



## Raport z badań MES

### „Platforma bazowa z zawieszeniem niezależnym oraz z opcją napędu hybrydowego dedykowana do wieloosiowych pojazdów specjalnych o wysokiej mobilności”

#### 1. Koncepcja modułowego pojazdu z napędem elektrycznym

Jako jedno z możliwych rozwiązań spełniającego założenia projektu można przyjąć następującą konfigurację pojazdu.

Pojazd złożony z niezależnych modułów, przy czym każdy z modułów zawiera kompletną jedną oś z napędem elektrycznym oraz źródłem zasilania. Cechy modułu:

1. Moduł oparty na krótkiej ramie, do której zamocowane jest zawieszenie i napęd ze złączami mechanicznymi i elektrycznymi do kolejnych modułów.
2. Oś napędzana lub napędzana i skrętna
3. Zawieszenie kół osi niezależne z nieprzelotowym mechanizmem różnicowym.
4. Napęd osi jednym silnikiem elektrycznym podłączonym do wejścia mechanizmu różnicowego z zastosowaniem reduktora.
5. Kompletny układ zasilania elektrycznego silnika, sterowania oraz źródło prądu zabudowane w obrębie modułu.

Moduły łączone są w zależności od potrzeb w zestawy dwu, trzy lub czteromodułowe, otrzymując pojazdy w układzie 4x4, 6x6 lub 8x8. Możliwe przedłużenie zestawu o kolejne moduły.

Moduły powinny występować w następujących odmianach:

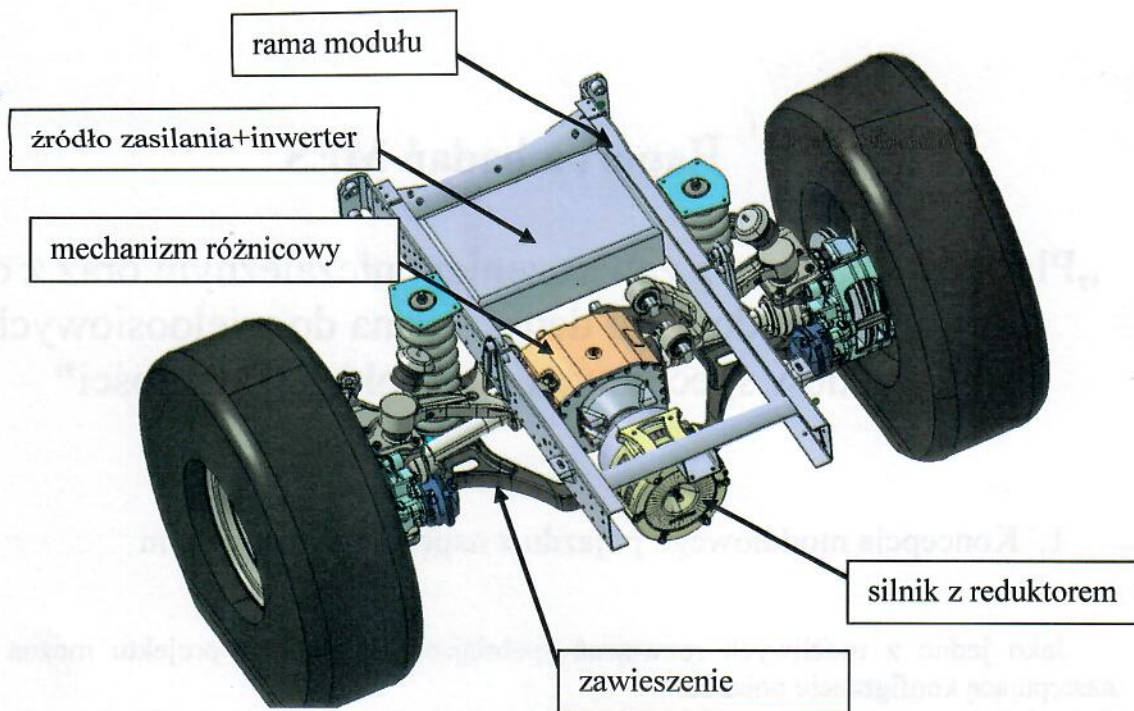
1. Moduł przedni z osią skrętną, wyposażony w zderzak, oświetlenie, podłączenie kabiny/układów sterowania
2. Moduł standardowy z osią skrętną
3. Moduł standardowy z osią nieskrętną
4. Moduł przedłużający ramę, służący do zwiększenia rozstawu osi w pojeździe 4x4
5. Moduł generatora prądu.

Zderzak tylny z oświetleniem jest mocowany do ramy ostatniego modułu.

Moduły mają długość 1800 mm, położenie osi 800 mm od początku modułu. Moduł przedłużający ma nominalną długość również 1800 mm i może zawierać dodatkowe źródło prądu. Długość modułu przedłużającego może być dobierana w zależności od potrzeb.

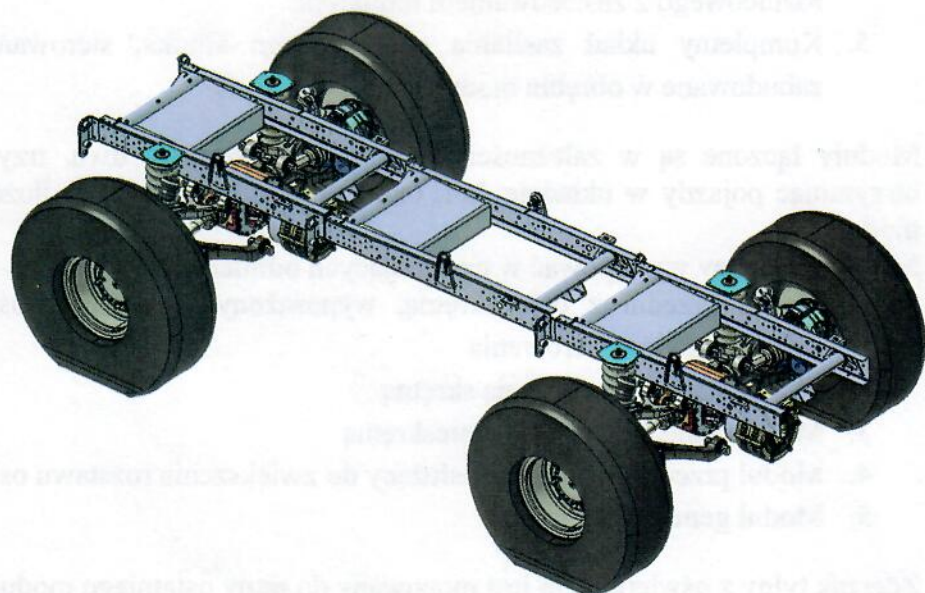
Handwritten signature or initials in the bottom right corner.





Standardowe konfiguracje pojazdów:

1. Pojazd 4x4 – długość ramy 5400mm , rozstaw osi 3600 mm, przednia oś skrętna, DMC 16t
  - a. moduł przedni
  - b. moduł przedłużający
  - c. moduł standardowy z osią nieskrętną

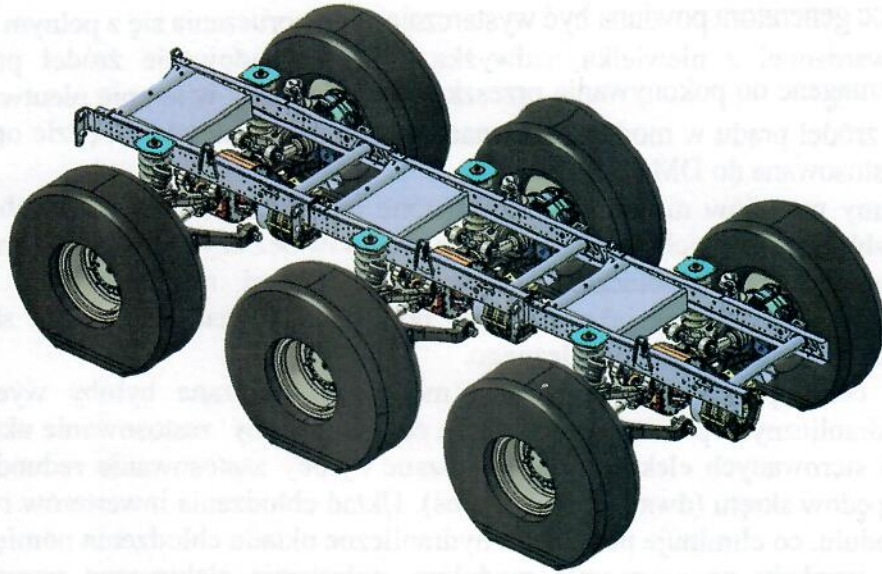


2. Pojazd 6x6 – długość ramy 5400mm , rozstaw osi 1800 mm, przednia i tylna oś skrętna, DMC 24t
  - a. moduł przedni
  - b. moduł standardowy z osią nieskrętną

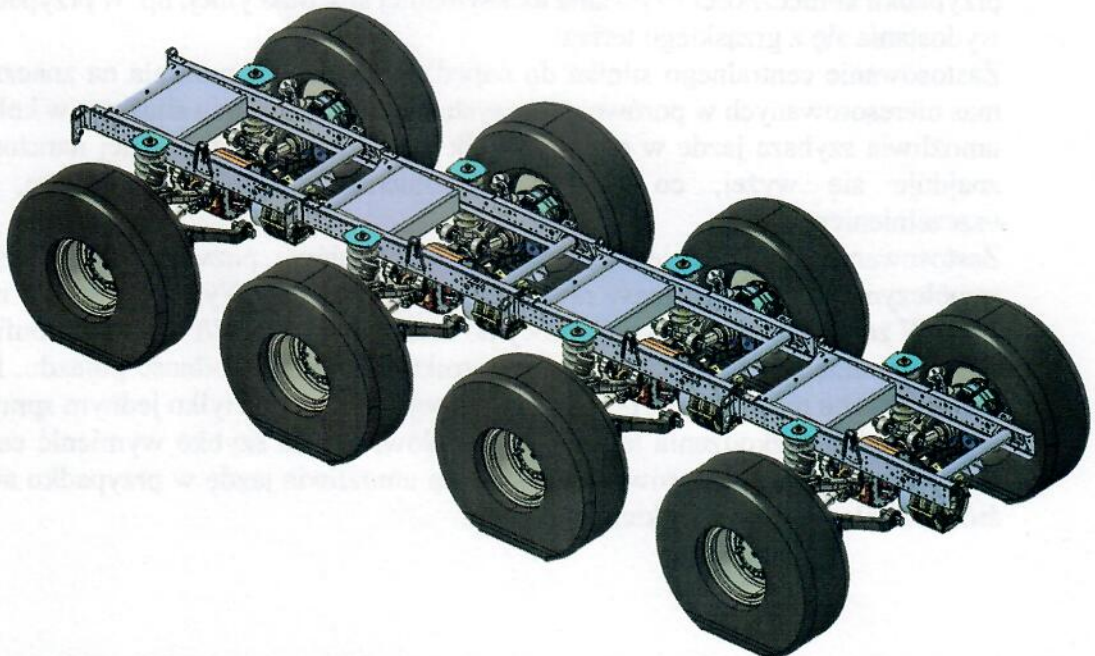




c. moduł standardowy z osią skrotną



3. Pojazd 8x8 – długość ramy 7200mm , rozstaw osi 1800 mm, pierwsza, druga i czwarta oś skrotna, DMC 32t
- moduł przedni
  - moduł standardowy z osią skrotną
  - moduł standardowy z osią nieskrotną
  - moduł standardowy z osią skrotną



Moduł generatora jest dodatkowym opcjonalnym wyposażeniem dowolnego z modułów jezdnych. Jest to ekonomiczny generator elektryczny napędzany silnikiem wysokoprężnym, który umożliwi ładowanie źródeł prądu we wszystkich modułach jezdnych. Położenie generatora można dostosować do aktualnej konfiguracji modułów, wymagań odnośnie kształtu przestrzeni ładunkowej czy wyważenia pojazdu w przypadku wersji pływających. Generator jest podłączany do głównej szyny prądowej łączącej wszystkie moduły i do magistrali





sterującej. Alternatywnie, moduł generatora może zostać zastąpiony dodatkowym modułem baterii.

Moc generatora powinna być wystarczająca do poruszania się z pełnym obciążeniem po drodze utwardzonej z niewielką nadwyżką mocy na ładowanie źródeł prądu. Nadwyżki mocy wymagane do pokonywania przeszkód oraz do jazdy w terenie nieutwardzonym pobierane są ze źródeł prądu w modułach. Oznacza to, że moc generatora będzie optymalna, jeśli zostanie dostosowana do DMC pojazdu.

Ramy modułów muszą być wyposażone na końcach w złącza mechaniczne umożliwiające szybkie i pewne połączenie kolejnych modułów bez użycia specjalistycznych narzędzi. Krótkie segmenty ramy połączone sztywnymi złączami mechanicznymi ograniczą możliwość wykorzystania ramy jako elementu podatnego, jednak zostanie to skompensowane dużym skokiem zawieszenia niezależnego.

