

WYKORZYSTANIE MODELU SAMOCHODU DO ANALIZY RUCHU POJAZDU PO TORZE KRZYWOLINIOWYM

UTILIZATION OF THE CAR MODEL TO THE ANALYSIS OF THE VEHICLE MOVEMENT AFTER THE CURVILINEAR TRACK

Badania stateczności samochodów ciężarowych, szczególnie podczas wykonywania manewrów skrętu, stwarzają niebezpieczeństwo wywrócenia pojazdu. Aby temu zapobiec stosuje się specjalne belki zabezpieczające przed wywrotem lub dąży się do wyznaczania stateczności metodami obliczeniowymi lub przy wykorzystaniu modeli pojazdów. Przedstawiona praca stanowi opis przeprowadzonych prób modelu pojazdu a także porównanie ich zachowania się z ruchem rzeczywistych pojazdów. Poniżej przedstawiono porównanie zachowania się modelu i pojazdów podczas jazdy po okręgu.

Słowa kluczowe: stateczność pojazdu, badania pojazdu, model pojazdu, tor krzywoliniowy, przyspieszenie poprzeczne.

The testing of the stability of large weight vehicles, particularly while executing the manoeuvres of the turn, creates the emergency of the overturn of the vehicle. To prevent this, he complies special anti-roll beams mounted to vehicles or one proceed to determine stability using computational methods. We can also carry over tests on models of vehicles. The introduced work makes up the description of the carried over tests of the model of the vehicle and also the comparison of their behaviour oneself with the motion of real vehicles. Below is presented the comparison of behaviour presented truck model and vehicle during the drive after the circle track.

Keywords: vehicle stability, vehicle testing, car model, curvilinear track, lateral acceleration.

1. Wprowadzenie

W pojazdach o środkach masy położonych na znacznej wysokości i przemieszczonych w kierunku tylnej osi (np. pojazdy specjalne, cysterny itp.) przy większych przyspieszeniach poprzecznych (w stosunku do osi podłużnej pojazdu) zachodzi niebezpieczeństwo znacznego pochylenia boczno nadwozia wraz z tylną osią (lub osiami) względem osi przedniej i stopniowego unoszenia tylnych wewnętrznych kół [1, 3, 5, 8]. Jeżeli proces taki nie zostanie w porę przerwany to dochodzi do przewrócenia się pojazdu na bok. Charakterystyki sztywności zawieszek i ramy, w pojazdach omawianego typu, sprawiają, że w opisanych stanach, które można uznać za graniczne, kierowcy niedostatecznie odczuwają występujące zagrożenie. Wynika to z faktu, że w początkowej fazie kabina ulega jedynie niewielkim przechyłom bocznym. Efektem takiej sytuacji są przewrócenia boczne pojazdów, które w odczuciu kierowców nastąpiły nieoczekiwanie, nie dając szans na reakcję.

W celu analizy opisanych zachowań tego typu pojazdów, przeprowadzone zostały badania drogowe dla wybranych testów jezdnych. Badania te wymagają jednak zachowania szeregu trudnych do spełnienia warunków w zakresie pojazdu (masa, gabaryty, położenie środka masy itp.), toru badawczego, warunków atmosferycznych oraz zachowania bezpieczeństwa osób (kierowcy i obsługujących aparaturę badawczą) [2].

Stąd podjęto próbę wykorzystania do badań zachowania się tego typu pojazdów, fizycznego modelu samochodu ciężarowego [7]. Stwarza to nowe, bardzo korzystne warunki badań. Oczekiwane korzyści to:

- możliwość przeprowadzenia badań w szerokim zakresie przyspieszeń poprzecznych i kątów przechyłu, aż do wywrotu włącznie,

The introduction

In vehicles about the centres of the mass laid on the considerable height and moved in the direction of the back axis (e.g. special vehicles, tankers, etc.) near larger transverse accelerations (in relation to the longitudinal axis of the vehicle) occurs the danger of the considerable side inclination of the body together with the back axis (or the axes) in relation to front axis and gradual raising back internal wheels [1, 3, 5, 8]. If such process is not broken stay in the time this comes to rolling over the vehicle on the side. The characteristics of the stiffness of frame and suspensions in the vehicles of this type cause that in the described states which one can recognize for limiting, drivers they feel the stepping out threat insufficiently. This results from the fact that the cabin undergoes only small side inclinations in initial stage. The effect of such situation are roll over the vehicles which in drivers feeling happened unexpectedly not letting them chances on the reaction.

Road investigations for chosen carriageable tests were conducted in the aim of the realization of the analysis of the circumscribed behaviours of this type of vehicles. Investigations these require however the keep of the number difficult to the fulfilment conditions in the range of vehicle (mass, dimensions, the position of the centre of the mass, etc.), investigative track, weather condition and the safety of persons (driver and operating the investigative apparatus) [2].

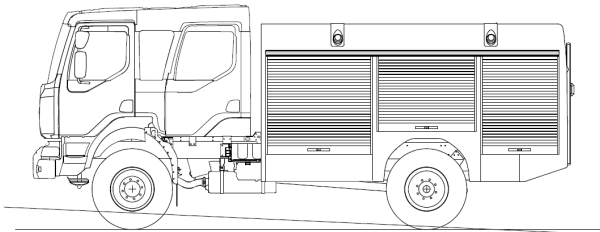
From here was undertaken the test of utilization to the investigations of behaviour this type of vehicles, the physical model of truck [7]. Expected advantages:

- the possibility of the realization of investigations in the wide range of lateral accelerations and the angles of the inclination, until to the overturn inclusive,
- the elimination of the danger of people taking the participation in investigations,

- wyeliminowanie zagrożenia ludzi biorących udział w badaniach,
- łatwość realizacji zmian: rozdziału obciążenia na osie i wysokości środka masy,
- wykonanie badań w warunkach laboratoryjnych (zapewnienie dużej powtarzalności),
- ograniczenie badań na torze doświadczalnym (i ich kosztów) tylko do wytypowanych testów, w celu uzupełnienia lub potwierdzenia badań modelowych.

Wykonane badania drogowe obejmowały trzy pojazdy Renault Midlum 4×4 różniące się między sobą: masą, położeniem środka masy oraz rozstawem osi. W dalszej części artykułu oznaczone zostały jako pojazd nr 1, 2 i 3.

Pojazd 1 (rys. 1 i 2) miał nadwozie pożarnicze. Podczas badań samochód był obciążony wyposażeniem i płynami w stanie gotowym do akcji. W kabinie znajdowały się 3 osoby i aparatura pomiarowa. Samochód był wyposażony w opony terenowe Michelin 10 R22.5 XZY napompowane do ciśnienia nominalnego: dla kół osi przedniej – 0,65 MPa, osi tylnej – 0,60 MPa.



