

Komputerowe systemy wspomaganie rekonstrukcji wypadków drogowych – istotny instrument zapewniania bezpieczeństwa prawnego

WITOLD JORDAN

Institut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Politechnika Krakowska
Instytut Ekspertyz Sądowych im. Prof. dr Jana Selna w Krakowie

W pracy przedstawiono zintegrowany program do symulacji ruchu i zderzeń pojazdów samochodowych na przykładzie programu PC-CRASH. Programy takie stanowią ważny instrument metody sądowych, wykorzystywany w rekonstrukcji wypadków drogowych. Przedstawiono podstawy modelowania pojazdów i zderzeń wykorzystane w programie oraz jego możliwości użytko-

I. Wprowadzenie

Wszystko to, co zostało stworzone przez naturę lub człowieka, można rozpatrywać z dwóch punktów widzenia: użyteczności i bezpieczeństwa. Człowiek przekształcając środowisko naturalne i tworząc różnego rodzaju urządzenia techniczne, czyli działając w systemie „człowiek – technika – środowisko”, dąży do pełniejszego zaspokojenia swych potrzeb, a więc zainteresowany jest w zaistnieniu w nim pożądanych cech użyteczności. Niezależnie jednak od tych intencji w systemie pojawiają się również cechy niepożądane, zagrażające bezpieczeństwu. Pod pojęciem zagrożenia bezpieczeństwa rozumiemy więc potencjalną możliwość wystąpienia w systemie zdarzeń niepożądanych prowadzących do strat ludzkich (obrażenia, śmierć), materialnych i środowiskowych.

Opisem to jest szczególnie ostro widoczne w podsystemie „uczestnik ruchu – pojazd – otoczenie”, w którym rozpatruje się problematykę bezpieczeństwa ruchu drogowego. Jak wykazują bowiem dane statystyczne ruch drogowy należy do najbardziej niebezpiecznego rodzaju codziennej działalności człowieka [1]. W samej tylko Polsce ginie rocznie na drogach ok. 7000 osób, a ok. 70000 jest rannych. W podsystemie tym, takim niepożądanym zdarzeniem jest wypadek drogowy.

Analizując bezpieczeństwo w systemie „uczestnik ruchu – pojazd – otoczenie” często posługujemy się podziałem na następujące rodzaje bezpieczeństwa: czynne, bierne, powypadkowe, ekologiczne i prawne. Cztery pierwsze rodzaje bezpieczeństwa dotyczą obszaru fizycznego ruchu drogowego, natomiast bezpieczeństwo prawne dotyczy obszaru ustalania odpowiedzialności karnej i cywilnej za wypadek drogowy, a związane jest z ryzykiem popełnienia błędu przy jej ustalaniu. Bardzo istotną rolę przy ustalaniu tej odpowiedzialności odgrywają biegli sądowi z dziedziny techniki samochodowej i ruchu drogowego, posługujący się w swej pracy różnego rodzaju instrumentami.

Rozwój komputerowych systemów wspomaganie prac inżynierskich nie omija również tego obszaru, stąd współcześnie do jednych z podstawowych instrumentów biegłego należą komputerowe systemy wspomaganie rekonstrukcji wypadków drogowych.

W rozwoju tych systemów wyróżnić możemy następujące etapy:

- Proste programy ułatwiające obliczenia ręczne wykorzystujące kalkulatory programowalne lub mikrokomputery typu ZX Spectrum, Commodore, Atari.
- Wąsko specjalizowane programy do rozwiązywania elementarnego zadania rekonstrukcyjnego z wizualizacją graficzną uzyskanych wyników, np.:
 - wykonanie obliczeń rekonstrukcyjnych zderzenia - programy PCCAR, Winkol;
 - sporządzanie wykresów czasowo – przestrzennego przebiegu wypadku – programy WZGD, Titan.
- Programy zawierające zbiór podprogramów rozwiązywania elementarnych zadań rekonstrukcyjnych (np. programy: EVU – Burg’a, RWD – Instytutu Ekspertyz Sądowych w Krakowie).
- Zintegrowane programy trójwymiarowej symulacji ruchu i zderzeń pojazdów z wizualizacją 2D i 3D (np. PC-CRASH, CARAT, SMASH).

Należące do ostatniej z wyżej wymienionych grup zintegrowane programy pozwalają na przeprowadzenie kompleksowej symulacji wypadku, od chwili powstania stanu zagrożenia, poprzez ruch przedzderzeniowy, zderzenie i ruch pozderzeniowy pojazdów w nim uczestniczących. Również, poprzez znaczne możliwości graficzne ułatwiają wizualizację uzyskanych wyników, co biorąc pod uwagę adresatów ekspertyz wykonanych z pomocą tych programów, jest bardzo istotne. Stąd też programy te zaczynają być coraz powszechniej stosowane, w tym również w Polsce.

Posługiwanie się takim programami, dokonywanie ocen symulacji przeprowadzonych z ich pomocą, a także podejmowanie działań mających na celu ich doskonalenie, wymaga dobrej znajomości modeli obiektów i zjawisk, stanowiących ich podstawę. Zwłaszcza, że formułowanie modelu fizycznego i matematycznego następują zawsze w wyniku przyjęcia określonych założeń upraszczających w stosunku do rzeczywistości [2].

