

Dynamika maszyn roboczych i pojazdów - Projekt

Wtorek 7:30-9:00

Prowadzący: Mgr. Inż. Jakub Chołodowski

**Projekt zawieszenia pojazdu czterokołowego typu off-road o
zdefiniowanej bryle nadwozia**

1. Opis projektu

Projekt polega na przeprowadzeniu obliczeń wartości sztywności i tłumienia dla przyjętego wcześniej układu zawieszenia przedniego i tylnego pojazdu terenowego (off-road), wyznaczeniu geometrii metodą syntezy oraz przeprowadzeniu kilku symulacji sprawdzających przyjęte obliczenia dla modelu stworzonego w programie ADAMS. Zawieszenie pojazdu jest to zespół elementów łączących koła z resztą pojazdu. Zawieszenie przenosi siły powstające na styku koła z jezdnią na nadwozie. Zapewnia komfort jazdy oraz stateczność i sterowność pojazdu. Zawieszenie jest częścią podwozia, a w jego skład wchodzi:

- elementy prowadzące koło – odpowiadają za prowadzenie, skok i geometrię zawieszenia – np. wahacz, drążek poprzeczny (np. drążek Panharda) lub wzdlużny,
- elementy resorujące (np. resor piórowy lub sprężyna śrubowa),
- elementy tłumiące (amortyzator).

Ze względu na budowę zawieszenie dzielimy na:

- zależne – ruch jednego koła danej osi wpływa na drugie koło (np. sztywny most na resorach piórowych),
- niezależne – ruch jednego koła danej osi nie wpływa na drugie koło (np. kolumna MacPhersona),
- półzależne – ruch jednego koła danej osi w niewielkim stopniu wpływa na drugie koło (np. zawieszenia z belką skrętną lub resor piórowy poprzeczny).

2. Dobór zawieszenia

Pierwszym etapem projektu był dobór zawieszenia do pojazdu. Większość samochodów terenowych ma zawieszenie zależne na tylną oś oraz niezależne na przednią. Zaliczają się do nich m. in. Nissan Navara i Terrano (późniejszy Pathfinder), Mitsubishi Pajero oraz L200 czy Toyota Hilux. Niektóre pojazdy off-road, np. Mini All-4-Racing oraz Hummer H1 czy Buggy, które święciły sukcesy na słynnym rajdzie terenowym Dakar mają zawieszenie niezależne na wszystkie koła. Samochód który na tegorocznym Dakarze zajął 3 pierwsze miejsca to Peugeot 3008 DKR o zawieszeniu niezależnym na wszystkie koła - z podwójnymi wahaczami trójkątnymi z przodu i z tyłu.



Rys. 2.1. Peugeot 3008 DKR

Do naszego projektu zdecydowaliśmy się zastosować zawieszenie z samochodu Nissan Navara. Jest to auto w którym na przedzie jest zawieszenie niezależne - dwuwahaczowe ze sprężynami śrubowymi, amortyzator teleskopowy i stabilizator. Na zawieszenie tylne składają się resory piórowe oraz amortyzatory teleskopowe (zależne). Nissan Navara także brał udział w rajdzie Dakar (prowadzony m. in. przez Krzysztofa Hołowczyca).



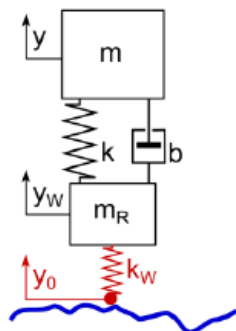
Rys. 2.2. zawieszenie zastosowane w projekcie - na zdjęciu Nissan Navara



Rys. 2.3. Nissan Navara podczas rajdu Dakar

3. Potrzebne obliczenia

Aby obliczyć sztywność zawieszenia na przednią oś (niezależne) skorzystano z tzw. modelu ćwiartki pojazdu.



Rys 3.1. model ćwiartki pojazdu

Opisany jest on wzorem na pulsację drgań własnych pojazdu.

$$\omega_{01}^2 = \frac{1}{2} \left[\frac{(k_w + k)m + km_w}{m_w m} \right] - \frac{1}{2} \sqrt{\left[\frac{(k_w + k)m + km_w}{m_w m} \right]^2 - 4 \left[\frac{k_w k}{m_w m} \right]} \quad [\text{rad/s}]$$

Rys 3.2. wzór na pulsację drgań własnych

Skąd obliczyć można częstotliwość drgań własnych:

$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

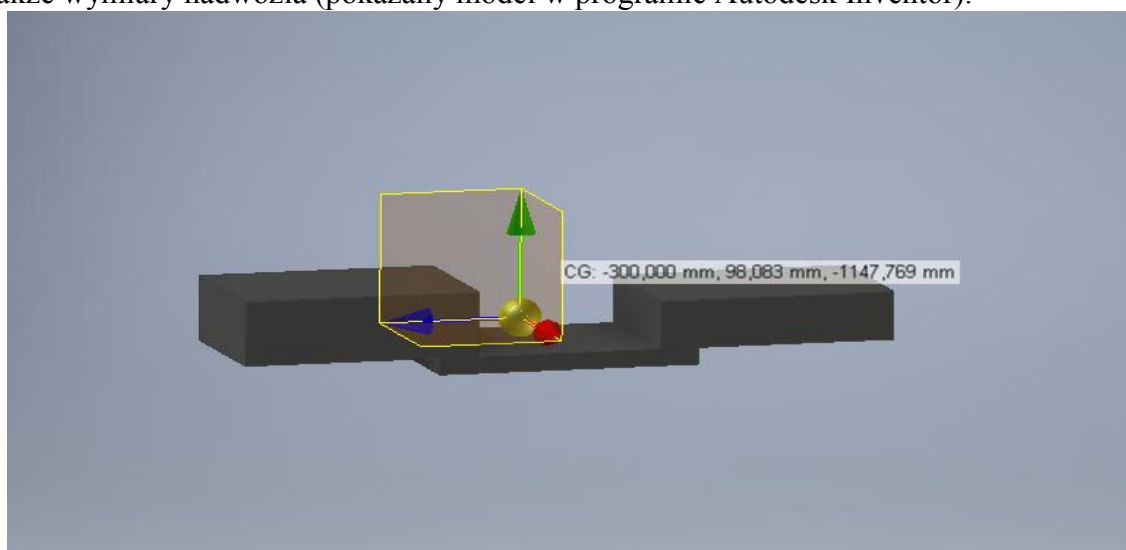
która dla zachowania komfortu jazdy kierowcy i pasażerów powinna zawierać się w przedziale od 1 do 1,5 Hz.

Dane projektowe:

Masa pojazdu m	630	kg
Masa nieresorowana m _w	30	kg
Sztywność masy nieresorowanej k _w	120000	N/m

Tabela 3.1. dane projektowe

a także wymiary nadwozia (pokazany model w programie Autodesk Inventor):



Rys 3.3. model w programie Inventor - wyznaczony środek ciężkości

Położenie środka ciężkości zostało uwzględnione w obliczeniach - oznacza to że na przednią część przypada nieco większa masa niż na tylną oś.

k_F [N/m]	ω_{01}^2 [rad ² /s ²]	f_F [Hz]
8000	43,99	1,06
8100	44,50	1,06
8200	45,02	1,07
8300	45,53	1,07
8400	46,04	1,08
8500	46,55	1,09
8600	47,06	1,09
8700	47,57	1,10
8800	48,08	1,10
8900	48,59	1,11
9000	49,09	1,12
9100	49,60	1,12
9200	50,11	1,13
9300	50,61	1,13
9400	51,11	1,14
9500	51,62	1,14

Tabela 3.2. przeprowadzone obliczenia na przód

Najpierw przyjęto wartości sztywności k_F tak aby odpowiadały one odpowiednim wartościom f_F z zakresu 1-1.5 Hz. Po przeprowadzonych obliczeniach dla kilku wartości k_F wybrano tę wartość na 9000 N/m, co odpowiada częstotliwości 1,12 Hz. Policzono także strzałkę ugięcia dla tej wartości. Powinna ona zawierać się w przedziale 180 do 300mm, jednak z tendencją do jak najmniejszych wartości. Uwzględniono masę jaka przypada na przód (przesunięcie środka ciężkości) oraz podwojono sztywność - pod uwagę brane oba koła.

$$u = \frac{mg}{k} = \frac{0,541 * 630 * 9,81}{2 * 9000} = 0,1857 \text{ m} = 185,7 \text{ mm}$$

Według literatury na tylną oś częstotliwość powinna być nieco większa, tj. o około 10-20%. Tylna oś policzona została z tzw. modelu połówki pojazdu.

$$\omega_{01}^2 = \frac{1}{2} \left[\omega_z^2 + \omega_\alpha^2 - \sqrt{(\omega_\alpha^2 - \omega_z^2)^2 + 4s_1s_2} \right] \quad [\text{rad/s}]$$

Rys 3.4. wzór na pulsację drgań własnych dla połówki pojazdu

Przy czym:

$$\omega_z = \sqrt{\frac{k_R + k_F}{M}} \quad [\text{rad/s}]$$

Rys. 3.5. pulsacja drgań liniowych

$$\omega_\alpha = \sqrt{\frac{k_R L_R^2 + k_F L_F^2}{I}} \quad [\text{rad/s}]$$

Rys. 3.6. pulsacja drgań kątowych

$$s_1 = \frac{k_F L_F - k_R L_R}{M} \text{ [m/s}^2\text{]}$$

Rys. 3.7. współczynnik sprzężenia s_1

$$s_2 = \frac{k_F L_F - k_R L_R}{I} \text{ [1/ms}^2\text{]}$$

Rys. 3.8. współczynnik sprzężenia s_2

Częstotliwość drgań własnych wyznaczana była z pulsacji drgań własnych tak jak poprzednio. Wartości L_F i L_R wyznaczone były z zależności geometrycznych od środka ciężkości w osi X. Wartość k_F jest równa 18000 N/m (podwojona wartość wyznaczona wcześniej). Moment bezwładności został spisany z wcześniej przygotowanego modelu w programie Inventor i wynosi 402,21 kg*m².

Wartość k_R przyjęto kilkukrotnie tak aby uzyskać satysfakcjonujące wartości f_R .

