

Article citation info:

Nowak T, Senko J, Jasinski P, Pacykowski A. Selected issues related to the research on a hybrid three-wheeler for the disabled. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2018; 80(2): 0-0. <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL80.ART7>

Wybrane zagadnienia badań trójkołowego pojazdu hybrydowego dla osób niepełnosprawnych

**TOMASZ NOWAK¹, JAROSŁAW SEŃKO²,
PAWEŁ JASIŃSKI³, ARTUR PACZKOWSKI⁴**

Warsaw University of Technology
Automotive Industry Institute (PIMOT)

Streszczenie

Praca dotyczy realizacji wybranych badań doświadczalnych i symulacyjnych zrealizowanych podczas projektowania pojazdu dla osób niepełnosprawnych o roboczej nazwie „Pimotek”. Projekt został dofinansowany ze środków Państwowego Funduszu Rehabilitacji Osób Niepełnosprawnych w ramach programu Badań i Analiz. Zaprojektowany w Przemysłowym Instytucie Motoryzacji pojazd posiada trójkołowy układ jezdny oraz konstrukcję nośną umożliwiającą pochylenie nadwozia pojazdu wraz z jego kierowcą względem płaszczyzny drogi i tylnej osi pojazdu. Zastosowanie rozwiązania konstrukcyjnego umożliwiającego pochylenie nadwozia jest doskonale znane z serii skuterów Gyro marki Honda. Zostało jednak zmodyfikowane pod kątem potrzeb użytkowników o słabym balansie ciała. Unikalnym rozwiązaniem konstrukcyjnym pojazdu „Pimotek” jest zastosowanie hybrydowego układu napędowego, spalinowo – elektrycznego, zabudowanego na tylnej osi pojazdu. Jednocześnie napęd elektryczny rozwiązuje problem niezbędnego dla osób niepełnosprawnych rewersu. Trójkołowiec jest wyposażony w windowany fotel obrotowy, ułatwiający osobie niepełnosprawnej przesiadanie się z jednoczesną możliwością samodzielnego umieszczania wózka inwalidzkiego w przestrzeni bagażowej. Innowacyjność pojazdu przejawia się również nowoczesną linią nadwozia o zamaskowanych cechach pojazdu inwalidzkiego.

Słowa kluczowe: trójkołowiec, niepełnosprawni, funkcjonalność, stabilność

¹ Warsaw University of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, Poland; e-mail: t.nowak@mechatronika.net.pl

² Warsaw University of Technology, Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa, Poland; e-mail: jsenko@simr.pw.edu.pl

³ Automotive Industry Institute (PIMOT), Analytical Laboratory, ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, Poland; e-mail: p.jasiński@pimot.eu

⁴ Automotive Industry Institute (PIMOT), Analytical Laboratory, ul. Jagiellońska 55, 03-301 Warszawa, Poland; e-mail: a.paczkowski@pimot.eu

1 Obiekt badań

Obiekt badań to trójkołowy pojazd o napędzie hybrydowym przeznaczony dla osób niepełnosprawnych. Hybrydowy układ napędowy pojazdu składa się z silnika elektrycznego i silnika spalinowego, które to silniki mogą pracować jednocześnie lub na przemian. Każdy z silników napędza jedno z dwóch kół tylnej osi pojazdu. Pojazd jest przeznaczony dla osób niepełnosprawnych, do samodzielnego ich przemieszczania się na bliższe i dalsze odległości, bez pomocy osób trzecich. Konstrukcja i funkcjonalność pojazdu sprawiają, że może być wykorzystywany przez osoby pełnosprawne.

Silnik spalinowy przeznaczony jest przede wszystkim do poruszania się w terenie niezabudowanym, a silnik elektryczny w terenie miejskim (drogi miejskie, chodniki, parki, pomosty, zadane obiekty wielkopowierzchniowe itp.). Silnik elektryczny wykorzystywany w mieście ogranicza emisję zanieczyszczeń, pozwala na poruszanie się w miejscach zadanych, gdzie emitowanie spalin jest niedozwolone oraz również może wspomagać silnik spalinowy, na przykład przy jeździe pod górę lub na drodze nieutwardzonej. Dwukierunkowa praca silnika elektrycznego zapewnia wymagany w pojazdach inwalidzkich bieg wsteczny. Z kolei regulowana wysokość obrotowego fotela kierowcy pozwala na czasowe obniżenie do poziomu wózka osoby niepełnosprawnej, która siedząc w pozycji bocznej do kierunku jazdy jest w stanie samodzielnie wprowadzić i umocować wózek w specjalnie zaprojektowanej przestrzeni bagażowej pojazdu. Po podniesieniu i odwróceniu fotela do kierunku jazdy, pojazd jest przygotowany do jazdy. W projekcie pojazdu „Pimotek” silnik spalinowy napędza prawe tylne koło przez przekładnię pasową (wariator). Silnik spalinowy umożliwia jedynie jazdę do przodu. Lewe tylne koło pojazdu jest napędzane przez silnik elektryczny umiejscowiony w piaście, umożliwiając zarówno jazdę do przodu i do tyłu. Koła tylne nie przemieszczają się względem siebie tworząc, tym samym zależne zawieszenie tylne pojazdu. Ruchy zawieszenia tylnego względem ramy/nadwozia pojazdu możliwe są wskutek wahaczowego zamocowania tylnej osi do nadwozia pojazdu.

Charakterystyka konstrukcyjna pojazdów trójkołowych

Pojazdy trójkołowe w większości przypadków cechują się niewielką masą własną i odmienną względem pojazdów czterołowych funkcjonalnością. Przede wszystkim ze względu na masę pojazdy trójkołowe najczęściej homologowane są jako pojazdy kategorii L. Przynależność do grupy pojazdów motocyklowych widoczna jest również w stosowanych rozwiązaniach konstrukcyjnych typowych dla motocykli.

Pomysł na stworzenie mechanicznego pojazdu trójkołowego sięga czasów epoki renesansu; wtedy to Leonardo da Vinci zaprojektował pojazd napędzany mechanizmem zegarowym. Konstrukcja trójkołowca przypominającego wózek wyposażona była w napęd przypominający mechanizm zegarka; aby wprowadzić koła w ruch trzeba było naciągnąć sprężyny. Pojazd bez względu na siłę naciągnięcia sprężyny poruszał się ze stałą prędkością i był w stanie zmienić kierunek ruchu co można było wcześniej zaprogramować. Mimo, że projekt raczej nie przewidywał przewozu osób jest uważany za pierwszy prototyp samochodu.