Stąd wydaje się interesujące przedstawienie podstaw modelowania i możliwości takich programów na przykładzie programu PC-CRASH, którego znaczne rozpowszechnienie powoduje, że staje się on już pewnym standardem europejskim.

2. Podstawy modelowania w programie PC-CRASH [3]

2.1. Model pojazdu

Pojazd modelowany jest jako jedno masowa bryła sztywna o sześciu stopniach swobody, zawieszona na kołach poprzez elementy sprężyste i tłumiące.

Dla wyznaczenia ruchów pojazdu zdefiniowano trzy prawoskrętne układy współrzędnych:

- globalny (inercjalny) układ x_i
- lokalny układ x'_i związany z pojazdem
 - początek układu w środku masy pojazdu,
 - oś x' , skierowana do przodu pojazdu i wyznaczona, dla pozostającego w spoczynku i obciążonego pojazdu, przez przecięcie płaszczyzny symetrii pojazdu z płaszczyzną równoległą do podłoża, na wysokości środka masy,
 - oś y' , skierowana w lewą stronę pojazdu, prostopadła do płaszczyzny symetrii pojazdu,
 - oś z' , skierowana do góry pojazdu i prostopadła do płaszczyzny $x'y'$
- lokalne układy x''_i związane z kołami
 - początek każdego układu w teoretycznym punkcie kontaktu opony z podłożem,
 - oś x'' , leżąca w płaszczyźnie podłoża i skierowana do przodu opony,
 - oś y'' , leżąca w płaszczyźnie podłoża i skierowana w lewo,
 - oś z'' , prostopadła do płaszczyzny podłoża i skierowana w górę.

Wektor x_m definiuje położenie środka masy pojazdu w globalnym układzie współrzędnych. Obrót pojazdu jest wyznaczony macierzą rotacji T , wynikającą z kolejnego złożenia trzech obrotów:

- pierwszy obrót (Φ_3) wokół osi z ,
- drugi obrót (Φ_2) wokół osi y' ,
- trzeci obrót (Φ_1) wokół osi x' .

Macierz rotacji z globalnego układu współrzędnych do lokalnego ma wówczas

$$T = \begin{bmatrix} c2 \cdot c3 & c2 \cdot s3 & -s2 \\ s1 \cdot s2 \cdot c3 - c1 \cdot s3 & s1 \cdot s2 \cdot s3 + c1 \cdot c3 & s1 \cdot c2 \\ c1 \cdot s2 \cdot c3 + s1 \cdot s3 & c1 \cdot s2 \cdot s3 - s1 \cdot c3 & c1 \cdot c2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} s1 &= \sin(\Phi_1) & s2 &= \sin(\Phi_2) & s3 &= \sin(\Phi_3) \\ c1 &= \cos(\Phi_1) & c2 &= \cos(\Phi_2) & c3 &= \cos(\Phi_3) \end{aligned}$$

Macierz odwrotna do lokalnego do globalnego T^{-1} .

Pojazd porusza się pod wpływem następujących sił zewnętrznych:

- reakcji podłoża działających na każde z kół pojazdu,
- ciężaru pojazdu,
- oporu powietrza,
- sił w złączu przyczepy (naczepy).

Reakcje podłoża:

Model koła ogumionego

Program dysponuje dwoma modelami koła ogumionego: liniowym i nieliniowym.

Model liniowy:

W modelu tym zastosowano następujące uproszczenia:

- sumaryczna siła styczna jest ograniczona wartością nacisku normalnego i współczynnika przyczepności

$$\sqrt{F_{x'}^2 + F_{y'}^2} \leq \mu F_{z'} \quad (2)$$

- w obliczeniach wzdłużnej siły stycznej $F_{x'}$ nie uwzględnia się poślizgu obwodowego
- poprzeczna siła styczna $F_{y'}$ jest liniową funkcją kąta znośzenia α

$$\text{dla } \alpha \leq \alpha_{\max} \quad F_{y'} = -\mu \cdot F_{z'} \cdot \frac{\alpha}{\alpha_{\max}}, \quad (3)$$

$$\text{dla } \alpha > \alpha_{\max} \quad F_{y'} = -\mu \cdot F_{z'} \quad (4)$$

Model nieliniowy:

W modelu tym wzdłużna i poprzeczna siła styczna zależą odpowiednio od wzdłużnego i poprzecznego poślizgu, a charakterystyki tych zależności można kształtować następującymi parametrami:

- nachylenie charakterystyk w punkcie 0:

$$\left. \frac{\partial F_{x'}}{\partial S_x} \right|_{S_x=0}, \quad \left. \frac{\partial F_{y'}}{\partial S_y} \right|_{S_y=0}$$

- wartości maksymalne sił stycznych i odpowiadające im poślizgi:

$$F_{x' \max}(S_{x \max}), F_{y' \max}(S_{y \max})$$

- wartości sił stycznych przy pełnym poślizgu koła: $F_{x' \text{sl}}, F_{y' \text{sl}}$.