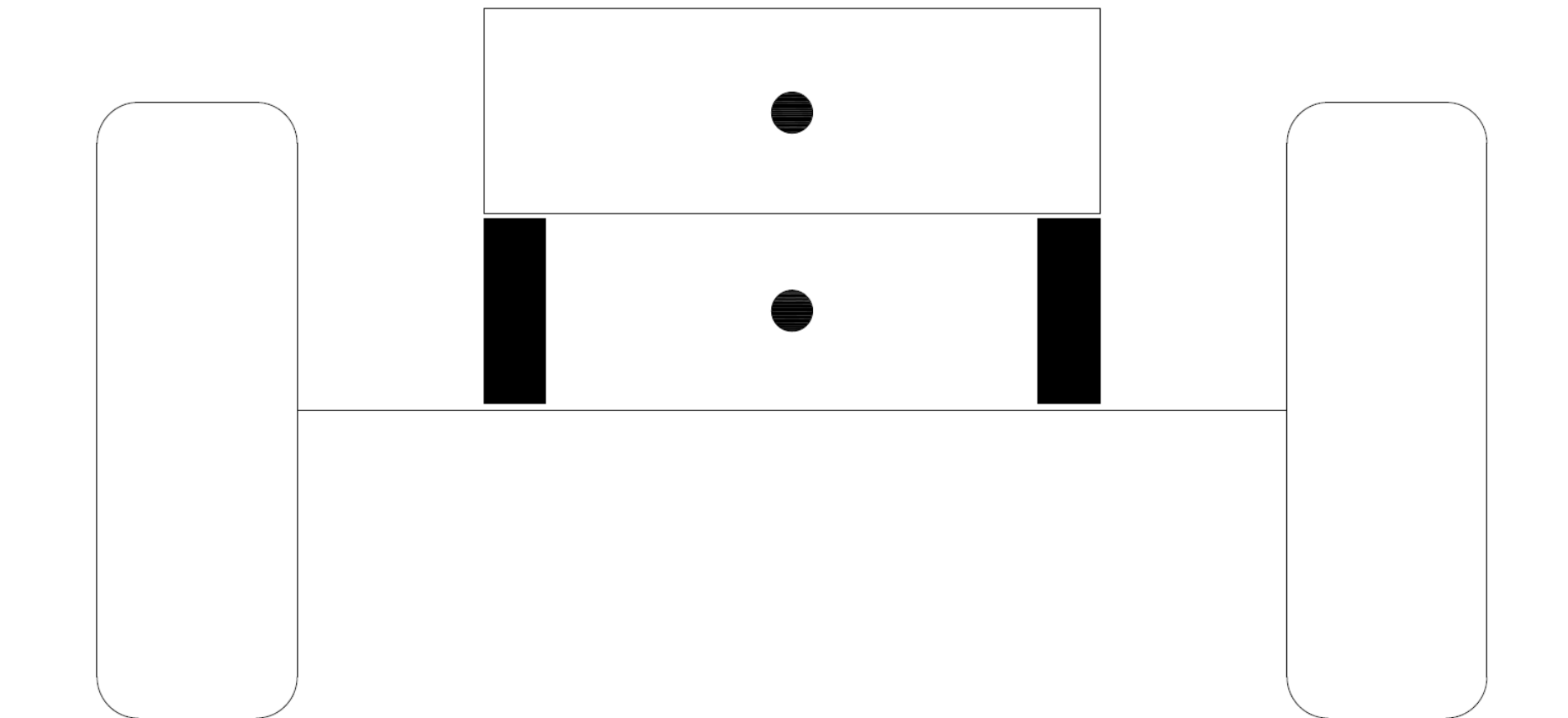
k_R [N/m]	ω_z [rad/s]	ω_a [rad/s]	s_1 [m/s ²]	s_2 [1/ms ²]	ω_{01}^2 [rad ² /s ²]	f_R [Hz]
10000	9,84	6,48	12,23	8,80	58,41	1,22
10100	9,86	6,50	11,92	8,57	58,93	1,22
10200	9,87	6,51	11,61	8,35	59,45	1,23
10300	9,89	6,53	11,29	8,12	59,97	1,23
10400	9,91	6,55	10,98	7,90	60,48	1,24
10500	9,93	6,56	10,67	7,67	61,00	1,24
10600	9,94	6,58	10,36	7,45	61,52	1,25
10700	9,96	6,59	10,05	7,23	62,03	1,25
10800	9,98	6,61	9,74	7,00	62,55	1,26
10900	10,00	6,62	9,42	6,78	63,06	1,26
11000	10,01	6,64	9,11	6,55	63,57	1,27
11100	10,03	6,65	8,80	6,33	64,08	1,27
11200	10,05	6,67	8,49	6,10	64,59	1,28
11300	10,06	6,68	8,18	5,88	65,09	1,28
11400	10,08	6,70	7,86	5,65	65,59	1,29
11500	10,10	6,71	7,55	5,43	66,10	1,29
11600	10,12	6,73	7,24	5,21	66,59	1,30
11700	10,13	6,74	6,93	4,98	67,09	1,30
11800	10,15	6,76	6,62	4,76	67,58	1,31

Tabela 3.3. przeprowadzone obliczenia na tył

4. Dobór geometrii

W programie AutoCAD Mechanical wyznaczono geometrię zawieszenia przedniego i tylnego. Dla zawieszenia tylnego koła nie są pochylone względem podłoża, a za ugięcie odpowiadają resory piórowe. Punkt pomiędzy resorami to środek bocznego przechyłu, punkt położony wyżej to środek ciężkości nadwozia.

Środek bocznego przechyłu znajduje się na wysokości około 397 mm nad podłożem (jest położony w środkowym punkcie między resorami).

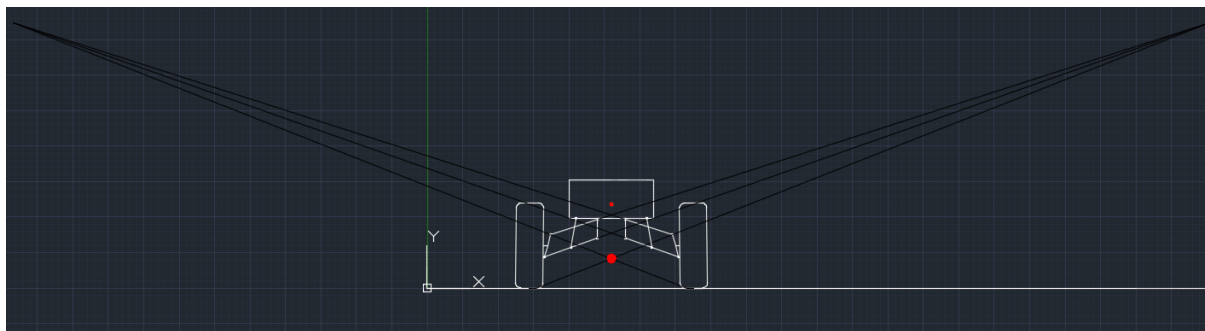


Rys 4.1. schemat zawieszenia zaleznego

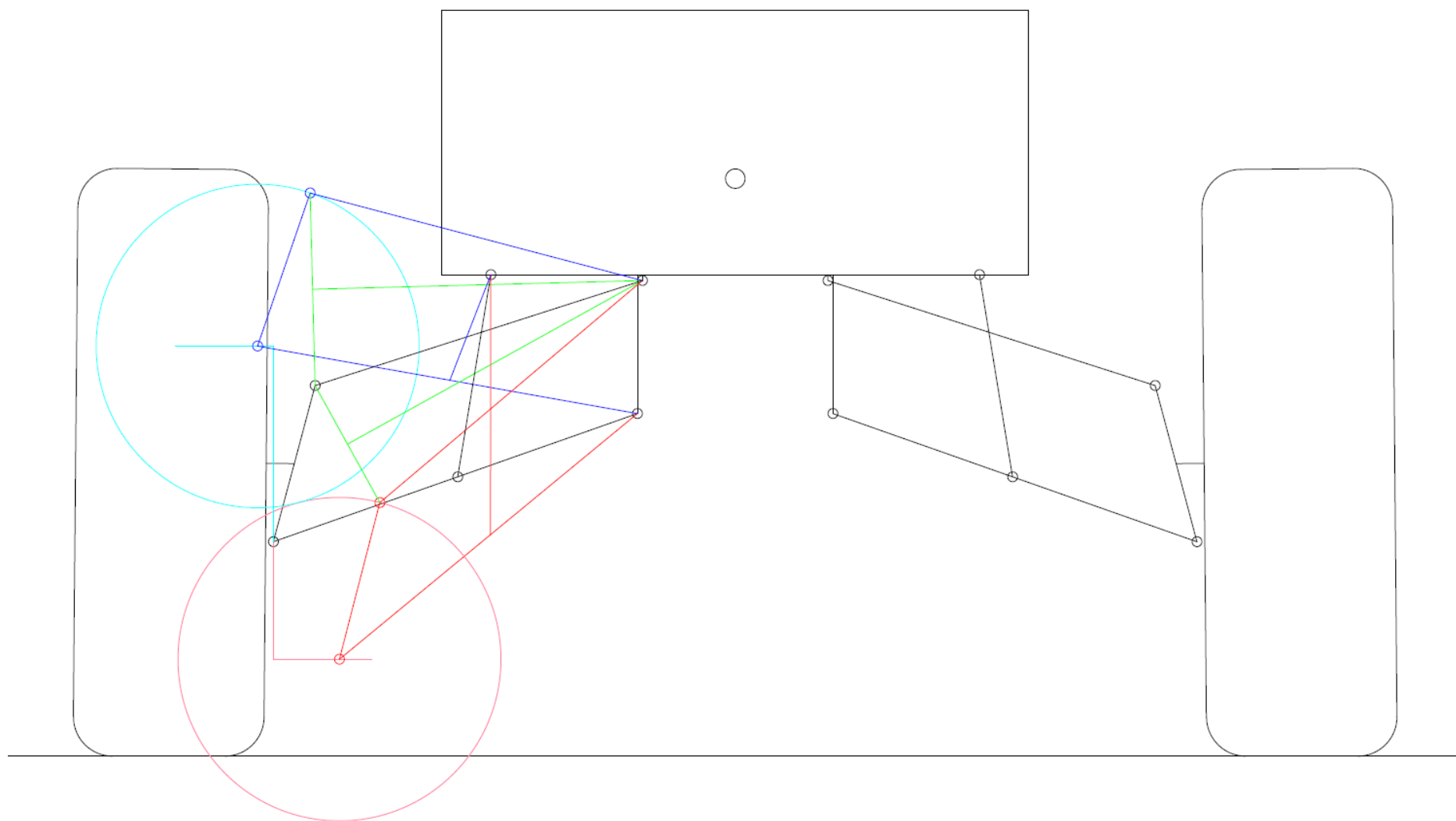
Wyznaczenie geometrii przedniego zawieszenia - niezależnego jest nieco bardziej skomplikowane. O ile miejsce dołączenia dolnego wahacza do nadwozia jest dowolne, to miejsce dołączenia drugiego jest już ściśle określone.

Czarnym kolorem oznaczone jest położenie statyczne, czyli takie w którym pochylenie koła wynosi $0,5^\circ$. Kolory odcienia niebieskiego oznaczają położenie wahaczy przy dociążeniu całego zawieszenia o 200mm, a koło jest wówczas pochylone o 3° względem podłoża. Kolory odcienia czerwonego oznaczają położenie zawieszenia przy odciażeniu o 120 mm, koło jest wówczas prostopadłe do podłoża (0°). Kolorem zielonym poprowadzone zostały odcinki łączące analogiczne punkty w kolejnych położeniach. Przecięcie symetrycznych tych odcinków daje nam miejsce podłączenia górnego wahacza do nadwozia. Opis ten dotyczy rysunku 4.3. Następnie znając już położenia obu wahaczy można wyznaczyć położenie środka bocznego przechyłu dla zawieszenia niezależnego przedniego. Jest to pokazane na rysunku 4.4. Środek ten położony jest na wysokości około 217 mm nad podłożem. Spełniony jest zatem warunek wg którego środek bocznego przechyłu dla przodu powinien być położony nad środkiem dla zawieszenia tylnego.