Rys. 1. Pojazd 1 z zaznaczoną osią przechyłu poprzecznego do badań
Fig. 1. Vehicle 2 with the marked axis to investigations

Pojazd 2 (rys. 3) miał również nadwozie pożarnicze. Badania wykonano dla samochodu w pełni obciążonego wyposażeniem ratowniczym w stanie gotowym do akcji. W kabinie znajdowały się 2 osoby (kierowca i obsługujący aparaturę pomiarową). Samochód był wyposażony w opony terenowe Michelin 10 R22.5 XZY napompowane do ciśnienia nominalnego: dla kół osi przedniej – 0,70 MPa, osi tylnej – 0,60 MPa.

Pojazd 3 (rys. 4) miał także nadwozie pożarnicze. Podczas badań samochód był obciążony wyposażeniem i płynami w stanie gotowym do akcji. W kabinie znajdowały się 3 osoby i aparatura pomiarowa. Badany samochód był wyposażony w ogumienie MICHELIN XL 365/85 R20. Producent pojazdu zalecał następujące ciśnienia pompowania kół: dla kół osi przedniej – 0,38 MPa, osi tylnej – 0,67 MPa.

Pojazdy nie były wyposażone w układ stabilizacji toru jazdy.

W celu wykonania analiz porównawczych wykorzystano model samochodu ciężarowego Mercedes 1850L (rys. 5) wykonany w skali 1:14. Budowa modelu odzwierciedlała podstawowe zespoły pojazdu: nadwozia, układ przeniesienia napędu, zawieszenia kół oraz układ kierowniczy. W przypadku modelu napęd realizowany był za pomocą silnika elektrycznego, który poprzez skrzynię biegów o trzech przełożeniach, wał napędowy, tylny most napędowy z przekładnią główną i symetryczny mechanizm różnicowy napędza koła tylne. Zawieszenia kół

- the easiness of the realization of the changes of the distribution of loading on axes and the height of the centre of the mass,
- the realization of investigations in laboratory conditions about large repeatability,
- the limitation of investigations on the experimental track (and their costs) only to chosen tests, in the aim of the completion or acknowledgement of model investigations.

Executed road investigations included three vehicles Renault Midlum 4×4 differing between oneself: mass, the position of the centre of the mass and the wheelbase. They were appointed stay as vehicle of no. 1, 2 and 3 in the farther part of the article.

Vehicle 1 (fig. 1 and 2) possessed the rescue body. During investigations the vehicle was loaded equipment and liquids in the ready state to the action. There were three person and measuring apparatus in the cabin. The vehicle was equipped in off-road tyres Michelin 10 R22.5 XZY inflated to the nominal pressure: for the wheels of the front axis - 0,65 MPa and the rear axis - 0,60 MPa.



Rys. 2. Widok pojazdu 1 w stanie gotowym
Fig. 2. Vehicle 1 in the ready state of the lateral inclination

Vehicle 2 (fig. 3) also had the fires body. Investigations were executed for the car in the full loaded rescue equipment in the ready state to the action. There were 2 person (driver and operating the measuring apparatus) in the cabin. The car was equipped in off-road tyres Michelin 10 R22.5 XZY inflated to the nominal pressure: for the wheels of the front axis - 0,70 MPa, rear axis - 0,60 MPa.

Vehicle 3 (fig. 4) also had the fires body. During investigations the car was loaded equipment and liquids in the ready state to the action. There were 3 person and measuring apparatus in the cabin. The tested car was equipped in tires MICHELIN XL 365/85 R20. The producer of the vehicle recommended the following pressures of pumping the wheels: for the wheels of the front axis - 0,38 MPa, back axis - 0,67 MPa.

Vehicles were not equipped in the arrangement of the stability of the track of the drive.

The model of truck was used in the aim of the realization of comparative analyses Mercedes 1850L (fig. 5) made in scale 1:14. The building of the truck model reflects the main units of vehicle: the power transmission system, suspensions of wheels and the steering system. In the model the drive is realized by the electric engine, which through the three-speed gearbox, drive shaft and rear driving axle with the final transmission and differential gear unit drives rear wheels. The suspensions of the



Rys. 3. Pojazd 2 w stanie gotowym do badań
Fig. 3. Vehicle 2 in the ready state to investigations



Rys. 4. Widok pojazdu 3 na podwoziu Renault Midlum 4x4
Fig. 4. View of the vehicle 3 on the chassis Renault Midlum 4x4



Rys. 5. Widok modelu samochodu wraz z radiową aparaturą sterującą
Fig. 5. The view of the truck model with the radio apparatus steering

osi przedniej i tylnej są zależne i oparte na resorach piórowych i amortyzatorach ciernych.

W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry badanych pojazdów i modelu.

Dla zapewnienia podobnych własności modelu, w zakresie rozkładu masy, został on obciążony w taki sposób, aby położenie środka masy było zbliżone w stosunku do badanych pojazdów (wysokość i odległość od osi tylnej ustalono w proporcji wymiarów pojazdów i modelu). Analiza wykazała wystarczającą zgodność wymiarów pojazdu i modelu odpowiadającą skali od 1:11,5 do 1:13,5.

W celu zabezpieczenia modelu przed wywrotem został on wyposażony w specjalne podpory boczne zakończone od zewnątrz w koła podporowe.

wheels of the front and rear axis are dependent, based on leaf springs and friction shock-absorbers.

The basic parameters of studied vehicles and model were introduced in table 1.

Towards the assurance of the similar properties of the model, in the range of the mass distribution, the model was loaded in such way, the position of the centre of the mass would be to be bring nearer in the relation to tested vehicles (height and distance from the rear axis were established in the proportion of the dimensions of vehicles and model). The analysis showed the sufficient compliance of the dimensions of vehicles and model represents the scale from 1:11, 5 to 1:13, 5. To protection the model before the rolling over it was equipped in special side supports finalized from outside in supported wheels.

