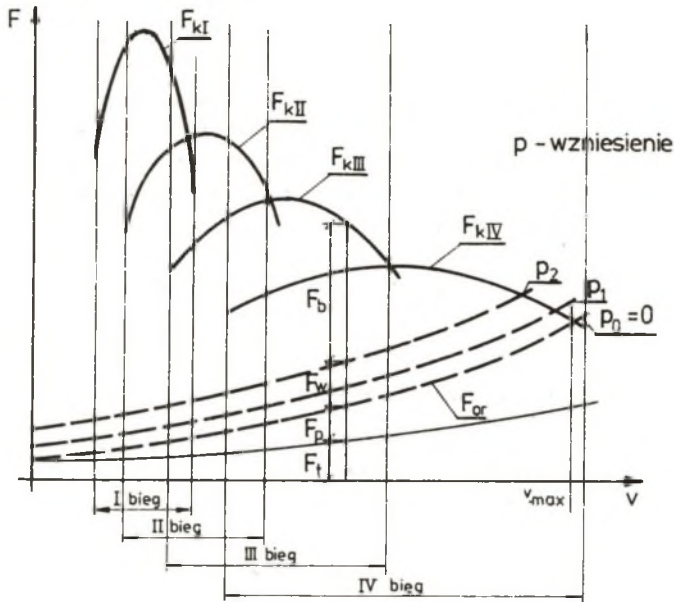
Przykładowe przebiegi oporu całkowitego samochodu (siła - moment) oraz przebiegi siły (momentu) na kołach obrazuje rys. 7.

2. METODY WYZNACZANIA OPORÓW RUCHU POJAZDU SAMOCHODOWEGO

Metody wyznaczania oporów ruchu pojazdu samochodowego pozwalają określić zarówno siły oporu ruchu, jak również pośrednio umożliwiają wyznaczenie bezwymiarowych współczynników oporu ruchu (f_t^0 - dla oporu toczenia i c_x - dla oporu powietrza). Ogólnie można wyróżnić następujące metody:

- metoda obliczeniowa,
- metoda równowagi mocy silnika i oporu ruchu (metoda napięciowej prędkości),

- metoda holowania,
- badania tunelowe,
- pomiar chwilowej mocy silnika w warunkach eksploatacji,
- pomiar energii napędowej na kołach (półosiach) samochodu,
- metoda wybiegu.



Rys. 7. Przykłady przebiegów sił F_{ki} na kołach pojazdu oraz przebiegi oporów ruchu F_{or}

Fig. 7. Examples of F_{ki} force course on the car wheels and courses of resistances to motion F_{or}

Metoda obliczeniowa polega na przyjęciu bezwymiarowych współczynników oporu ruchu pojazdu f_t i c_x , wyznaczeniu powierzchni czołowej pojazdu i jego ciężaru oraz określeniu parametrów otaczającego powietrza. Metoda ta jest przydatna w fazie projektowania i do obliczeń wstępnych, nie nadaje się natomiast do badań konkretnego obiektu.

Metoda równowagi mocy silnika i oporów ruchu polega na przejechaniu płaskiego odcinka drogi z maksymalną prędkością (przy maksymalnie otwartej przepustnicy). W tym przypadku występuje równowaga mocy, jaka jest doprowadzona do kół pojazdu i jego oporów ruchu:

$$N_{or} = N_k = N_{sr} \cdot \eta_p$$

(15)

gdzie:

N_{or} - moc oporów ruchu pojazdu,

N_k - moc na kołach pojazdu wynikająca z możliwości silnika spalinowego,

N_{sr} - moc równowagi silnika.

Moc na kołach otrzymuje się na podstawie wyznaczonej na hamowni silnikowej krzywej mocy maksymalnej (charakterystyka zewnętrzna).

Poprzez modyfikację metody największej prędkości, polegającej na wyznaczeniu punktów równowagi mocy dla różnych otwarć przepustnicy (np. 75%, 50%, 25%), można uzyskać większą ilość danych niezbędnych przy określaniu oporów ruchu. W tym przypadku w samochodzie należy zastosować dokładną rejestrację chwilowego położenia przepustnicy podczas próby drogowej oraz wyznaczyć na hamowni silnikowej przebiegi mocy dla stałych otwarć przepustnicy.

Równanie równowagi mocy ma postać:

$$mg f_t^2 (1 + C v_i^2) v_i + \frac{1}{2} \rho \cdot A c_x v_i^3 + \frac{M_m}{r_d} v_i + \frac{\alpha}{r_d} v_i^3 = N_{sr_i} \cdot \eta_p \quad (16)$$

gdzie:

i - kolejny punkt równowagi mocy na kołach pojazdu.

Metoda holowania jest sposobem określenia współczynnika oporu toczenia pojazdu. W tym przypadku badany pojazd jest ciągnięty przez inny pojazd z zaczepem dynamometrycznym. Równanie ruchu holowanego pojazdu ma postać:

$$F_{hi} = mg \cdot f_t + \frac{1}{2} \rho A \cdot c_x \cdot v^2 + \frac{M_m' + \alpha v^2}{r_d} \quad (17)$$

gdzie:

F_{hi} - siła na zaczepie dynamometrycznym,

M_m' - moment strat w zespołach układu napędowego badanego pojazdu (od kół pojazdu do miejsca wyłączenia napędu).

Ważnym warunkiem tej metody jest poziome ustawienie zaczepu holowniczego, jak również stała prędkość ciągnięcia. Podczas badań dokonuje się pomiaru siły holowania przy różnych prędkościach holowania. Otrzymane wartości współczynnika oporu toczenia f_t pozwalają na graficzne wyznaczenie zależności:

$$f_t = f(v)$$

Wyznaczenie współczynnika f_t metodą holowania obarczone jest znacznym błędem wynikającym z wyrazu na siłę oporu powietrza. Nawet dokładna znajomość współczynnika oporu czołowego c_x nie poprawia dokładności, gdyż podczas holowania pojazd ciągnący wytwarza zawirowania, w obrębie których odbywa ruch holowany pojazd.

Badania tunelowe pojazdów samochodowych lub ich modeli stosuje się do wyznaczenia siły oporu powietrza, a na jej podstawie do dokładnego określenia współczynnika oporu powietrza c_x . Badania te pozwalają uniknąć wielu niekorzystnych zjawisk, jakie występują podczas badań drogowych, m.in. niejednorodności nawierzchni odcinka pomiarowego, płaskości nawierzchni, podmuchów wiatru oraz wentylacji kół. W badaniach tunelowych samochód lub jego model trwają w bezruchu podwieszony lub ustawiony na specjalnej wadze i są nadmuchiwane strumieniem powietrza.

Pomiar chwilowej mocy silnika w warunkach eksploatacji polega na wyznaczeniu przebiegu ciśnień indykowanych w poszczególnych cylindrach. Scałkowanie funkcji ciśnienia określa moment obrotowy, a układ mnożący przez prędkość obrotową wału korbowego umożliwia otrzymanie mocy silnika. W metodzie tej konieczne jest wyposażenie poszczególnych cylindrów w czujniki do pomiaru szybkozmiennych ciśnień oraz w układy do przetwarzania i rejestracji przebiegów tych ciśnień. Z tego względu metoda jest trudna do realizacji technicznej.

Pomiar energii napędowej na kołach samochodu jest najdokładniejszym sposobem określania jego oporów ruchu. Wymaga on jednak zastosowania momentomierzy i czujników prędkości kątowej na obydwu półosiach układu napędowego pojazdu. Koła i półosie są zespołami samochodu pracującymi w dość trudnych warunkach (bezpośredni styk z otoczeniem, ciągle dość znaczne wahania, szarpnięcia itp). Dlatego korzystniejszym sposobem pomiaru energii w układzie napędowym jest zainstalowanie momentomierza w skrzynce biegów, gdzie poszczególne wałki są dobrze ułożyskowane.