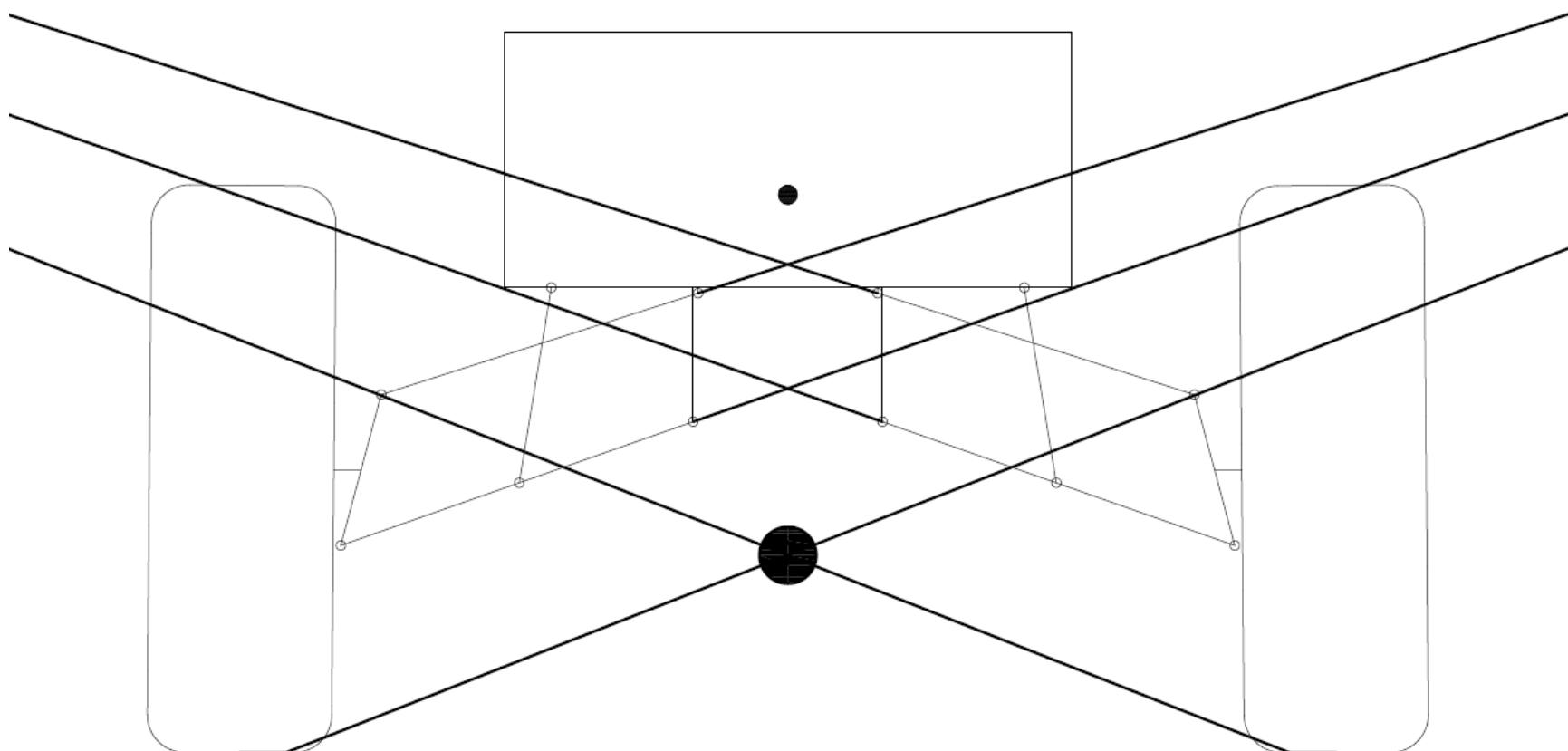
Przecięcie się przedłużeń wahaczy następuje w znacznej odległości, zatem nie jest ono widoczne na rysunku 4.4. Z przecięć tych prowadzone są proste do miejsca styku przeciwległej opony z podłożem (obrano punkt w stosunku 1:3). Widać to na poniższym rysunku.



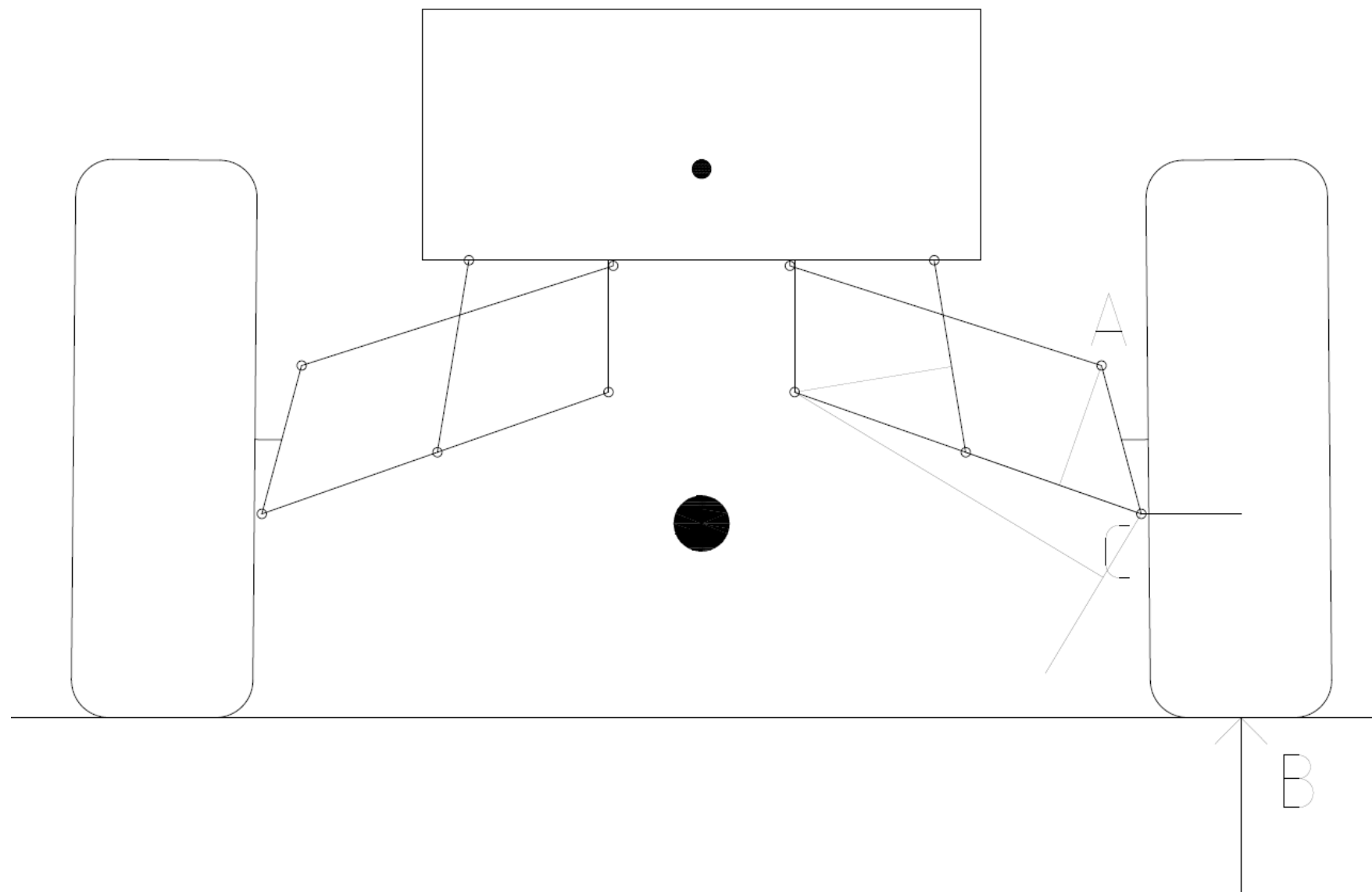
Rys. 4.2. przecięcie się przedłużeń wahaczy



Rys 4.3. schemat wyznaczania zawieszenia zależnego



Rys 4.4. schemat wyznaczania środka bocznego przechyłu dla zawieszenia przedniego



Rys 4.5. schemat wyznaczania sił występujących w sprężynie

Następny krok to wyznaczenie siły rzeczywistej na sprężynach. W zawieszeniu tylnym będzie to zawsze 1418,71 N (wartość wynikająca z obciążenia przypadającego na tylną oś, na jedno z kół), przy sztywności zawieszenia 5,65 N/mm (wartość obliczona 11,3 podzielona na 2). Dla tego zawieszenia tłumienie:

$$b = 2\xi * \sqrt{mk}$$

przyjmując wartość $\xi=0,2$ i masę przypadającą na tylną oś (tłumienie dla 1 koła):

$$b = 2 * 0,2 * \sqrt{0,5 * 0,459 * 630 * 5650} = 361,57 \frac{kg}{s} = 0,36 \frac{Ns}{mm}$$

Jest to wartość przyjęta dla ściskania. Dla rozciągania przyjęto:

$$b_r = \frac{70\%}{30\%} * b_s = 0,84 \frac{Ns}{mm}$$

Dla tylnego zawieszenia (schemat obliczeń przedstawiony jest na rysunku 4.5.

Znając siłę przypadającą na koło (punkt B), oraz mierząc wartości odległości między poszczególnymi punktami możemy wyznaczyć sobie siły w punktach A oraz C rozpisując odpowiednie równania momentów i sum sił na osie X i Y. Znając te wartości można policzyć siłę na sprężynie. Wyniesie ona 5480,9 N. Współczynnik sprężyny to zatem stosunek tej siły do siły w punkcie B i wynosi on około 3,28. Zmierzono wymiary odcinka symbolizującego sprężynę w 3 położeniach i obliczono siły na niej występujące. Wartości policzone w tabeli 4.1. posłużą nam do stworzenia spline'a w programie ADAMS.