Tab. 1. Parametry pojazdów i modelu

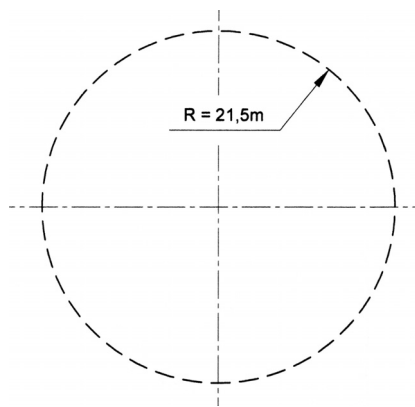
Tab. 1. Parameters of vehicles and truck model

Parametry / Parameters	Pojazd 1 / Vehicle 1	Pojazd 2 / Vehicle 2	Pojazd 3 / Vehicle 3	Model / Truck model
długość / length [mm]	7459	7305	7305	560
szerokość / width [mm]	2513	2504	2504	200
wysokość / height [mm]	3163	3148	3048	275
rozstaw osi / wheelbase [mm]	4100	3948	3948	360
masa całkowita / total mass [kg]	12142	13246	13945	8,2
wysokość środka masy / height of the centre of the gravity [m]	1350	1320	1350	0,135
masa przypadająca na oś przednią / mass falling on the front axis [kg]	4688	4740	4876	3,20
masa przypadająca na oś tylną / mass falling on the rear axis [kg]	4432	8506	9069	4,99
moc silnika / power of the engine [kW]	266	206	206	

2. Opis próby i aparatury pomiarowej

Celem przeprowadzonych pomiarów było zbadanie możliwości wykorzystania modelu do analizy stateczności poprzecznej samochodów o wysoko położonym środku masy. Dla wykonywanych badań porównawczych wybrano test jazdy po okręgu. Test ten był realizowany ze stopniowo rosnącymi prędkościami i wzorowany na normie ISO-4138.

Na rysunku 6 przedstawiono przyjęty tor ruchu w teście jazdy po okręgu dla badanych pojazdów 1, 2 i 3, a na rysunku 7 widok pojazdu podczas realizacji próby. W czasie wykonywania testu jazdy po okręgu obserwator znajdował się w pobliżu środka okręgu i śledził jazdę samochodu z bardzo wolno zwiększaną prędkością. Dostrzeżenie początków odrywania się od jezdni wewnętrznych kół samochodu lub znaczące poślizgi boczne kół były podstawą do zasygnalizowania przerwania próby. Testy odbywały się na nawierzchni betonowej, poziomej i suchej.



Rys. 6. Przyjęty tor ruchu środka masy badanych pojazdów 1, 2 i 3
Fig. 6. Received track of the movement of the centre of the mass of vehicles 1, 2 and 3

W przypadku prób z wykorzystaniem modelu samochodu promień okręgu został zmniejszony proporcjonalnie do jego gabarytów i wynosił 1,36 m. Badania modelowe były wykonywane na nawierzchni typu „gumolit” z prędkością stopniowo narastającą do maksymalnej ograniczonej przyczepnością kół do nawierzchni.

Badane pojazdy wyposażone zostały w odpowiednią aparaturę pomiarową pozwalającą na rejestrację i wizualizację mierzonych parametrów (rys. 8).

Podczas ruchu pojazdów były rejestrowane następujące parametry przy użyciu aparatury:

- moment obrotowy na kole kierownicy (M_H) – głowica pomiarowa MSW – CORSYS-DATRON,
- kąt obrotu koła kierownicy (δ_H) – głowica pomiarowa (kierownica) MSW – CORSYS-DARTON,
- prędkość jazdy samochodu w kierunku osi „X” (v) – głowica Correvit S-CE,
- prędkość odchylenia bocznego w kierunku osi „Y” (v_Q) – głowica Correvit S-CE,
- prędkość kątowna odchylenia nadwozia względem osi pionowej „Z” ($\dot{\psi}$) – czujnik żyroskopowy CRS03-04,
- prędkość kątowna przechyłu nadwozia względem osi podłużnej „X” ($\dot{\phi}$) – czujnik żyroskopowy CRS03-02,

2. The description of test and measuring equipment

Examining the possibility of utilization of model to the analysis of lateral stability of cars about the laid high centre of the mass was the aim of conducted measurements. For executed comparative investigations the test of the drive after the circle was chosen. This test was realized with growing velocities and based on standard ISO-4138. The received track of the movement was introduced on drawing 6 in the test of the drive after the circle for studied vehicles 1, 2 and 3, and on the drawing 7 the view of vehicle during the realization of the test. During realizing the test of the track on the circle the observer was near the centre of the circle and watched the drive of the car with the increased periodically velocity. Perceiving the beginnings of tearing off from the road of the internal wheels of the car or significant side slips were the basis to signalling the break of the test. Tests were holding on the concrete, horizontal and dry surface.



Rys. 7. Widok pojazdu podczas testu
Fig. 7. The view of vehicle during the test

In the case of tests with utilization of model the radius of the circle was reduced in proportion to its dimensions and carried out 1,36 m. The truck model investigations were executed on the surface of the type „rubber plate” with the velocity growing gradually to maximum limited by the coefficient of friction of wheels to the surface.

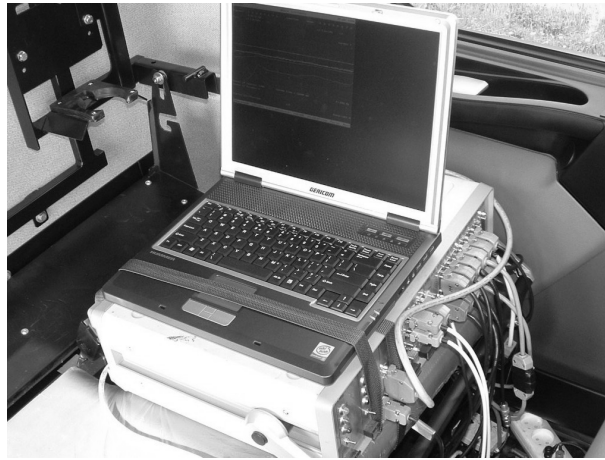
Tested vehicles were equipped in appropriate measuring equipment allowing to registration and visualization of measured parameters (fig. 8).

During the motion of vehicles following parameters were recorded:

- the torque on the steering wheel (M_H) - the measuring head (steering wheel) MSW,
- the angle of the turn of the steering wheel (δ_H) - the measuring head (steering wheel) MSW,
- the velocity of the track of car in the direction of the axis „X” (v) - the head Correvit the S-CE,
- the velocity of side deflection in the direction of the axis „Y” (v_Q) - the head Correvit S-CE,
- the angular velocity of sweeping the car body in relation to the vertical axis „Z” ($\dot{\psi}$) - the gyroscopic sensor CRS03-04,
- the angular velocity of the inclination of the car body in relation to the longitudinal axis „X” ($\dot{\phi}$) - the gyroscopic sensor CRS03-02,
- the angular velocity of the inclination of the car body in relation to the transverse axis „Y” ($\dot{\theta}$) - the gyroscopic sensor - CRS03-04,

- prędkość kątową przechyłu nadwozia względem osi poprzecznej „Y” (θ) – czujnik żyroskopowy - CRS03-04,
- przyspieszenie wzdłużne samochodu „ a_x ” – czujnik przyspieszeń ADXL 203,
- przyspieszenie poprzeczne samochodu „ a_y ” – czujnik przyspieszeń ADXL 203.