W celu uproszczenia połączenia modułów, wskazane byłoby wyeliminowanie połączeń hydraulicznych pomiędzy modułami, co wymusiłoby zastosowanie układów skrętu kolejnych osi sterowanych elektrycznie. Wskazane byłoby zastosowanie redundantnych elektrycznych napędów skrętu (dwa siłowniki na oś). Układ chłodzenia inwerterów również jest lokalny dla modułu, co eliminuje połączenia hydrauliczne układu chłodzenia pomiędzy modułami.

Ze względu na autonomię modułów, połączenia elektryczne pomiędzy modułami mogą ograniczać się do linii sterujących i głównej szyny prądowej, co uprości proces łączenia modułów. Główna szyna prądowa może zostać wykorzystana w sytuacji awaryjnej do przesłania prądu pomiędzy modułami w przypadku nierównomiernego zużycia lub awarii źródeł prądu w jednym z modułów. Modułowość pojazdu umożliwia jednak poruszanie się nawet w przypadku, kiedy w jednym z modułów nastąpi awaria napędu lub zasilania. Moduł taki nie dostarcza w takiej sytuacji napędu, pozostałe moduły muszą dostarczyć wymaganą moc napędową. Awaryjne przesyłanie prądu pomiędzy modułami jest wymagane wyłącznie w przypadku konieczności uzyskania maksymalnej siły trakcyjnej, np. w przypadku konieczności wydostania się z grząskiego terenu.

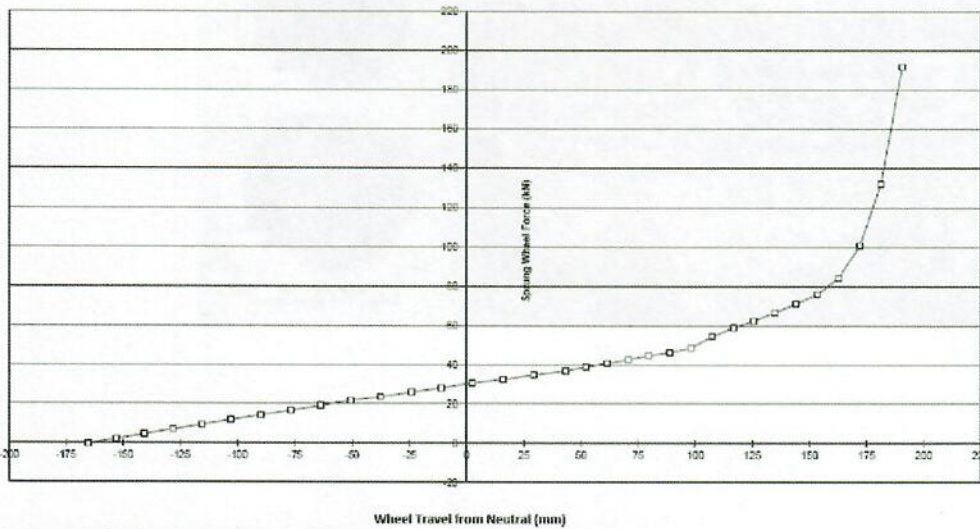
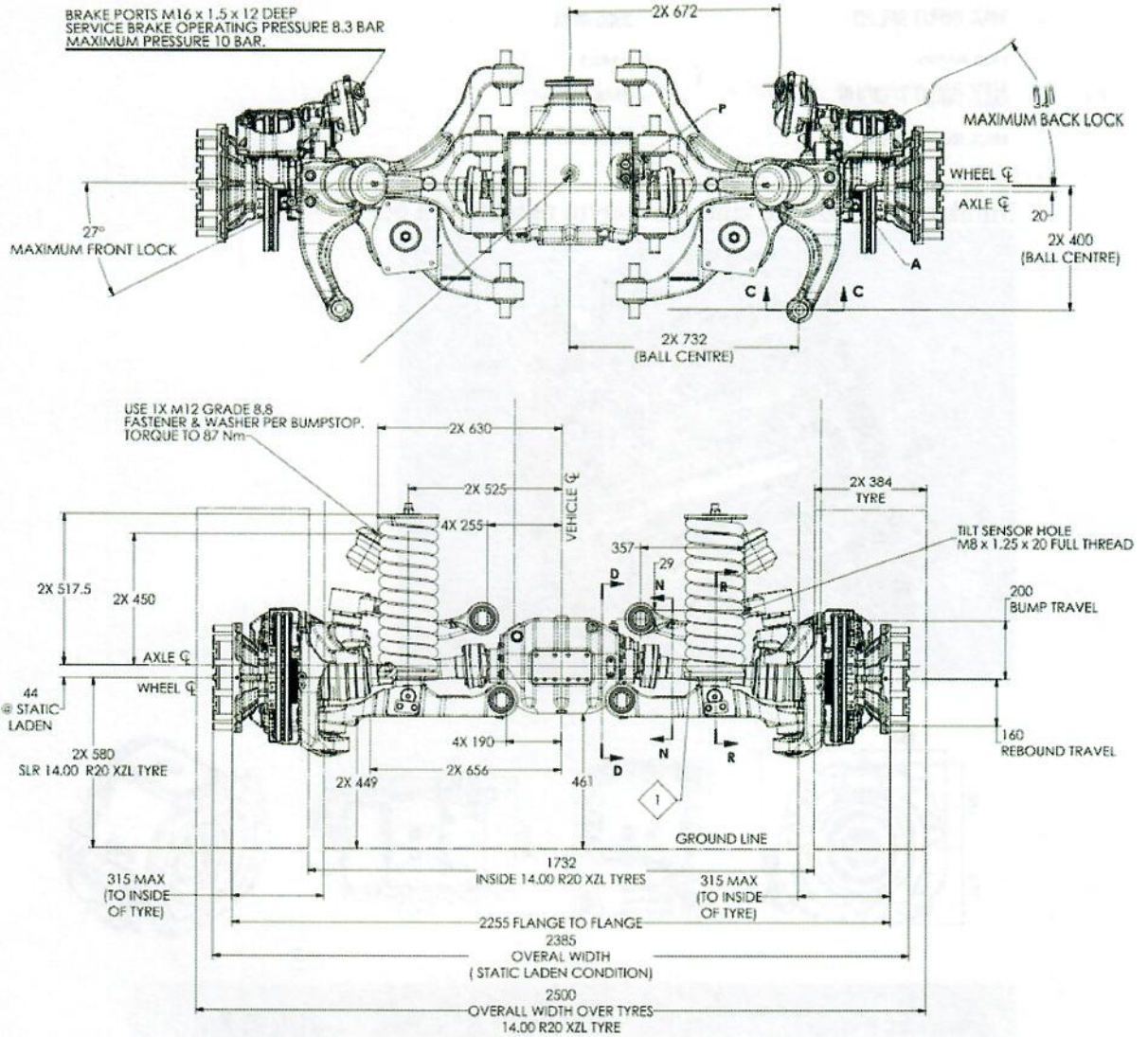
Zastosowanie centralnego silnika do napędzania całej osi pozwala na znacznie zmniejszenie mas nieresorowanych w porównaniu z systemem umieszczania silników w kołach jezdnych, co umożliwi szybszą jazdę w terenie. Silnik elektryczny jest też mniej narażony na wstrząsy i znajduje się wyżej, co zmniejsza problemy z zanieczyszczeniem, chłodzeniem i uszczelnieniem.

Zastosowanie niezależnie napędzanych modułów pozwala na utrzymanie stałego współczynnika mocy do masy niezależnie od liczby osi. Wybrany silnik o mocy szczytowej 170 kW zapewnia współczynnik mocy do masy równy 21kW/t w każdej konfiguracji.

Główną zaletą rozwiązania jest jednak strukturalna niezawodność pojazdu. Przy niewielkich oporach ruchu możliwe jest poruszanie się pojazdu nawet z tylko jednym sprawnym modułem. W przypadku uszkodzenia jednego z modułów, można szybko wymienić cały moduł i dalej użytkować pojazd. Zastosowanie generatora umożliwia jazdę w przypadku awarii wszystkich źródeł zasilania we wszystkich modułach.



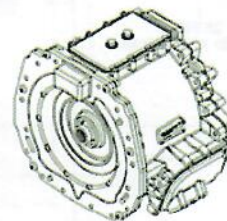
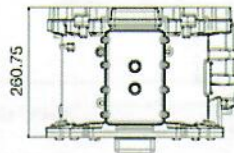
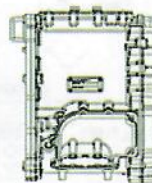
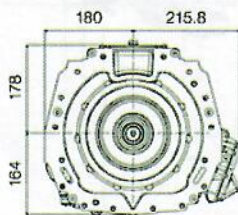
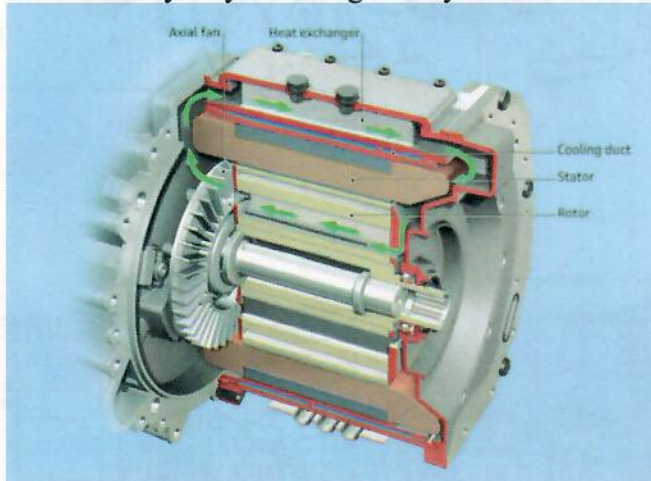
### Zawieszenie niezależne do pojazdu o szerokości 2500 mm, nośność osi 8t



Dane układu przeniesienia mocy w osi napędzanej:

AXLE RATIO	1.227:1
MAX. INPUT TORQUE	10291Nm
MAX. INPUT SPEED	3500 RPM.
HUB RATIO	5.143:1
MAX. INPUT TORQUE	6156Nm.
MAX. INPUT SPEED	3000 RPM.

### Silnik elektryczny ze zintegrowanym reduktorem 6:1



#### Technical Data

##### 170kW Permanent Magnet Synchronous Machine

Rated voltage

350V

Phase current (60Hz)

1000A pk

Cooling medium (standard or special)

75kW to 126kW

Cooling medium (standard or special)

253Nm to 248Nm

Peak power (90 seconds)

170kW

Peak torque

90 seconds = 400Nm

60 seconds = 510Nm

30 seconds = 630Nm

10 seconds = 670Nm

Motor assembly mass

75kg

Max operating speed

12,200rpm

Typical coolant temperature

65°C

Number of poles

8

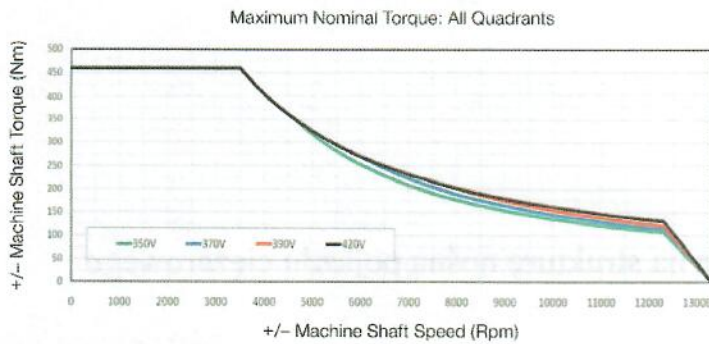
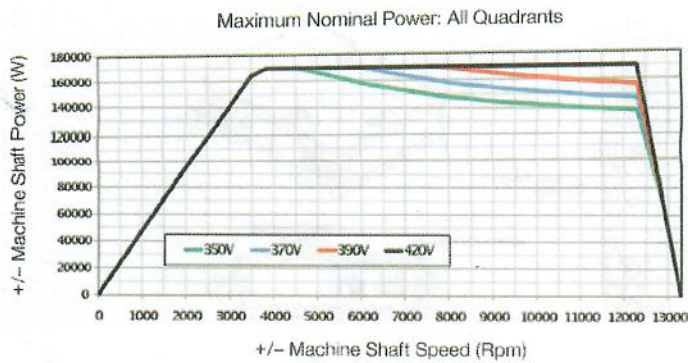
Automation qualification

Yes

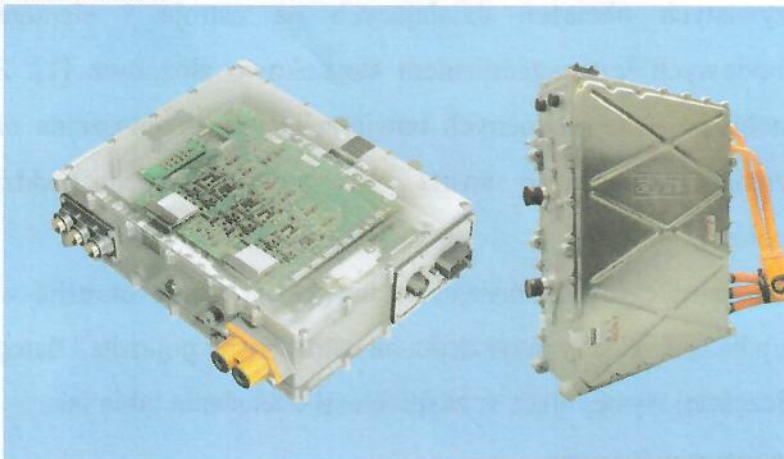


Traction motor with integrated 6:1 transmission.