Strata energii pomiędzy miejscem pomiaru a kołami pojazdu jest niewielka i można ją dość dokładnie oszacować.

Metoda wybiegu. Istota próby wybiegu polega na obserwowaniu ruchu rozpedzonego pojazdu po wyłączeniu napędu. Ruch pojazdu rejestrowany jest przez jednoczesny pomiar prędkości i przejechanej drogi w przyjętym dla próby zakresie prędkości pojazdu.

Rejestracja wyników pomiarów parametrów kinematycznych i ich interpretacja pozwala na dokładne określenie oporów ruchu pojazdu. Zasadniczą zaletą metody jest jej prostota.

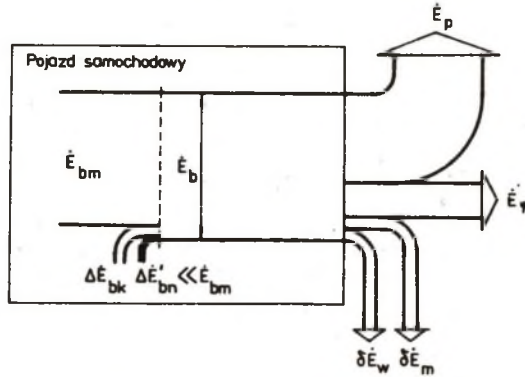
3. PRÓBY WYBIEGU W BADANIACH POJAZDU SAMOCHODOWEGO

Dla próby wybiegu bilans energii ma postać (rys. 8)

$$\dot{E}_\phi + \dot{E}_p + \delta \dot{E}'_m + \delta \dot{E}'_w = \dot{E}_{bm} + \dot{E}_{bk} + \dot{E}_{bn} \quad (18)$$

a równanie ruchu opisuje zależność

$$F_{\psi} + F_p + \frac{M'_m + M_w}{r_d} + m \cdot \delta_w \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad (19)$$



Rys. 8. Wykres pasmowy bilansu energii pojazdu w próbie wybiegu dla chwilowej prędkości samochodu

Fig. 8. Straked diagram of the car energetic balance for a momentary car velocity

Ruch ten przy odłączonym napędzie odbywa się dzięki energii zgromadzonej w rozpedzonym pojeździe. Graficzny przebieg zmian energii pojazdu podczas próby obrazuje rys. 9.

Moment strat mechanicznych w zespołach układu napędowego połączonych podczas próby wybiegu z kołami jezdnyymi można oszacować, przyjmując współczynnik tych strat.

$$M'_m = \beta \cdot M_m.$$

Spełniony jest warunek $M'_m \ll M_m$.

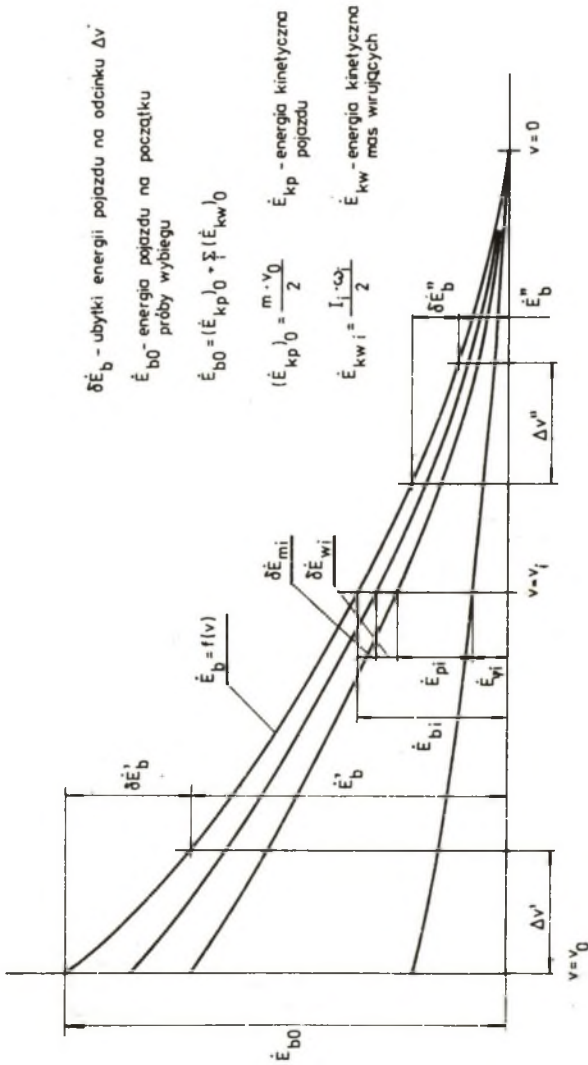
Współczynnik mas zredukowanych δ_w w próbie wybiegu wynosi:

$$\delta_w = \delta - \text{koła pojazdu połączone z silnikiem,}$$

$$\delta_w = \delta' - \text{część układu napędowego (silnik, sprzęgła, niektóre elementy skrzynki biegów) wyłączona z ruchu.}$$

W drugim przypadku współczynnik bezwładności określa wzór

$$\delta_w = \delta' = 1 + \frac{J_k + J'_n \cdot i^2}{m \cdot r_d^2} \quad (20)$$



Rys. 9. Przebieg zmian energii pojazdu podczas próby wybiegu w funkcji prędkości samochodu
 Fig. 9. Car energy change course during the rolling test as a function of car velocity

gdzie:

J'_n - moment bezwładności elementów układu napędowego połączonych w czasie próby wybiegu z kołami.

Ponieważ wielkości J_n i J'_n są małe i niewiele różnią się od siebie, można przyjąć $J'_n = J_n$.

Opóźnienie w próbie wybiegu opisane jest zależnością:

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{1}{C_w \cdot m} (A_0 + A_2 \cdot v^2) = - (A'_0 + A'_2 \cdot v^2) \quad (21)$$

Zależność (21) służy bezpośrednio do wyznaczania oporów ruchu zgodnie z równaniem (14). Współczynniki oporu ruchu można określać dla różnych parametrów samego wybiegu i przy różnych założeniach upraszczających.

3.1. Próba wybiegu z małej prędkości

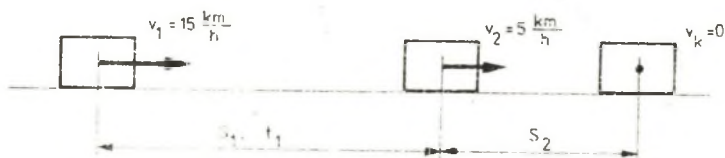
Przy próbie wybiegu z małej prędkości (np. $v = 15 \text{ km/h}$) można przyjąć liczne założenia upraszczające $M_w = 0$, $f_t = f_t^0$ i wówczas równanie ruchu pojazdu przybiera postać:

$$mg \cdot f_t^0 + \frac{M_m}{r_d} - m_g \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad (22)$$

skąd możemy wyznaczyć współczynnik f_t^0 .

Przy założeniu niezmienności sił oddziałujących na pojazd w czasie wybiegu, opóźnienie ruchu jest stałe ($a_w = \text{const}$). Wartość opóźnienia można łatwo obliczyć mierząc drogę s i czas t wybiegu lub drogę i prędkość początkową v_0 wybiegu. Zalecany sposób przeprowadzania próby polega na pomiarze (rys. 10):

- drogi S_1 przebytej przez samochód od prędkości $v_1 = 15 \text{ km/h}$ do prędkości $v_2 = 5 \text{ km/h}$,
- drogi S_2 przebytej przez samochód od prędkości $v_2 = 5 \text{ km/h}$ do zatrzymania się,
- czasu t_1 potrzebnego na przebycie drogi,



Rys. 10. Wykonanie próby wybiegu z małej prędkości początkowej pojazdu.