Model samochodu wyposażony został w aparaturę pomiarową pozwalającą na pomiar prędkości wzdłużnej i poprzecznej, przyspieszeń wzdłużnych i poprzecznych, a także przechyłów. Sygnały z poszczególnych czujników były przesyłane telemetrycznie do komputera i rejestrowane w czasie. W trakcie badań model był kierowany zdalnie wykorzystując aparaturę radiową pozwalającą na sterowanie prędkością jazdy oraz kierunkiem ruchu.



Rys. 8. Aparatura do akwizycji i wizualizacji mierzonych parametrów
Fig. 8. Equipment to acquisition and the visualization of measured parameters

- the longitudinal acceleration of the car „ a_x ” - sensor of accelerations ADXL 203,

- the lateral acceleration of the car „ a_y ” - sensor of accelerations ADXL 203.

The truck model was equipped in measuring apparatus allowing to the measurement of the longitudinal and transverse velocity, longitudinal and transverse accelerations, and also inclinations. Results from respective sensors were sent to the computer with the use of telemetry and recorded in the time. During the investigations the model was steered using the radio apparatus allowing to steer the velocity of the track and the direction of the movement.

3. Charakterystyka ruchu pojazdu i modelu, zdolność do wywracania się. Parametry charakteryzujące ruch samochodów i modelu

Ograniczenie maksymalnej wartości przyspieszenia poprzecznego, spowodowanego działaniem siły odśrodkowej, wynika z warunków przyczepności pojazdu oraz z możliwości jego przewrócenia. Ogólnym warunkiem [3, 6, 9], z którego można to wyznaczyć, jest zależność na maksymalną wartość przyspieszenia poprzecznego a_y (przy założeniu, że pojazd porusza się ze stałą prędkością po torze kołowym):

$$a_y = \left(\frac{v^2}{R} \right)_{\max} = g \cdot \min(f_s, f_r) \quad [\text{m/s}^2] \quad (1)$$

gdzie:

$$f_s = \frac{\text{tg } \alpha_t + \mu_{yp} \cdot (1 - Mv^2)}{1 - \mu_{yp} \cdot \text{tg } \alpha_t} \quad (2)$$

$$f_r = \frac{\text{tg } \alpha_t + \frac{t}{2 \cdot h_c} \cdot (1 - Mv^2)}{1 - \frac{t}{2 \cdot h_c} \cdot \text{tg } \alpha_t} \quad (3)$$

$$M = \frac{\rho \cdot A \cdot C_L}{2 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha_t} \quad (4)$$

f_s – współczynnik poślizgu pojazdu, f_r – współczynnik przewrócenia pojazdu, α_t – kąt pochylenia powierzchni drogi, Mv^2 – stosunek siły nośnej do składowej pionowej siły ciężkości, C_L – współczynnik siły nośnej, A – powierzchnia czołowa pojazdu, ρ – gęstość powietrza, m – masa pojazdu, g – przyspieszenie ziemskie, μ_{yp} – największa wartość współczynnika przyczepności, h_c – odległość środka masy od powierzchni drogi, v – prędkość jazdy samochodu, R – promień skrętu.

W przypadku, gdy współczynnik przewrócenia pojazdu będzie mniejszy od współczynnika poślizgu, pojazd będzie

3. The specification of the model and vehicle motion, its ability to roll. Parameters characterizing a motion of truck and model

The limitation of the maximum value of lateral acceleration, caused the working of centrifugal force. This results from the conditions of the friction of the vehicle wheels and from the vehicle possibility of rolling. The general term [3, 6, 9], from which one can calculate this, there is dependence on the maximum value of lateral acceleration a_y (over an assumption, that the vehicle moves with the uniform speed on the circular track):

$$a_y = \left(\frac{v^2}{R} \right)_{\max} = g \cdot \min(f_s, f_r) \quad [\text{m/s}^2] \quad (1)$$

where:

$$f_s = \frac{\text{tg } \alpha_t + \mu_{yp} \cdot (1 - Mv^2)}{1 - \mu_{yp} \cdot \text{tg } \alpha_t} \quad (2)$$

$$f_r = \frac{\text{tg } \alpha_t + \frac{t}{2 \cdot h_c} \cdot (1 - Mv^2)}{1 - \frac{t}{2 \cdot h_c} \cdot \text{tg } \alpha_t} \quad (3)$$

$$M = \frac{\rho \cdot A \cdot C_L}{2 \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha_t} \quad (4)$$

f_s - coefficient of vehicle slide, f_r - coefficient of vehicle rolling, α_t - angle the inclined of a surface of road, Mv^2 - ratio of lift force to component perpendicular of a weight force, C_L - lift force coefficient, A - front surface of the vehicle, ρ - air density, m - mass of the vehicle, g - acceleration of gravity, μ_{yp} - largest value of the friction coefficient, h_c - centre of mass height from the surface of the road, v - the velocity of the truck, R - radius of turn.

In the case, when the coefficient of vehicle rolling is smaller than the vehicle slide coefficient, be characterizes the tendency

się charakteryzował tendencją do wywracania podczas poruszania się z dużym przyspieszeniem poprzecznym. Tendencja ta będzie zależna od współczynnika przyczepności, położenia środka masy, kąta pochylenia drogi oraz aerodynamicznej siły nośnej.

Przedstawiony warunek powstał przy założeniu zachowania się pojazdu jako ciała sztywnego, z pominięciem odkształceń opon i ugięć zawiesznień. Dokładniejsza analiza z uwzględnieniem wpływu opon i zawiesznień [4] będzie wpływała na obniżenie współczynnika przewrócenia pojazdu, a tym samym będzie prowadziła do zmniejszenia granicznej wartości przyspieszenia poprzecznego a_y . W takim przypadku ruch środka masy będzie wynikał z podatności promieniowej i poprzecznej opon oraz sztywności zawiesznień [4, 5]. Stąd, środek masy pojazdu nie będzie się znajdował w odległości $0,5t$ od krawędzi wyrotu pojazdu, ale w odległości t' równej:

$$t' = \frac{t}{2} - t_o - t_1 \quad (5)$$

gdzie:

$$t_o = h_c \cdot \sin \alpha_o \quad (6)$$

$$t_1 = h_p \cdot \sin \alpha_1 \quad (7)$$

t_o – przesunięcie środka masy wynikające z odkształcenia promieniowej opony, t_1 – przesunięcie środka masy wynikające z ugięcia zawiesznień, α_o – kąt pochylenia pojazdu wynikający z ugięcia opon, α_1 – kąt pochylenia pojazdu wynikający z ugięcia zawiesznień, h_p – odległość środka masy od osi przechyłu (mierzona w kierunku osi Z).