Mniej/ więcej	siła na sprężynie[N]	Położenie początkowe [mm]		
	5480,918	209,29	mm	0
		dolne położenie		rozciągnięcie
1666,27311	7147,191	265,75	mm	56,46
		Górne położenie		ściśnięcie
-2762,660749	2718,257	115,68	mm	93,61

Tabela 4.1. siły na sprężynach z przodu

Tłumienie:

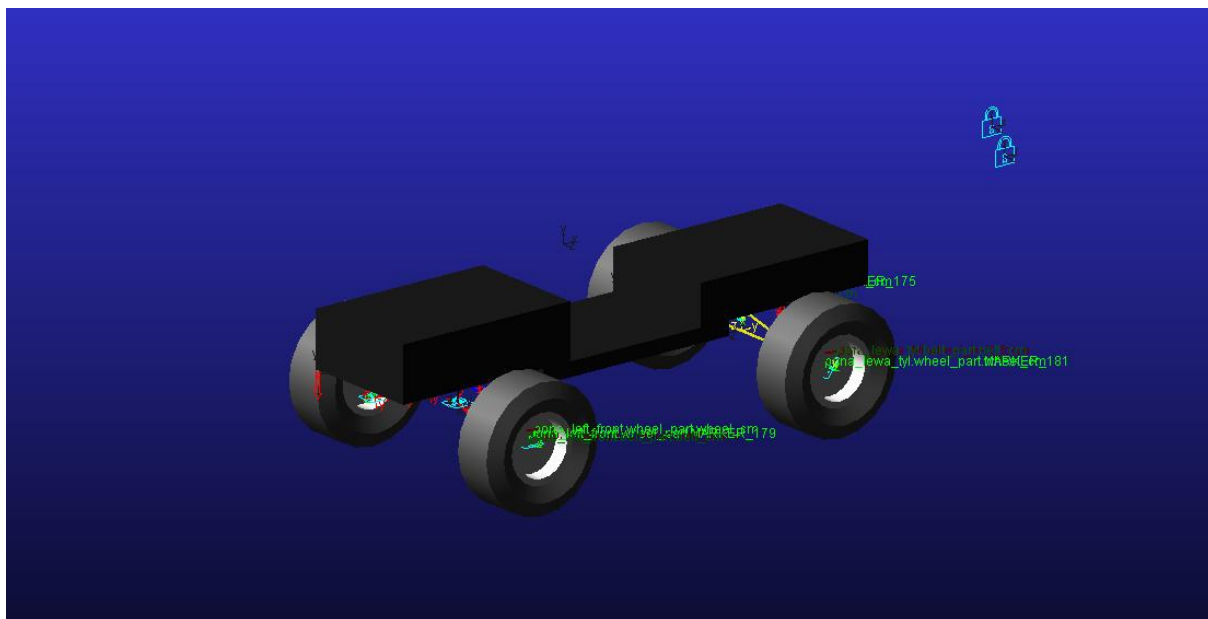
$$b = 2 * 0,2 * \sqrt{0,5 * 0,541 * 630 * 9000} = 495,38 \frac{kg}{s} = 0,5 \frac{Ns}{mm}$$

Dla rozciągania:

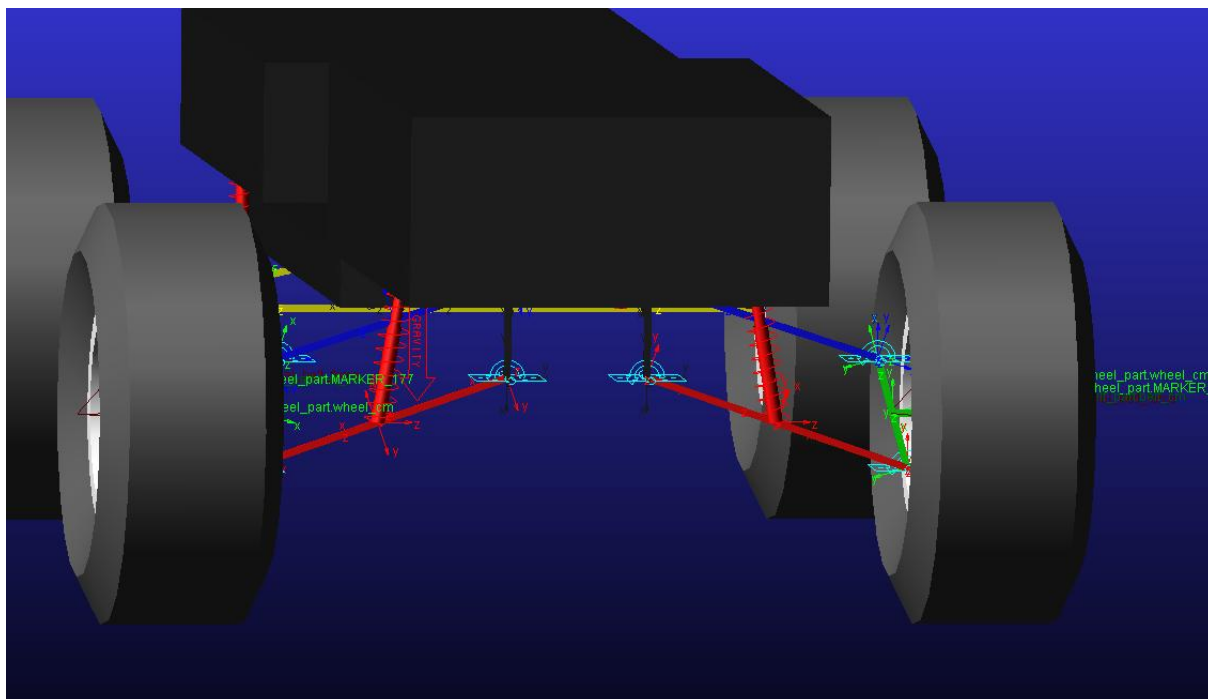
$$b_r = \frac{70\%}{30\%} * b_s = 1,17 \frac{Ns}{mm}$$

5. Model w programie ADAMS

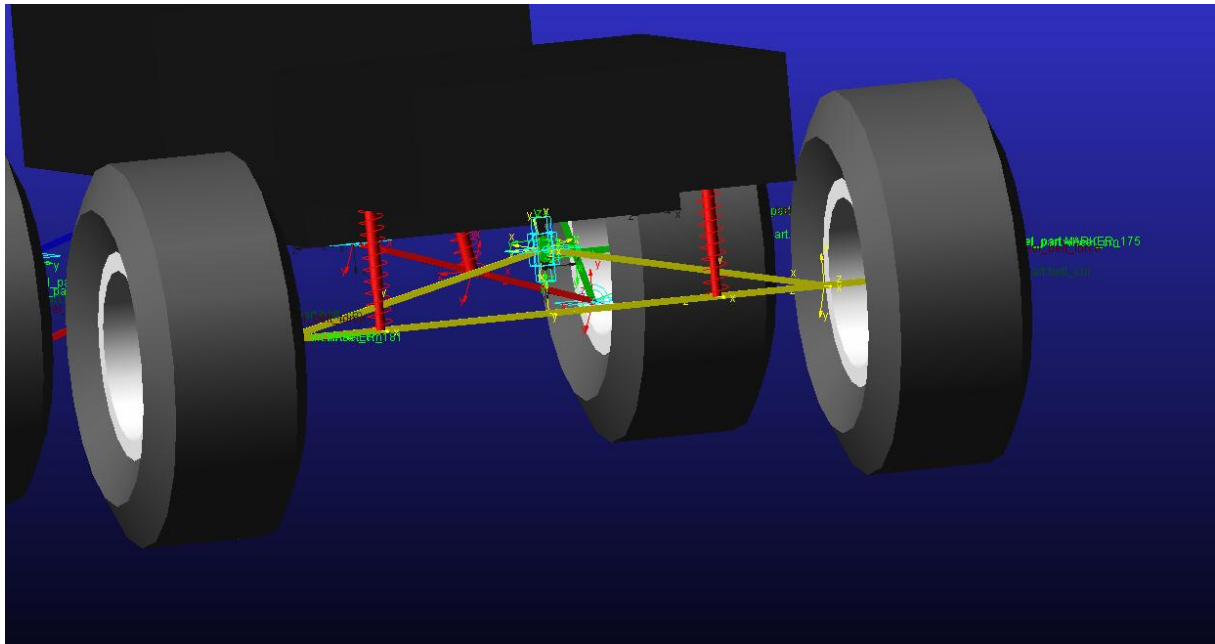
Na podstawie zadanej geometrii oraz przeprowadzonych obliczeń stworzono model w programie MSC Software ADAMS 2013.2. Zamodelowano nadwozie (jako 3 bryły) oraz drążki zawieszenia, osie, zwrotnice, wahacze. Zmienione zostały wartości masowe wszystkich stworzonych brył tak aby masa całkowita pojazdu zgadzała się z danymi początkowymi. Zamodelowano odpowiednie połączenia między poszczególnymi elementami (obrotowe, postępowe).



Rys 5.1. model w programie ADAMS



Rys 5.2. widok na przednie zawieszenie



Rys 5.3. widok na tylne zawieszenie

W związku z problemami przy zadawaniu napędu do kół zrezygnowano z pochylenia początkowego kół w zawieszeniu przednim ($0,5^\circ$).

Funkcja wpisana w napęd (motion) dla prędkości 50 km/h:

STEP(time , 0 , 0 , 4 , 50),

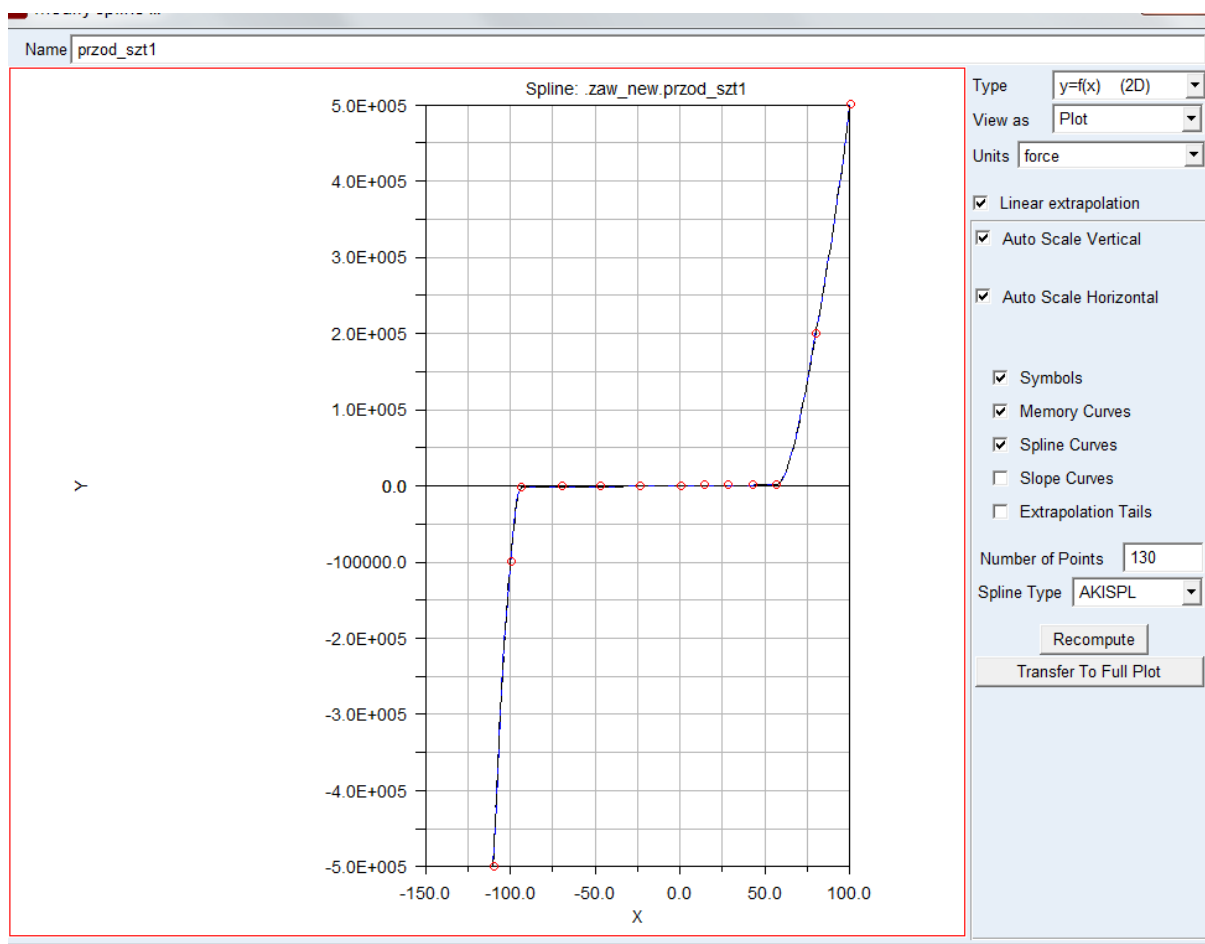
teoretycznie, obliczono że prędkość 50 km/h pojazdu powinna być uzyskana dla prędkości obrotowej kół około 46,5 rad/s jednak ze względu na występujące tarcie między kołami a podłożem a także ich ślizganie wpisano nieco większą wartość.

dla prędkości 10 km/h:

STEP(time , 0 , 0 , 1 , 9.3),

napędy zostały dodane dla 4 kół.