Fig. 10. The scheme of rolling test from a little initial car speed.

Zakładając jednostajnie opóźniony ruch pojazdu, długości obu odcinków drogi wybiegu można określić równaniami:

$$S_1 = v_1 t_1 - \frac{1}{2} a_w t_1^2 \quad (23)$$

$$S_2 = \frac{v_2^2}{2a_w} = \frac{1}{2} a_w \left(\frac{v}{a_w} - t_1 \right)^2 \quad (24)$$

skąd:

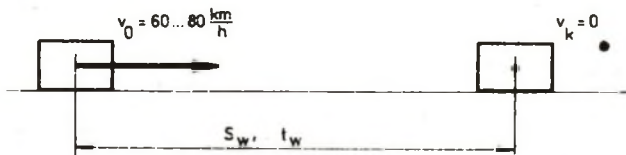
$$a_w = \frac{2}{t_1} (\sqrt{S_1 + S_2} - \sqrt{S_2})^2 \quad (25)$$

Przy założeniu że całkowita siła oporów ruchu równa jest sile oporów toczenia, oblicza się współczynnik oporu toczenia pojazdu:

$$f_t^o = \frac{1}{2} a_w \frac{\delta}{g} \quad (26)$$

3.2. Próba wybiegu przy większej prędkości

Próba wybiegu prowadzona przy większych prędkościach początkowych ($v_0 = 60-80$ km/h) daje więcej informacji o oporach ruchu samochodu. Schemat próby pokazano na rys. 11. Przy założeniu że opór toczenia wyrażony jest



Rys. 11. Schemat próby wybiegu z większej prędkości początkowej pojazdu

Fig. 11. The scheme of rolling test from a bigger initial car speed

zależnością (6), równanie ruchu samochodu w czasie wybiegu przybiera postać (14). Wynikiem rozwiązania równania jest całkowita droga (do chwili zatrzymania samochodu) i odpowiadający czas wybiegu.

Dla:

$$v_{\text{pocz}} = v_0, \quad v_{\text{koń}} = 0$$

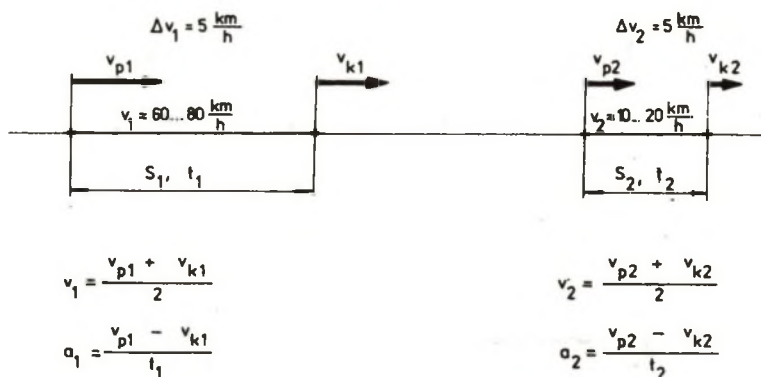
otrzymuje się:

$$S_w = \frac{1}{2} \frac{A_2'}{A_0'} \ln \left| 1 + \frac{A_2'}{A_0'} v_0^2 \right| \quad (27)$$

$$t_w = \frac{1}{\sqrt{A'_0 \cdot A'_2}} \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{A'_2}{A'_0}} v_0 \right) \quad (28)$$

3.3. Metoda wybiegu wg BOSCHA

W celu wyznaczenia współczynnika oporu toczenia f_t i współczynnika oporu powietrza c_x proponowana jest przez Boscha pewna modyfikacja próby wybiegu. Polega ona na tym, że podczas próby wybiegu należy wyznaczyć średnie opóźnienie a_1 przy większych prędkościach (rzędu 60 do 80 km/h) oraz a_2 przy niskich prędkościach (rzędu 10 do 20 km/h). Sposób przeprowadzenia próby wybiegu polega na tym, że należy zmierzyć czas t_1 spadku prędkości $\Delta v = 5$ km/h w zakresie dużych i małych prędkości. Zakres spadku prędkości nie powinien w zasadzie przekraczać 5 km/h, gdyż tylko w tak małym zakresie można założyć stałość opóźnienia. Schemat przeprowadzania próby wybiegu wg Boscha przedstawiono na rys. 12.



Rys. 12. Schemat próby wybiegu wg BOSCHA

Fig. 12. The scheme of rolling test according to Bosch

Na podstawie równań opisujących ruch w obu przypadkach otrzymuje się:

$$c_x = \frac{2 \cdot \delta_w \cdot m (a_1 - a_2)}{A \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2)} \quad (29)$$

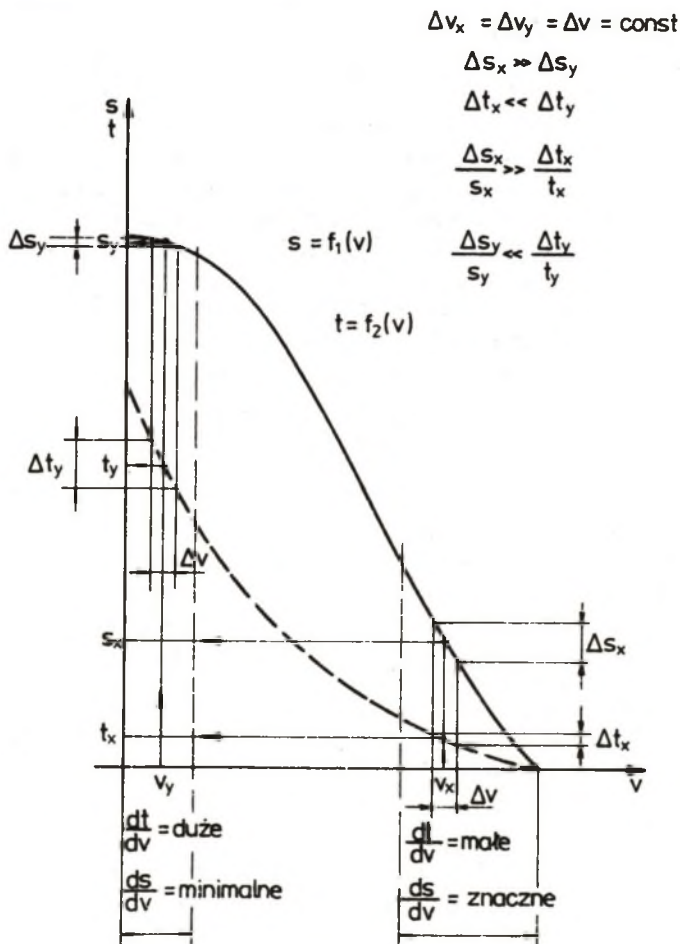
$$f_t = \frac{\delta}{g} \cdot \frac{v_1^2 a_2 - v_2^2 a_1}{v_1^2 - v_2^2} \quad (30)$$

Wyznaczone bezwymiarowe współczynniki ruchu pojazdu są współczynnikami zastępczymi, ujmują wpływ również innych składników. Współczynnik f_t

uwzględnia wszystkie składniki stałe niezależne od prędkości, natomiast współczynnik c_x ujmuje wszystkie składniki zależne od kwadratu prędkości liniowej samochodu.