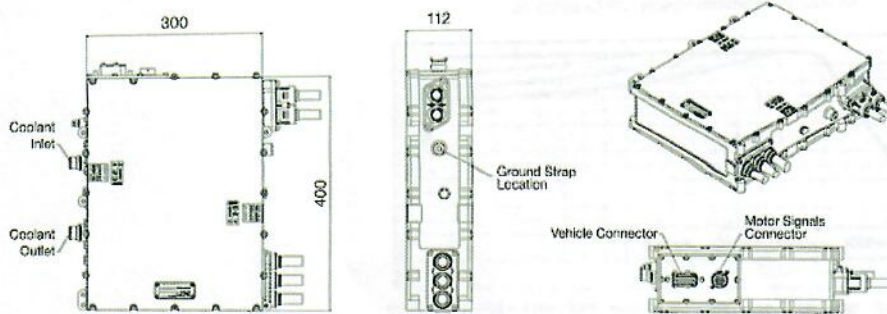
### Inwerter 250 kW



#### Technical Data

##### 250kW Power Inverter

Peak electrical power	18kW/l	Safety	ASIL D compliant	Peak efficiency	Up to 97.5%
250kW @ 450V	Main processor	Communication	Flexray/CAN	Degrees of protection	IP6K5K, IP67, IP6K9K
Phase current	Infineon TC1798 (32bit/300MHz)	Automotive qualification	Yes	Coolant	-40°C to +65°C
Dimensions	Monitoring processor	Motor control	Zytek proprietary	@ 6.5 ltr/min 50/50 water/glycol	Ambient
400 x 300 x 111.5mm	Infineon XC2388E (16bit/128MHz)	sinusoidal space	vector PWM	-40°C to +85°C	
Weight	Sensor watchdog				
12kg	Infineon CIC61508				
Volume					
13.4l					



## 2. Wymagania działające na strukturę nośną pojazdu ciężarowego

Wyznaczenie rzeczywistych obciążeń działających na ustroje i elementy nośne w pojazdach samochodowych jest zagadnieniem stosunkowo złożonym [1]. Złożoność wynika z samego ruchu pojazdu po różnych nawierzchniach, przenoszenia obciążeń z elementów zawieszenia na strukturę nośną oraz ze wzajemnego oddziaływania poszczególnych zespołów.

Przy obliczeniach konstrukcyjnych konstruktor nie jest w stanie określić wszystkich obciążeń jakie działają lub będą działać w przyszłości na ustrój nośny pojazdu. Dlatego też pod uwagę brane są tylko najczęściej występujące w eksploatacji obciążenia takie jak:

- obciążenia pionowe symetryczne,
- obciążenia pionowe niesymetryczne,
- obciążenia wzdłużne,
- obciążenia boczne.

Rzeczywistym obciążeniem kadłuba samochodu w czasie jazdy są często powtarzalne średnie wartości sił dynamicznych. Maksymalne siły dynamiczne, spowodowane np. nierównościami drogi, występują stosunkowo rzadko. Praktyczne doświadczenia wykazują, że o ile konstrukcja jest tak zwymiarowana, że zdolna jest do przeniesienia w prawidłowy sposób maksymalnie dużych obciążeń, które zdarzają się sporadycznie, to ma również dostateczną wytrzymałość zmęczeniową. Zagadnienie obliczenia obciążeń sprowadza się do określenia dynamicznych współczynników sił statycznych znanych z wyważenia samochodu.

*Handwritten signature*





Nadwozie obciążone jest podczas ruchu samochodu siłami bezwładności proporcjonalnymi do masy obciążenia własnego i użytecznego oraz występujących przyspieszeń.

$$F_{dyn} = \frac{F_{st}}{g} \cdot a = F_{st} \cdot m \quad (3.1)$$

gdzie:

$F_{st}$  - siła statyczna,

$g$  - przyspieszenie ziemskie [ $m/s^2$ ],

$a$  - przyspieszenie działające [ $m/s^2$ ],

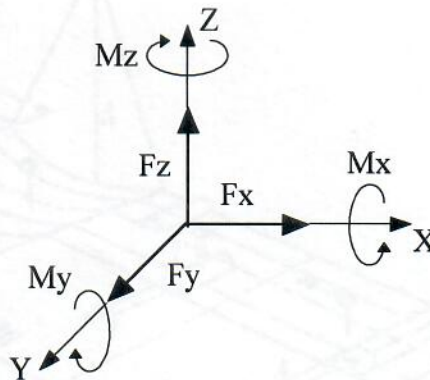
$m$  - bezwymiarowy współczynnik sił masowych.

Na nadwozie działają siły:

$$\begin{aligned} F_x &= m_x(Q_c - Q_{nr}) \\ F_y &= m_y(Q_c - Q_{nr}) \\ F_z &= m_z(Q_c - Q_{nr}) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Siły te wywołują momenty:  $M_x$  - skręcanie,  $M_y$  - zginanie,  $M_z$  - zginanie

w płaszczyźnie poziomej x-y, które pokazano na rys. 3.1. Moment  $M_z$  może być pominięty ze względu na małą wartość oraz dużą sztywność  $EI_z$  konstrukcji.



Rys. 3.1. Obciążenie zewnętrzne działające na nadwozie pojazdu.

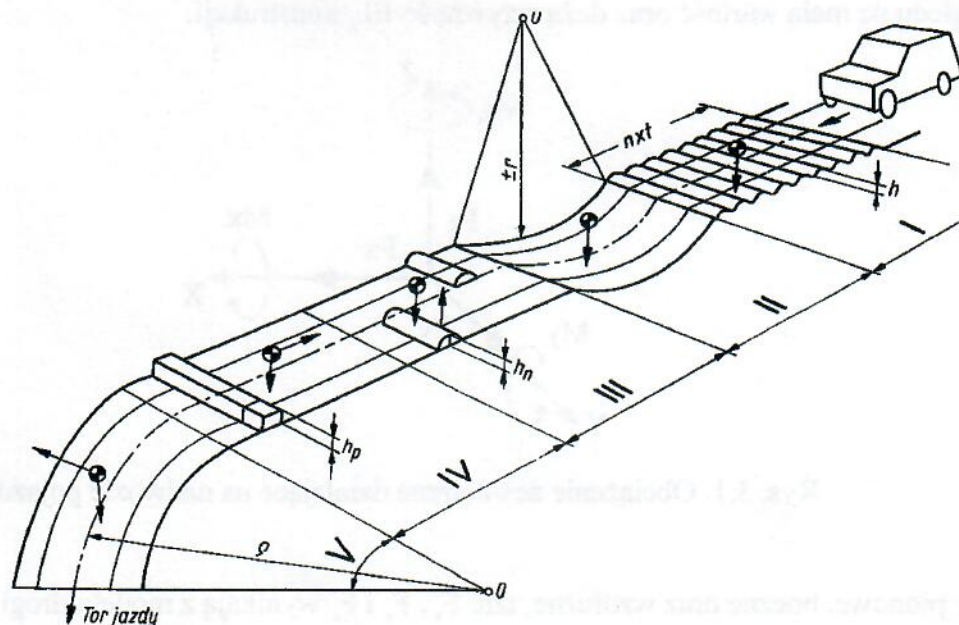
Siły pionowe, boczne oraz wzdłużne, tzn.  $F_x$ ,  $F_y$  i  $F_z$  wynikają z modelu drogi i sposobu jazdy. Uproszczony model drogi przedstawia rys. 3.2.

Model ten zawiera odcinki I-V schematycznie przedstawiające podstawowe typy kształtu nawierzchni.



- Odcinek I składa się z  $n$  symetrycznych nierówności o wysokości  $h$ . Podziałka  $t$  dobrana jest tak, że masa samochodu doznaje jedynie przyspieszeń pionowych co w rezultacie powoduje powstanie i oddziaływanie sił pionowych  $F_z$ . Siły te są symetryczne dla lewej i prawej strony pojazdu.
- Odcinek II zbudowany jest z pionowej krzywizny o promieniu  $r$ . Na masę samochodu działa przyspieszenie proporcjonalne do kwadratu prędkości i odwrotnie proporcjonalne do promienia krzywizny. W efekcie występują siły pionowe symetryczne  $F_z$ .
- Odcinek III spełnia rolę niesymetrycznych nierówności o wysokości  $h_n$ , które powodują oddziaływanie niesymetrycznych przyspieszeń pionowych. Na masę pojazdu działa liniowe przyspieszenie pionowe i obrotowe wokół osi podłużnej.
- Odcinek IV przedstawia powierzchnię płaską z poprzeczną przeszkodą o wysokości  $h_p$ . Najazd na przeszkodę wywołuje przyspieszenie wzdłużne i siłę  $F_x$ .
- Odcinek V modeluje powierzchnię poziomą zakrzywioną o promieniu  $\rho$ . Powstaje przyspieszenie odśrodkowego działania siły bezwładności w kierunku bocznym, powodującą siłę boczną  $F_y$ .

Wartości przyspieszeń na odcinkach I-V uzależnione są od prędkości poruszającego się samochodu.



Rys. 3.2. Model drogi.

Odcinki I-II obciążenia pionowe symetryczne, III - obciążenia pionowe niesymetryczne, odcinek IV - obciążenia wzdłużne, odcinek V - obciążenia boczne.



W czasie jazdy po wyboistej nawierzchni, kiedy oba koła przednie i koła tylnej osi równocześnie natrafiają na przeszkodę a koła środkowe w tym czasie natrafiają na dziurę, powstają pionowe przyspieszenia symetryczne względem osi podłużnej pojazdu. Na podwozie działa wówczas symetryczna siła która wynosi:

$$F_{zs} = m_{zs} Q \quad (3.3)$$

gdzie:

$m_{zs}$  - bezwymiarowy współczynnik sił masowych,

$Q_c$  - ciężar całkowity pojazdu [N],

$Q_{nr}$  - ciężar mas nieresorowanych [N].

Siła ta powoduje powstanie momentu  $M_y$ , który wywołuje zginanie nadwozia.

Wartości maksymalnych symetrycznych przyspieszeń pionowych wahają się w granicach od 1.5 do 2.5g, czyli około 15 do 25  $m/s^2$  dla samochodów osobowych i pojazdów oraz do 30  $m/s^2$  dla samochodów ciężarowych.

Duży wpływ na wartość przyspieszenia ma konstrukcja zawieszenia. Nowoczesne zawieszenia pochłaniają znaczną część energii i zmniejszają przyspieszenia docierające do nadwozia. Jest to możliwe dzięki stosowaniu w samochodach ciężarowych podobnych rozwiązań jak w osobowych

Przy jeździe po nierównej nawierzchni kiedy koła niejednocześnie napotykają na przeszkody powstają wówczas względem osi podłużnej pojazdu pionowe przyspieszenia niesymetryczne. Koła tej samej osi mają wtedy różne reakcje nawierzchni, co powoduje wprowadzenie w kadłub samochodu oprócz momentu zginającego moment skręcający.

Siły pionowe niesymetryczne wynoszą:

$$F_{zn} = m_{zns} (Q_c - Q_{nr}) \quad (3.4)$$

gdzie:

$m_{zns}$  - bezwymiarowy współczynnik masowych sił niesymetrycznych,

$Q_{nr}$  - ciężar mas nieresorowanych [N].

Moment skręcający wprowadzony przez zawieszenie kół ma postać:





$$M_s = m_{zns} (R_{pp} - R_{pl}) \cdot \frac{r_p}{2} \quad (3.5)$$

gdzie:

$R_{pp} - R_{pl}$  - Różnica sił na kołach przednich [N].

$r_p$  - rozstaw kół przednich [m].

Wielkość momentu skręcającego zależy od współczynnika sił masowych, różnicy sił na kołach i śladu kół. Różnica sił na kołach zależy od wysokości nierówności  $h$  jaką koło napotyka na nierównej nawierzchni. W skrajnym przypadku, tzn. maksymalnego momentu skręcającego, różnica ta równa jest reakcji osi przedniej i wynosi  $R_p$ . Wówczas siła na kole prawym jest  $R_{pp} = R_p$ , a na kole lewym  $R_{pl} = 0$  i następuje oderwanie koła lewego od nawierzchni drogi, a wyrażenie określające moment skręcający przyjmuje postać:

$$M_s = m_{zns} \cdot R_p \cdot \frac{r_p}{2} \quad (3.6)$$

gdzie:

$R_p$  - nacisk na oś przednią [N].