Siły w zawieszeniu

Zawieszenie i koła są elementami bezmasowymi, a koła podczas ruchów resorowania poruszają się równoległe do pionowej osi pojazdu z' .

Siła w zawieszeniu wyliczana jest z uwzględnieniem wartości jego przemieszczenia i prędkości przemieszczania:

$$F_{ic'} = F_{ic'0} - k_i d_i - c_i \dot{d}_i, \quad (5)$$

$F_{ic'0}$ – statyczne obciążenie koła

d_i – przemieszczenie zawieszenia względem położenia statycznego

\dot{d}_i – prędkość przemieszczania

k_i – stała sprężystości

c_i – stała tłumienia

Siła w zawieszeniu działająca w płaszczyźnie koła sprowadzana jest do sił w układzie x_i'' , z wykorzystaniem kierunków $e_{x'}$, $e_{y'}$, $e_{z'}$ definiujących położenie koła w globalnym układzie współrzędnych.

$$e_{z'} = n_i \quad (6)$$

$$e_{x'} = \|T \cdot (T_{\delta_i} \cdot e_{y'}) \times e_{z'}\| \quad (7)$$

$$e_{y'} = e_{z'} \times e_{x'} \quad (8)$$

n_i – wektor normalny do płaszczyzny podłoża w punkcie styku koła z podłożem,

$e_{x'}$, $e_{z'}$ – kierunki w układzie x_i'' ,

T_{δ_i} – macierz transformacji kół osi przedniej skręconych o kąt δ_i

$$T_{\delta_i} = \begin{bmatrix} \cos(\delta_i) & -\sin(\delta_i) & 0 \\ \sin(\delta_i) & \cos(\delta_i) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Wartość reakcji normalnej $F_{ic'}$ wyliczana jest z warunku równowagi sił na kierunku działania zawieszenia.

$$F_{ic'} = \frac{F_{ic'} - F_{ix'} \cdot e_{x'} \cdot e_{z'} - F_{iy'} \cdot e_{y'} \cdot e_{z'}}{e_{z'} \cdot e_{z'}} \quad (10)$$

Formacja sił do układu globalnego

Równania ruchu są całkowane w globalnym układzie współrzędnych x_i . Powołano konieczność transformacji wszystkich sił do tego układu. Współrzędne reakcji podłoża na koła w układzie x_i wyniosą:

$$F_{ix} = F_{ix'} \cdot e_{x'} \cdot e_x + F_{iy'} \cdot e_{y'} \cdot e_x + F_{iz'} \cdot e_{z'} \cdot e_x \quad (11)$$

$$F_{iy} = F_{ix'} \cdot e_{x'} \cdot e_y + F_{iy'} \cdot e_{y'} \cdot e_y + F_{iz'} \cdot e_{z'} \cdot e_y \quad (12)$$

$$F_{iz} = F_{ix'} \cdot e_{x'} \cdot e_z + F_{iy'} \cdot e_{y'} \cdot e_z + F_{iz'} \cdot e_{z'} \cdot e_z \quad (13)$$

Ciężar pojazdu

Globalny układ współrzędnych x_i jest tak zorientowany, że oś z ma kierunek sił grawitacyjnych, a jej zwrot jest przeciwny do zwrotu wektora przyspieszenia ziemskiego g . Daje to siłę ciężaru pojazdu w postaci:

$$F_{gz} = -mg. \quad (14)$$

Opór powietrza

Uwzględniane są podłużne i poprzeczne siły oporu powietrza, wynikające z podłużnej i poprzecznej składowej prędkości względnej pomiędzy samochodem i powietrzem.

$$F_w = \frac{1}{2} c_d A \rho V^2, \quad (15)$$

gdzie:

- $c_d \cdot A$ - iloczyn współczynnika oporu powietrza i powierzchni dla: czoła, boku i tyłu pojazdu,
- ρ - gęstość powietrza (domyślnie $1,2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$),
- V - składowa prędkość względna na odpowiednim kierunku.

Siły w złączu przyczepy

W przyjętym modelu złącza występujące w nim siły muszą zapewnić warunek zgodności przyspieszeń wspólnego punktu środka złącza P , należącego do pojazdu (indeks V) i przyczepy (indeks T).

$$\ddot{x}_{PV} = \ddot{x}_{PT}, \quad (16)$$

$$\ddot{y}_{PV} = \ddot{y}_{PT}, \quad (17)$$

$$\ddot{z}_{PV} = \ddot{z}_{PT}. \quad (18)$$

Ustalenie wszystkich sił zewnętrznych działających na pojazd pozwala na obliczenie składowych przyspieszeń liniowych i kątowych z równań ruchu:

$$\ddot{x} = \frac{\sum F_x}{m}, \quad (19)$$

$$\ddot{y} = \frac{\sum F_y}{m}, \quad (20)$$

$$\ddot{z} = \frac{\sum F_z}{m}, \quad (21)$$

$$\dot{\omega}_{x'} = \frac{\sum M_{x'} - I_{z'} \cdot \omega_{y'} \cdot \omega_{z'} + I_{y'} \cdot \omega_{x'} \cdot \omega_{z'}}{I_{x'}}, \quad (22)$$

$$\dot{\omega}_{y'} = \frac{\sum M_{y'} + I_{z'} \cdot \omega_{x'} \cdot \omega_{z'} - I_{x'} \cdot \omega_{x'} \cdot \omega_{z'}}{I_{y'}}, \quad (23)$$

$$\dot{\omega}_{z'} = \frac{\sum M_{z'} - I_{y'} \cdot \omega_{x'} \cdot \omega_{y'} + I_{x'} \cdot \omega_{x'} \cdot \omega_{y'}}{I_{z'}}. \quad (24)$$