4. ZMODYFIKOWANA PRÓBA WYBIEGU

Celem modyfikacji próby wybiegu pojazdu samochodowego jest opracowanie sposobu badań polegającego na pomiarze tylko parametrów jednoznacznych (w pewnym sensie niezależnych). Takimi parametrami jest prędkość i droga wybiegu. Natomiast pomiar czasu jest kłopotliwy i obciążony znacznymi błędami.



Rys. 13. Przebiegi drogi i czasu w próbie wybiegu

Fig. 13. Road and time course during rolling test

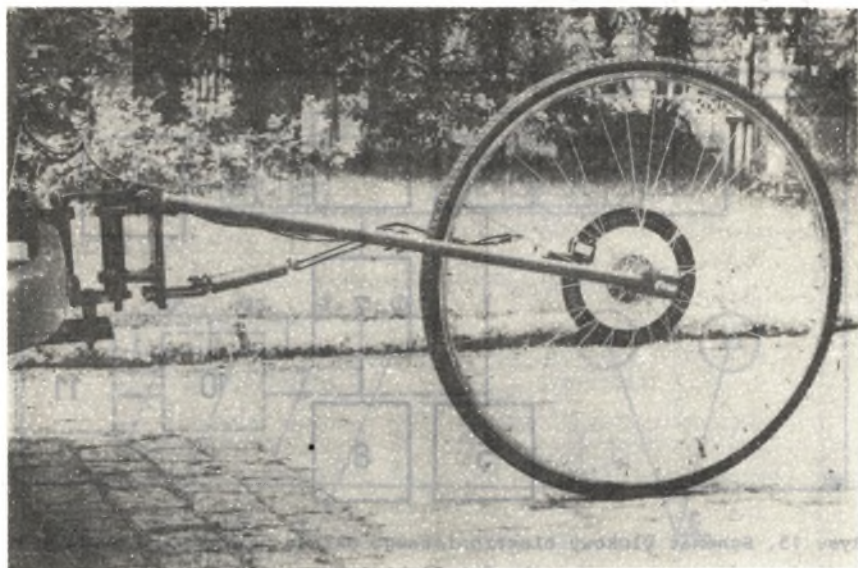
dami. Równania opisujące ruch pojazdu w czasie próby wybiegu podano w [11] Aby dokładnie określić współczynniki równania ruchu pojazdu, a przez to uchwycić wpływ poszczególnych składowych, prędkość początkowa próby wybiegu musi być znaczna. Przebiegi drogi i czasu w próbie wybiegu realizowanej od prędkości początkowej v_0 pokazano na rys. 13.

Analiza przebiegu czasu w początkowym okresie ($v \rightarrow v_0$) prowadzi do wniosku, że bezwzględny błąd pomiaru czasu, stały w całej próbie (nawet najmniejszy), odniesiony do chwilowej niewielkiej wartości czasu, daje w efekcie przy szybko malejącej prędkości wybiegu duży błąd względny. Z kolei przy końcu próby wybiegu ($v \rightarrow 0$) współczynnik kątowy stycznej do funkcji czasu jest stały i nie zależy od prędkości początkowej, z której przeprowadzana jest próba wybiegu. Jednakże współczynnik ten jest znaczny, co powoduje stromy przebieg funkcji czasu i duże błędy pomiaru drogi w zależności od czasu.

W końcowym okresie próby wybiegu pojazd znajduje się w fazie zatrzymywania i przyrosty drogi są minimalne, natomiast odpowiadające przyrosty czasu są maksymalne. Trudno jest również w sposób precyzyjny uchwycić moment zatrzymania się pojazdu. Z teorii pomiarów dwóch wielkości ze sobą związanych i istotnych ze względu na określenie efektu końcowego wynika, że najlepsze korelacje osiąga się przy pomiarach wielkości, dla których gradient zmian jest w przybliżeniu porównywalny. Wynika z tego, że najkorzystniejsza metoda badań to pomiar drogi i prędkości chwilowej pojazdu z ciągłą rejestracją parametrów (np. z wykorzystaniem minikomputera). Ten sposób pomiarów jest zmodyfikowaną próbą wybiegu pojazdu samochodowego.

5. UKŁAD DO POMIARÓW PARAMETRÓW KINEMATYCZNYCH POJAZDU SAMOCHODOWEGO

Badania drogowe stanowią istotny element w procesie zarówno naukowych, jak i kontrolnych badań samochodów. Umożliwiają one obserwację obiektu badań w warunkach jego użytkowania. Na podstawie badań łatwo i z dużym prawdopodobieństwem ocenić można prawidłowość działania, trwałość i niezawodność badanego sprzętu w okresie eksploatacji. Do pomiarów parametrów kinematycznych samochodu najczęściej używane jest urządzenie zwane piątym kołem. Podstawowym elementem urządzenia jest koło pomiarowe, zawieszane na odpowiednim wahaczu i dociskane elementem sprężystym do jezdni. Koło ciągnięte jest za samochodem, a pomiar dokonywany jest na podstawie zliczania jego obrotów. Widok piątego koła przedstawiono na rys. 14. Pozostałymi elementami układu pomiarowego jest zespół wskaźników i odpowiedni układ przetwarzający. Elektroniczny układ pomiarowy ma za zadanie przetworzenie sygnału mechanicznego w postaci obrotu koła pomiarowego, na sygnał elektryczny, a następnie taki pomiar sygnału, by na wyjściu uzyskać wartość prędkości pojazdu oraz drogi, jaką przejechał w czasie pomiaru.



Rys. 14. Widok piątego koła

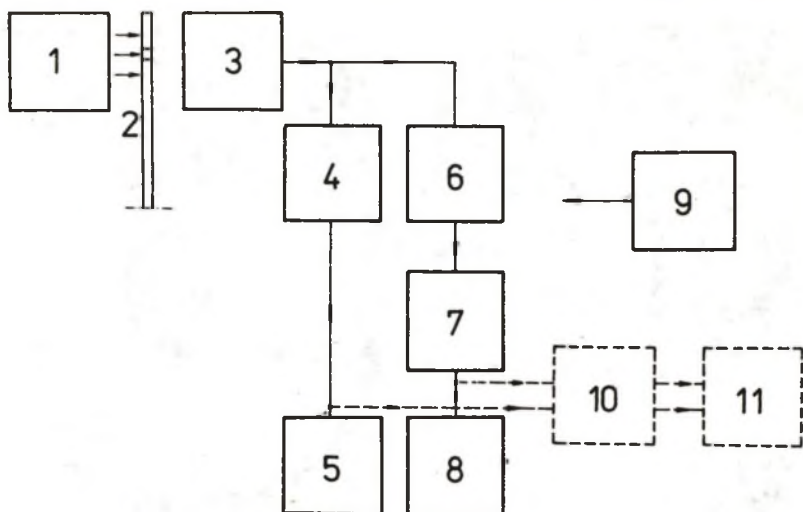
Fig. 14. View of Vth wheel

Sygnałem wejściowym do układu jest obrót koła pomiarowego. Do koła przymocowana jest tarcza aluminiowa perforowana. Pełni ona rolę modulatora światła podczerwonego w przetworniku fotoelektrycznym, z którego otrzymuje się ciąg impulsów prostokątnych zliczany przez odpowiedni licznik. Licznik ten podaje wartość przejechanej drogi od momentu uruchomienia go. Pomiar prędkości pojazdu następuje przez pomiar częstotliwości impulsów otrzymywanych z przetwornika fotoelektrycznego. Schemat blokowy elektronicznego układu pomiarowego pokazano na rys. 15, a płytę czołową obudowy układu elektronicznego na rys. 16.