Dla zawieszenia przedniego w funkcję sprężyny w oknie preload wpisano 3900 N (wartość pozwala na odpowiednie stanięcie pojazdu na kołach). Wykres określający siłę na sprężynie w zależności od jej ugięcia:



Rys 5.4. spline sztywności dla zawieszenia przedniego

Name: przod_szt1

	X	Y
1	-110.0	-5.0E+005
2	-100.0	-1.0E+005
3	-93.61	-1965.0
4	-70.0	-1474.36
5	-46.8	-982.9
6	-23.64	-491.45
7	0.0	0.0
8	14.115	296.415
9	28.23	592.83
10	42.345	889.245
11	56.46	1186.0
12	80.0	2.0E+005
13	100.0	5.0E+005

Type: $y=f(x)$ (2D)

View as: Tabular Data

Units: force

☒ Linear extrapolation

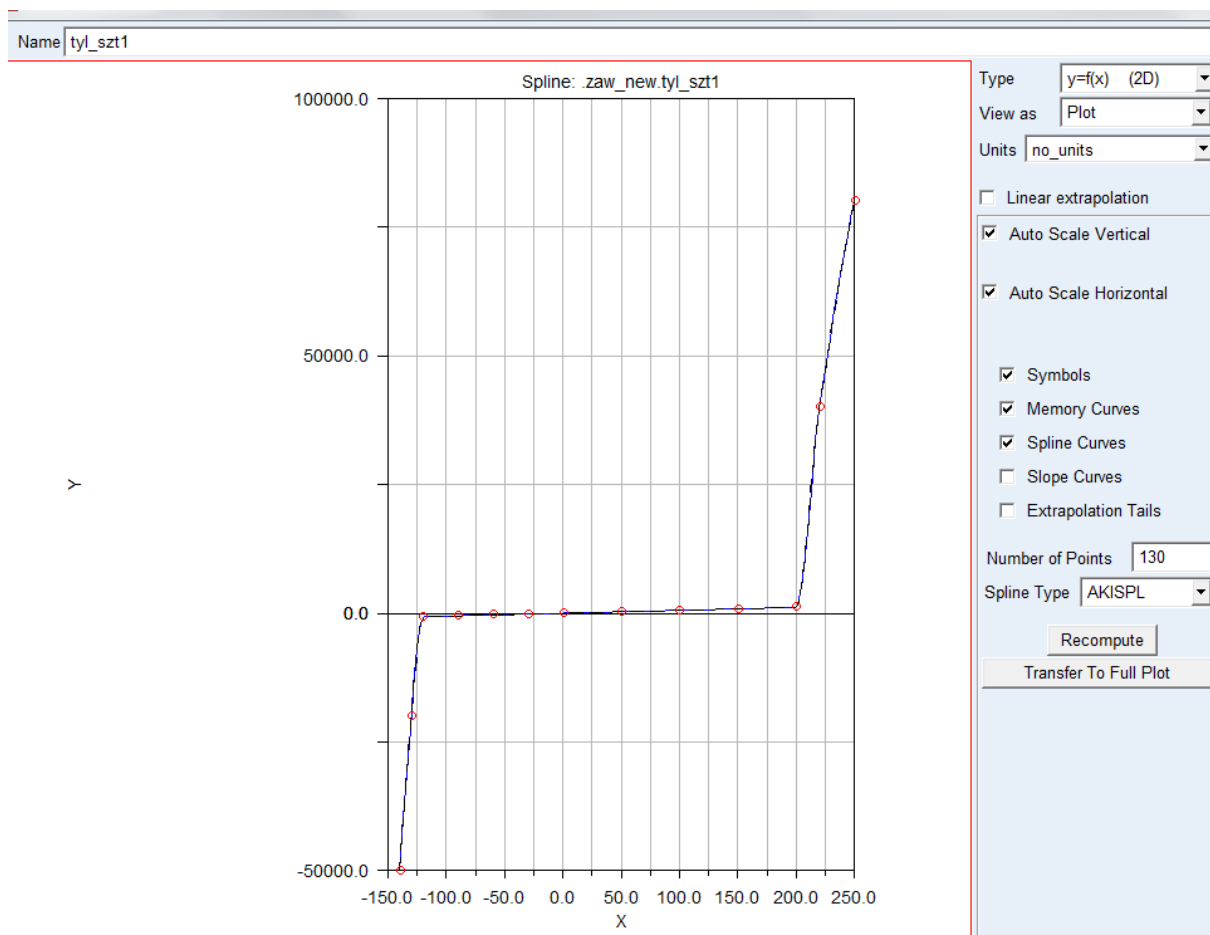
Append row to X and Y data

Prepend row to X and Y data

Insert Row After: 5

Remove Row

Rys 5.5. wartości liczbowe spline'a sztywności dla zawieszenia przedniego



Rys 5.6. spline sztywności dla zawieszenia tylnego

Name: tyl_szt1

	X	Y
1	-140.0	-5.0E+004
2	-130.0	-2.0E+004
3	-120.0	-678.0
4	-90.0	-508.5
5	-60.0	-339.0
6	-30.0	-169.5
7	0.0	0.0
8	50.0	282.5
9	100.0	565.0
10	150.0	847.5
11	200.0	1130.0
12	220.0	4.0E+004
13	250.0	8.0E+004

Type: $y=f(x)$ (2D)

View as: Tabular Data

Units: no_units

☐ Linear extrapolation

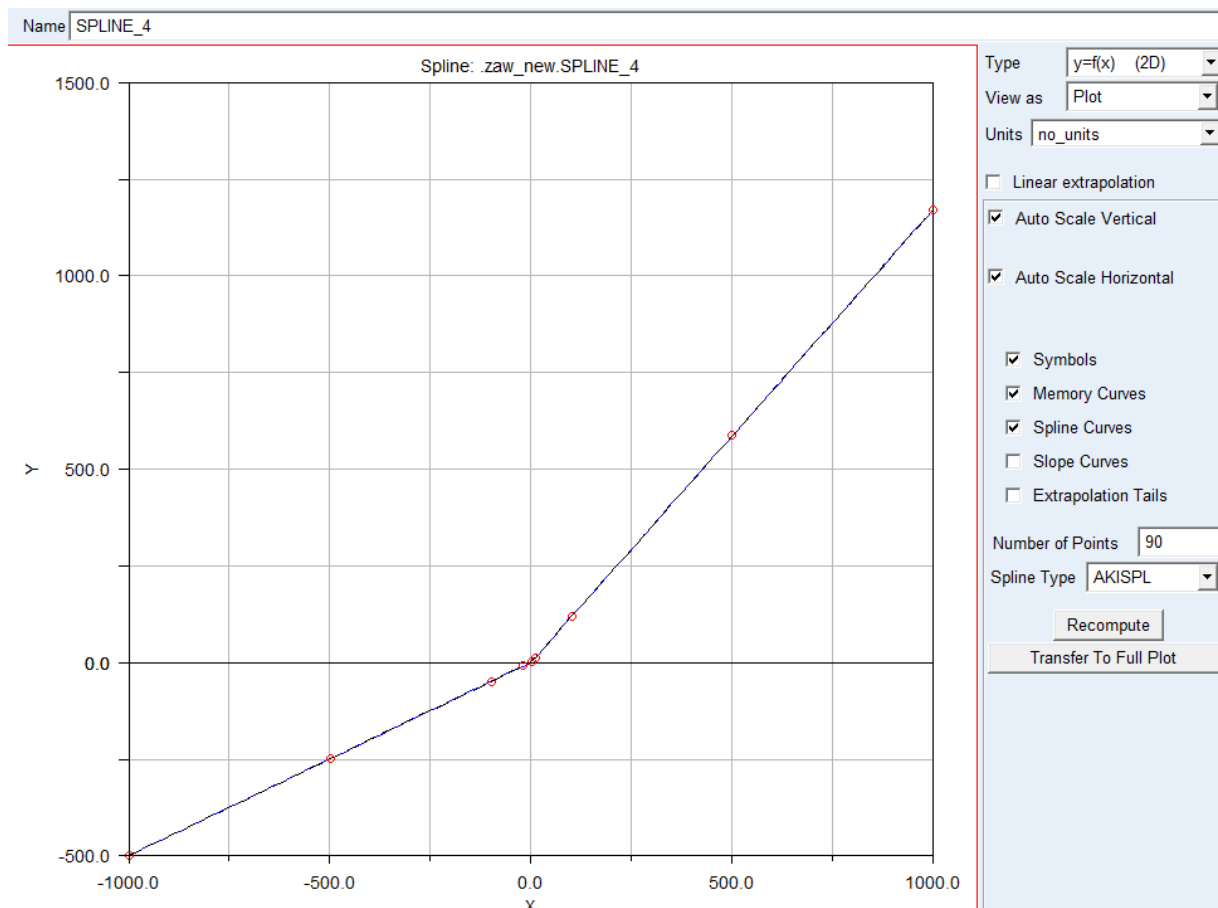
Append row to X and Y data

Prepend row to X and Y data

Insert Row After: 5

Remove Row

Rys 5.7. wartości liczbowe spline'a sztywności dla zawieszenia tylnego



Rys 5.8. spline tłumienia dla zawieszenia przedniego

Name: SPLINE_4

	X	Y
1	-1000.0	-500.0
2	-500.0	-250.0
3	-100.0	-50.0
4	-20.0	-10.0
5	0.0	0.0
6	10.0	11.7
7	100.0	117.0
8	500.0	585.0
9	1000.0	1170.0

Type: $y=f(x)$ (2D)