W przypadku gdy koło nie ma możliwości oderwania się od drogi moment skręcający wynosi:

$$M_s = m_{zns} \cdot R_p \cdot \frac{r_p}{2} \cdot \frac{h_r}{h_{1,2}} \quad (3.7)$$

gdzie:

$h_r$  - rzeczywista wysokość nierówności,

$h_{1,2}$  - obliczeniowa wysokość przeszkody.

Obciążenia wzdłużne powstają w wyniku hamowania lub przyspieszania pojazdu oraz przy najechaniu na przeszkodę. Na podstawie badań przyjmuje się, że maksymalne przyspieszenia dla pojazdów nie przekraczają  $7 \text{ m/s}^2$ .

Siły wzdłużne wynikające ze zmiany prędkości, wyrażają się wzorem:

$$F_x = \pm m_x (Q_c - Q_{nr}) \quad (3.8)$$

gdzie:

$m_x = 0.7 \div 1.0$  - bezwymiarowy współczynnik wzdłużnych sił masowych.

W przypadku najechania na przeszkodę powstają duże siły wzdłużne wprowadzane przez elementy zawieszenia. Wartość siły wzdłużnej przedstawia się wzorem:





$$F_x = m_z R_p \operatorname{tg} \Theta \quad (3.9)$$

gdzie:

$m_z$  - bezwymiarowy współczynnik masowych sił pionowych,

$R_p$  - obciążenie statyczne przedniej osi w przypadku szerokiej przeszkody lub obciążenie statyczne jednego koła przedniego w przypadku wąskiej przeszkody obliczone, jak w obciążeniach niesymetrycznych w N,

$\operatorname{tg} \Theta$  - wartość związana z wysokością przeszkody i średnicą ogumienia.

Kąt określony jest zależnością:

$$Q = \operatorname{arc} \sin \left( 1 - \frac{h_r}{r_p} \right) \quad (3.10)$$

gdzie:

$r_d$  - promień dynamiczny koła wg katalogu ogumienia [mm].

Obciążenia boczne powstają w czasie jazdy po torze krzywoliniowym lub przy uderzeniu bocznym o przeszkodę.

Obciążenia boczne wynikające z jazdy po łuku są zrównoważone w granicznym przypadku przez reakcje kół zewnętrznych (rys. 3.3). W wyniku dalszego wzrostu siły bezwładności C następuje przewrócenie samochodu. Maksymalne obciążenie siłą bezwładności określone jest zależnością między rozstawem kół, a wysokością środka ciężkości:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{r}{2z_{sc}} = \frac{C_b}{m_{zs} \cdot Q_c} \quad (3.11)$$

gdzie:

$r$  - rozstaw kół [m],

$z_{sc}$  - wysokość środka ciężkości od nawierzchni [m],

$C_b$  - składowa boczna siły bezwładności C [N],

$m_{zs}$  - bezwymiarowy współczynnik pionowych sił masowych.

Z powyższego równania uzyskuje się składową boczną  $C_b$  siły bezwładności oraz obciążenia punktów zawieszenia przedniego i tylnego.



$$C_b = R_y = m_{zs} \cdot Q_c \cdot \frac{r}{2z_{sc}}$$

$$R_{py} = m_{zs} \cdot Q_c \cdot \frac{r}{2z_{sc}} \cdot \frac{L_{ot}}{L_o} \quad (3.12)$$

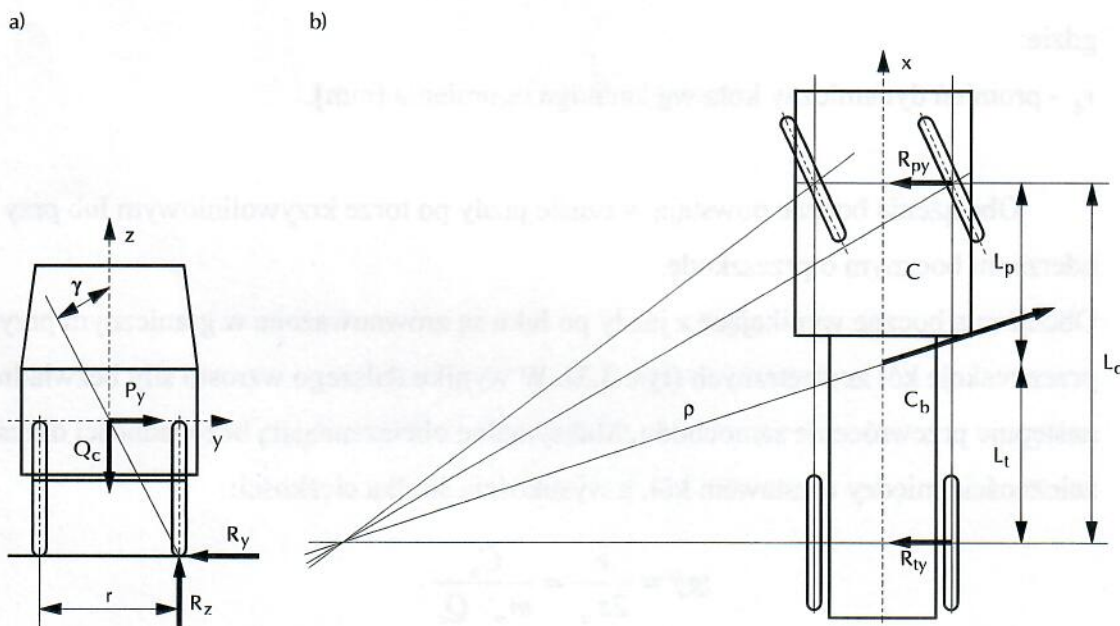
$$R_{ty} = m_{zs} \cdot Q_c \cdot \frac{r}{2z_{sc}} \cdot \frac{L_{op}}{L_o}$$

gdzie:

$L_o$  - rozstaw osi samochodu [m],

$L_{ot}$  - odległość środka ciężkości od osi tylnej [m],

$L_{op}$  - odległość środka ciężkości od osi przedniej [m].



Rys. 3.3. Siły boczne w czasie jazdy po łuku.

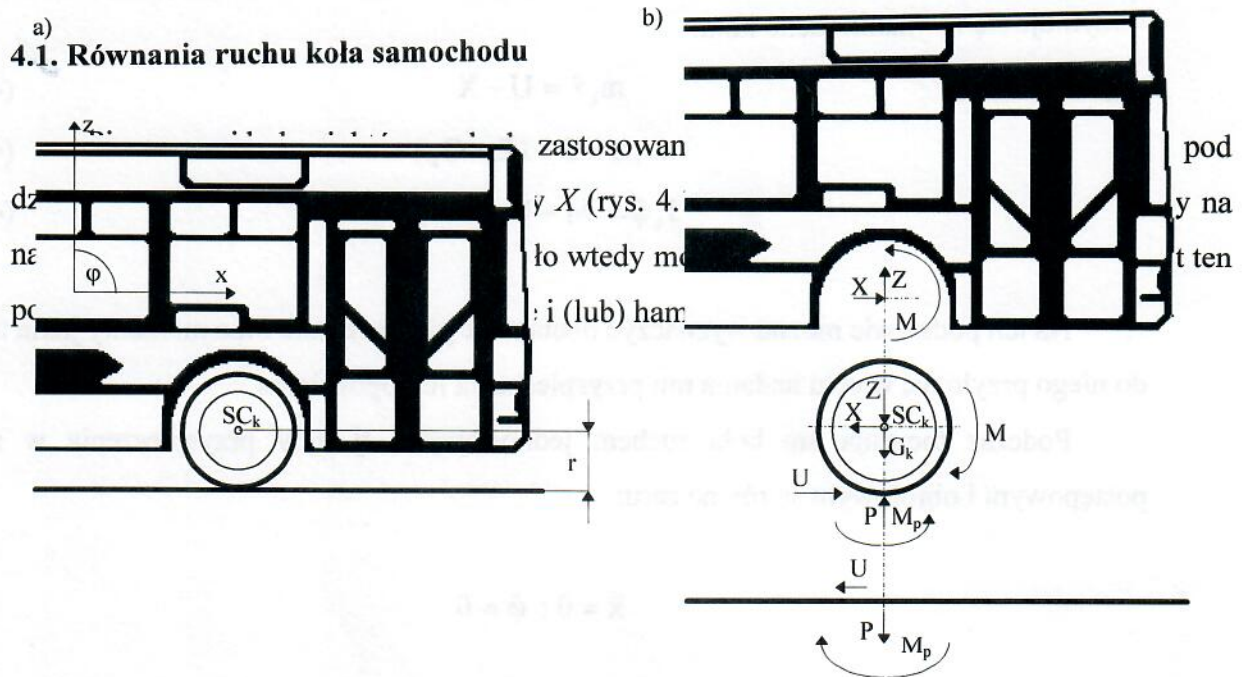
a) graniczna wartość  $P_y$ , b) rozkład składowej odśrodkowego oddziaływania bezwładności

$C_b$ .



## 4. Równania ruchu koła samochodu

### 4.1. Równania ruchu koła samochodu

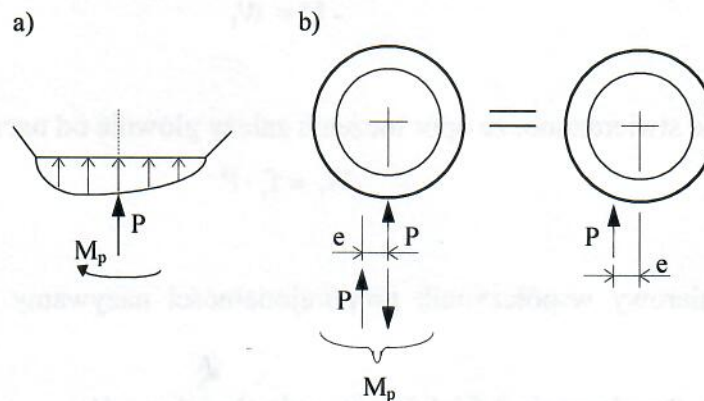


Rys. 4.1. a) Samochód koło i nawierzchnia drogi,

b) Siły i momenty działające na nadwozie, koło i nawierzchnię drogi

Aby opisać ruch koła, należy ułożyć równania ruchu, dla układu płaskiego, zgodnie z rys. 4.1. Koło, ze środkiem ciężkości  $SC_k$  na osi obrotu, porusza się w kierunku osi  $x$  i obraca się o kąt  $\varphi$ . Po rozdzieleniu układu według rys. 4.1a pojawiają się na rys.4.1b siły i momenty reakcji na powierzchni styku opony i nawierzchni drogi. Są to siła obwodowa  $U$  i obciążenie koła  $P$ .

Ponieważ na powierzchni śladu opony istnieje pewien rozkład nacisków, jak to pokazano na rysunku 4.2a, musi być wprowadzona jeszcze para sił  $M_p$ .



Rys. 4.2. Sprowadzenie rozkładu nacisków na powierzchni śladu opony do:

a) siły pionowej  $P$  i momentu  $M_p$ , b) siły  $P$  na ramieniu  $e$





Po uwzględnieniu masy koła  $m_k$ , jego ciężaru  $G_k = m_k g$  i momentu bezwładności  $J_k$  otrzymuje się równania ruchu koła:

$$m_k \ddot{x} = U - X \quad (4.1)$$

$$m_k \ddot{z} = P - (Z + G_k) \quad (4.2)$$

$$J_k \ddot{\phi} = M - U \cdot r - M_p \quad (4.3)$$

Na ich podstawie można wyznaczyć obciążenie pionowe koła oraz momenty jakie trzeba do niego przyłożyć w celu nadania mu przyspieszenia lub opóźnienia.

Podczas toczenia się koła ruchem jednostajnym, tj. gdy przyspieszenia w ruchu postępowym i obrotowym są równe zero:

$$\ddot{x} = 0 ; \ddot{\phi} = 0$$

dwa z powyższych równań upraszczają się do postaci:

$$X = U \quad (4.4)$$

$$M = U \cdot r + M_p \quad (4.5)$$

Przy momencie napędowym  $M = 0$  i założeniu, iż nie występuje żaden moment hamujący (także pochodzący od tarcia w łożyskach), musi być przyłożona do koła siła pozioma -  $X$ , co można sprawdzić doświadczalnie np. ciągnąc ręczny wózek. Oznacza to, zgodnie z równaniem 4.4, iż występuje pewien opór -  $U$ . Opór ten nazywamy oporem toczenia i oznaczamy przez  $W_t$ .

$$-U = W_t \quad (4.6)$$

Doświadczalnie stwierdzono, że opór toczenia zależy głównie od nacisku koła  $P$  i to liniowo:

$$W_t = f_t \cdot P \quad (4.7)$$

gdzie bezwymiarowy współczynnik proporcjonalności nazywamy współczynnikiem oporu toczenia.

Zakładając  $M = 0$  z równania 4.5 i 4.6 otrzymuje się zależność:

$$W_t = \frac{M_p}{r} \quad (4.8)$$

Handwritten signature or initials in blue ink.