Obliczone współrzędne wektora przyspieszenia liniowego środka masy pozwalają na wyznaczenie współrzędnych wektora jego prędkości w chwili $t + \Delta t$, znając współrzędne z chwili t :

$$\dot{x}_{(t+\Delta t)} = \dot{x}_{(t)} + \ddot{x}_{(t)} \cdot \Delta t, \quad (25)$$

$$\dot{y}_{(t+\Delta t)} = \dot{y}_{(t)} + \ddot{y}_{(t)} \cdot \Delta t, \quad (26)$$

$$\dot{z}_{(t+\Delta t)} = \dot{z}_{(t)} + \ddot{z}_{(t)} \cdot \Delta t, \quad (27)$$

oraz nowe położenie środka masy

$$x_{(t+\Delta t)} = x_{(t)} + \dot{x}_{(t)} \cdot \Delta t + \ddot{x}_{(t)} \frac{\Delta t^2}{2}, \quad (28)$$

$$y_{(t+\Delta t)} = y_{(t)} + \dot{y}_{(t)} \cdot \Delta t + \ddot{y}_{(t)} \frac{\Delta t^2}{2}, \quad (29)$$

$$z_{(t+\Delta t)} = z_{(t)} + \dot{z}_{(t)} \cdot \Delta t + \ddot{z}_{(t)} \frac{\Delta t^2}{2}. \quad (30)$$

Po obliczeniu składowych przyspieszenia kąowego wyznaczyć można nowe wartości prędkości kąowych:

$$\omega_{x'(t+\Delta t)} = \omega_{x'(t)} + \dot{\omega}_{x'} \cdot \Delta t, \quad (31)$$

$$\omega_{y'(t+\Delta t)} = \omega_{y'(t)} + \dot{\omega}_{y'} \cdot \Delta t, \quad (32)$$

$$\omega_{z'(t+\Delta t)} = \omega_{z'(t)} + \dot{\omega}_{z'} \cdot \Delta t, \quad (33)$$

oraz nowe położenie kątowe w lokalnym układzie współrzędnych x'_i

$$\Phi_{x'(t+\Delta t)} = \Phi_{x'(t)} + \omega_{x'(t)} \cdot \Delta t + \dot{\omega}_{x'(t)} \frac{\Delta t^2}{2}, \quad (34)$$

$$\Phi_{y'(t+\Delta t)} = \Phi_{y'(t)} + \omega_{y'(t)} \cdot \Delta t + \dot{\omega}_{y'(t)} \frac{\Delta t^2}{2}, \quad (35)$$

$$\Phi_{z'(t+\Delta t)} = \Phi_{z'(t)} + \omega_{z'(t)} \cdot \Delta t + \dot{\omega}_{z'(t)} \frac{\Delta t^2}{2}. \quad (36)$$

2.2. Model zderzenia

Zderzenie rozpatrywane jest w lokalnym układzie współrzędnych Otm , w którym oś t wyznacza płaszczyznę możliwego poślizgu między zderzającymi się pojazdami, oś n wyznacza kierunek normalnej zderzenia, a początek układu zaczepiony jest w punkcie przyłożenia impulsu.

Współrzędne prędkości względnej zderzających się pojazdów w punkcie przyłożenia impulsu, dla chwili początkowej zderzenia, wynoszą:

$$V_t = V_{1ct} + \omega_{1z} \cdot n_1 - V_{2ct} - \omega_{2z} \cdot n_2, \quad (37)$$

$$V_n = V_{1cn} - \omega_{1z} \cdot t_1 - V_{2cn} + \omega_{2z} \cdot t_2, \quad (38)$$

gdzie:

V_{ict} – współrzędna styczna wektora prędkości środka masy i -tego samochodu ($i = 1, 2$),

V_{icn} – współrzędna normalna wektora prędkości środka masy i -tego samochodu,

t_i – współrzędna styczna punktu środka masy i -tego samochodu,

n_i – współrzędna normalna punktu środka masy i -tego samochodu.