Bardziej współczesnym drogowym pojazdem mechanicznym był „Fardier a vapeur” trójkołowiec uruchomiony w 1769 roku, którego konstruktorem był Nicolas-Joseph Cugnot. Jednak właściwy początek motoryzacji utożsamiany jest z pierwszym pojazdem wyposażonym w silnik spalinowy którym był trójkołowiec opatentowany i zaprezentowany przez Karla Benza w 1886 roku w Mannheim. Trójkołowiec posiadał dwa koła tylne i jedno przednie kierowane, wybór takiej konfiguracji rozwiązywał problem sterowania pojazdu.

W przypadku pojazdu „Pimotek” trójkołowy układ jezdny pozwala uzyskać niewielką masę pojazdu oraz brak konieczności dodatkowego podpierania pojazdu, gdy jego prędkość liniowa jest równa zero. Pojazdy trójkołowe są doskonałym kompromisem pomiędzy motocyklami a samochodami, jednak posiadają również szereg wad które

można wyeliminować przez stosowanie rozwiązań szczególnych; w przedstawianym pojeździe tego typu rozwiązaniem konstrukcyjnym jest przechylne nadwozie.

Trójkołowy pojazd inwalidzki o napędzie hybrydowym został opracowany przede wszystkim dla osób niepełnosprawnych. W związku z tym w pojeździe zastosowano rozwiązania konstrukcyjne, umożliwiające poruszanie się nim przez osobę niepełnosprawną samodzielnie bez pomocy osób trzecich. Według przeznaczenia silnik spalinowy ma napędzać pojazd w ruchu drogowym, a silnik elektryczny głównie ma służyć do przemieszczania się po pomieszczeniach zamkniętych takich jak na przykład galerie handlowe. Z tego względu gabaryty pojazdu powinny być stosunkowo niewielkie, ale przy tym zapewniać wymaganą stabilność pojazdu. W prowadzonych wcześniej (już zakończonych) etapach projektu rozważano warianty konstrukcyjne o jednym kierowanym kole z przodu i tylnym niezależnym lub zależnym zawieszeniu kół.

1.1 Pojazd z zawieszeniem niezależnym

W konstrukcji pojazdu z niezależnym zawieszeniem na tylnej osi założono, że silnik elektryczny napędzać będzie przednie koło, a spalinowy dwa tylne. Zawieszenie przedniego koła zostało w całości zaadaptowane ze skutera. Tylne koła zamontowane zostały wahliwie na wahaczach co umożliwiło regulację wysokości nadwozia pojazdu, w celu obniżania nadwozia trójkołowca, aby zapewnić większą stabilność w momencie przesiadania się osoby niepełnosprawnej z wózka inwalidzkiego na pojazd. Przykład zawieszenia niezależnego kół przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Pojazd trójkołowy z niezależnym zawieszeniem kół tylnych.

Model CAD pojazdu z niezależnym zawieszeniem kół tylnych przedstawia rys.2. Znaczny stopień skomplikowania rozwiązania konstrukcyjnego z niezależnym zawieszeniem kół tylnych, przyczynił się do poszukiwań innych rozwiązań. [źródło: własne]



Rys. 2. Model CAD pojazdu inwalidzkiego trójkołowego z zawieszeniem niezależnym. [źródło: własne]

1.2 Pojazd z zawieszeniem zależnym

Projekt trójkołowego pojazdu inwalidzkiego wyposażony w skomplikowane zawieszenie niezależne postanowiono zmodyfikować i jednocześnie uprościć jego budowę. Wprowadzone zmiany polegają na tym, że tylne zawieszenie zostało zmienione na podobieństwo zawieszenia trójkołowego przechylnego motocykla Honda Gyro [27]. Honda Gyro posiada rozwiązanie konstrukcji zawieszenia tylnego, które zapewniło wystarczające bezpieczeństwo jazdy by być dozwolonym w ruchu drogowym, dlatego po wprowadzeniu niezbędnych modyfikacji mogło zostać zaadoptowane do pojazdu inwalidzkiego.

Do stworzenia drugiego fizycznego prototypu (rys. 3.) posłużył skuter Romet Ride Design 50, którego tylne zawieszenie zostało zastąpione nowym zawieszeniem [źródło: własne]. Głównym elementem nowego zawieszenia jest wahacz obrotowy (rys. 4.), który oryginalnie był stosowany w skuterach Honda Gyro. Wspomniany wahacz umożliwia ograniczony obrót jednej jego części względem drugiej, co po zamontowaniu realizuje przechył nadwozia.



Rys. 3. Drugi prototyp trójkołowego pojazdu inwalidzkiego z zależnym zawieszeniem tylnych kół. [źródło: własne]



Rys. 4. Wahacz obrotowy stosowany w motocyklu Honda Gyro. [źródło: własne]

Na rys. 5. przedstawiono prototyp z mechanizmem obrotu w pozycji maksymalnego wychylenia w prawą stronę.



Rys. 5. Drugi prototyp trójkołowego pojazdu w pozycji maksymalnego pochyłu nadwozia. [źródło: własne]

2 Modele obciążenia pojazdu

Na pojazdy, czy to czterokołowe czy trójkołowe działają siły dynamiczne. Średnie wartości sił dynamicznych mają charakter cykliczny i można je odwzorować w postaci sinusoidy o stałej amplitudzie. Maksymalne wartości pojawiają się jako impuls siły od lokalnych nierówności drogi i mają charakter jednostkowy. W praktyce wiemy, że jeśli konstrukcja jest w stanie przemieścić, bez uszkodzeń, maksymalne siły występujące rzadko, to prawdopodobnie posiada również wystarczającą wytrzymałość zmęczeniową.

Wykonanie obliczeniowych obciążeń konstrukcji można przeprowadzić określając dynamiczne współczynniki sił statycznych. Wynikają one z masy dopuszczalnej trójkołowca.