View as: Tabular Data

Units: no_units

☐ Linear extrapolation

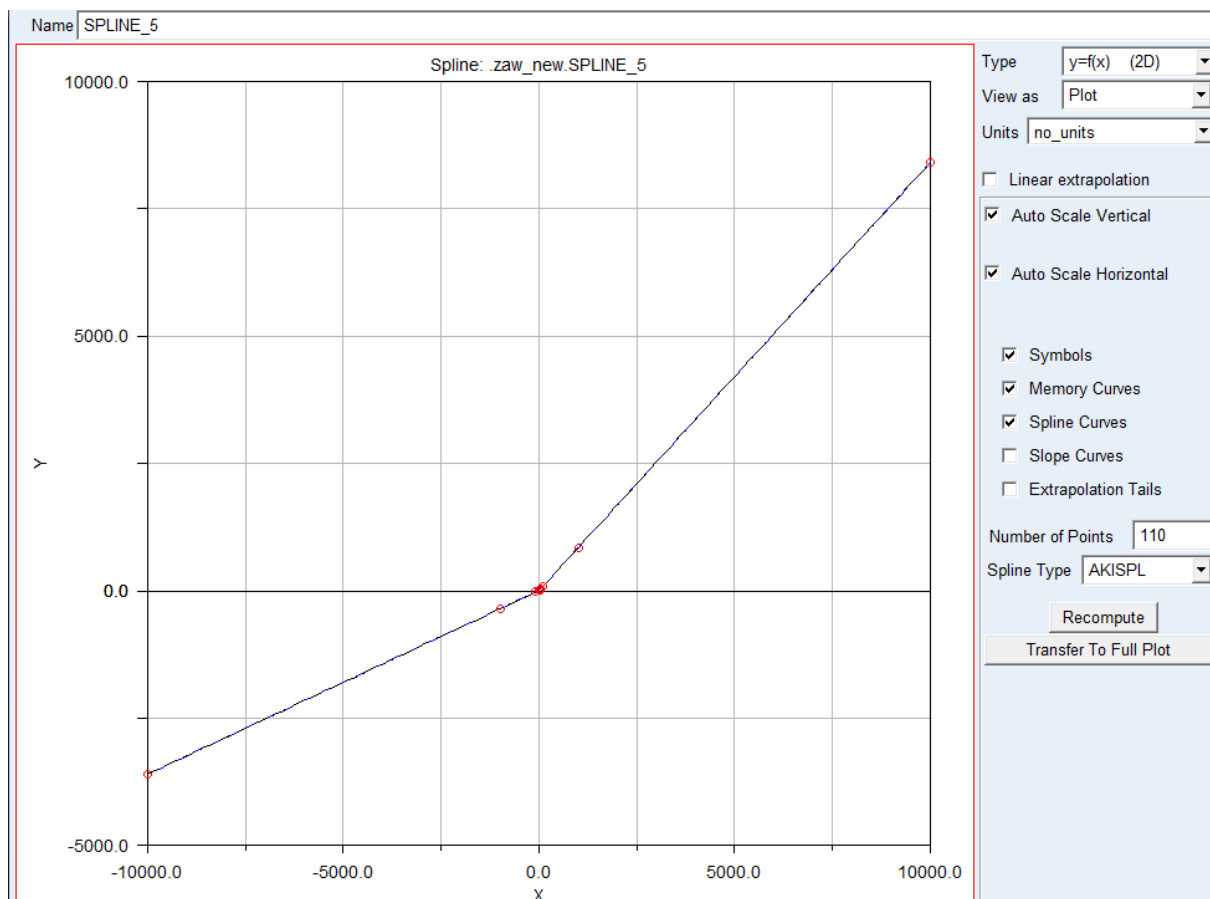
Append row to X and Y data

Prepend row to X and Y data

Insert Row After: 8

Remove Row

Rys 5.9. wartości liczbowe spline'a tłumienia dla zawieszenia przedniego



Rys 5.10. spline tłumienia dla zawieszenia tylnego

Name: SPLINE_5

	X	Y
1	-1.0E+004	-3600.0
2	-1000.0	-360.0
3	-100.0	-36.0
4	-20.0	-7.2
5	-10.0	-3.6
6	0.0	0.0
7	10.0	8.4
8	20.0	16.8
9	100.0	84.0
10	1000.0	840.0
11	1.0E+004	8400.0

Type: $y=f(x)$ (2D)

View as: Tabular Data

Units: no_units

☐ Linear extrapolation

Append row to X and Y data

Prepend row to X and Y data

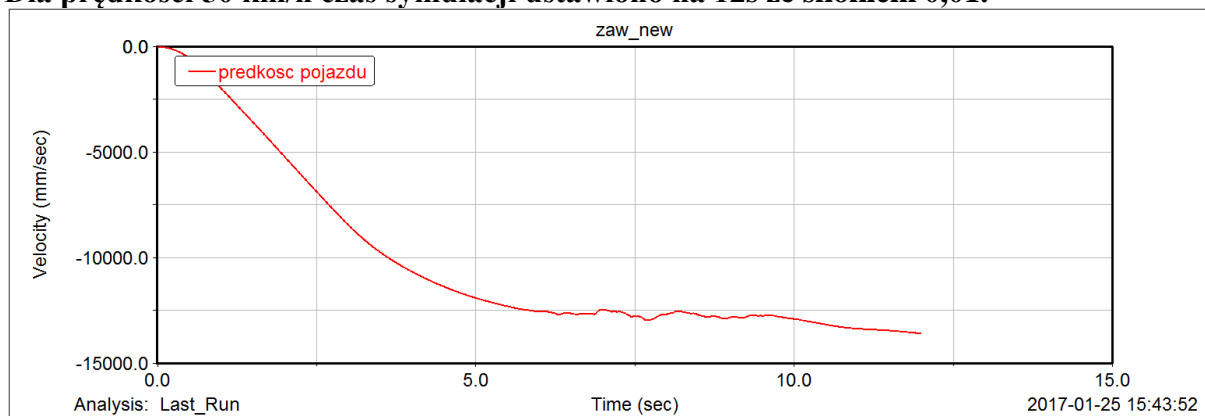
Insert Row After: 10

Remove Row

Rys 5.11. wartości liczbowe spline'a tłumienia dla zawieszenia tylnego

6. Obliczenia

Dla prędkości 50 km/h czas symulacji ustawiono na 12s ze skokiem 0,01.



Wykres 6.1. prędkość pojazdu dla symulacji z prędkością 50 km/h

Ze względu na siły tarcia i ślizganie ciężko jest uzyskać prędkość 50 km/h przed pokonywaniem nierówności. Ostatecznie, uzyskana prędkość to około 46-47 km/h przed rozpoczęciem nierówności.

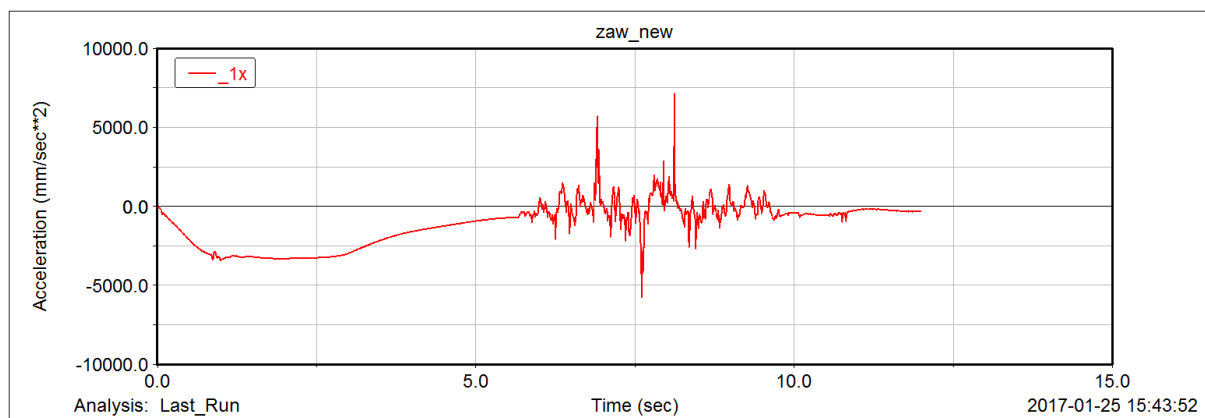
	0,75 k _{obl}	k _{obl}	1,25k _{obl}
0,75b _{obl}	a	b	c
b _{obl}	d	e	f
1,25b _{obl}	g	h	i

Tabela 6.1. system przeprowadzanych symulacji

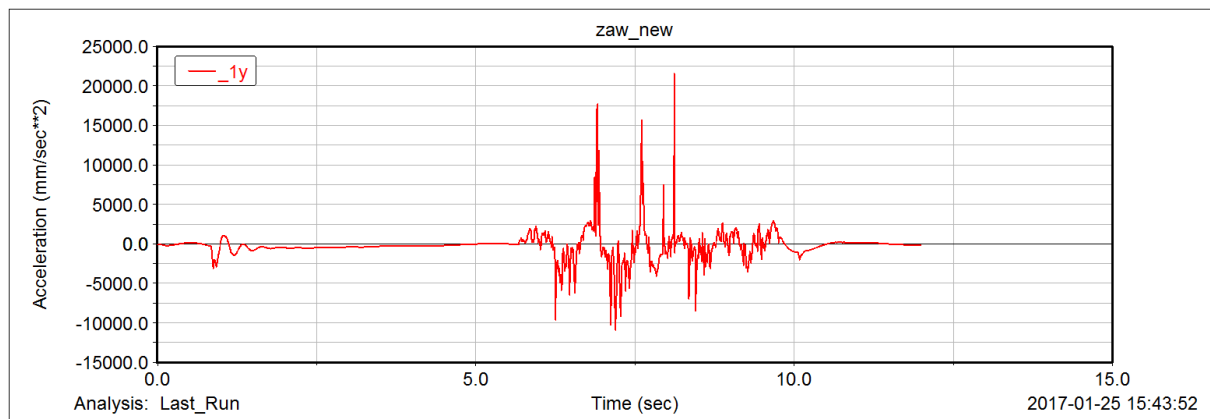
Dla tej prędkości odczytywane będą przyspieszenia w osiach X, Y oraz Z (ponieważ pojazd skręca a zatem jego osie nie pokrywają się w przeciągu całej symulacji z globalnym układem wyniki odczytywane z measures, jak w instrukcji). Dalej policzone będą przyspieszenia zastępcze dla wszystkich 9 kombinacji sztywności i tłumienia.

Jako pierwsza została przeprowadzona **symulacja e** - dla prawidłowych wartości sztywności i tłumienia.