Piąte koło pozwala na pomiar następujących parametrów:

- przejechanej drogi od momentu inicjacji w zakresie do 9999 m z dokładnością ± 1 m,
- chwilowej prędkości pojazdu w zakresie do 199 km/h z dokładnością ± 1 km/h.

Ze względu na szybkozmienne wyniki badań, układ pomiarowy wyposażono w urządzenie rejestrujące, które dokonuje zapisu informacji cyfrowych na taśmie magnetycznej. Czas repetycji pomiarów wynosi 0,2 s, co w zupełności wystarczy do badań dynamiki pojazdów samochodowych. Taśmę magnetyczną z danymi pomiarowymi przenosi się następnie na minikomputer, na którym może być przeprowadzona dalsza obróbka wyników pomiarowych. Inny sposób rejestracji wyników pomiarów - to bezpośrednie wykorzystanie minikomputerów.



Rys. 15. Schemat blokowy elektronicznego układu pomiarowego piątego koła
 1 - dioda nadawcza przetwornika fotoelektrycznego, 2 - tarcza perforowana - modulator promieniowania podczerwonego, 3 - dioda odbiorcza, 4 - częstotściomierz, 5 - wyświetlacz prędkości, 6 - dzielnik impulsów, 7 - licznik impulsów, 8 - wyświetlacz drogi, 9 - zasilacz, 10 - interface, 11 - rejestrator

Fig. 15. Block scheme of the electronic measurement system of Vth wheel
 1 - sending diode of the photo-electric converter, 2 - perforated disk - infrared radiation modulator, 3 - receiving diode, 4 - frequency meter, 5 - velocity indicator, 6 - impuls divider, 7 - impuls counter, 8 - road indicator, 9 - feeder, 10 - interface, 11 - recorder

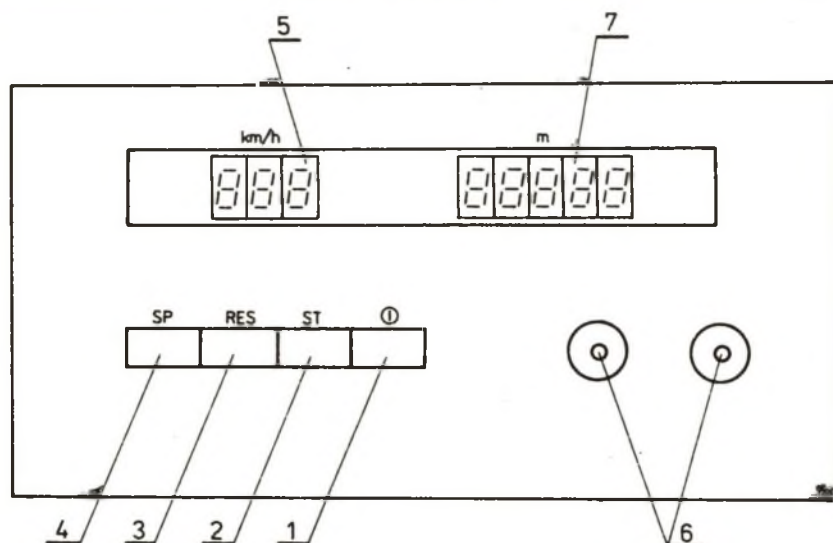
6. SPOSÓB WSPÓŁPRACY PIĄTEGO KOŁA Z MINIKOMPUTEREM

Schematy algorytmów trzech wariantów pomiaru okresu obrotu piątego koła z wykorzystaniem minikomputera przedstawiono na rys. 17, 18 i 19. W pierwszym wariantcie (rys. 17) kontroluje się status standardowych urządzeń wejściowych, klawiatury i joysticka. Pozwala to z jednej strony na kontrolę pracy minikomputera jako urządzenia pomiarowego (rozpoczęcie i zakończenie pomiaru), a z drugiej strony na zsynchronizowane z częstotliwością obrotu piątego koła zapamiętywanie stanu zegara systemowego. W efekcie uzyskuje się pomiar okresu obrotu koła (T) z dokładnością do czasu inkrementacji zegara systemowego (z reguły wynosi on 20 lub 25 ms).

$$T = \tau_i - \tau_{i-1} \quad (31)$$

gdzie:

- τ_i - czas zapamiętany przy i -tym obrocie koła od początku pomiaru,
- τ_{i-1} - czas zapamiętany przy $(i-1)$ obrocie koła.



Rys. 16. Płyta czołowa obudowy układu elektronicznego piątego koła
 1 - wyłącznik zasilania, 2 - przełącznik uruchamiający miernik drogi, 3 - kasowanie (RESENT), 4 - przełącznik zatrzymujący pomiar drogi, 5 - wyświetlacz miernika prędkości, 6 - gniazda przewodów łączących przetwornik fotoelektryczny, 7 - wyświetlacz miernika drogi

Fig. 16. Head plate of the electronic frame system

1 - feeder switch, 2 - switch starting road meter, 3 - re-setting device (resent), 4 - switch stopping road meter, 5 - road meter indicator, 6 - sockets of the conduits connecting the photoelectric converter, 7 - road meter indicator

W wariancie drugim (rys. 18) okres obrotu koła wynosi:

$$T = (D_1 - 1) \cdot \tau_1 + \tau_2 \quad (32)$$

gdzie:

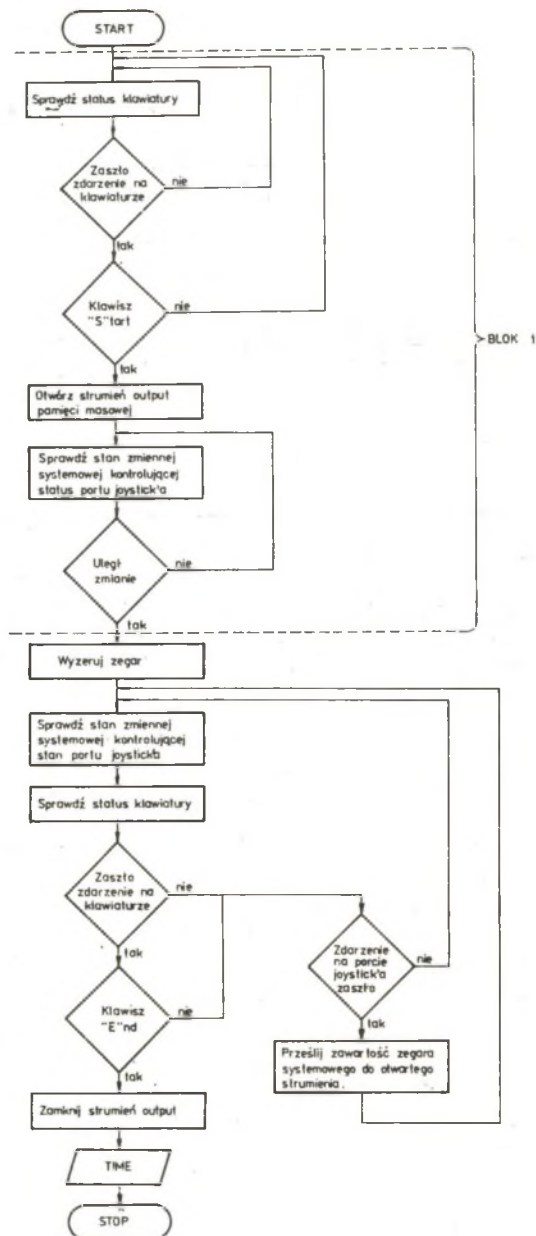
D_1 - ilość pętli wykonanych w czasie jednego obrotu koła,

τ_1 - czas wykonywania pętli 1,

τ_2 - czas wykonywania pętli 2.