Metoda została opisana w książce pt. „Nadwozia samochodowe” autorstwa Janusza Pawłowskiego. [2]

Siły dynamiczne działające na pojazd można przedstawić następująco:

$$F_d = \frac{F_{st}}{g} \cdot a = F_{st} \cdot m \quad (1)$$

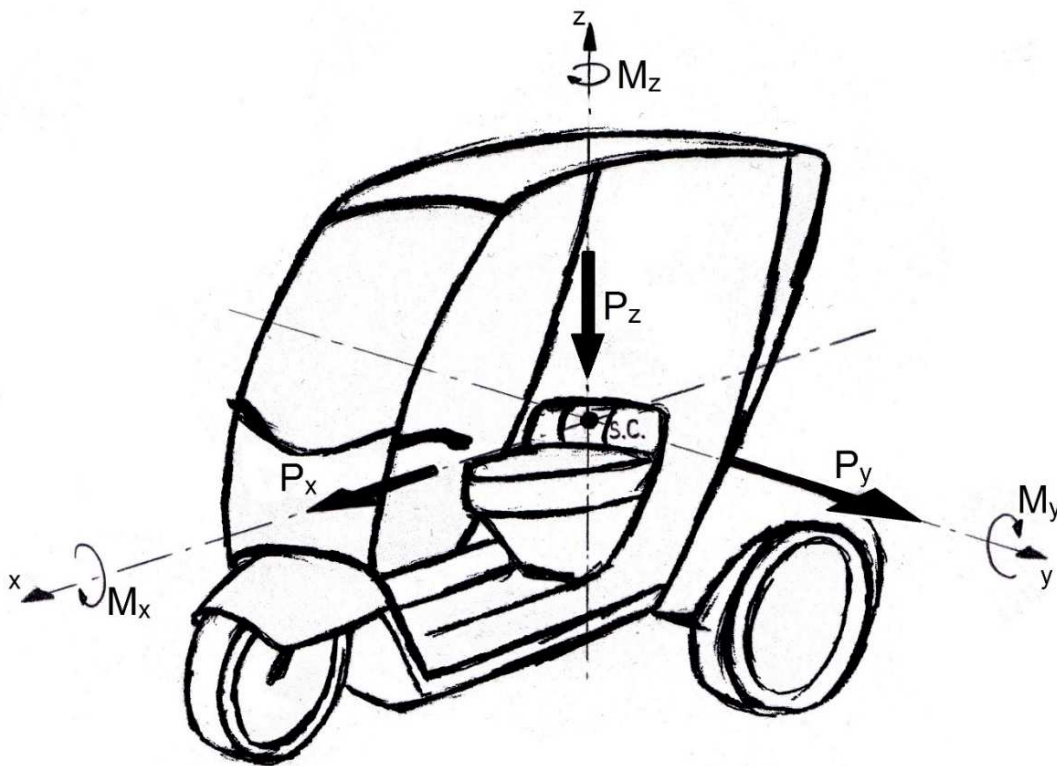
gdzie:

F_{st} – siła statyczna, działająca na pojazd, wynikająca z wyważenia;

g – przyspieszenie ziemskie;

a – przyspieszenie działające na trójkołowiec;

m – bezwymiarowy współczynnik sił masowych.



Rys. 6. Siły i momenty obciążające trójkołowiec.

Podsumowując, na nadwozie działają następujące siły

$$P_x = m_x \cdot (F_{st} - F_{nr}) \quad (2)$$

$$P_y = m_y \cdot (F_{st} - F_{nr}) \quad (3)$$

$$P_z = m_z \cdot (F_{st} - F_{nr}) \quad (4)$$

gdzie:

F_{nr} – siła ciężkości mas nieresorowanych;

M_x – moment skręcający;

M_y – moment zginający w płaszczyźnie x-z;

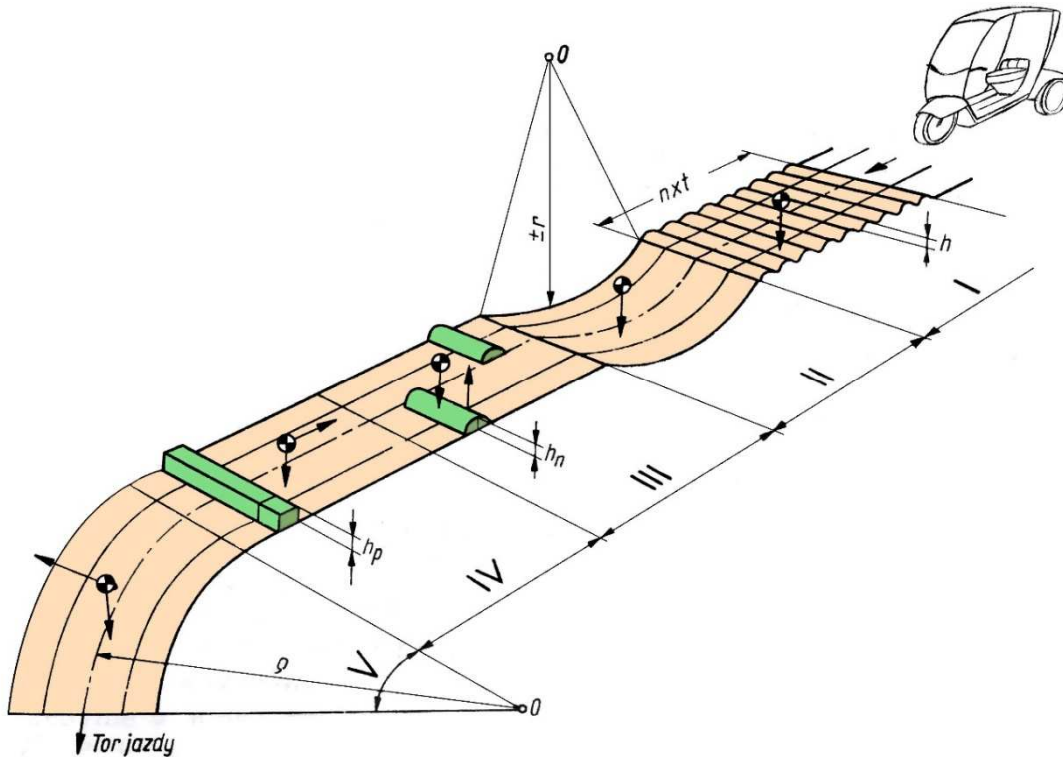
M_z – moment zginający w płaszczyźnie x-y.

(Momenty są zaznaczone tylko na rys.6)

Model drogi

Model drogi przedstawiony na rys. 7. przedstawia podstawowe przypadki wymuszeń najczęściej występujących na drogach. Przyjmowane w obliczeniach analitycznych i symulacyjnych siły wzdłużne, boczne i pionowe są ustalane na podstawie symulacji

wykonywanych podczas badań na przywołanym modelu drogi. Model został podzielony na odcinki, które charakteryzują normalne warunki na drodze.