W rzeczywistym samochodzie pochylenie nadwozia będzie powodowało zmianę odległości środka masy od powierzchni drogi i przesunięcie go w kierunku pochylania pojazdu. Ponadto odkształcenie poprzeczne opony spowoduje zmianę odległości styku opony od osi pojazdu, co wpłynie na zmniejszenie wymiaru t' . Odległości t_o i t_1 można wyznaczyć analizując sztywności opon i zawiesznień pojazdu. Odległość t_o wynika z kąta pochylenia pojazdu:

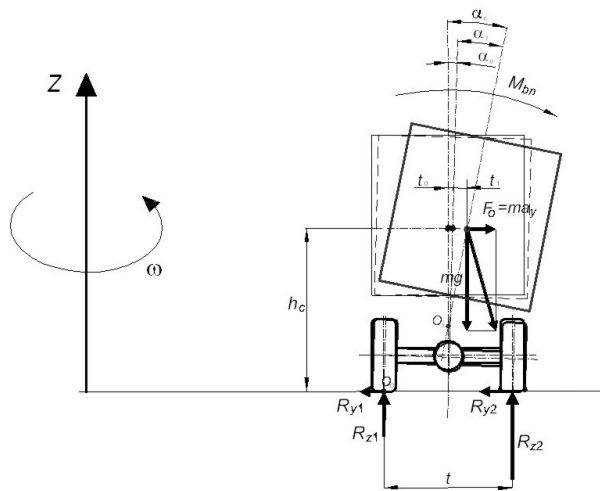
$$\alpha_o = \arctg\left(\frac{u_o}{t}\right) \quad (8)$$

gdzie:

$$u_o = \Delta F_z \cdot K_o \quad (9)$$

ΔF_z – różnica nacisków prawej i lewej strony pojazdu, K_o – sztywność opon.

Odległość t_1 wynika ze sztywności kątowej zawiesznień kół przednich i tylnych K_{af} i K_{ar} . Kąt α_1 wynika z zależności na moment wywracający, powodujący ugięcie zawiesznień. Dla osi przedniej i tylnej moment wywracający będzie równy:



Rys. 9. Schemat pojazdu podczas poruszania się po torze krzywoliniowym

Fig. 9. The diagram of the vehicle while driving after the curvilinear track

to roll while vehicle drive with large lateral acceleration. This tendency will be dependent from the friction coefficient, the location of the centre of mass, the angle of the inclination of road and aerodynamic lift force.

The describe condition came into being treatment of the vehicle as the rigid body, with omission of the tires deformations and suspensions deflection. More accurate analysis with regard of the influence of tyres and suspensions [4] will influence the lowering of the vehicle rolling coefficient and the same conduct to decrease of the border acceleration lateral value a_y . In such case the movement of the mass centre of the vehicle, will result from

the radial and transverse flexibility of tyres and the stiffness of suspensions [4, 5]. From here, the gravity centre of the vehicle will not be in distance $0,5 t$ from the edge of the dump, but in distance equal t' :

$$t' = \frac{t}{2} - t_o - t_1 \quad (5)$$

where:

$$t_o = h_c \cdot \sin \alpha_o \quad (6)$$

$$t_1 = h_p \cdot \sin \alpha_1 \quad (7)$$

t_o - the translation of the gravity centre resulting from the radial tyre deformation, t_1 - the translation of the gravity centre resulting from suspensions deflection, α_o - the angle of the inclination of the vehicle resulting from tyres deformation, α_1 - the angle of the inclination of the vehicle resulting from suspensions deflection, h_p - the distance of the gravity centre from the axis of the inclination (measured in the direction of Z axis).

In the real truck the inclination of the car body will cause the change of the distance of the gravity centre from the surface of the road and transfer it in the direction of inclining the vehicle. In addition the tyres lateral deformation will cause the change of the distance from point of contact of tyre to the axis of the vehicle, what will enter the decrease of the dimension t' . Distance t_o and t_1 can be appointed from analysing the stiffness of the tyres and suspensions. The distance t_o results from the vehicle angle of the inclination:

$$\alpha_o = \arctg\left(\frac{u_o}{t}\right) \quad (8)$$

where:

$$u_o = \Delta F_z \cdot K_o \quad (9)$$

ΔF_z - difference of the weight of the right and left side of the vehicle, K_o - tyres stiffness.

Distance t_1 results from the angular stiffness of the front and rear suspensions K_{af} and K_{ar} . The angle α_1 results from relationship on the roll moment, bring suspensions deflection. For the front and rear axis the roll moment will be equal:

$$T_{sf} = K_{af} \cdot \alpha_f \quad (10)$$

$$T_{sr} = K_{ar} \cdot \alpha_r \quad (11)$$

Z tego można wyznaczyć wynikową sztywność kątową zawiesznień $K_\alpha = K_{af} + K_{ar}$ i wynikowy kąt pochylenia nadwozia α_1 . Moment wywracający pojazdu można wyznaczyć z zależności:

$$T_s = F_o \cdot t_s \quad (12)$$

gdzie: T_s – moment wywracający pojazdu, F_o – siła odśrodkowa, t_s – rozstaw elementów sprężystych zawiesznień.

Łączny kąt pochylenia pojazdu będzie przedstawiał się następująco $\alpha_c = \alpha_o + \alpha_1$. Prowadzi to do modyfikacji zależności na współczynnik przewrócenia pojazdu i w efekcie będzie ona miała postać:

$$f'_r = \frac{\text{tg } \alpha_i + \frac{t'}{h_c} \cdot (1 - Mv^2)}{1 - \frac{t'}{h_c} \cdot \text{tg } \alpha_i} \quad (13)$$

Podczas badań pojazdów [2, 9] i modelu wyznaczano summaryczne kąty pochylenia bocznego pojazdów, co pozwoliło na wyznaczenie rzeczywistych sztywności kątowych zawiesznień. Wartości kątów pochylenia przedstawiono w tabeli 3.