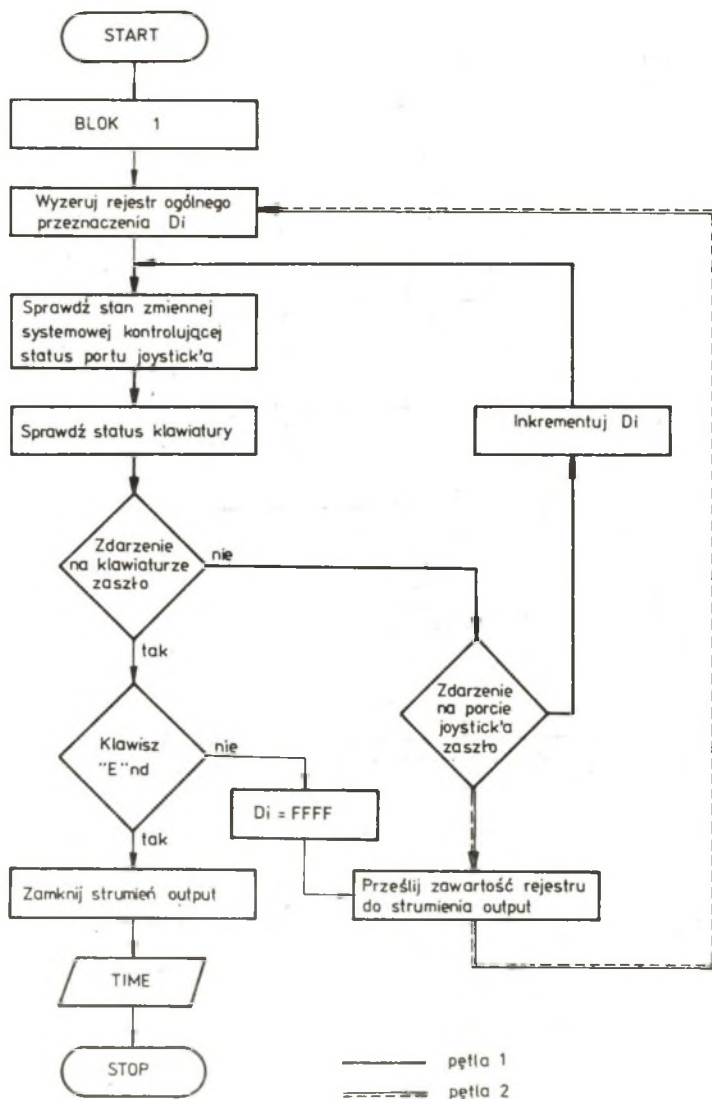
Zakłócenie naturalnego obiegu w programie, wywołane przypadkowym naciśnięciem klawisza, powoduje zmianę ilości wykonywanych rozkazów. Dlatego obserwacja taka traktowana jest jako błąd grubo, co sygnalizuje wartość FFFF.

Powyższe warianty wykorzystać można w przypadku, gdy komputer nie posiada wyprowadzonej szyny procesora i nie ingeruje się w jego budowę. Największą dokładność pomiaru uzyskuje się w przypadku wariantu trzeciego (rys. 19). Wymaga to jednak dostępu do szyny procesora. Zwiększenie dokładności



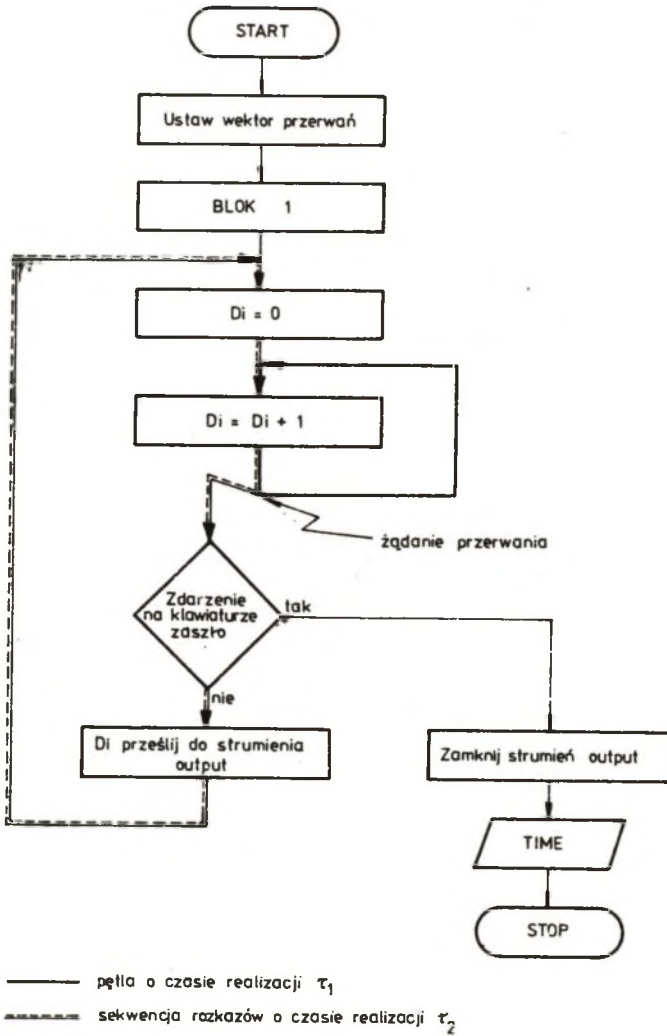
Rys. 17. Algorytm programu obsługi piątego koła - wariant 1 z wykorzystaniem zegara systemowego

Fig. 17. Programme algorithm of the Vth wheel service - version 1 using system clock



Rys. 18. Algorytm programu obsługi piątego koła - wariant 2 bez wykorzystania zegara systemowego

Fig. 18. Programme algorithm of the Vth wheel service - version 2 without using system clock



Rys. 19. Algorytm programu obsługi piątego koła - wariant 3 z wykorzystaniem przerwai

Fig. 19. Programme algorithm of the Vth wheel service - version 3 using breaking

uzyskano przez zmniejszenie ilości rozkazów pomiędzy kolejnymi inkrementacjami licznika pomiarowego (najlepiej rejestru procesora). W wariancie tym sygnałem do zapamiętywania zawartości licznika pomiarowego nie jest zmiana statusu portu wejściowego joysticka, lecz przerwanie pochodzące od czujnika pomiarowego na piątym kole. Czas określa zależność (31).

7. BADANIA DROGOWE I WYNIKI POMIARÓW

Badania drogowe przeprowadzono dla pojazdu samochodowego FIAT 126p, 0,65 dm³. Próby przeprowadzono na płaskim i poziomym odcinku drogi o długości ok. 2 km i nawierzchni asfaltowej. Odcinek pomiarowy przejeżdżano w przeciwnych kierunkach celem eliminacji ewentualnego pochylenia drogi.

Przeprowadzono wiele prób wybiegu, poczynając od prędkości $v_0 = 80$ km/h, $v_0 = 70$ km/h obniżając prędkość początkową próby co 10 km/h aż do $v_0 = 20$ km/h. Każda z tych prób została przeprowadzona kilkakrotnie i polegała na rozpedzaniu samochodu do prędkości większej od prędkości początkowej wybiegu i odłączeniu napędu. W chwili gdy prędkość osiągnęła v_0 włączono ręcznie licznik przebytej drogi. Dokonywano odczytu drogi podczas spadków prędkości o $\Delta v = 5$ km/h, aż do całkowitego zatrzymania się pojazdu. Przeprowadzono również próby wybiegu z małej i większej prędkości oraz wg założeń Boscha. W przypadku prób z małej i większej prędkości, badania przeprowadzono kilkakrotnie - przejeżdżając odcinek pomiarowy w przeciwnych kierunkach oraz dokonywano pomiaru czasu trwania wybiegu za pomocą stopera ręcznego, a także całkowitej drogi wybiegu za pomocą piątego koła. W przypadku pomiarów według sposobu proponowanego przez Boscha określono czas spadku prędkości o $\Delta v = 5$ km/h w zakresie wysokich prędkości rzędu 50 do 70 km/h oraz w zakresie niskich prędkości (10 do 20 km/h).