Rys. 7. Model drogi, zawierający podstawowe zdarzenia występujące na drodze. Odcinki I i II symulują obciążenia pionowe symetryczne. Odcinki kolejno przedstawiają symetryczne nierówności oraz krzywiznę pionową. Odcinek III ukazuje niesymetryczne nierówności. Nierówności te powodują niesymetryczne obciążenia pionowe. Odcinek IV powoduje obciążenia wzdłużne. Na drodze znajduje się próg o danej wysokości powodujący pojawienie się obciążeń wzdłuż kierunku ruchu pojazdu. Odcinek V symuluje obciążenie boczne. Działające na pojazd poruszający się po krzywiznie o promieniu ρ .

Wielkości przyspieszeń na danych odcinkach są zależne od prędkości trójkołowca poruszającego się po drodze i kształtu tej drogi, ale również od tego w jaki sposób porusza się pojazd.

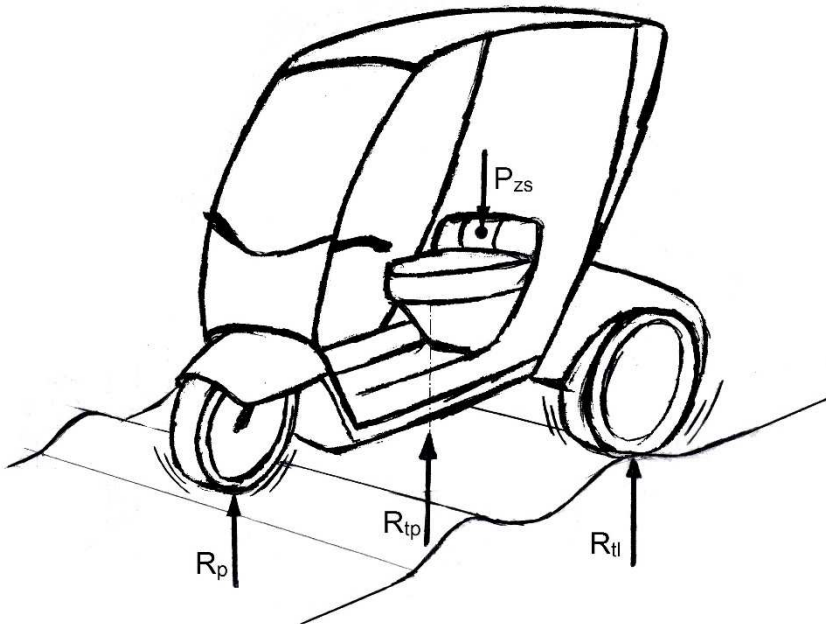
Obciążenia pionowe symetryczne

W momencie najechania pojazdu na przeszkodę, kiedy koło przednie i oba koła tylne wpadają równocześnie na nierówność, na nadwozie działa siła opisana zależnością (5).

$$P_{zs} = m_{zs} \cdot (F_{st} - F_{nr}) \quad (5)$$

gdzie:

m_{zs} – bezwymiarowy współczynnik symetrycznych sił masowych.



Rys. 8. Schemat działania pionowego obciążenia symetrycznego.

gdzie:

R_p – reakcja działająca na przednie koło,

R_{tp} , R_{tl} – reakcje równe sobie, działające na tylne koła.

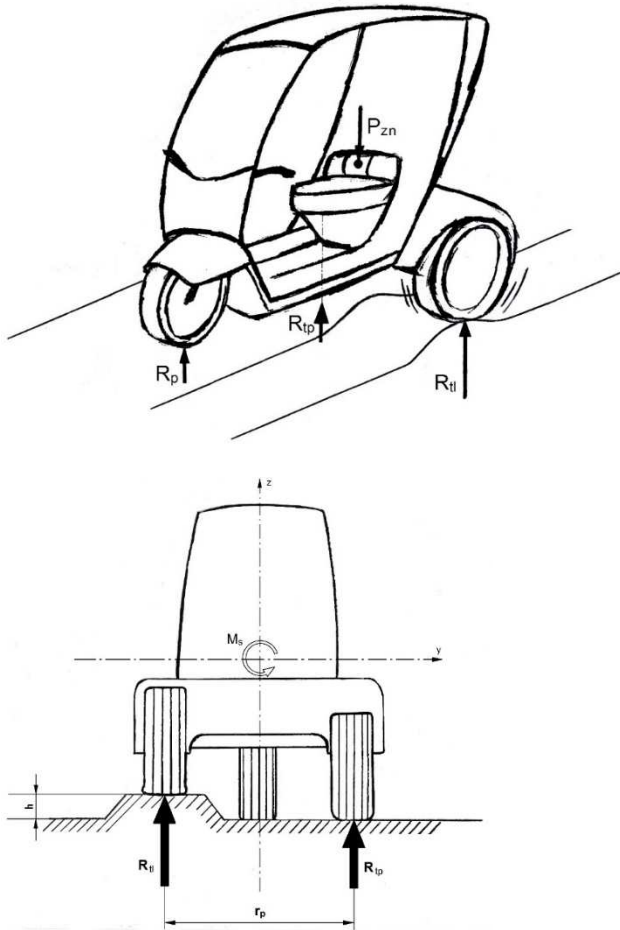
Siła P_{zs} , działająca na nadwozie powoduje zginanie struktury nośnej.

Z badań przeprowadzonych na rzeczywistych obiektach, wynika, że maksymalne symetryczne przyspieszenia pionowe znajdują się w granicach $15 \div 25 \frac{m}{s^2}$ dla samochodów osobowych i autobusów. Do obliczeń, dla trójkołowców, bezwymiarowy współczynnik sił masowych przyjęto $m_{zs} = 2,0$. [2]

Obciążenie pionowe niesymetryczne

W momencie najechania jednego z tylnych kół na przeszkodę przedstawioną na odcinku III (rys. 7) powstają pionowe, niesymetryczne przyspieszenia. Na koła tej samej osi działają różne reakcje, które powodują nie tylko moment zginający, ale również skręcający. Siła działająca na konstrukcję w wyniku tych przyspieszeń ma wartość:

$$P_{zns} = m_{zns} \cdot (F_{st} - F_{nr}) \quad (6)$$



Rys. 9. Schemat działania pionowego obciążenia niesymetrycznego.
gdzie:

m_{zns} – bezwymiarowy współczynnik niesymetrycznych sił masowych.

Według badań podawanych w literaturze [2], bezwymiarowy współczynnik masowy dla obciążeń niesymetrycznych wynosi $m_{zns} = 1,3$.

W przypadku, gdy moment skręcający osiągnie wartość maksymalną, prawe koło oderwie się od nawierzchni. Oczywiście w przypadku trójkołowca taka sytuacja jest mało prawdopodobna, ale ze względu na bezpieczeństwo, nadwozie jest zaprojektowane tak, aby mogło przenosić największe obciążenia.