Zgodnie z rys. 4.1 moment  $M_p$  będzie dalej interpretowany jako para sił złożona z dwóch sił obciążenia koła  $P$ , działająca w odległości  $e$ :

$$M_p = P \cdot e \quad (4.9)$$

W przypadku koła poruszającego się po twardej nawierzchni jest to równoznaczne z przesunięciem kierunku działania siły  $P$  o wartość  $e$ , zgodnie z kierunkiem ruchu pojazdu. Wyjaśnia to jednocześnie zjawisko tzw. oporu toczenia  $W_t$ .

$$W_t = \frac{P \cdot e}{r} \quad (4.10)$$

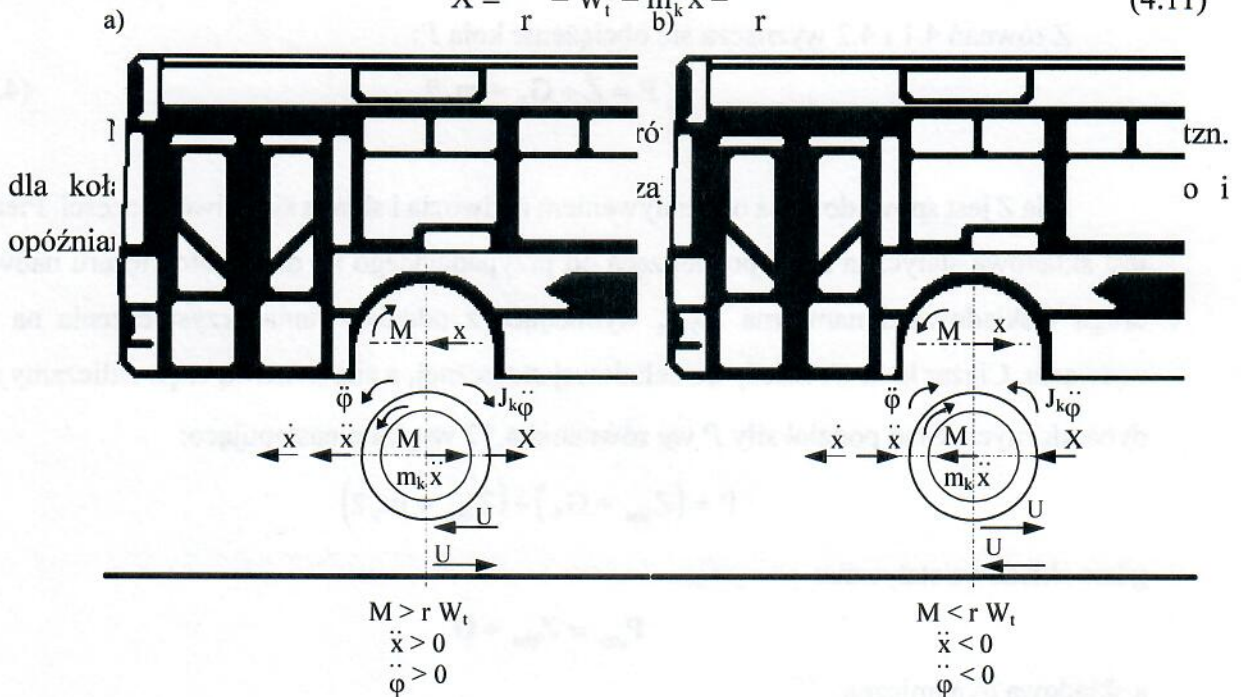
#### 4.2. Ruch przyspieszony

Zgodnie z równaniami 4.1, 4.3 i 4.7 jest:

$$m_k \ddot{x} = U - X; \quad I_k \ddot{\phi} = M - U \cdot r - W_t r$$

Eliminując siłę  $U$  działającą między kołem a jezdnią otrzymuje się następującą zależność między momentem  $M$  i siłą  $X$  działającą na oś:

$$X = \frac{M}{r} - W_t - m_k \ddot{x} - \frac{I_k \ddot{\phi}}{r} \quad (4.11)$$







**Rys. 4.3. Siły działające na samochód, koło i nawierzchnię drogi przy: a) kole napędzanym i przyspieszonym ruchu samochodu, b) kole hamowanym i opóźnionym ruchu samochodu**

Przyspieszenie kątowe  $\ddot{\phi}$  może być przekształcone wg równania:

$$\dot{x} = R\dot{\phi} \quad (4.12)$$

stąd:

$$\ddot{x} = \dot{R}\dot{\phi} + R\ddot{\phi} = \frac{\dot{R}}{R}\dot{x} + R\ddot{\phi} \quad (4.13)$$

Wstawiając do równania 4.11 otrzymamy:

$$X = \frac{M}{r} - W_t - \left(m_k + \frac{I_k}{Rr}\right)\ddot{x} + \frac{I_k}{R^2r}\dot{R}\dot{x} \quad (4.14)$$

Przy

$$\dot{R} = 0 \rightarrow s = \text{const} \quad (4.15)$$

otrzymuje się siłę  $X$  między kołem a pojazdem:

$$X = \frac{M}{r} - W_t - \left(m_k + \frac{I_k}{R_0r}\right)\ddot{x} \quad (4.16)$$

### 4.3. Obciążenia pionowe koła

Z równań 4.1 i 4.2 wyznacza się obciążenie koła  $P$ :

$$P = Z + G_k + m_k \ddot{z} \quad (4.17)$$

Siła  $Z$  jest spowodowana oddziaływaniem nadwozia i składa się z dwóch części. Pierwszą jest składowa statyczna  $Z_{stat}$ , pochodząca od przypadającego na dane koło ciężaru nadwozia, drugą - składowa dynamiczna  $Z_{dyn}$ , wynikająca z oddziaływania przyspieszenia na masę nadwozia. Ciężar koła  $G_k$  należy do składowej statycznej, a siłę masową  $m_k \ddot{z}$  zaliczamy do sił dynamicznych. Stąd podział siły  $P$  wg równania 4.17 wygląda następująco:

$$P = (Z_{stat} + G_k) + (Z_{dyn} + m_k \ddot{z})$$

gdzie składowa statyczna:

$$P_{stat} = Z_{stat} + G_k$$

a składowa dynamiczna:

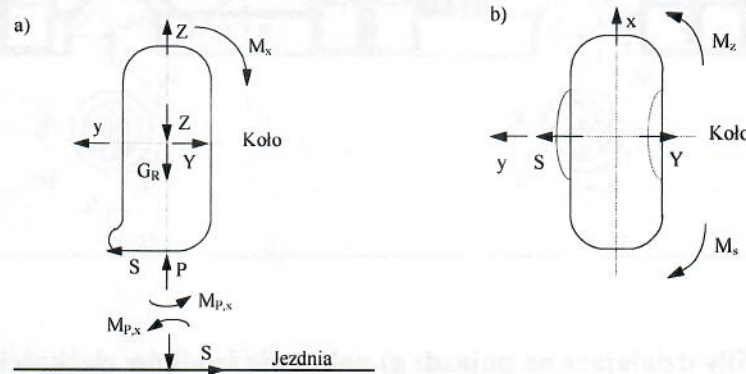
$$P_{dyn} = Z_{dyn} + m_k \ddot{z}$$

czyli:

$$P = P_{\text{stat}} + P_{\text{dyn}} \quad (4.18)$$

#### 4.4. Siły poprzeczne

Na rys. 4.4 pokazano siłę poprzeczną między pojazdem i kołem oraz działanie siły  $S$  między oponą i jezdnią, nazywanej siłą boczną. Siła  $S$  jest podobnie jak siła obwodowa  $U$  siłą poziomą.



**Rys. 4.4. Pojazd koło i droga przy bocznym obciążeniu: a) widok w kierunku jazdy, b) widok z góry**

Zgodnie z powyższym rysunkiem wskutek działania siły poprzecznej  $Y$  powstaje nie tylko siła boczna  $S$ , lecz także powstają dwa momenty  $M_{p,x}$  i  $M_s$  na śladzie opony.

#### 4.5. Obciążenia pionowe koła w czasie jazdy na wprost

Przeprowadźmy teraz rozważania na przykładzie pojazdu dwuosowego. Na rys. 4.5a pokazano cały pojazd, który na rys. 4.5b i c został rozłożony na główne pod względem mechanicznym części - nadwozie i osie kół. Dla tych trzech układów, ułożono równania ruchu. Ponieważ występują tu układy płaskie - przy milczącym założeniu jednakowych sił hamujących i napędowych na lewym i prawym kole-istnieją dla każdego zespołu trzy równania ruchu:

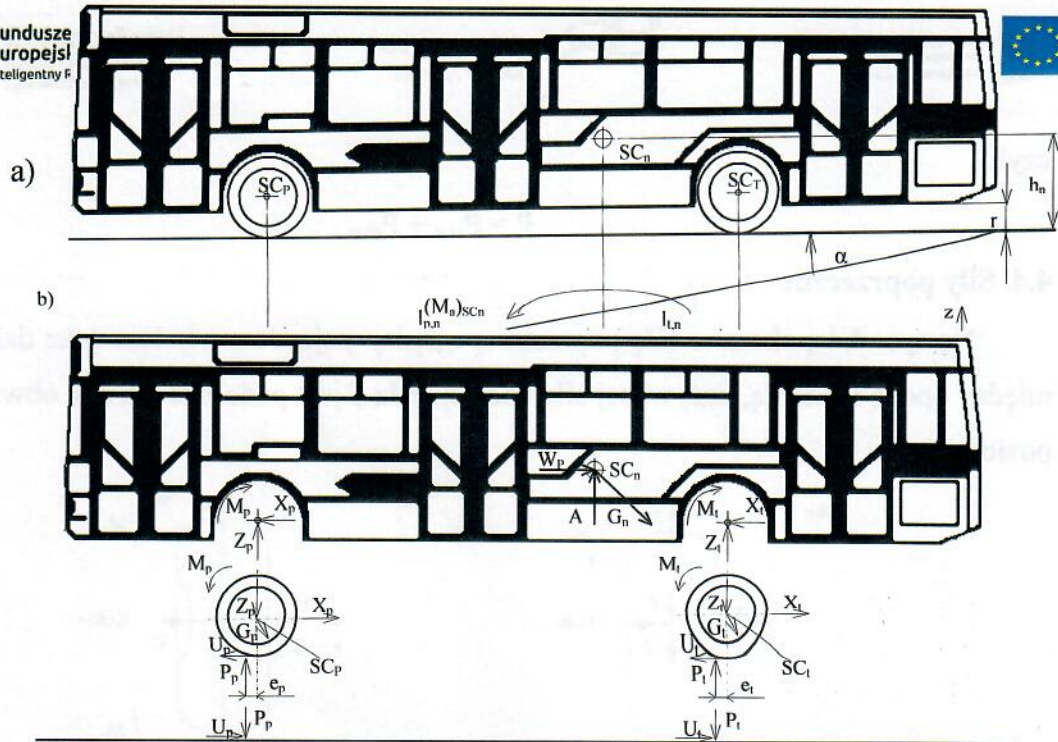
$$m\ddot{x} = \sum \text{sił w kierunku } x$$

$$m\ddot{z} = \sum \text{sił w kierunku } z$$

$$J\ddot{\phi} = \sum \text{momentów względem środków ciężkości osi kół.}$$

Układ współrzędnych  $x$ - $z$  jest związany z pojazdem, oś  $x$  wskazuje kierunek jazdy,  $z$  jest prostopadła do jezdni.