Tab. 2. Wartości współczynników i przyspieszenia poprzecznego
Tab. 2. The value of coefficients and lateral acceleration

Nr No	Analizowany parameter / Analysed parameter	Pojazd 1 Vehicle 1	Pojazd 2 Vehicle 2	Pojazd 3 Vehicle 3	Model Truck model
1.	współczynnik poślizgu pojazdu / slide coefficient of the vehicle f_s	0,800	0,799	0,799	0,799
2.	współczynnik przewrócenia pojazdu / roll coefficient of the vehicle f_r	0,731	0,826	0,747	0,696
3.	maksymalne przyspieszenie poprzeczne pojazdu / maximum lateral acceleration of the vehicle a_y	7,17	8,10	7,33	6,83
4.	współczynnik przewrócenia pojazdu / roll coefficient of the vehicle f'_r	0,647	0,703	0,613	0,607
5.	maksymalne przyspieszenie poprzeczne pojazdu / maximum lateral acceleration of the vehicle a'_y	6,35	6,90	6,01	5,95

4. Porównanie zachowania się pojazdów z zachowaniem się modelu

Analizując ruch po okręgu wyznaczono wartości współczynników: poślizgu oraz przewrócenia pojazdu odpowiednio dla badanych samochodów 1, 2 i 3 oraz modelu i na tej podstawie wyznaczono maksymalną wartość przyspieszenia poprzecznego a_y .

Z powyższych danych wynika, że pojazd i model charakteryzują się podobnymi współczynnikami opisującymi ich poślizg i wywrócenie. Pozwala to na analizę porównawczą badań pojazdu i modelu poruszających się po torze kołowym.

Do analizy wybrano przebiegi kąta znoszenia pojazdu β , prędkości odchylenia ψ' , przyspieszenia poprzecznego a_y , a także kąta pochylenia ϕ pojazdu i modelu.

Dodatkowo do analizy wykorzystano dwa wskaźniki: krzywizny toru jazdy $c_R = \frac{1}{R \cdot \delta}$ (gdzie: R – promień skrętu, δ – średni kąt skrętu kół przednich) charakteryzujący odpowiedź pojazdu na zakrzywienie drogi i wskaźnik znoszenia pojazdu $c_\phi = \frac{\beta}{\delta}$ (gdzie: β - kąt znoszenia pojazdu) określający znoszenie pojazdu dla danej krzywizny drogi.

$$T_{sf} = K_{af} \cdot \alpha_f \quad (10)$$

$$T_{sr} = K_{ar} \cdot \alpha_r \quad (11)$$

From this equations can be appointed the outcome angular stiffness of suspensions $K_\alpha = K_{af} + K_{ar}$ and the outcome angle of the car body inclination α_1 . From this dependence can be appointed the roll moment the vehicle too:

$$T_s = F_o \cdot t_s \quad (12)$$

where: T_s - roll moment the vehicle, F_o - centrifugal force, t_s - lateral separation between suspensions springs.

The total angle of the inclination of the vehicle will introduce as follows: $\alpha_c = \alpha_o + \alpha_1$.

This guides to the modification of equations on the vehicle roll coefficient and the equation is given by:

$$f'_r = \frac{\text{tg } \alpha_i + \frac{t'}{h_c} \cdot (1 - Mv^2)}{1 - \frac{t'}{h_c} \cdot \text{tg } \alpha_i} \quad (13)$$

During the investigations of vehicles [2, 9] and truck model, were appointed the total angles of vehicle side inclination, what permit to assignment of the real angular stiffness of suspensions. The values of the inclination angles were introduced in table 3.

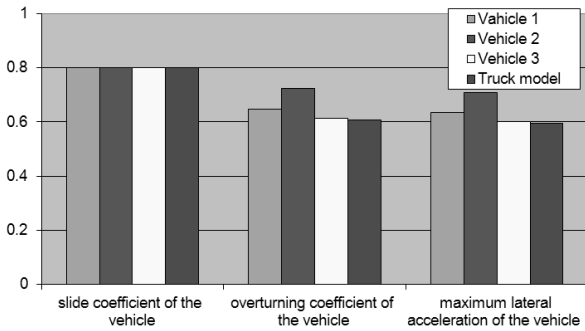
4. The comparison of behaviour of the vehicles with truck model

Analysing the vehicle motion on the circle trip, were appointed the values of coefficients: slide and roll of the vehicle accordingly for tested trucks 1, 2 and 3 and truck model. On this basis was appointed the maximum value of lateral acceleration a_y .

From the above mentioned data we can see that vehicles and truck model are characterize similar coefficients describing their slide and resistance on the roll. This allows to the comparative analysis of the tested vehicles and truck model, drive on the circular track.

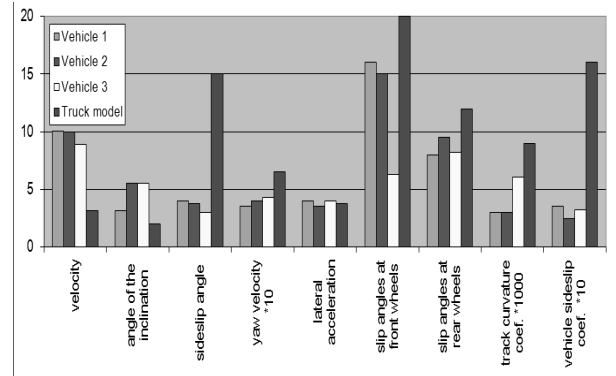
The vehicle and truck model courses: the sideslip angle of vehicle β , the yaw velocity ψ' , lateral acceleration a_y and also the angle of the inclination ϕ were chosen to the analysis.

Two coefficients were used to the analysis additionally: the curvature of the track $c_R = \frac{1}{R \cdot \delta}$ (where: R - radius of turn, δ - the average steer angle of the front wheels) characterizes the answer of the vehicle on roads curvature and the sideslip coefficient of the vehicle $c_\phi = \frac{\beta}{\delta}$ (where: β - the sideslip angle of the vehicle) defining yaw angle of the vehicle for the given curvature of the road.



Rys. 10. Porównanie parametrów określających skłonność pojazdów 1, 2 i 3 oraz modelu do wywracania się

Fig. 10. Comparison of parameters describing the disposition of vehicles 1, 2 and 3 and truck model to roll over



Rys. 11. Porównanie parametrów ruchu pojazdów 1, 2 i 3 oraz modelu

Fig. 11. Comparison of motion parameters of vehicles 1, 2 and 3 and truck model

Tab. 3. Parametry ruchu pojazdów i modelu

Tab. 3. The parameters of the motion of vehicles and truck model

Nr No	Analizowany parameter / Analysed parameter	Pojazd 1 Vehicle 1	Pojazd 2 Vehicle 2	Pojazd 3 Vehicle 3	Model Truck model
1.	prędkość / velocity v [m/s]	10,01	10,0	8,9	3,15
1.	kąt pochylenia bocznego / angle of the inclination φ [deg]	3,15	5,50	5,50	1,98
2.	kąt znoszenia pojazdu / sideslip angle β [deg]	4,0	3,8	3,0	15
3.	prędkość odchylenia pojazdu / yaw velocity ψ' [1/s]	0,35	0,4	0,43	0,65
4.	przyspieszenie poprzeczne / lateral acceleration a_y [m/s ²]	4,0	3,5	4,0	3,8
5.	kąty znoszenia kół osi przedniej / tylnej slip angles at front and rear wheels α_f, α_r [deg]	16/8	12/10	6,3/8,2	20/12
6.	wskaznik krzywizny toru jazdy / curvature coefficient of the track c_R [1/(m-deg)]	0,003	0,003	0,0061	0,009
7.	wskaznik znoszenia pojazdu / sideslip coefficient of the vehicle c_ψ [-]	0,35	0,25	0,32	1,6