Przyjmuje się, że maksymalne nierówności na rzeczywistej drodze dla pojazdu trójkołowego wynoszą $\pm 75\text{mm}$, przy czym wartości dodatnie i ujemne opisują kolejno wzniesienie i zagłębienie występujące na drodze.

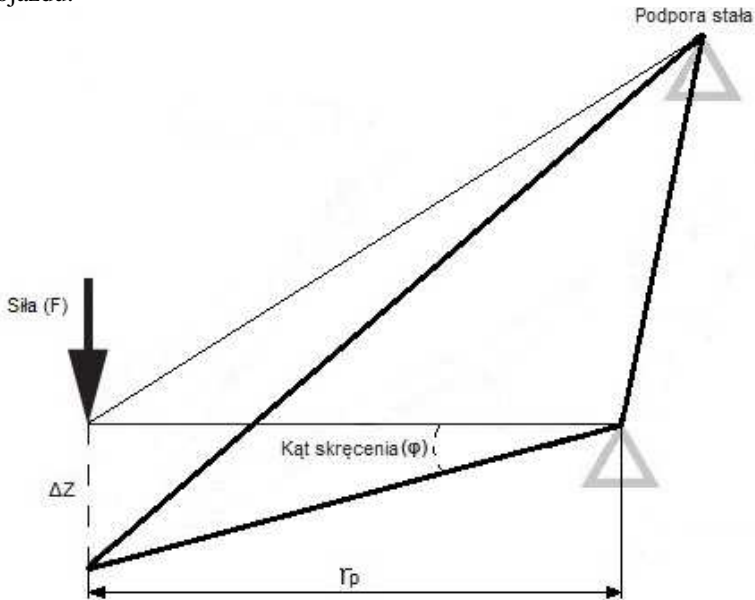
Sztywność pojazdu

Sztywności nadwozia stanowi w badaniach pojazdów jeden z pierwszych i podstawowych sposobów określania jakości opracowanej struktury nośnej. W zależności od rodzaju pojazdu dominująca funkcja sztywności jest sztywnością skrętną lub giętną.

Sztywność skrętna

Sztywność skrętna nadwozia pojazdu jest kluczowym parametrem projektowania konstrukcji nośnej pojazdu. Opisuje ona opór na skręcanie, które posiada nadwozie podczas przyłożenia momentów skręcających daną konstrukcję. Rysunek 10. przedstawia

schemat obciążenia siłą skupioną w celu wywołania skręcenia konstrukcji nośnej pojazdu.



Rys. 10. Schemat obciążenia siłą skupioną skręcanej konstrukcji nośnej pojazdu.

$$\varphi = \arctan\left(\frac{\Delta Z}{r_p}\right) [deg] \quad (7)$$

$$M_s = r_p \cdot F [Nm] \quad (8)$$

$$K_s = \frac{M_s}{\varphi} \left[\frac{Nm}{deg} \right] \quad (9)$$

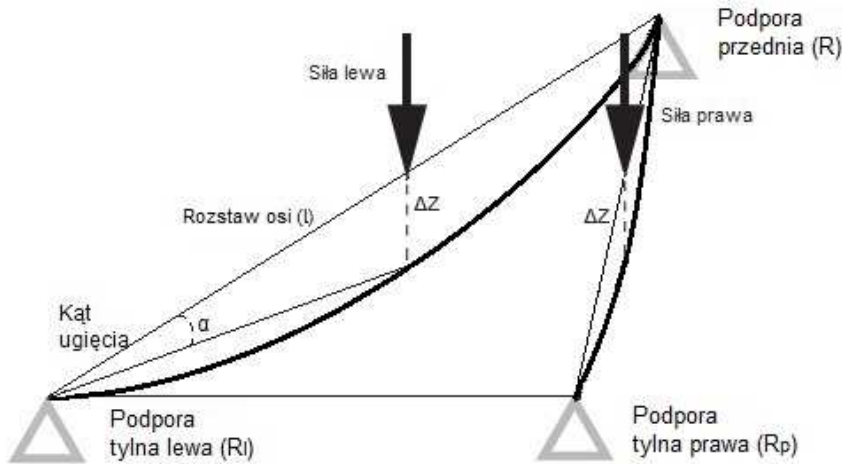
φ – kąt skręcenia nadwozia;

M_s – moment skręcający nadwozie;

K_s – sztywność skrętna.

Sztywność giętna

Sztywność giętna odnosi się do różnicy kątów pochylenia między przednią a tylną częścią nadwozia. Nadwozie pojazdu ugina się w momencie przyspieszania i hamowania pojazdu. Również w zależności od ładunku, jaki jest przewożony, rama zostaje poddana większym lub mniejszym obciążeniom. Przy projektowaniu nadwozi samochodowych uważa się, że wysoka wartość sztywności skrętnej zapewni również wysoką wytrzymałość na naprężenia giętne.



Rys. 11. Schemat obciążenia siłą skupioną zginanej konstrukcji nośnej pojazdu.

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\Delta Z}{\frac{1}{2}l}\right) [deg] \quad (10)$$

$$M_g = \frac{1}{2} \cdot l \cdot R_l [Nm] \quad (11)$$

$$K_g = \frac{M_g}{\alpha} \left[\frac{Nm}{deg} \right] \quad (12)$$

α – kąt ugięcia nadwozia;

M_g – moment gnący nadwozia;