W przyjętym układzie współrzędnych układ równań opisujących zderzenie, a wynikających z zasady pędu i zasady krętu, jest następujący:

$$m_1 \cdot (V'_{1ct} - V_{1ct}) = T, \quad (39)$$

$$m_1 \cdot (V'_{1cn} - V_{1cn}) = N, \quad (40)$$

$$m_2 \cdot (V'_{2ct} - V_{2ct}) = -T, \quad (41)$$

$$m_2 \cdot (V'_{2cn} - V_{2cn}) = -N, \quad (42)$$

$$I_{1z} \cdot (\omega'_{1z} - \omega_{1z}) = T \cdot n_1 - N \cdot t_1, \quad (43)$$

$$I_{2z} \cdot (\omega'_{2z} - \omega_{2z}) = N \cdot t_2 - T \cdot n_2. \quad (44)$$

Łącząc powyższe równania otrzymujemy współrzędne prędkości względnej w punkcie przyłożenia impulsu dla chwili końcowej zderzenia.

$$V'_t = V_t + c_1 T - c_3 N, \quad (45)$$

$$V'_n = V_n - c_3 T + c_2 N, \quad (46)$$

gdzie:

$$c_1 = \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{n_1^2}{I_{1c}} + \frac{n_2^2}{I_{2c}},$$

$$c_2 = \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{t_1^2}{I_{1c}} + \frac{t_2^2}{I_{2c}},$$

$$c_3 = \frac{t_1 \cdot n_1}{I_{1c}} + \frac{t_2 \cdot n_2}{I_{2c}}.$$

Dla efektywnego rozwiązania zderzenia powyższy układ równań musi być uzupełniony dwiema wielkościami charakteryzującymi fizyczne własności ciał i warunki zderzenia: współczynnik restytucji k i współczynnik tarcia w płaszczyźnie poślizgu μ .

Rozróżnia się przy tym dwa przypadki:

Zderzenie pełne

Do zderzenia pełnego dochodzi w sytuacji, gdy w końcowej chwili fazy kompresji następuje wyrównanie prędkości względnej zderzających się samochodów w punkcie przyłożenia impulsu. Współrzędne wektora impulsu dla tej chwili czasu są następujące:

$$T_c = \frac{c_2 \cdot V_l + c_3 \cdot V_n}{c_3^2 - c_1 \cdot c_2} \quad (47)$$

$$N_c = \frac{c_3 \cdot V_l + c_1 \cdot V_n}{c_3^2 - c_1 \cdot c_2} \quad (48)$$

Współrzędne wektora impulsu w chwili końcowej zderzenia wynoszą wówczas:

$$T = T_c(1 + k), \quad (49)$$

$$N = N_c(1 + k). \quad (50)$$

Zderzenie poślizgowe

Zderzenie poślizgowe charakteryzuje się tym, że:

- do wyrównania prędkości względnej w punkcie przyłożenia impulsu dochodzi tylko na kierunku normalnej zderzenia co pozwala wyznaczyć N_c z wzoru (48),
- wektor impulsu odchyła się od normalnej zderzenia o kąt tarcia, tak że obowiązuje związek

$$T = \mu \cdot N. \quad (51)$$

Uwzględniając powyższe oraz współczynnik restytucji k współrzędne wektora impulsu w chwili końcowej zderzenia wyznaczane są ponownie z wzorów (49) i (50).

Obliczone współrzędne wektora impulsu pozwalają na wyznaczenie parametrów kinematycznych zderzających się pojazdów w chwili końcowej zderzenia z wzorów (39 ... 44), a to z kolei pozwala na wyznaczenie energii straconej zderzenia E_s , równoważnej pracy deformacji nadwozi. Uzyskana wartość E_s dzielona jest na poszczególne samochody z wykorzystaniem wielkości EES (Equivalent Energy Speed) w sposób następujący:

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot E_s}{m_2 \left(\frac{ETD_1}{ETD_2} + 1 \right)}}, \quad (52)$$

$$EES_1 = EES_2 \sqrt{\frac{ETD_1 \cdot m_2}{ETD_2 \cdot m_1}} \quad (53)$$

ETD_1, ETD_2 - maksymalna deformacja nadwozia na kierunku działania impulsu (Equivalent Test Deformation)

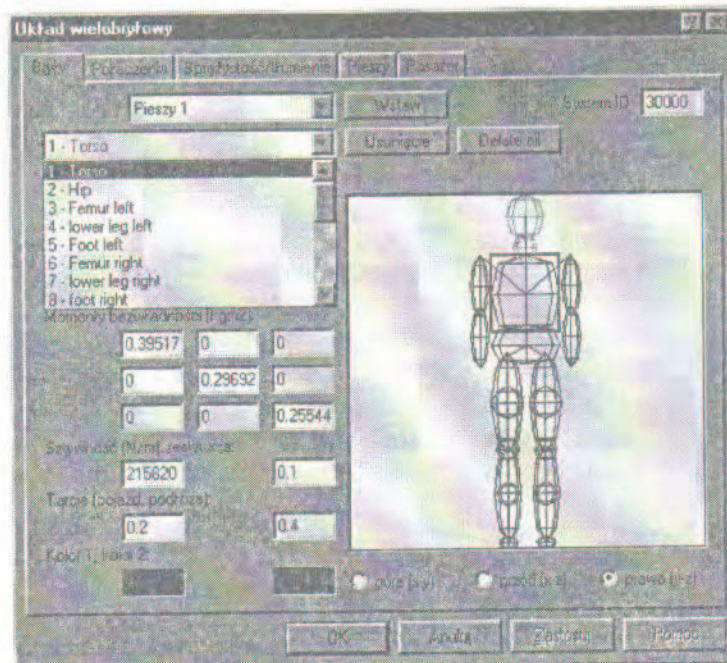
2.3. Układy wielobryłowe

Do symulowania zderzenia i ruchu pozderzeniowego ciała człowieka i pojazdu jednośladowego wykorzystano w programie modele wielobryłowe, przy czym modelowany człowiek może występować w roli: pieszego, kierującego samochodem lub pojazdem jednośladowym, jak i pasażera tych pojazdów. Pełny opis modelowania ciała pieszego podano w pracy [4].