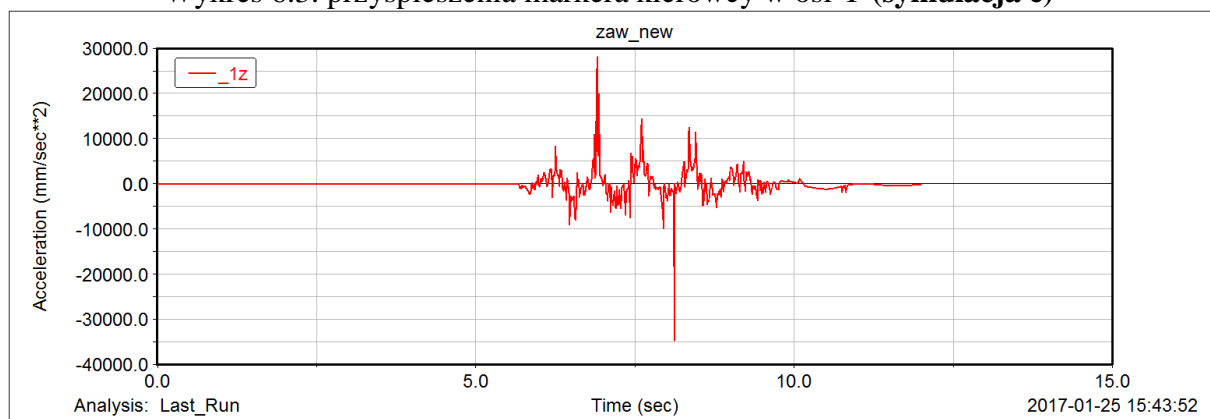
Przebiegi przyspieszeń (odczyt z measure z markera kierowcy):



Wykres 6.2. przyspieszenia markera kierowcy w osi X (symulacja e)



Wykres 6.3. przyspieszenia markera kierowcy w osi Y (symulacja e)



Wykres 6.4. przyspieszenia markera kierowcy w osi Z (symulacja e)

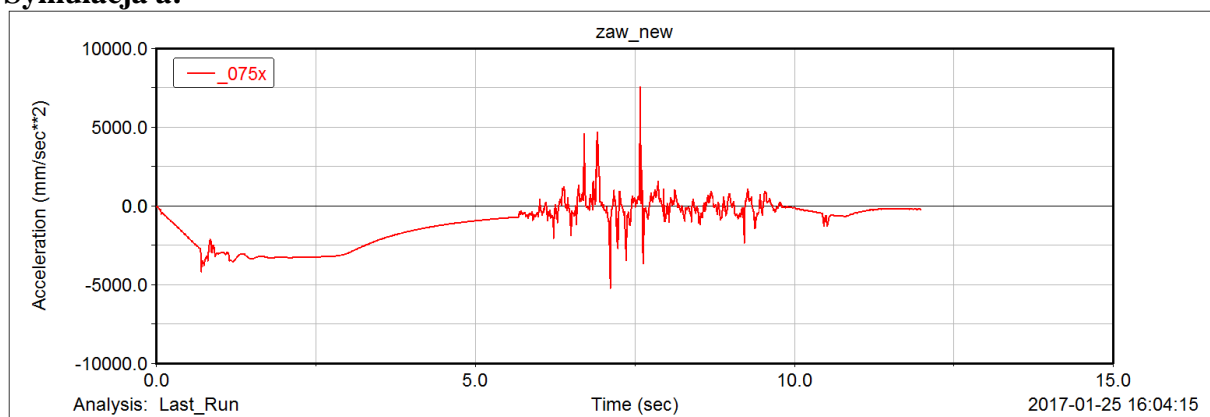
Odczytane wartości:

$$a_{RMSx}=1,75 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=1,87 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,4 \text{ m/s}^2$$

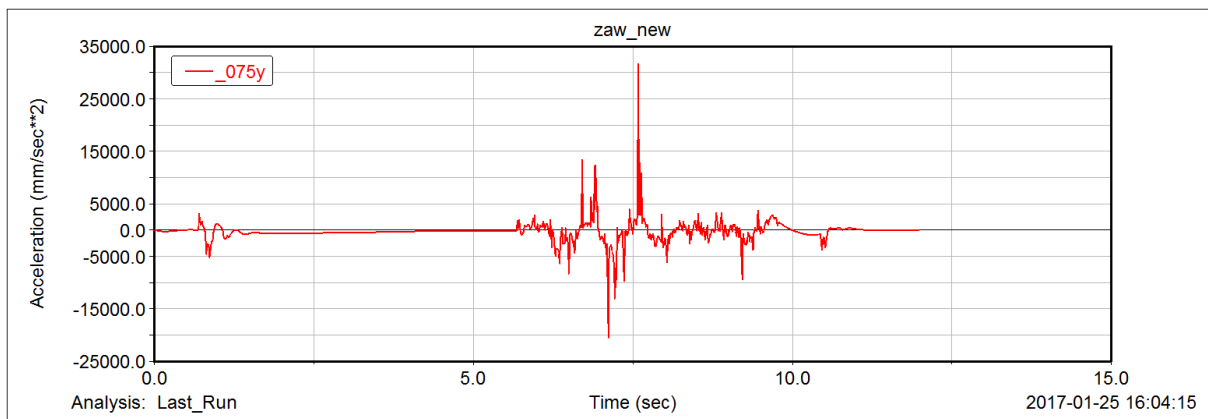
$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,75^2 + 1,87^2 + 2,4^2} = 3,51 \frac{m}{s^2}$$

W ten sam sposób przeprowadzono 8 kolejnych symulacji aby uzyskać wartości przyspieszeń zastępczych.

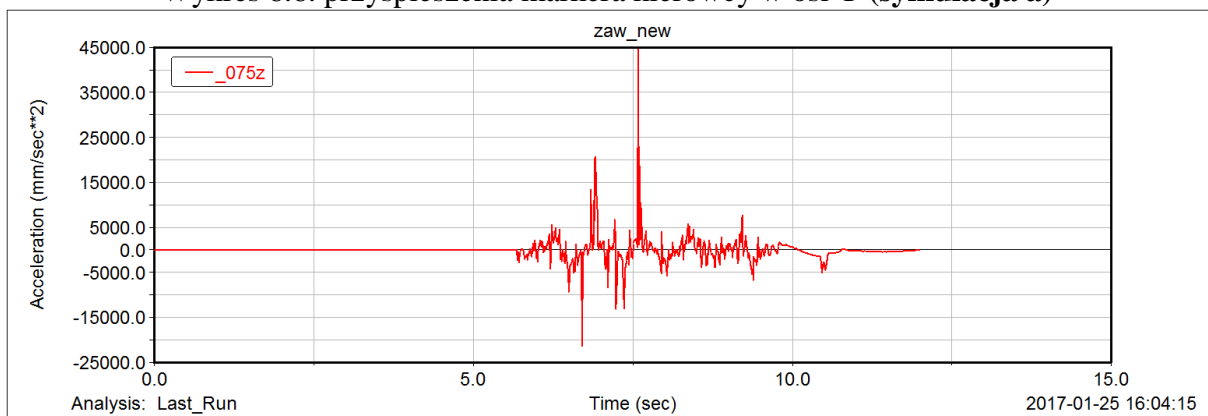
Symulacja a:



Wykres 6.5. przyspieszenia markera kierowcy w osi X (symulacja a)



Wykres 6.6. przyspieszenia markera kierowcy w osi Y (symulacja a)



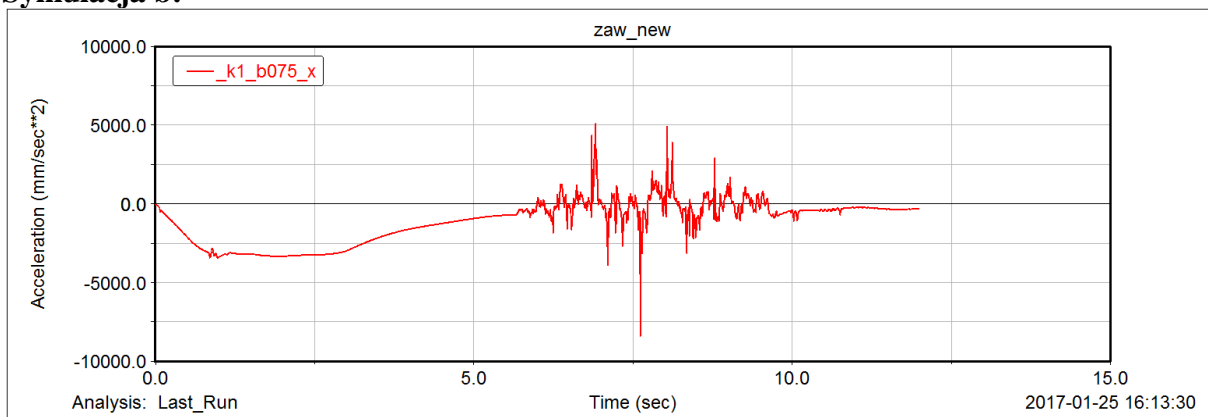
Wykres 6.7. przyspieszenia markera kierowcy w osi Z (symulacja a)

Odczytane wartości:

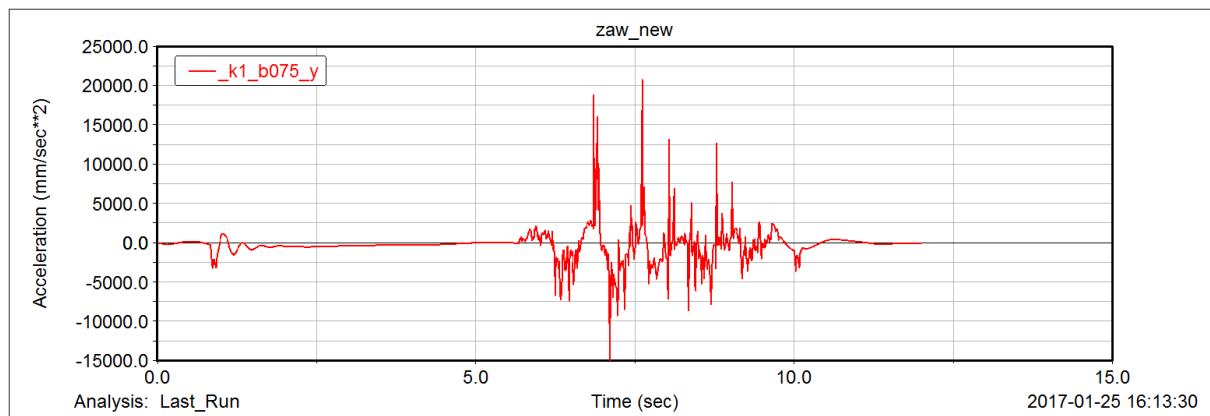
$$a_{RMSx}=1,74 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=2,05 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,44 \text{ m/s}^2$$

$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,74^2 + 2,05^2 + 2,44^2} = 3,63 \frac{m}{s^2}$$

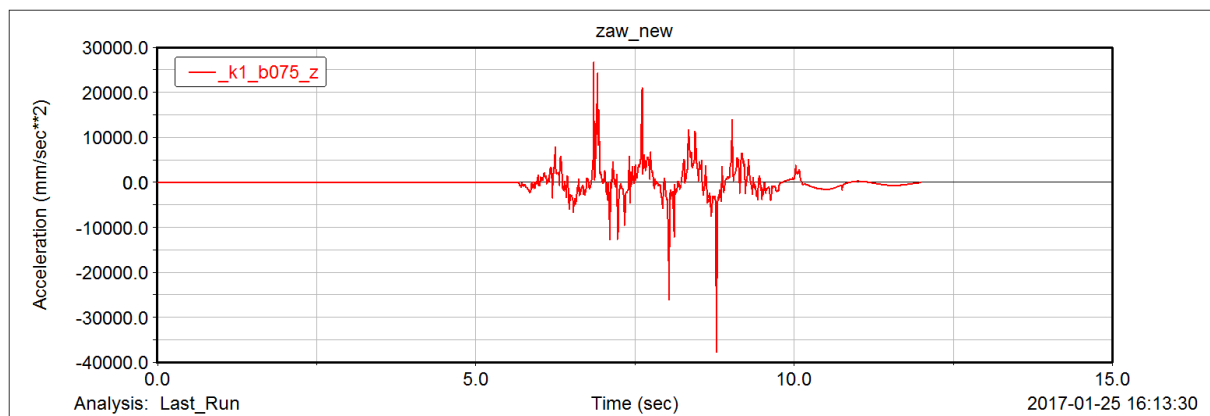
Symulacja b:



Wykres 6.8. przyspieszenia markera kierowcy w osi X (symulacja b)



Wykres 6.9. przyspieszenia markera kierowcy w osi Y (symulacja b)