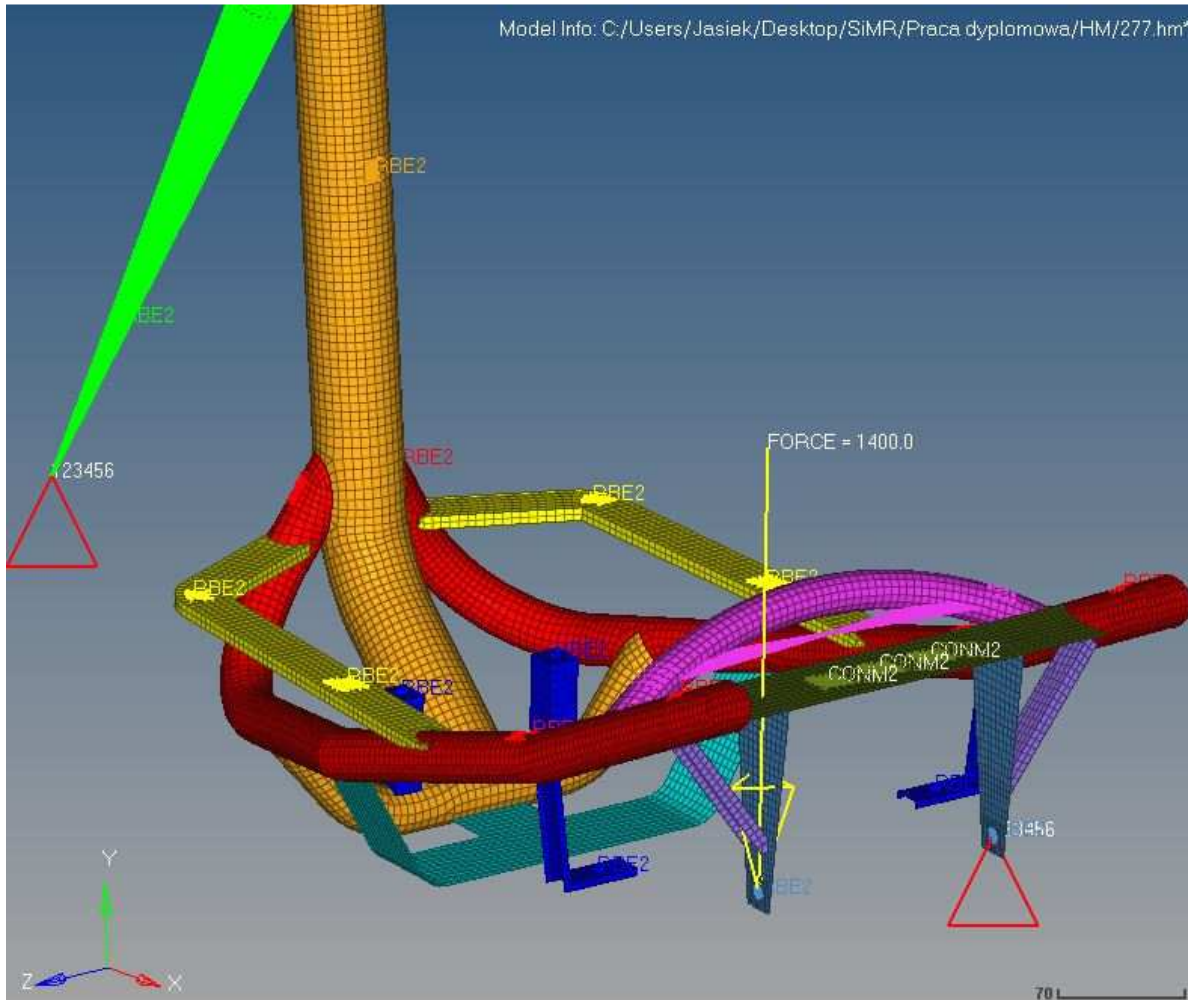
K_g – sztywność giętna.

Badania ramy pojazdu

Przygotowany w programie HyperWorks zdyskretyzowany model ramy pojazdu poddany został m.in., badaniom symulacyjnym. Badania symulacyjne polegały m.in. na określeniu wartości kąta skręcenia lub odpowiednio ugięcia struktury nośnej nadwozia pojazdu w funkcji działających na pojazd sił pionowych i wyliczeniu sztywności skrętnej oraz sztywności giętnej. Konstrukcja nośna pojazdu wykonana jest w postaci rurowej ramy otwartej, ale mocno usztywniona w dolnej części. Można zatem przewidzieć, że sztywność giętna będzie dużo większa od sztywności skrętnej.

2.1 Symulacyjne wyznaczanie sztywności skrętnej

Wyznaczenie sztywności skrętnej ramy pojazdu polegało na przyłożeniu określonej wartości momentu skręcającego w sposób przedstawiony na rys. 12. oraz dokonaniu pomiaru wartości kąta skręcenia. Zgodnie z przedstawioną wcześniej zależnością (9) iloraz wartości momentu skręcającego do wartości kąta skręcenia jest sztywnością skrętą.



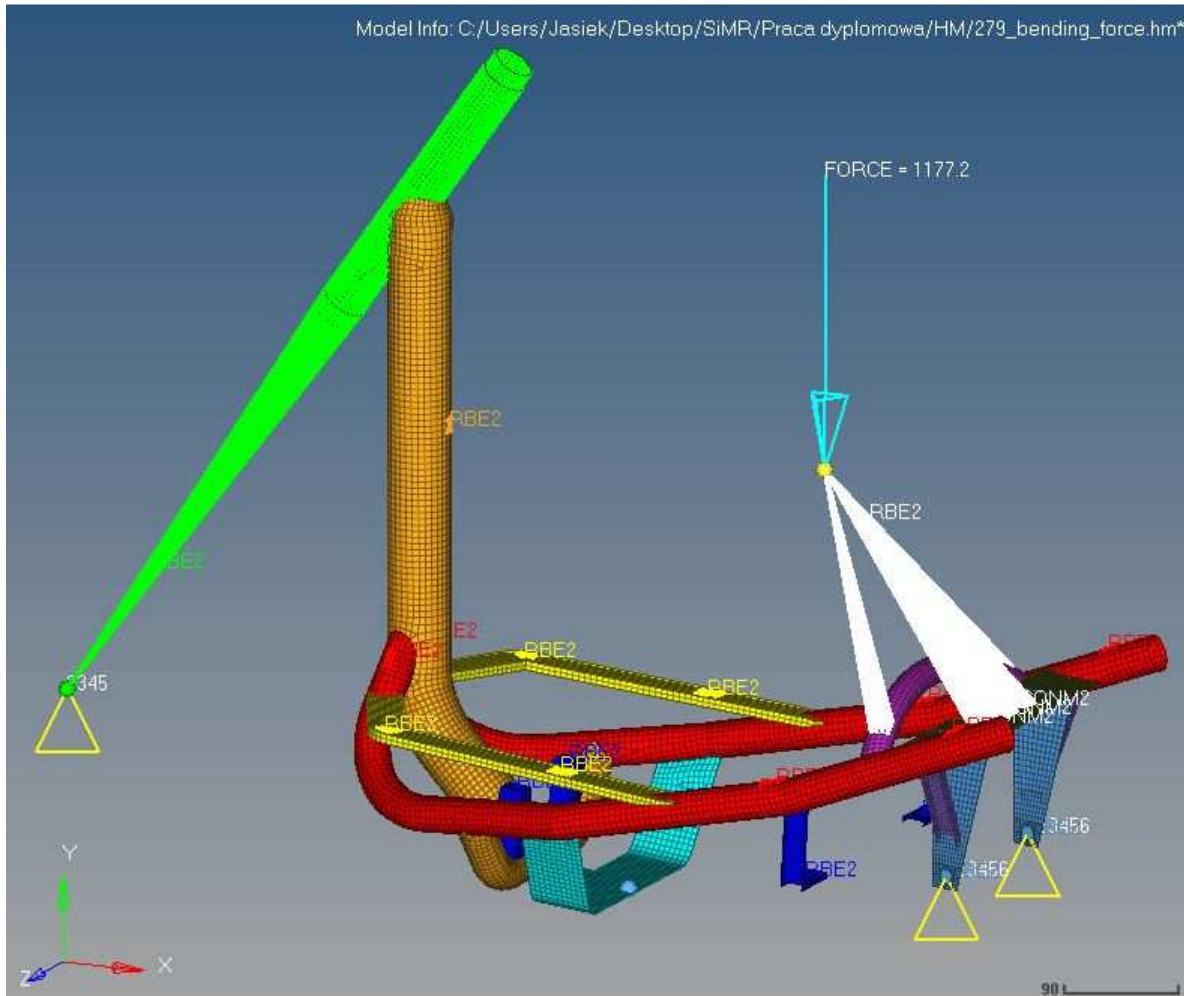
Rys. 12. Sposób obciążenia ramy nośnej podczas badania sztywności skrętnej. [źródło: własne]