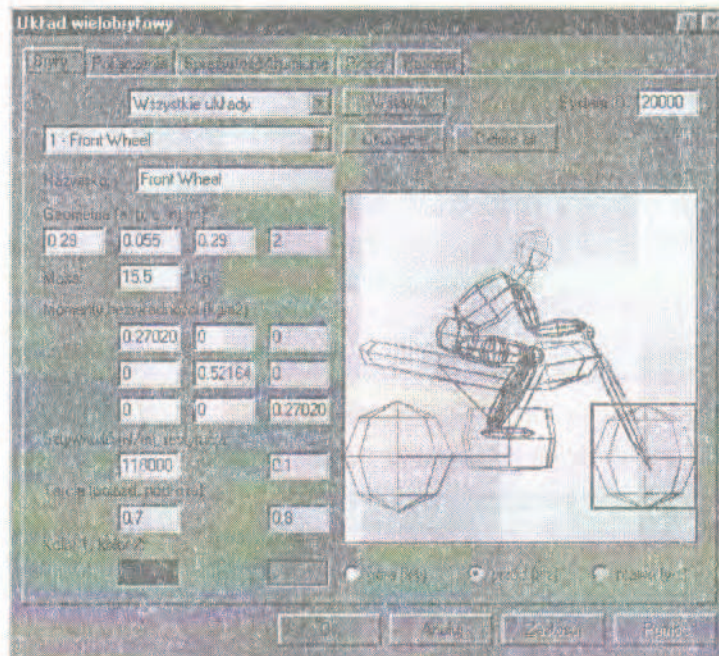
Układ wielobryłowy składa się ze skończonej liczby brył sztywnych połączonych ze sobą przegubami kulistymi z tarciami wewnętrznymi. Każda z brył ma kształt elipsoidy trójosiowej scharakteryzowanej następującymi parametrami:

- geometria,
- masa i moment bezwładności,
- sztywność,
- współczynniki tarcia do kontaktu z samochodem i podłożem.

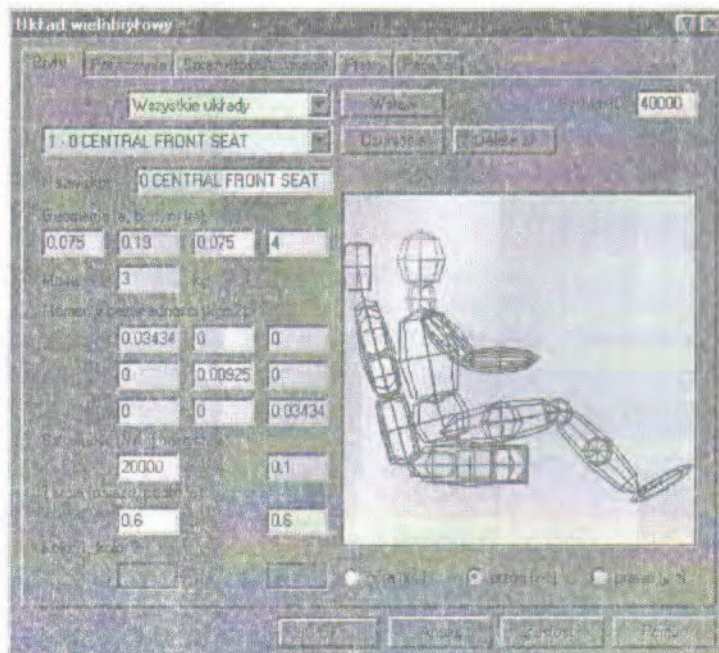
Do definiowania niezbędnych parametrów służą okna dialogowe przedstawione na poniższych rys. 1, 2 i 3.



Rys.1. Okno dialogowe układu wielobryłowego typu pieszy
Fig. 1. Dialog box of multi-body system – pedestrian



Rys.2. Okno dialogowe układu wielobryłowego typu motocykl
Fig. 2. Dialog box of multi-body system – motorcycle