Rys. 4.5. Siły działające na pojazd: a) położenie środków ciężkości, b) siły i momenty działające na nadwozie, osie kół i nawierzchnię drogi

- nadwozie pojazdu o ciężarze  $G_n$ , masie  $m_n$  i środku ciężkości  $SC_n$  określonym odległościami  $l_{p,n}$ ,  $l_{t,n}$  i wysokość  $h_n$ , przy pominięciu ruchu drgającego nadwozia ( $\ddot{z}_n$  i  $\ddot{\phi}_n$  są równe zero) :

$$m_n \ddot{x}_n = -G_n \sin \alpha + X_p + X_t - W_p \quad (4.19)$$

$$0 = Z_p + Z_t - G_n \cos \alpha + A \quad (4.20)$$

$$0 = -(M_p + M_t) - Z_p l_{p,n} + Z_t l_{t,n} - (X_p + X_t)(h_n - r) + (M_a)_{SC_n} \quad (4.21)$$

- koła osi przedniej o wspólnym ciężarze  $G_p$ , masie  $m_p$ , momencie bezwładności  $J_p$  i środku ciężkości  $SC_p$ , po wprowadzeniu odcinka  $e_p$  wynikającego z uwzględnienia oporu toczenia:

$$m_p \ddot{x}_p = U_p - X_p - G_p \sin \alpha \quad (4.22)$$

$$0 = P_p - Z_p - G_p \cos \alpha \quad (4.23)$$

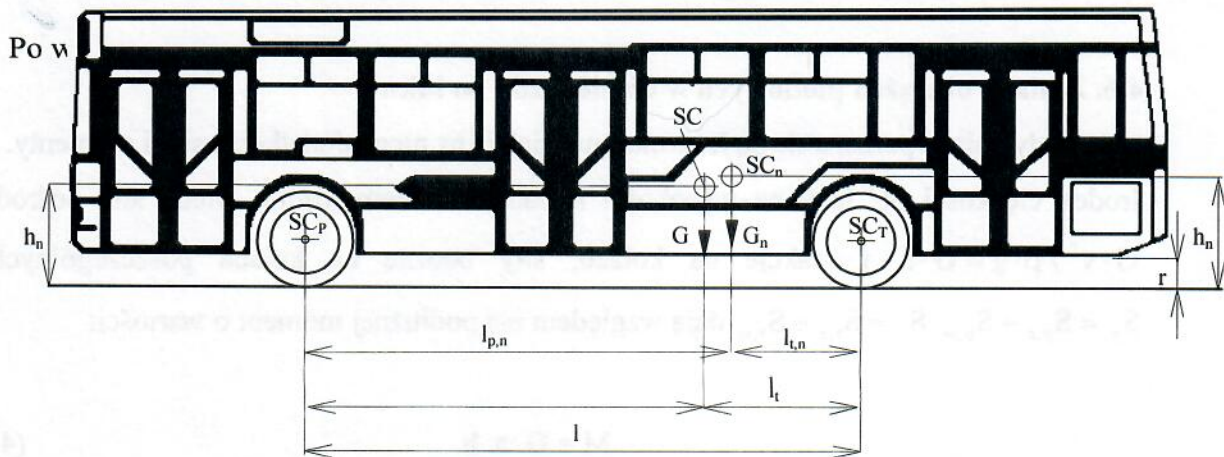
$$J_p \ddot{\phi}_p = M_p - U_p r - P_p e_p \quad (4.24)$$

- koła osi tylnej odpowiednio:

$$m_t \ddot{x}_t = U_t - X_t - G_t \sin \alpha \quad (4.25)$$

$$0 = P_t - Z_t - G_t \cos \alpha \quad (4.26)$$

$$J_t \ddot{\phi}_t = M_t - U_t r - P_t e_t \quad (4.27)$$



Rys. 4.6. Wypadkowy środek ciężkości.

oraz przekształceniu powyższych równań otrzymamy wzór na obciążenie pionowe osi przedniej:

$$P_p = P_{p,stat} - A_p - \left[ \frac{G h}{g l} + \frac{J_p}{R_p l} + \frac{J_t}{R_t l} \right] \ddot{x} - \frac{r}{l} W_t \quad (4.28)$$

Podobnie otrzymujemy wzór na obciążenie osi tylnej:

$$P_t = P_{t,stat} - A_t + \left[ \frac{G h}{g l} + \frac{J_p}{R_p l} + \frac{J_t}{R_t l} \right] \ddot{x} + \frac{r}{l} W_t \quad (4.29)$$

Należy stwierdzić, że obciążenia pionowe kół pojazdu zależą przede wszystkim od składowej statycznej. Na drodze płaskiej ( $\alpha = 0$ ) rozkład tych obciążeń uwarunkowany jest położeniem środka ciężkości pojazdu w kierunku podłużnym, czyli stosunkami  $l_p/l$  względnie  $l_t/l$ . W czasie wjazdu na wzniesienie ( $\alpha > 0$ ) obciążenie osi przedniej zmniejsza się o  $G(h/l)\sin\alpha$ , a osi tylnej rośnie o tą samą wartość. Przy zjeżdżaniu ze wzniesienia ( $\alpha < 0$ ) występuje sytuacja odwrotna. Istotne znaczenie ma tu więc stosunek  $(h/l)$  wysokości środka ciężkości pojazdu do rozstawu osi. Podczas jazdy obciążenia pionowe zmieniają się pod wpływem siły nośnej, przy czym przeważnie zmniejszają się ze wzrostem prędkości i bocznego naporu wiatru. Gdy pojazd przyspiesza koła przedniej osi są odciążane, zaś tylnej dociążane. Przy hamowaniu jest odwrotnie. Ta zmiana obciążeń posiada dwie składowe. Jedna





pochodzi od momentu bezwładności mas w ruchu postępowym  $(G/g)(h/l) \ddot{x}$ . Także tu zaznacza się wpływ stosunku wysokości  $h$  środka ciężkości do rozstawu osi  $l$ .

#### 4.6. Zmiana obciążeń pionowych w czasie jazdy po łuku

Gdy pojazd porusza się po łuku okręgu działają na niego dodatkowe siły i momenty. Jeżeli środek ciężkości  $SC$  leży na wysokości  $h$  nad poziomem jezdni, wtedy siła odśrodkowa  $G \cdot v^2 / \rho \cdot g = G \cdot a$  i reakcje na kołach, siły boczne na kołach poszczególnych osi  $S_p = S_{p,z} + S_{p,w}$   $S_t = S_{t,z} + S_{t,w}$  dają względem osi podłużnej moment o wartości:

$$M = G \cdot a \cdot h \quad (4.30)$$

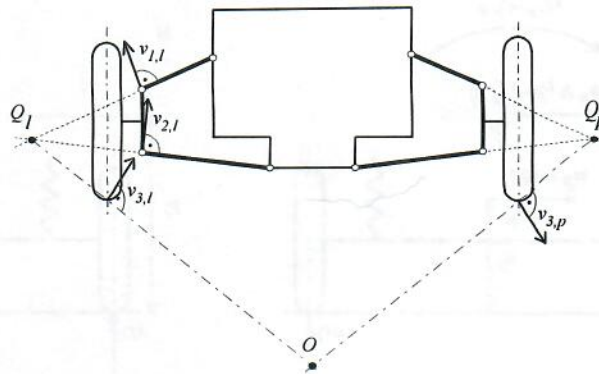
Moment ten jest równoważony poprzez zmiany obciążeń pionowych kół obu osi. Obciążenia kół zewnętrznych osi przedniej i tylnej wzrastają odpowiednio o  $\Delta P_p$  i  $\Delta P_t$ , a kół wewnętrznych maleją o te same wartości. Po uwzględnieniu rozstawów kół  $s_p$  i  $s_t$  moment reakcyjny wyniesie:

$$M = \Delta P_p s_p + \Delta P_t s_t \quad (4.31)$$

Równanie równowagi momentów względem osi podłużnej ma więc postać:

$$\Delta P_p s_p + \Delta P_t s_t = G \cdot a \cdot h \quad (4.32)$$

Jest to zagadnienie statycznie niewyznaczalne, ponieważ w jednym równaniu występują dwie niewiadome. Drugie równanie można stworzyć uwzględniając boczne przechylenie się nadwozia względem sprężystości zawieszonych kół. Nadwozie obraca się wokół prostej zwanej *osią bocznego przechyłu*, wyznaczonej przez *środki bocznego przechyłu* dla osi przedniej  $O_p$  i tylnej  $O_t$ . Przykład położenia środka bocznego przechyłu dla zawieszenia z podwójnymi wahaczami poprzecznymi przedstawiony jest na rys. 4.7. Punkty  $Q_l$  i  $Q_p$  są chwilowymi środkami obrotu dla przemieszczeń lewego i prawego koła. W tym przypadku leżą one w punkcie przecięcia przedłużeń wahaczy. Środek bocznego przechyłu  $O$ , jako chwilowy środek obrotu nadwozia, powstaje w przecięciu prostych łączących punkt  $Q_l$  z punktem styku z jezdnią koła lewego oraz punkt  $Q_p$  z punktem styku z jezdnią koła prawego.



**Rys. 4.7. Położenie środka bocznego przechyłu dla zawieszenia z podwójnymi wahaczami poprzecznymi**

Punkt  $O$  nie jest stały, lecz przemieszcza się po pewnym torze, a więc i położenie osi przechyłu zmienia się przy przechyle nadwozia. W obliczeniach najczęściej jednak nie uwzględnia się bocznych przemieszczeń chwilowego środka przechyłu.

Siła odśrodkowa nadwozia o masie  $m_n$ , równa  $m_n v^2 / \rho$ , przyłożona w środku ciężkości nadwozia  $SC_n$  daje względem osi bocznego przechyłu moment  $m_n (v^2 / \rho) h'$ , gdzie  $h'$  jest odległością  $SC_n$  od osi przechyłu. Ponieważ na skutek obrotu wokół osi bocznego przechyłu o kąt  $\psi$  środek ciężkości  $SC_n$  przesunie się w bok o  $h' \sin \psi$ , powstanie dodatkowy moment o wartości  $G_n h' \sin \psi \sim G_n h' \psi$ . Całkowity moment wynosi więc:

$$M = m_n \frac{v^2}{\rho} h' + G_n h' \psi \quad (4.33)$$

Siła odśrodkowa rozkłada się, w stosunku wynikającym z położenia środka ciężkości, na dwie siły przyłożone w środkach bocznego przechyłu. Moment  $M$  jest za pośrednictwem elementów sprężystych zawieszenia przenoszony na osie. Jeżeli wprowadzi się poprzeczne sztywności kątowe  $C_p$  i  $C_t$  zawieszenia osi przedniej i tylnej, to:

$$M = (C_p + C_t) \psi \quad (4.34)$$

Uwzględniając równanie 4.33 można stąd wyznaczyć kąt przechyłu:

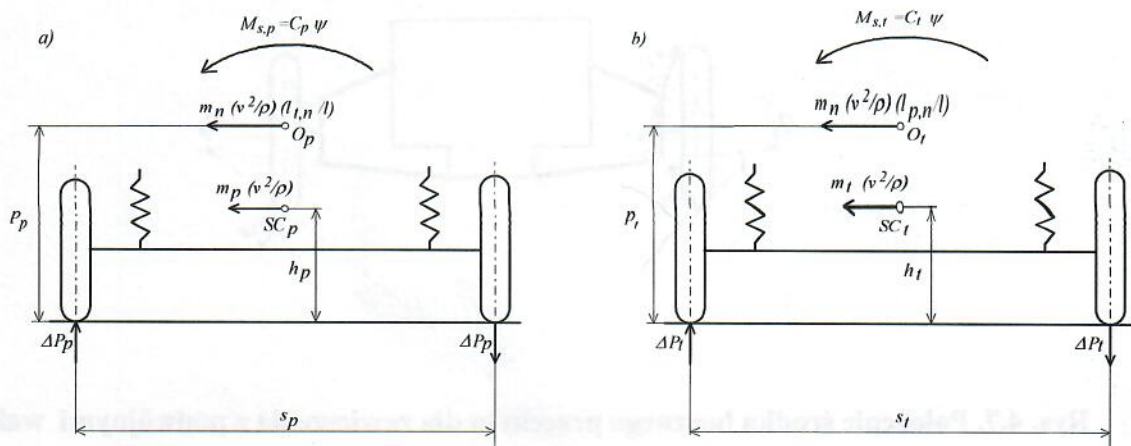
$$\psi = \frac{m_n (v^2 / \rho) h'}{C_p + C_t - G_n h'} = \frac{G_n h'}{C_p + C_t - G_n h'} a \quad (4.35)$$

Momenty od sił w sprężynach poszczególnych osi wynoszą:

$$M_{s,p} = C_p \psi = \frac{C_p}{C_p + C_t - G_n h'} G_n h' a \quad (4.36)$$

$$M_{s,t} = C_t \psi = \frac{C_t}{C_p + C_t - G_n h'} G_n h' a$$





Rys. 4.8. Wyznaczenie różnicy obciążeń między kołami zewnętrznymi i wewnętrznymi dla osi sztywnych, siły i momenty na osi: a) przedniej, b) tylnej

Moment od różnicy obciążeń kół musi zrównoważyć trzy momenty. Przykładowo dla osi przedniej (rys. 4.8a) będzie to moment od części siły odśrodkowej nadwozia  $m_n(v^2/\rho)(l_{t,n}/l)$  na ramieniu równym odległości  $p_p$  środka przechyłu  $O_p$  od nawierzchni, moment od siły odśrodkowej osi przedniej  $m_p v^2/\rho$  na ramieniu równym odległości  $h_p$  środka ciężkości osi od jezdni oraz moment od sił w sprężynach  $M_{s,p}$ .

$$\Delta P_p s_p = m_n \frac{v^2}{\rho} \frac{l_{t,n}}{l} p_p + M_{s,p} + m_p \frac{v^2}{\rho} h_p$$

Analogicznie dla osi tylnej.

$$\Delta P_t s_t = m_n \frac{v^2}{\rho} \frac{l_{p,n}}{l} p_t + M_{s,t} + m_t \frac{v^2}{\rho} h_t$$

Zmiany obciążeń kół w porównaniu do obciążeń statycznych dają się wyznaczyć z powyższych równań po wstawieniu  $M_{s,p}$  i  $M_{s,t}$  według równań 3.36:

$$\Delta P_p = G_n a \left( \frac{l_{t,n}}{l} \frac{p_p}{s_p} + \frac{C_p}{C_p + C_t - G_n h' s_p} \frac{h'}{s_p} + \frac{G_p}{G_n} \frac{h_p}{s_p} \right) \quad (4.37)$$

$$\Delta P_t = G_n a \left( \frac{l_{p,n}}{l} \frac{p_t}{s_t} + \frac{C_t}{C_p + C_t - G_n h' s_t} \frac{h'}{s_t} + \frac{G_t}{G_n} \frac{h_t}{s_t} \right) \quad (4.38)$$

Powyższe obliczenia dotyczyły pojazdu o dwóch osiach sztywnych. Można je jednak uogólnić także na pojazdy o innych typach zawiesznień. Aby określić wg równania 4.33 wartość momentu  $M$  od siły odśrodkowej, względem osi bocznego przechyłu należy znać odległość  $h'$  środka ciężkości nadwozia  $SC_n$  od tej osi. Odległość tę można wyznaczyć znając wysokości



środków bocznego przechyłu dla osi przedniej  $p_p$  i tylnej  $p_t$ , odległość  $h_n$  środka ciężkości  $SC_n$  od jezdni oraz jego odległość od przedniej i tylnej osi,  $l_{p,n}$  i  $l_{t,n}$ .

$$h' = h_n - \frac{p_p l_{p,n} + p_t l_{t,n}}{l} \quad (4.39)$$

Jeśli pominąć oddziaływanie siły odśrodkowej kół na przechyły nadwozia, co w przeciwieństwie do osi sztywnej ma miejsce w przypadku zawiesznień niezależnych, wtedy z równania (4.35) można wyznaczyć kąt przechyłu  $\psi$ , a z równań 4.37 i 4.38 zmiany obciążeń kół  $\Delta P_p$  i  $\Delta P_t$ . Poprzeczne sztywności kątowe  $C_p$  i  $C_t$  muszą mieć wartości zgodne z typem zawieszenia danej osi.