Dla zadanego w badaniach symulacyjnych momentu skręcającego o wartości 224 Nm kąt skręcenia wyniósł 0,47°. Zatem sztywność skrętna ramy pojazdu wynosi

$$K_s = \frac{224 \text{ Nm}}{0,47 \text{ deg}} = 476 \frac{\text{Nm}}{\text{deg}}$$

2.2 Symulacyjne wyznaczenie sztywności giętej

Dla określenia sztywności giętej posłużono się modelem ramy zamocowanym za jej główkę (element w kolorze zielonym – na rys.13.) do którego przyłożono siły wynikające z obciążenia konstrukcji od drogi wynikające z ruchu pojazdu. Iloraz momentu gnącego do kąta ugięcia jest sztywnością giętą.



Rys. 13. Obciążenie konstrukcji nośnej pojazdu podczas wyznaczania sztywności giętej.
 . [źródło: własne]

Wprowadzone do modelu symulacyjnego obciążenia i wyznaczone na ich podstawie reakcje umożliwiły określenie momentu zginającego i kąta odkształcenia ramy, a tym samym wyznaczenie sztywności giętej:

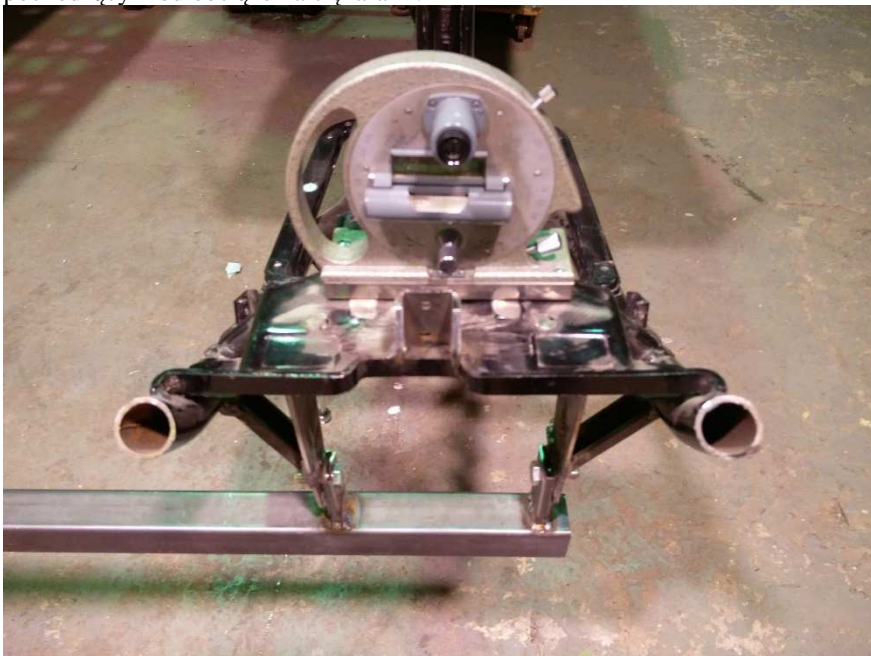
$$K_g = \frac{588,6}{0,031} = 18987 \frac{Nm}{deg}$$

2.3 Doświadczalne badania sztywności skrętnej

Na potrzeby przeprowadzenia doświadczalnego badania sztywności skrętnej jako podstawowego badania jakości konstrukcji pojazdu oraz badania weryfikującego modele symulacyjne. Na potrzeby technicznej wykonane zostały adaptory dedykowane do posiadanej konstrukcji nośnej. Adaptory umożliwiły zamocowanie konstrukcji w jednoznaczny sposób oraz przyłożenie właściwego momentu skręcającego.



Rys. 14. Stanowisko do badania sztywności skrętej ramy pojazdu trójkołowego. Wprowadzanie momentu skręcającego polegało na zadawaniu siły wynikające z masy ciężarów przykładanych na ramieniu 1m od osi ramy. Kąt skręcenia ramy odczytywany był przy użyciu kątomierza umieszczonego w płaszczyźnie skręcania ramy momentem pochodzącym od obciążenia ciężarami.