5. Analiza parametrów charakteryzujących ruch pojazdów i modelu

Z analizy poszczególnych parametrów wynika, że pojazdy 1, 2 i 3 oraz model charakteryzują się podobnymi parametrami potwierdzającymi ich skłonność do wywracania się co pozwala na porównywanie ich między sobą.

Współczynnik charakteryzujący skłonność do przewrócenia modelu wartościowo odpowiada pojazdowi 3, w stosunku do pojazdu 1 różni się o 6,5%, a w stosunku do pojazdu 2 o 12%. Podobnie kształtowało się graniczne przyspieszenie poprzeczne pojazdu.

Analizując ruch pojazdów i modelu porównywano wybrane parametry w warunkach ustalonej jazdy po okręgu. Pierwszym z nich jest prędkość jazdy. Dla modelu jej wartość jest mniejsza o 3,17 razy. Wskaźniki: krzywizny toru i znoszenia pojazdu są mniejsze dla pojazdów rzeczywistych i będą wymagały mnożnika odpowiednio: 0,3, 0,3 i 0,68. Kąt pochylenia pojazdu podczas ustalonej jazdy po okręgu jest większy dla badanych pojazdów od 1,59 do 2,78 razy niż dla modelu. Można zauważyć, że model charakteryzuje się mniejszym kątem przechyłu pojazdu podczas jazdy po torze kołowym. Świadczy to o większej sztywności promieniowej opon oraz o mniejszych ugięciach zawiesz. Kąt znoszenia pojazdu dla modelu jest od 3,7 do 5 razy większy niż w przypadku rzeczywistych pojazdów. Przyspieszenie poprzeczne jest zbliżone do wartości uzyskiwanych na torze prób, przy czym model ma najniższe wartości. Świadczy to o mniejszym współczynniku przyczepności poprzecznej powierzchni, na której badano model w stosunku

5. The analysis of parameters characterizing the vehicles and truck model motion

From the analysis of individual parameters we can see that vehicles 1, 2, 3 and model were characterized by similar parameters confirming their susceptibility to roll.

The coefficient characterizing susceptibility to roll the truck model differs in the relation to vehicle 1 about 6,5 % and in relation to vehicle 2 about 12 % and is similar to vehicle 3. The lateral acceleration of the vehicle was shaping similarly.

Analysing the motion of vehicles and truck model, chosen parameters were compared in the conditions of the steady drive after the circle. The speed of the track is first of them and its value is smaller about 3,17 times for truck model. The coefficients of the curvature of the track and the sideslip coefficients are smaller for real vehicles and require the factor suitably: 0,3, 0,3 and 0,68. The angle of the inclination of the vehicle during the steady drive after the circle is larger for tested vehicles about 1,59 to 2,78 times than for truck model. You can see that the model is characterizes smaller angle of the inclination of the driving vehicle after the circular track. This testifies about the larger radial stiffness of tyres and about the smaller deflection of suspensions. The sideslip angle of the vehicle for truck model is from 3,7 to 5 the times larger than in the case of real vehicles. Lateral acceleration is similar to values got on the track of tests, truck model gives the lowest values. This testifies about the smaller lateral friction coefficient of the surface on which model was tested in the relation to the testing of real vehicles. The difference of the sideslip angles of the wheel on the front

do badań rzeczywistych pojazdów. Różnica kątów znoszenia kół poszczególnych osi jest podobna, przy czym dla pojazdu z niżej umieszczonym środkiem masy jest ona mniejsza. Rzeczywiste pojazdy, z kołami bliźniaczymi na osi tylnej a także model, charakteryzują się podsterownością a pojazd z pojedynczymi kołami na osi tylnej nadsterownością. Wskaźnik krzywizny toru jazdy jest zbliżony dla pojazdów i modelu, przy czym dla modelu wartości są największe. Podobnie wskaźnik znoszenia pojazdu jest największy dla modelu a najmniejszy dla pojazdu 2.

Trzeba przy tym zaznaczyć, że wartości parametrów uzyskiwanych z badań modelu, najbardziej odbiegają od wyników badań pojazdu z nisko położonym środkiem masy (wyposażonego w koła bliźniacze na osi tylnej).

6. Podsumowanie

Z poszczególnych porównań wynika, że:

- zarówno model jak i badane pojazdy charakteryzowały się podobną skłonnością do wywracania,
- prędkość jazdy modelu była ponad 3-krotnie mniejsza od prędkości pojazdu, pomimo to uzyskane przyspieszenie poprzeczne było zbliżone do przyspieszeń uzyskiwanych przez badane pojazdy,
- kąt pochylecia bocznego modelu był niższy od 1 do 3,5 stopnia od pochylecia rzeczywistych pojazdów,
- prędkość odchylenia modelu jest nieco większa niż ta sama wielkość dla badanych pojazdów, przy czym dla pojazdu 2 różnica nie przekracza 20%, dla pojazdu 1 jest większa od 40%, a dla pojazdu 3 o 36%,
- wszystkie wyznaczone parametry ruchu, związane z kątami znoszenia kół, wykazują większe różnice między rzeczywistymi pojazdami a modelem.
- kąt znoszenia modelu jest ponad 3,7 do 5-krotnie większy od kąta dla testowanych pojazdów,
- różnica kątów znoszenia kół przedniej i tylnej osi modelu jest podobna do uzyskanej podczas badań pojazdu 1 i znacznie większa od występującej w pojeździe 2, oraz 3, (model i pojazd 3 charakteryzują się nadsterownością a badane pojazdy 1 i 2 podsterownością),
- wskaźnik krzywizny toru jazdy był od 1,5 do dwukrotnie większy dla modelu w stosunku do testowanych pojazdów,
- wskaźnik znoszenia pojazdu dla modelu był 3 do 5-krotnie wyższy niż dla badanych pojazdów.