## 5. Wstępna analiza wytrzymałościowa MES

Model geometryczny ramy oparty jest na elementach powłokowych, gdyż większość elementów konstrukcji stanowią cienkościenne blachy i kształtowniki [9]. Wyjątkiem są kostki (gniazda) w tylnej części ramy służące do utwierdzenia żurawia, te reprezentują modele objętościowe.

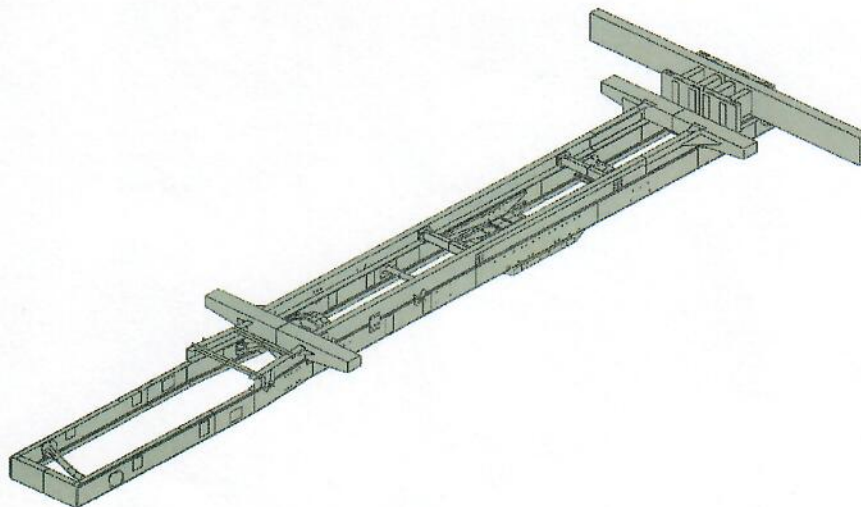
Celem dokładniejszego odwzorowania sztywności całego ustroju z modelem ramy nośnej połączono:

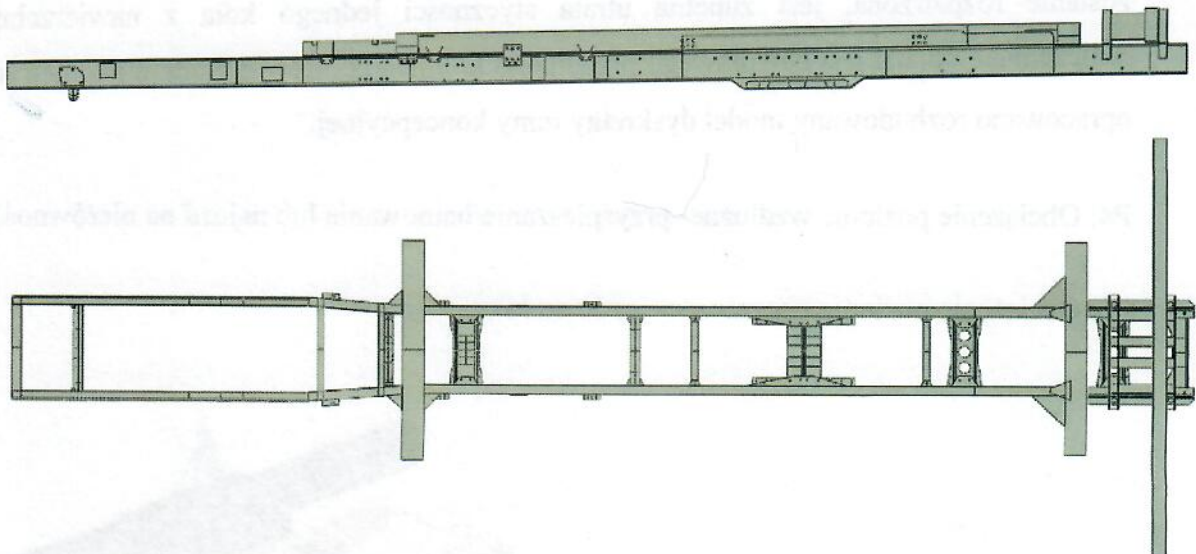
- model ramy podkontenerowej
- model wspornika wózka zawieszenia
- elementy mocowania żurawia

Pozostałe sztywne elementy imitują wiązania typu constrain lub restrain w modelu dyskretnym. Łączą one z ramą pojazdu następujące punkty masowe:

- kabina: 3,2 t
- silnik: 1 t
- wyposażenie pomocnicze: 1 t
- skrzynia rozdzielcza: 500 kg
- zbiorniki paliwa: 2 x 300 kg
- kontener z pomostem kontenerowym: 9,5 t

Poniżej przedstawiono model geometryczny pierwszej koncepcyjnej wersji ramy pojazdu.

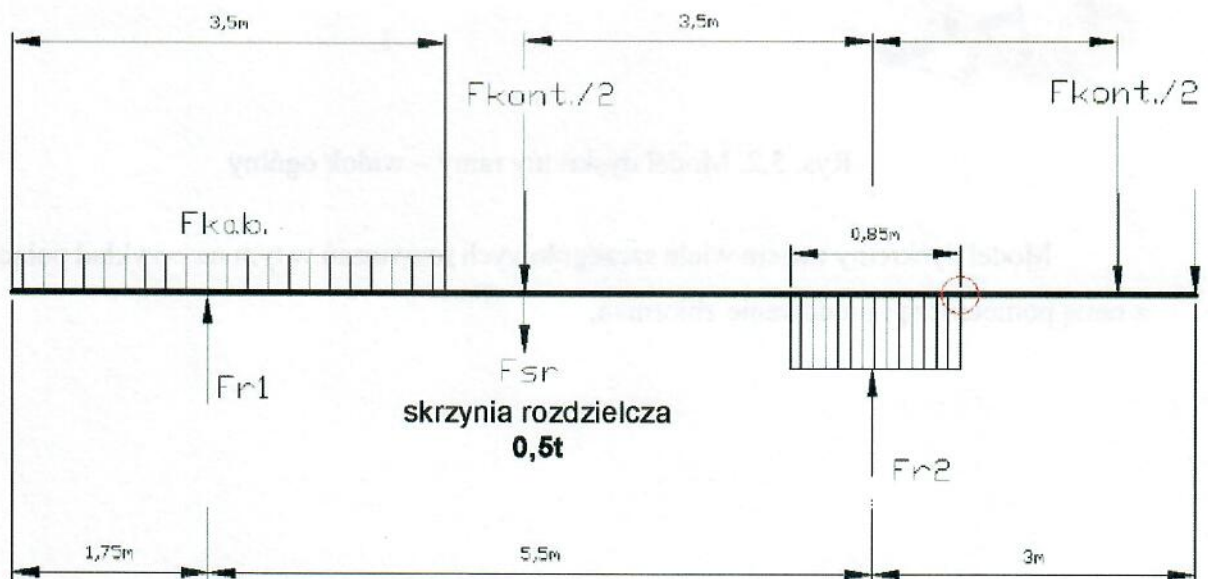




Rys. 5.1. Model geometryczny ramy koncepcyjnej – model CAD

W oparciu o przeprowadzone analityczne analizy sił obciążeń, do symulacji komputerowych wytypowano kilka wariantów warunków brzegowych:

P1: Obciążenie statyczne.



P2: Obciążenia pionowe symetryczne.

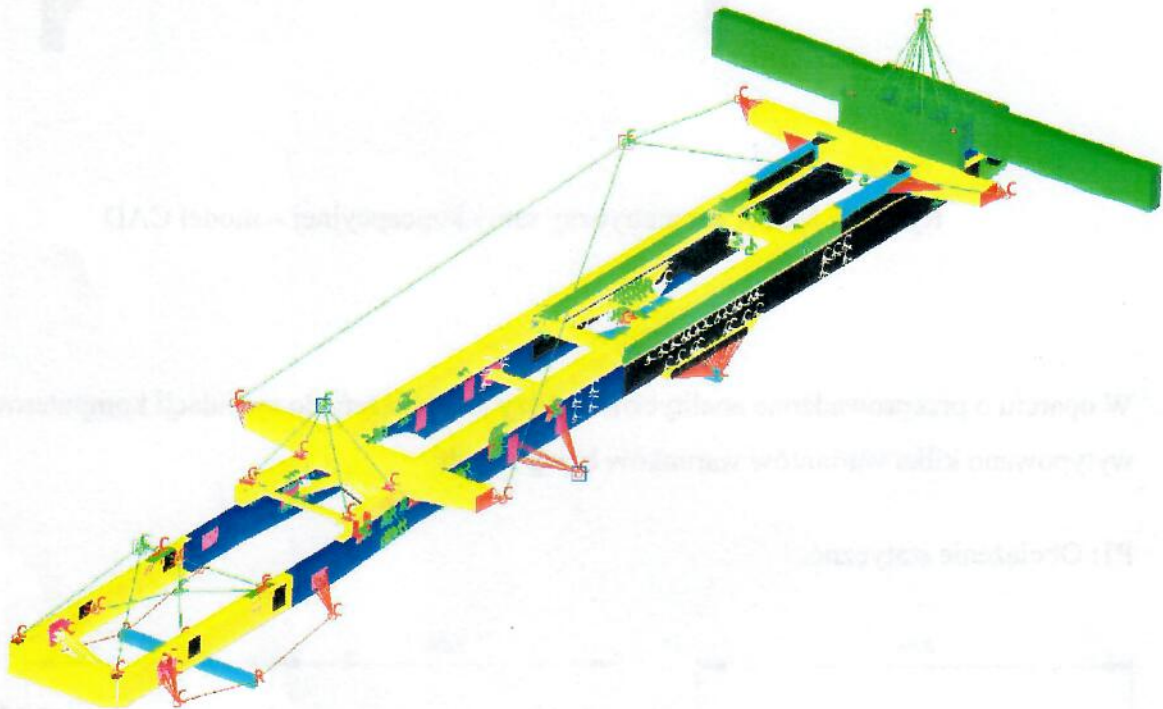
P3: Obciążenie pionowe niesymetryczne- najazd kołem 1 osi na nierówność. Oznacza to zmianę proporcji sił reakcji podłoża na strony pojazdu i skręcanie ramy. Sytuacją graniczną, która



zostanie rozpatrzona, jest zupełna utrata styczności jednego koła z nawierzchnią (w obliczeniach pojazd jest bez prawego przedniego koła) Na podstawie modelu geometrycznego opracowano rozbudowany model dyskretny ramy koncepcyjnej.

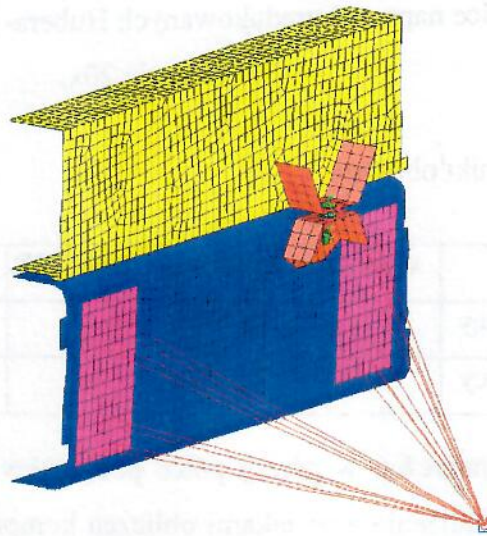
P4: Obciążenie poziome wzdłużne- przyspieszanie/hamowanie lub najazd na nierówność.