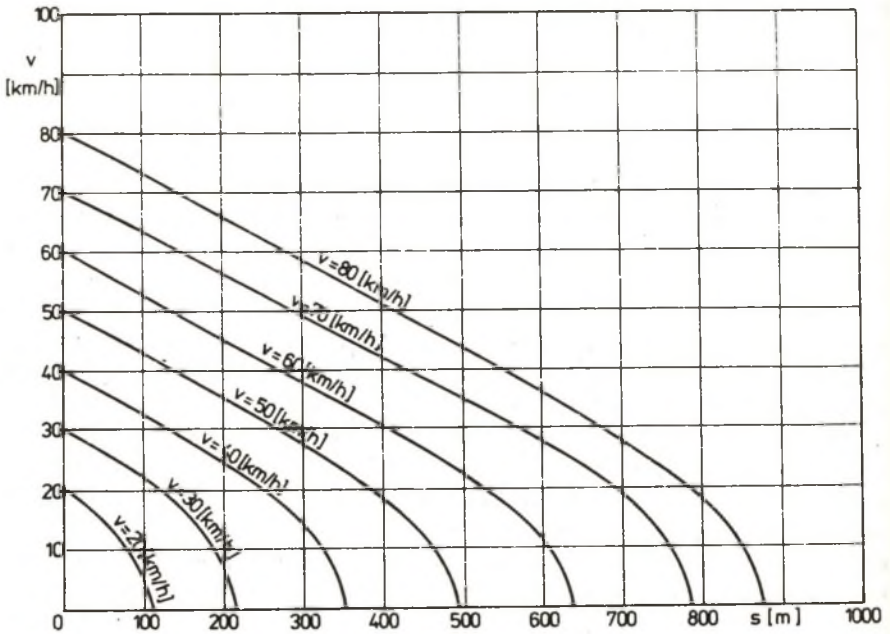
Przeprowadzono również próbę wybiegu wg zmodyfikowanych założeń. Wyniki tej próby posłużyły do szczegółowych obliczeń współczynników ogólnego równania ruchu pojazdu z wykorzystaniem rachunku wyrównawczego i minikomputera ATARI 520 ST+. Na podstawie przeprowadzonych badań określono:

- przebieg drogi w zależności od chwilowej prędkości samochodu dla różnych prędkości początkowych próby wybiegu (rys. 20),
- przebiegi parametrów kinematycznych w próbie wybiegu (rys. 21).

Wyniki pomiarów posłużyły do obliczenia bezwymiarowych współczynników oporów ruchu samochodu. Uzyskano:

$$\left. \begin{array}{l} f_t = 0,0148 \\ c_x = 0,483 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{wg założeń próby wybiegu} \\ \text{z większej prędkości} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} f_t = 0,0144 \\ c_x = 0,491 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{wg założeń próby BOSCHA} \end{array}$$



Rys. 20. Przebieg drogi w zależności od chwilowej prędkości samochodu dla różnych prędkości początkowych próby wybiegu

Fig. 20. Route according to momentary car velocity for different initial speed of the rolling test

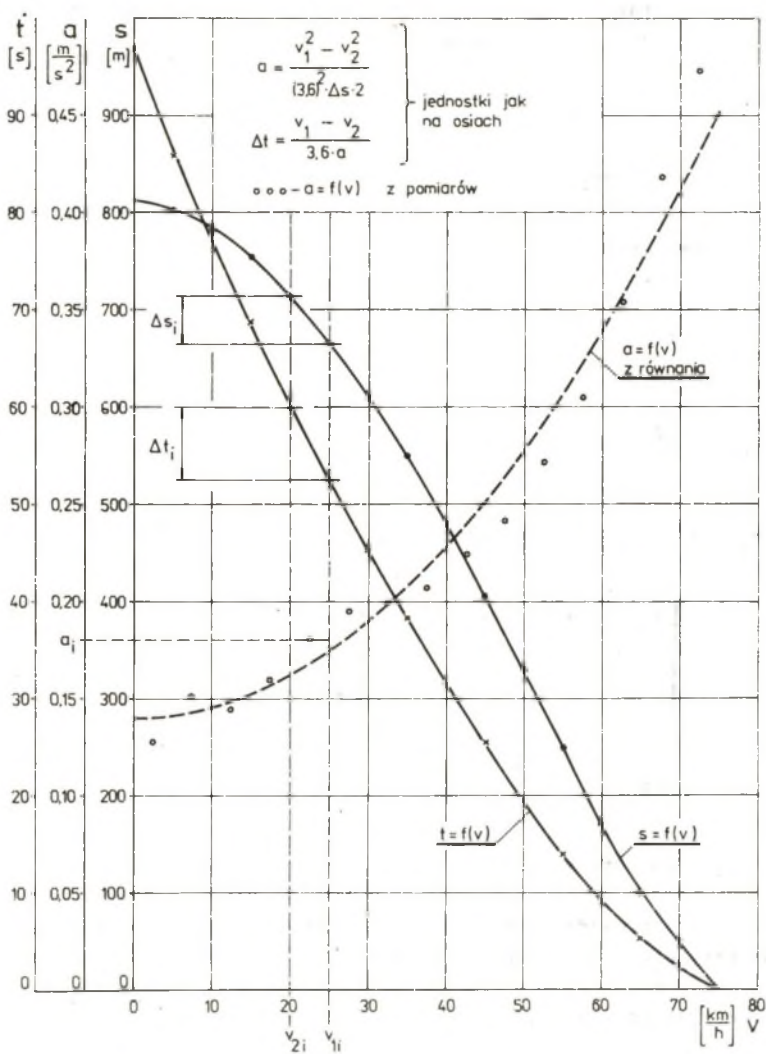
8. OKREŚLENIE WSPÓŁCZYNNIKÓW OGÓLNEGO RÓWNIANIA RUCHU SAMOCHODU W PRÓBIE WYBIEGU

W celu wyznaczenia najbardziej wiarygodnych wartości współczynników równania (20) wykorzystano opisane w literaturze metody numeryczne rachunku wyrównawczego. Z uwagi na wymagania algorytmu, równanie $S = f(v)$ wg [11] sprowadzono do postaci:

$$F(B_1, B_2, v_0, v, S) = B_2 S + \ln(1 + B_1 v^2) - \ln(1 + B_1 v_0^2) \quad (33)$$

gdzie:

$$B_2 = 2 A'_2 \quad B_1 = \frac{A'_2}{A'_0}$$



Rys. 21. Przebiegi parametrów kinematycznych pojazdu samochodowego w próbie wybiegu

Fig. 21. Car kinematic parameters courses in rolling test

Proces wyznaczania niewiadomych współczynników sprowadza się do wyrównania spostrzeżeń zawarunkowanych z niewiadomymi. Polega on na iteracyjnym wyznaczaniu poprawek do przybliżonych wartości niewiadomych, podanych na wejściu do procesu obliczeniowego

$$B_{1,j} = B_1 + \Delta B_{1,j}$$

$$B_{2,j} = B_2 + \Delta B_{2,j}$$

wektor poprawek wynosi:

$$Y = (B^T D B)^{-1} B^T D W \quad (34)$$

gdzie:

$$b_{k,j} = \left(\frac{\partial F}{\partial B_j} \right)_k \quad \begin{matrix} j = 1, 2 \\ k = 1, 2 \end{matrix}$$