7. Wnioski

Próba jazdy po okręgu ze stałą prędkością pozwala na określenie parametrów, przy których może dojść do przewrócenia pojazdu. Podczas wykonywania rzeczywistych manewrów skrętu, wartości graniczne przyspieszeń bocznych będą niższe niż uzyskane z tej próby, ponieważ wystąpią dodatkowo siły bezwładności, obniżające granicę wywrotu pojazdu.

Pomimo występujących różnic model może być wykorzystywany do analizy skłonności do wywracania się pojazdów. Można prowadzić badania modelowe z tym, że należałoby przeprowadzić kalibrację wyników, tak by można je było wykorzystać do analizy rzeczywistych pojazdów.

and rear axis is similar near what it is smaller for the vehicle with the placed lower centre of mass. Real vehicles, with twin wheels on the rear axis and also truck model, have understeer characteristic of motion but the vehicle with single wheels on the rear axis has oversteer characteristic.

The coefficient of the curvature of the track of the drive is bring similar for vehicles and truck model, and the largest value we got for the truck model. The coefficient of the vehicle sideslip is the largest for truck model but the smallest for vehicle 2.

You should mark near this, that the value of parameters got from the testing of truck model, they mostly deviates from results of testing of the vehicle with the laid low centre of mass (equipped in identical wheels on the rear axis).

6. The recapitulation

From results described above and individual comparisons, we can see that:

- both: the truck model and tested vehicles were characterizing similar susceptibility to roll,
- the velocity of the drive of the model was above 3-times lower than the of the vehicle, in spite this got lateral acceleration bring nearer to accelerations got through vehicles,
- the angle of the side inclination of the truck model was lower from 1 to 3,5 degree from the inclination of real vehicles,
- the yaw velocity for the model is somewhat larger than this same value for vehicles, the difference for the vehicle 2 does not cross 20% and it is larger for vehicle 1 about 40%, and for the vehicle 3 about 36%,
- all marked parameters of the motion, connected with the sideslip angles of the wheels, they show larger differences between real vehicles and truck model,
- the sideslip angle of truck model is above 3,7 to 5-times larger than the angle for tested vehicles,
- The difference of the sideslip angles of the wheels of the front and rear axis of the truck model is similar to got during tests of the vehicle 1 and considerably larger than be present in vehicle 2 and 3, (truck model and vehicle 3 has oversteer characteristic and tested vehicles 1 and 2 understeer characteristic),
- the coefficient of the curvature of the track of the drive was 2 times larger for the tested model in the relation to vehicles,
- the sideslip coefficient of the vehicle for the model was from 3 to 53-times larger in relation to tested vehicles.

7. Conclusions

The test of the circular track with the steady state velocity allows to the define of the parameters on which it can come to roll the vehicle. During realize the real manoeuvres of the turn, the boundary values of lateral accelerations will be lower than got from this test, because the force of inertia will step out additionally, reducing the boundary of the dump of the vehicle.

Truck model can be used to the analysis of susceptibility to roll over vehicles in spite stepping out differences. Truck model investigations can be used with this that you should carry out the calibration of results.

Uzyskane wyniki badań pozwalają na twierdzenie, że model jest najbardziej zbliżony do pojazdu z wysoko położonym środkiem masy. Nieco gorzej oddaje właściwości pojazdu z pojedynczymi kołami na osi tylnej (również z wysoko położonym środkiem masy). Wyniki badań modelu są najmniej zgodne z uzyskanymi z badań pojazdu o niższej położonym środku masy.

Zauważalne różnice wyników pomiarów w dużym stopniu wynikają z innych własności podłoża charakteryzującego się niższą przyczepnością kół. Znacznie mniejsze różnice powstają w wyniku innej podatności opon i sztywności zawiesznień.

Pomimo tych różnic model może być z powodzeniem wykorzystywany do analiz stateczności ruchu pojazdu a w szczególności jego odporności na wywrócenie.

The got results of testing allow to the proposition that truck model is the most compatible to the vehicle with the laid high centre of the mass. The deviation of results gives back the properties of the vehicle with single wheels on the rear axis (also with the laid high centre of mass). The greater deviation of results of the truck model where got from testing of the vehicle with the laid lower centre of mass.

The perceptible differences of the results of measurements arise from the different properties of road being characterizing the lower friction of wheels.

Considerably smaller differences come into being in the result of the different flexibility of tyres and the stiffness ness of suspensions.

Model can be used with the success to the analyses of the motion stability of the vehicle and in the peculiarity of his resistance on roll over in spite these differences.

Praca wykonana w ramach projektu badawczo-rozwojowego MNiSW nr N R10 0008 04 „Opracowanie sygnalizatora zagrożenia bezpieczeństwa do pojazdów o wysoko położonym środku masy” realizowanego przez Katedrę Silników Spalinowych i Pojazdów ATH Bielsko-Biała.

This article was done within research-development project MNiSW no. N R10 0008 04 „Study of signalling device of the threat of the safety for vehicles with laid high centre of mass” of realized through Department of Internal Combustion Engines and Vehicles, University of Bielsko-Biała (ATH Bielsko-Biała).

8. References

1. Eisele D.D., Peng H., Arbor A. Vehicle Dynamics Control with Rollover Prevention for Articulated Heavy Trucks. Proceedings of AVEC 2000, 5th Int'l Symposium on Advanced Vehicle Control, August 22-24, 2000.
2. Genta G. Motor Vehicle Dynamics – Modeling and Simulation. Singapore: World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 1997.
3. Gillespie T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE, 1992.
4. Hac A.: Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design. Warrendale: SAE Paper 2002-01-0965, 2002.
5. Mueller T.H., De Pont J.J., Baas P.H. Heavy Vehicle Stability Versus Crash Rates. report prep. for The Land and Transport Safety Authority, TERNZL, 1999.
6. Reński A. Budowa samochodów. Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszania. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2004.
7. Romaniszyn K. M. Mobilny model samochodu do badań dynamicznych. Bielsko-Biała: Scientific Journal of Automotive Research and Development Centre BOSMAL nr 42 (I-2009), 2009.
8. Romaniszyn K. M. Porównanie cech dynamicznych samochodu specjalnego przy różnych położeniach środków ciężkości. Kielce: Problemy bezpieczeństwa w Pojazdach Samochodowych, 2010.
9. Wicher J. Bezpieczeństwo samochodów i Ruchu drogowego, Warszawa: WKŁ, 2004.

Dr inż. Krzysztof PARCZEWSKI

Dr inż. Henryk WNEK

Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów

Akademia Techniczno-Humanistyczna

Ul. Willowa 2, 43-300 Bielsko-Biała, Polska

e-mail: kparczewski@ath.bielsko.pl, hwnek@ath.bielsko.pl