P5: Obciążenie poziome poprzeczne- jazda po łuku



Rys. 5.2. Model dyskretny ramy – widok ogólny

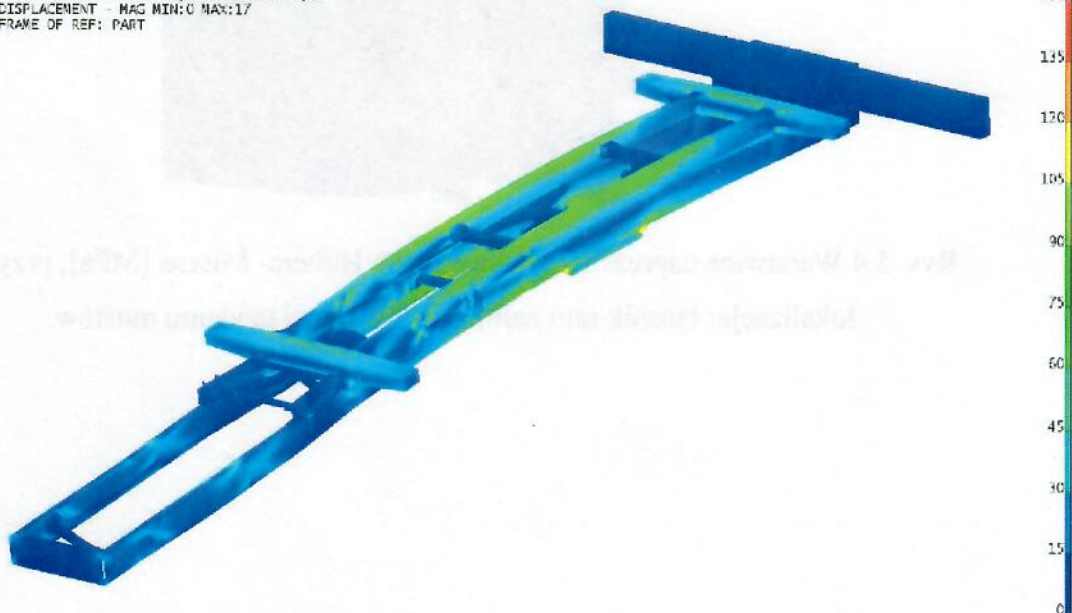
Model dyskretny zawiera wiele szczegółowych rozwiązań w tym na przykład połączenie z ramą pomocniczą i mocowanie zbiornika.



Rys. 5.3. Fragment modelu dyskretnego- mocowanie zbiornika paliwa. Widoczne szczegóły zastosowanych uproszczeń.

Wstępne wyniki obliczeń dla poszczególnych przypadków obciążenia ramy podwoziowej przedstawiono w postaci warstwicy naprężeń zredukowanych HMH na rys. 26<sup>53</sup>. w tabeli nr 5 zestawiono porównanie wyników obliczeń naprężeń w półkach podłużnic metodą analityczną i komputerową- MES.

RESULTS: 2- P.C. 1, STRESS\_2, P1  
STRESS - von Mises MIN:0 MAX:140  
DEFORMATION: 1- P.C. 1, DISPLACEMENT\_1, P1  
DISPLACEMENT - MAG MIN:0 MAX:17  
FRAME OF REF: PART







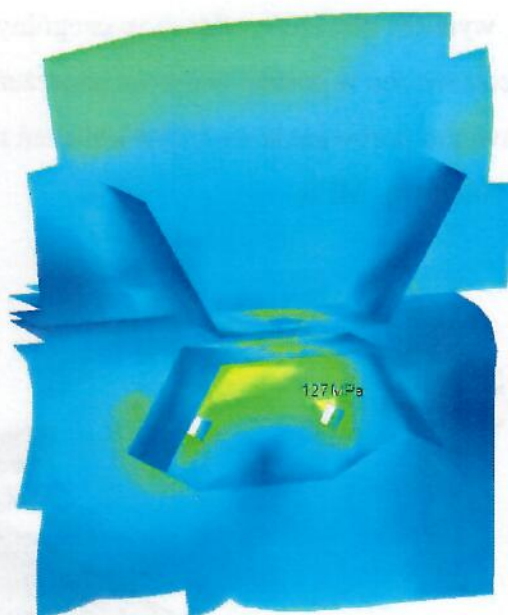
Rys. 5.3. Warstwy naprężeń zredukowanych Hubera- Misesa [MPa], przypadek P1.  
Deformacja 20x.

Tab 5.1. Wstępne wyniki obliczeń

Położenie:	wartość oczekiwana (rozdz. III)	wartość obliczona komputerowo
górną półką podłużnicy	88 MPa	87 MPa
dolną półką podłużnicy	72 MPa	77 MPa

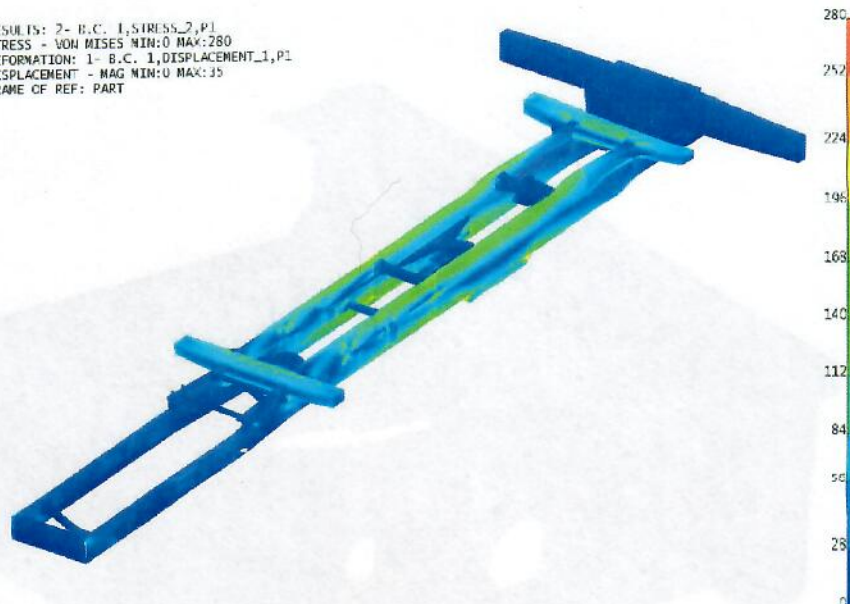
W przypadku naprężeń w górnej półce podłużnicy wyniki obliczeń analitycznych pokrywają się w przybliżeniu z wynikami obliczeń komputerowych MES. Błąd wyników dla dolnej półki (6 %) może wynikać z bliskości wydłużenia płyty nośnej zmieniającego przekrój i zakłócającej rozplływ naprężeń

Poniżej przedstawiono przykładowe miejsca newralgiczne w wynikach symulacji komputerowych.

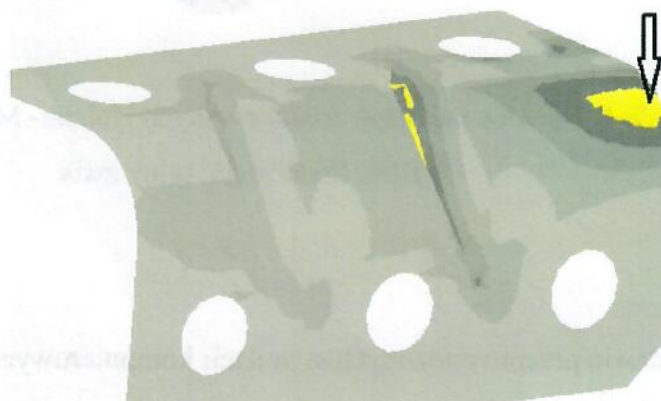


Rys. 5.4 Warstwy naprężeń zredukowanych Hubera- Misesa [MPa], przypadek P1,  
lokalizacja: łącznik ram najbliższy tylnej osi tandemu mostów.

RESULTS: 7 - B.C. 1, STRESS\_2, P1  
STRESS - VON MISES MIN:0 MAX:280  
DEFORMATION: 1 - B.C. 1, DISPLACEMENT\_1, P1  
DISPLACEMENT - MAG MIN:0 MAX:35  
FRAME OF REF: PART

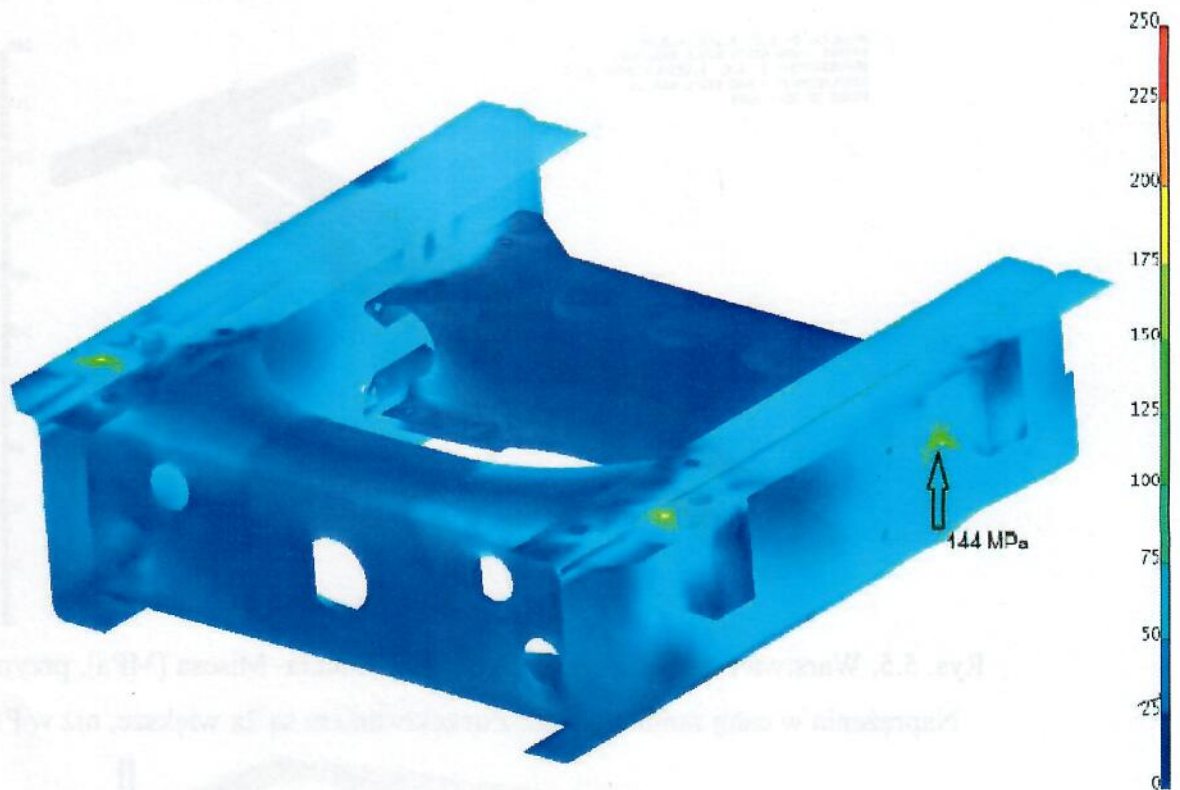


Rys. 5.5. Warstwy naprężeń zredukowanych Hubera- Misesa [MPa], przypadek P2.  
Naprężenia w całej ramie zgodnie z oczekiwaniem są 2x większe, niż w P1



Rys. 5.6. Warstwy naprężeń zredukowanych Hubera- Misesa [MPa], przypadek P2,  
lokalizacja: łącznik międzyramowy prawy pod przednią belką - główne składowe  
stanowią naprężenia pionowe ściskające 190 MPa i pionowe ścinające 130 MPa





Rys. 5.7. Warstwy naprężeń zredukowanych Hubera- Misesa [MPa], przypadek P1B, lokalizacja: tylny zwis

Na podstawie przeprowadzonych symulacji komputerowych zebrano wstępne wyniki obliczeń w tabeli 5.2



Tabela 5.2. Analiza maksymalnych naprężeń zredukowanych.

Przypadek obciążenia	$C_{red}$ [Mpa]	Uwagi
P1	140	
P2	280	Miejsca przekroczenia $C_{dop}$ : <ul style="list-style-type: none"> <li>■ swobodne części płyt nośnych- 280MPa</li> <li>■ łączniki międzyramowe- 259 MPa</li> </ul>
P3	282	Miejsca przekroczenia $C_{dop}$ : <ul style="list-style-type: none"> <li>■ łącznik międzyramowy prawy- 282 MPa</li> <li>■ płyta nośna prawa- 272 MPa, 258 MPa</li> <li>■ łącznik żeliwny nad zb. paliwa prawy- 253 MPa</li> </ul>
P4	165	
P5	238	

Model wstępny jest bazą do dalszych prac obliczeniowo- optymalizacyjnych

**SKB Drive Tech S.A.**  
00-180 Warszawa  
ul. Miła 2  
NIP 772-239-37-16 REGON 101077970

Prezes Zarządu  
*Lidia Kowalska*  
Lidia Kowalska

Wiceprezes Zarządu  
*Marek Wodzisławski*  
Marek Wodzisławski