$W_k = (F)_k$ - wektor niezgodności

$$d_{ij} = \begin{cases} 1 / \sum_{j=1}^2 a_{k,j}^2 \cdot m_{j,k} & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$$

$$a_{k,1} = \left(\frac{\partial F}{\partial S_j} \right)_k, \quad a_{k,2} = \left(\frac{\partial F}{\partial V_j} \right)_k$$

$m_{j,k}$ - macierz błędów pomiarowych

Obliczenia przeprowadzono na podstawie wyników z rys. 21. Średnie błędy pomiarowe przyjęte w obliczeniach wynosiły:

$$- m_{1,k} = \Delta S = 1 \text{ [m]}$$

$$- m_{2,k} = \Delta v = 1/3,6 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Dla przybliżonych wartości współczynników wynoszących:

$$B_1 = 0,004$$

$$B_2 = 0,001$$

po 3 iteracjach poprawki wynosiły:

$$\Delta B_1 = -5,15 \cdot 10^{-7}$$

$$\Delta B_2 = -8,27 \cdot 10^{-8}$$

a obliczone wartości współczynników:

$$B_1 = 0,005 \quad 114$$

$$B_2 = 0,001 \quad 438$$

skąd współczynniki ogólnego równania ruchu wynoszą:

$$A'_2 = \frac{1}{2} \cdot B_2 = 0,00072, \quad A'_0 = \frac{A'_2}{B_1} = 0,14$$

oraz

$$f_t = 0,014$$

$$c_x = 0,498$$

9. PODSUMOWANIE

W opracowaniu przeanalizowano ruch samochodu i sposoby określania jego oporów w czasie jazdy. Zagadnienie oporów ruchu rozważono z uwzględnieniem przepływu energii od silnika do kół pojazdu. Znalaziono korelację pomiędzy równaniem ruchu samochodu w warunkach ustalonych a równaniem w próbie wybiegu. Analiza poszczególnych prób i modeli pozwoliła na określenie zmodyfikowanej metody wybiegu z komputerową rejestracją parametrów kinematycznych pojazdu (prędkość, droga, czas). Istota tej metody polega na pełnym obserwowaniu parametrów kinematycznych pojazdu od prędkości bliskich prędkości maksymalnej samochodu do zatrzymania. Przeprowadzenie wielu prób z równoczesną rejestracją parametrów pomiarowych pozwoliło określić równanie ruchu w czasie wybiegu. Równanie to nie posiada wyrazu liniowego, którego wartość w stosunku do całkowitego parametru kinematycznego jest zdecydowanie mniejsza od błędu pomiarowego.

Do pomiarów parametrów ruchu samochodu opracowano i skonstruowano urządzenie, tzw. piąte koło. Podstawowym elementem urządzenia jest koło pomiarowe, zawieszone na odpowiednim wahaczu i dociskane elementem sprężystym do jezdni. Pozostałymi elementami układu pomiarowego są:

- odpowiedni układ przetwarzający (obrotów na prędkość liniową),
- zespół wskaźników,
- zespół rejestrujący (magnetofon, magnetowid, minikomputer).

Interesującym zagadnieniem w badaniach drogowych pojazdu samochodowego jest rejestracja wyników pomiarowych. Dlatego opracowano sposoby współpracy piątego koła z minikomputerem. Układ do pomiaru parametrów kinematycznych pojazdu samochodowego z wykorzystaniem minikomputera nie wymaga żadnych dodatkowych urządzeń oprócz czujnika.

Szczegółowe wyniki próby wybiegu dla pojazdu Fiat 126p pozwalają określić bezwymiarowe współczynniki oporów: toczenia oraz powietrza. Najbardziej zbliżone wartości do podawanych przez literaturę uzyskuje się ze zmodyfikowanej próby wybiegu. Według metody z małej i większej prędkości uzyskano współczynnik oporu toczenia znacznie zawyżony. Wynika to z tego, że metoda wykorzystuje tylko końcowe parametry próby wybiegu, tzn. całkowitą drogę wybiegu oraz odpowiadający czas. Z kolei wg metody proponowanej przez Boscha uzyskano również wyniki zawyżone. Uzyskane wyniki pozwalają na dokładne określenie oporów ruchu pojazdu samochodowego, co ma istotne znaczenie w analizach i badaniach nad zwiększeniem dynamiki i zmniejszeniem zużycia paliwa przez samochód.

LITERATURA

- [1] Lanzendoerfer J.: Badania pojazdów samochodowych. WKŁ, Warszawa 1977.
- [2] Dębicki M.: Teoria samochodu - teoria napędu, WNT, Warszawa 1976.
- [3] Studziński K.: Samochód - teoria, konstrukcja i obliczenia, WKŁ, Warszawa 1980.
- [4] Lanzendoerfer J., Szczepaniak C.: Teoria ruchu samochodu. WKŁ, Warszawa 1980.
- [5] Mitschke M.: Dynamika samochodu. WKK, Warszawa 1977.
- [6] Szargut J. i in.: Rachunek wyrównawczy w technice cieplnej. PAN, Katowice 1984.
- [7] Gołębiowski S., Stanisławski J.: Badania kontrolne samochodów. WKŁ, Warszawa 1976.
- [8] Jaśkiewicz Z.: Projektowanie układów napędowych pojazdów samochodowych. WKŁ, Warszawa 1982.
- [9] Bosek R.: Informator motoryzacyjny. WKŁ, Warszawa 1982.
- [10] Metody optymalizacji termodynamicznych i fizykochemicznych procesów w tłokowych silnikach spalinowych w aspekcie zmniejszenia emisji toksycznych składników do naturalnego środowiska człowieka i bardziej oszczędnego zużycia paliwa. Praca niepublikowana wykonana w ramach problemu MR.I.10. ZSS ITC, Gliwice 1985.
- [11] Ciesiołkiewicz A.: Badania przebiegów funkcji parametrów kinematycznych w próbie wybiegu pojazdu samochodowego. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., s. Energetyka, Gliwice 1987 (w druku).

Recenzent: prof. dr hab. inż. Marian Zabłocki

Wpłynęło do Redakcji w czerwcu 1987 r.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ
ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ МЕТОДОМ ВЪЕБА

Р е з ю м е

В работе дано энергетическое представление движения автомашины и дан анализ её нагрузок, имеющих место во время езды. Представлены возможности применения различных методов определения сил сопротивления машины. Определена пригодность этих методов и их точность. Дано описание устройства для измерений кинематических параметров автомобиля, что позволяет определить силы его сопротивления. На основе проведённых дорожных исследований, определён модифицированный метод въега с непрерывной регистрацией результатов измерений с использованием миникомпьютера.

DETERMINATION OF THE KINEMATIC PARAMETERS
AND CAR MOTION RESISTANCE BY MEANS OF THE ROLLING METHOD

S u m m a r y

The exact analysis and studies of the influence of the chosen car parameters on its dynamics and fuel use require determining the exploitation conditions of work of car driving engine as well as of the very car.

The article presents the energetic picture of car motion and car load during run. Different methods of determining car resistance to motion was presented and their usefulness and exactness was discussed. The devices to measure car kinematic parameters were described that enabled determination of car resistance to motion. On the basis of road tests a modified method of start was presented with continuous registration of measurement results by means of minicomputer.