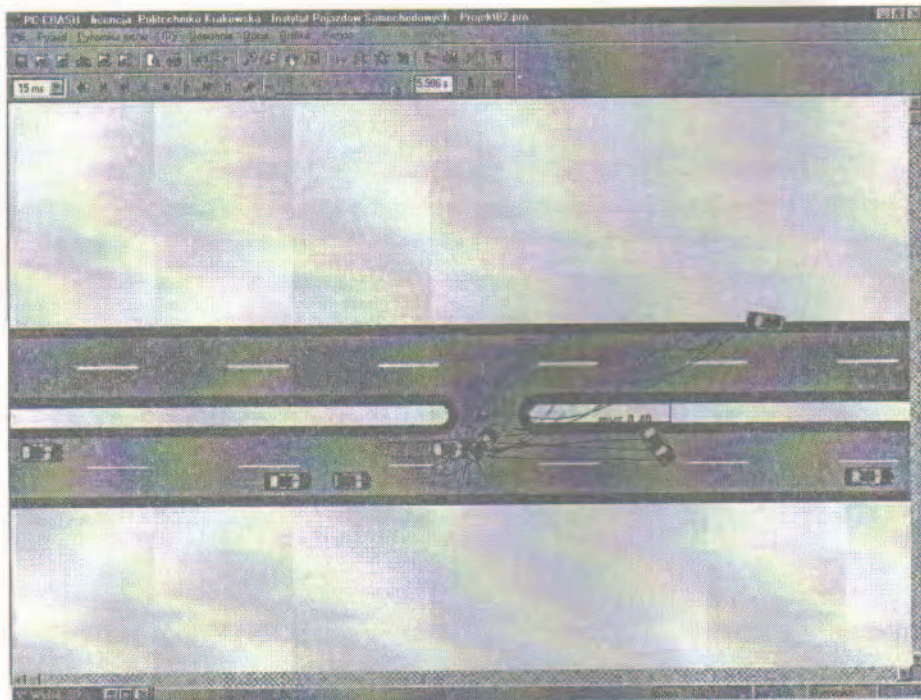


Rys.3. Okno dialogowe układu wielobryłowego typu pasażer
Fig. 3. Dialog box of multi-body system – occupant

3. Możliwości programu PC-CRASH

Najistotniejsze możliwości programu PC-CRASH przedstawiają się następująco:

- Możliwość równoległej symulacji do 32 pojazdów i przyczep. Pojazdy mogą być wczytane z załączonych 4 baz danych.
- Program wyposażony jest w moduł rysunkowy umożliwiający, w trybie automatycznego łączenia odcinków drogi (typu prosta, łuk, skrzyżowanie), stworzenie rysunku płaskiej drogi. Na drodze tej można definiować obszary o innej wartości współczynnika przyczepności niż w pozostałych miejscach. Istnieje również możliwość importu rysunków i bitmap (rys. 4).
- Program ma specjalny moduł do projektowania trójwymiarowej drogi, a więc jezdni ze spadkiem, wzniesieniem i pochyleniem oraz poboczy z rowami i skarpami.