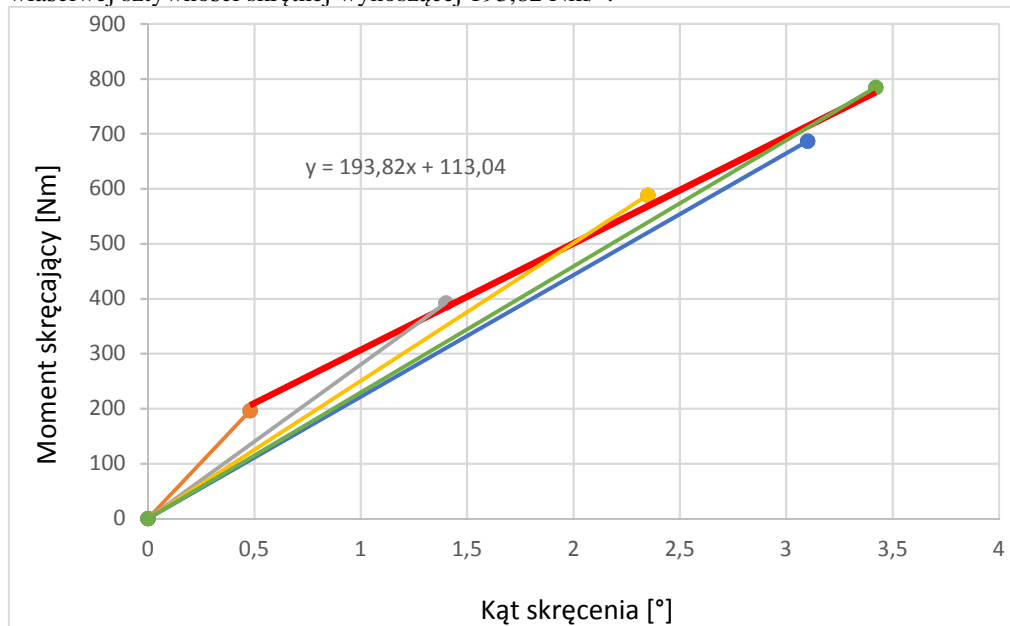


Rys. 15. Sposób umieszczenia kątomierza mierzącego kąt kręcenia ramy pojazdu. Posługując się odważnikami o masie 20kg wykonano kolejno 5 pomiarów przy obciążeniu od 20 do 80 kg czyli 196,2Nm do 784,8 Nm. Dzieląc wartości przykładanego momentu skręcającego przez odczytaną wartość kąta skręcenia ramy wyznaczono wartości sztywności skrętej ramy przy poszczególnych obciążeniach oraz charakterystykę sztywności skrętej.

Tabela 1. Wyniki pomiarów stanowiskowych ramy pojazdu trójkołowego

L.P.	Moment skręcający [Nm]	Kąt kręcenia [°]	Mom. Skr./Kąt skr. [Nm/°]
1.	196,2	0,48	408,75
2.	392,4	1,40	208,28
3.	588,6	2,35	250,47
4.	686,7	3,10	221,51
5.	784,8	3,42	229,47

Poziom najmniejszego obciążenia momentem skręcającym podczas badań doświadczalnych odpowiada poziomowi obciążenia momentem przyjętym w badaniach symulacyjnych. Wyznaczony w ten sposób iloraz momentu skręcającego oraz kąta skręcenia wynosi odpowiednio dla badań doświadczalnych 408,75 Nm/° oraz 474 Nm/° dla badań symulacyjnych. Zgodność wyników badań symulacyjnych i doświadczalnych jest poprawna jednak sama wartość - co przedstawiono na rys. 16 - odpowiada jedynie pierwszemu punktowi pomiarowemu. Właściwa sztywność sztywności skrętnej ramy pojazdu ustalona została poprzez aproksymację funkcją liniową wartości sztywności skrętnych wyznaczonych przy różnych obciążeniach. Przedstawiona na rys. 16 czerwonym kolorem linia aproksymująca punkty pomiarowe umożliwia wyznaczenie właściwej sztywności skrętnej wynoszącej 193,82 Nm/°.



Rys. 16. Charakterystyka sztywności skrętnej ramy pojazdu trójkołowego.

3 Literatura

- [1] Dhruv U Panchal. Two and Three Wheeler Technology. PHI Learning Pvt. Ltd., Delhi 2015.
- [2] Pawłowski J. Nadwozia samochodowe (Motor vehicle bodies). WKiŁ. Warszawa 1978.
- [3] Danielsson O, Cocana A G. Influence of Body Stiffness on Vehicle Dynamics Characteristics in Passenger Cars. Göteborg 2015.

- [4] PN-90/B-03200 Konstrukcje stalowe. Obliczenia statyczne i projektowanie (Steel structures. Structural analysis and designing).
- [5] Niezgodziński M E, Niezgodziński T. Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe (Formulas, graphs, and material strength tables). Warszawa. WNT 1996.
- [6] Niezgodziński M E, Niezgodziński T. Zadania z wytrzymałości materiałów (Problems in strength of materials). Warszawa 1997.
- [7] The world's most fuel efficient vehicle. Design and development of Paccar II. Zürich/Singen, 2007.
- [8] Wojtyra M, Frączek J. Metoda układów wieloczłonowych w dynamice mechanizmów. Ćwiczenia z zastosowaniem programu ADAMS (Multibody systems method in the dynamics of mechanisms). Warszawa, 2007.
- [9] Frączek J, Wojtyra M. Kinematyka układów wieloczłonowych. Metody obliczeniowe (Kinematics of multi-body systems. Computation methods). Warszawa, 2008.
- [10] Reński A. Bezpieczeństwo czynne samochodu. Zawieszenia oraz układy hamulcowe i kierownicze (Active safety of the motor vehicle. Suspension, braking, and steering systems). Warszawa, 2011.
- [11] Reimpell J, Betzler J. Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji (Motor vehicle chassis. The fundamentals of designing). 2nd issue. Warszawa, 2001.
- [12] Kurnik W. Wykłady z mechaniki ogólnej (Lectures in general mechanics). Warszawa, 2012.
- [13] Sikorski J. Amortyzatory pojazdów samochodowych. Budowa. Naprawa. Badania (Shock absorbers of motor vehicles. Construction, repairs, and testing). 2nd issue. Warszawa, 1984.
- [14] Gillespie T D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale.
- [15] Crolla A D. Automotive engineering. Powertrain, chassis system and vehicle body. Oxford, 2009.
- [16] Hodkinson R, Fenton J. Lightweight electric/hybrid vehicle design. Oxford, 2001.
- [17] Banerjee S. Dynamics for engineers. Chichester, 2005.
- [18] Happian-Smith J. An introduction to modern vehicle design. Oxford, 2002.
- [19] Blundell M, Harty D. Multibody systems approach to vehicle dynamics. New York, 2004.
- [20] Dixon J C. Suspension geometry and computation. Chichester, 2009.
- [21] Jazar R N. Vehicle dynamics: theory and applications. New York, 2008.
- [22] <http://crl.qc.ca/Professeurs/Mecanique/ethierp/3-wheels/index.htm> (cited: Dec. 2015).
- [23] <http://www.3wheelers.com/> (cited: Dec. 2015).
- [24] <http://www.velomobile.de/GB/Ressources/Technique/Tilting/tilting.html> (cited: Dec. 2015).
- [25] <http://www.poziome2.republika.pl/projektowanie.htm> (cited: Dec. 2015).
- [26] <http://gadzetomania.pl/122,wynalazki-leonarda-da-vinci-nad-czym-pracowal-renesansowy-geniusz> (cited: Dec. 2015).
- [27] https://en.wikipedia.org/wiki/Honda_Gyro (cited: Dec. 2015).