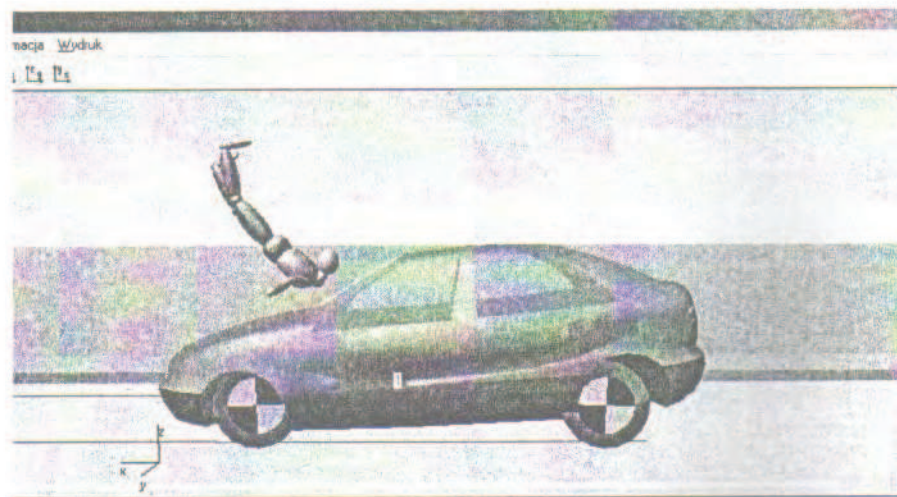


Rys.4. Symulacja wypadku drogowego
Fig.4. Simulation of vehicle accident



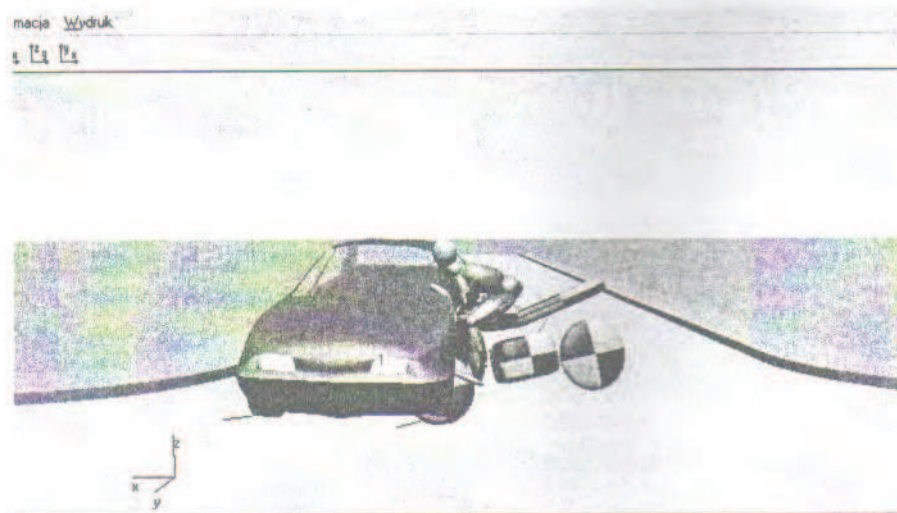
Rys.5. Droga 3D
Fig.5. The road 3D

- Ruch pojazdu definiowany jest jako zbiór kolejno występujących manewrów elementarnych, takich jak:
 - jazda ze stałą prędkością
 - hamowanie
 - przyspieszanie (w tym przyspieszanie przez biegi)
 - skręcanie
 - zmiana pasa ruchu (w trybie automatycznym) przy czym niektóre z nich mogą występować łącznie (np. hamowanie ze skręcaniem)
- Symulacja zderzenia może być przeprowadzana w trybie ręcznym lub automatycznym, pojedyncze lub wielokrotne. Program ma również możliwość poszukiwania nieznanymi parametrów zderzenia z wykorzystaniem procedury optymalizacyjnej.
- Po przeprowadzonej symulacji możliwe jest:
 - wizualizacja przeprowadzonej symulacji z wyborem: pozycji pośrednich pojazdów, trajektorii kół, widocznych śladów
 - włączenie podglądu trójwymiarowej sytuacji drogowej
 - stworzenie animacji trójwymiarowej przebiegu symulacji
 - pokazania wartości różnych parametrów symulacji
 - pokazania wykresów przebiegu różnych parametrów symulacji
- Zastosowanie układów wielobryłowych umożliwia symulowanie następujących przypadków:
 - potrącenie pieszego przez samochód (rys. 6)



Rys.6. Zderzenie samochodu z pieszym
Fig.6. The vehicle – pedestrian collision

- o zderzenie z udziałem pojazdu jednośladowego (rys. 7)



Rys.7. Zderzenie motocykla z samochodem
Fig.7. The motorcycle – vehicle collision

- o zderzenie samochodu z obserwacją zachowania się ciał osób znajdujących się w jego wnętrzu (rys. 8)



Rys.8. Symulacja ruchu pasażera we wnętrzu samochodu
Fig.8. Simulation of occupant motion inside the vehicle

- Możliwe jest wczytanie do programu danych z rejestratora danych wypadkowych (UDS), w postaci zapamiętanego przebiegu parametrów kinematycznych ruchu pojazdu w fazie przedzderzeniowej i fazy pozderzeniowej. Symulacja ruchu pojazdu odbywa się wówczas z wykorzystaniem tych parametrów.

Podsumowanie

Zintegrowane systemy do symulowania ruchu i zderzeń pojazdów stanowią obecnie najdoskonalsze narzędzie wspomaganie rekonstrukcji wypadków drogowych. Korzystanie z nich wymaga głębokiej wiedzy na temat podstaw modelowania obiektów i zjawisk w nich występujących.

Typowym reprezentantem tej grupy systemów jest program PC-CRASH, a jego znaczne rozpowszechnienie powoduje, że staje się on już pewnym standardem europejskim. Zastosowane w nim modele pojazdów i zderzeń wymagają ograniczonego zbioru danych wejściowych, umożliwiając tym samym efektywne przeprowadzenie symulacji. Dobór wartości niektórych parametrów, szczególnie podczas symulowania zderzenia, wymaga jednak dużej ostrożności i doświadczenia. Na przebieg zderzenia mają bowiem bardzo istotny wpływ m.in. takie parametry jak współczynnik restytucji

i współrzędne punktu przyłożenia impulsu. Przyjmowane przez program wartości domyślne tych parametrów mogą znacznie odbiegać od faktycznych.

Zastosowanie układów wielobryłowych przybliży możliwość rekonstruowania wypadków z udziałem pieszych i motocykli, poszerzając znacznie dotychczasowe możliwości w tym zakresie. W pracy [4] wykazano dużą zgodność przeprowadzonej symulacji narożnikowego potrącenia pieszego przez samochód, z wynikami badań, w których w analogicznej konfiguracji samochód potrącał manekina.

W przyszłości należy spodziewać się, że samochody będą obowiązkowo wyposażane w rejestratory danych wypadkowych, co znakomicie ułatwi przeprowadzenie rekonstrukcji wypadku. Program PC-CRASH ma już możliwość wczytania danych z takiego rejestratora.

Literatura

- [1] Wicher J., *Zagadnienia bezpieczeństwa samochodu*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997.
- [2] Szczepaniak C., *Podstawy modelowania systemu człowiek-pojazd-otoczenie*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1999.
- [3] *PC-CRASH a simulation program for vehicle accidents – Technical manual*. Dr. Steffan Datentechnik, Linz 1998.
- [4] MOSER A., STEFFAN H., KASANICKY G., *The Pedestrian Model in PC-Crash – The Introduction of a Multi Body System and its Validation*. SAE Technical Paper Series, 1999-01-0445.

Computer aided reconstruction of road accidents –essential ensuring legal security

Summary

Paper presents integrated programs for dynamic of movement and collisions simulation, using as example the PC-CRASH program. Such a program constitutes an important tool, for an expert, in reconstruction of road accidents. The elements of modeling vehicles and collisions, used in program, and its usefulness have been presented.