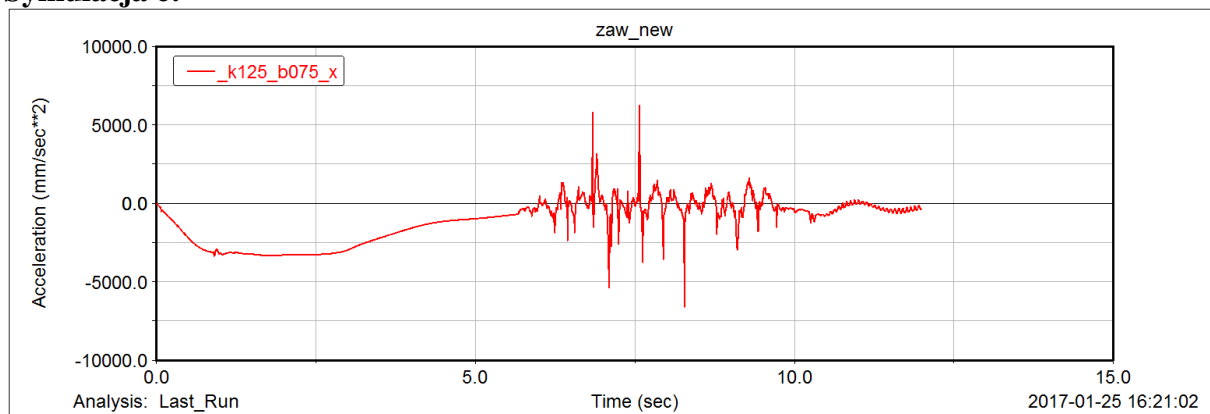
Wykres 6.10. przyspieszenia markera kierowcy w osi Z (symulacja b)

Odczytane wartości:

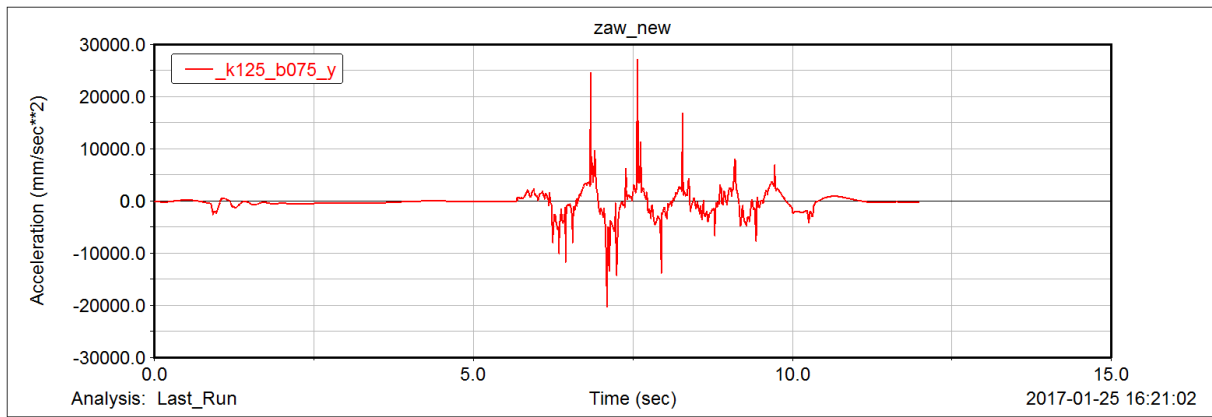
$$a_{RMSx}=1,76 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=2,01 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,85 \text{ m/s}^2$$

$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,76^2 + 2,01^2 + 2,85^2} = 3,91 \frac{m}{s^2}$$

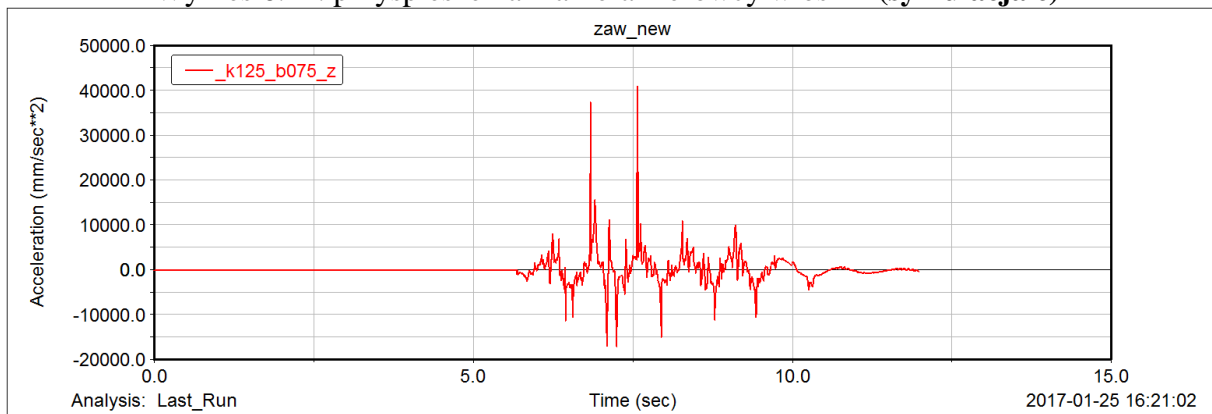
Symulacja c:



Wykres 6.11. przyspieszenia markera kierowcy w osi X (symulacja c)



Wykres 6.12. przyspieszenia markera kierowcy w osi Y (symulacja c)



Wykres 6.13. przyspieszenia markera kierowcy w osi Z (symulacja c)

Odczytane wartości:

$$a_{RMSx}=1,76 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=2,38 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,76 \text{ m/s}^2$$

$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,76^2 + 2,38^2 + 2,76^2} = 4,05 \frac{m}{s^2}$$

w dalszej części przedstawione będą jedynie odczytane wartości:

Symulacja d:

$$a_{RMSx}=1,77 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=2,06 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,83 \text{ m/s}^2$$

$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,77^2 + 2,06^2 + 2,83^2} = 3,92 \frac{m}{s^2}$$

Symulacja f:

$$a_{RMSx}=1,74 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=1,84 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,2 \text{ m/s}^2$$

$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,74^2 + 1,84^2 + 2,2^2} = 3,35 \frac{m}{s^2}$$

Symulacja g:

$$a_{RMSx}=1,76 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=1,71 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,23 \text{ m/s}^2$$

$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,76^2 + 1,71^2 + 2,23^2} = 3,32 \frac{m}{s^2}$$

Symulacja h:

$$a_{RMSx}=1,73 \text{ m/s}^2; a_{RMSy}=1,64 \text{ m/s}^2; a_{RMSz}=2,05 \text{ m/s}^2$$

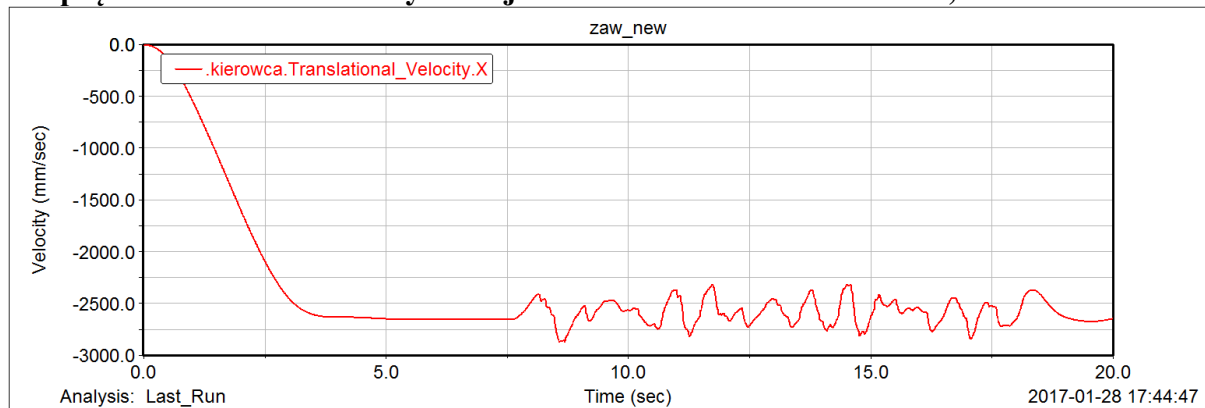
$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,73^2 + 1,64^2 + 2,05^2} = 3,14 \frac{m}{s^2}$$

Symulacja i:

$a_{RMSx}=1,73 \text{ m/s}^2$; $a_{RMSy}=1,68 \text{ m/s}^2$; $a_{RMSz}=2,1 \text{ m/s}^2$

$$a_{zas} = \sqrt{a_{RMSx}^2 + a_{RMSy}^2 + a_{RMSz}^2} = \sqrt{1,73^2 + 1,68^2 + 2,1^2} = 3,2 \frac{m}{s^2}$$

Dla prędkości 10 km/h czas symulacji ustawiono na 20s ze skokiem 0,01.



Wykres 6.14. prędkość pojazdu dla symulacji z prędkością 50 km/h

Ostatecznie, uzyskana prędkość to około 9,54 km/h przed rozpoczęciem nierówności.

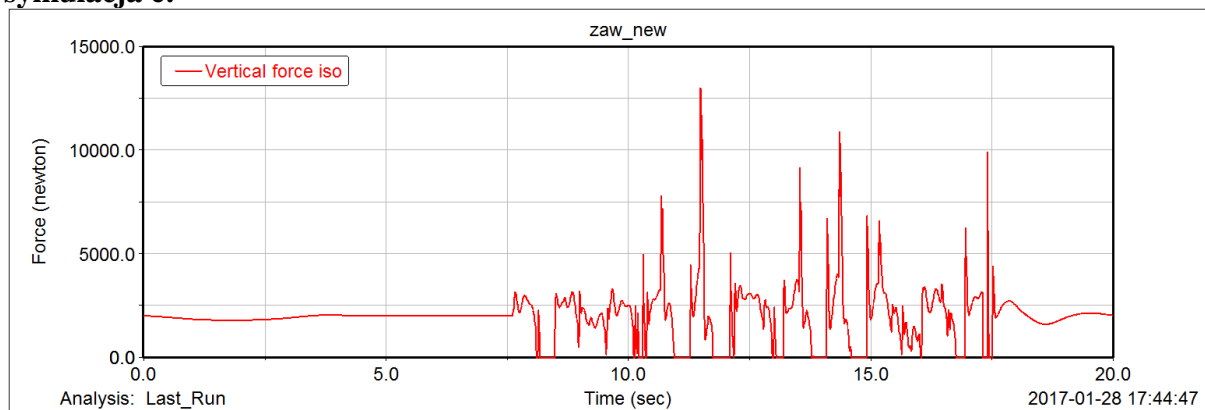
	0,75 k _{obl}	k _{obl}	1,25k _{obl}
0,75b _{obl}	a	b	c
b _{obl}	d	e	f
1,25b _{obl}	g	h	i

Tabela 6.2. system przeprowadzanych symulacji

Dla prędkości 10 km/h odczytywane będą wykresy sił występujących na kole lewym przednim. Styczność z osią X oznaczać będzie oderwanie kół od podłoża. Wartość ta będzie zliczana.

Pierwsza przeprowadzona symulacja:

symulacja e:



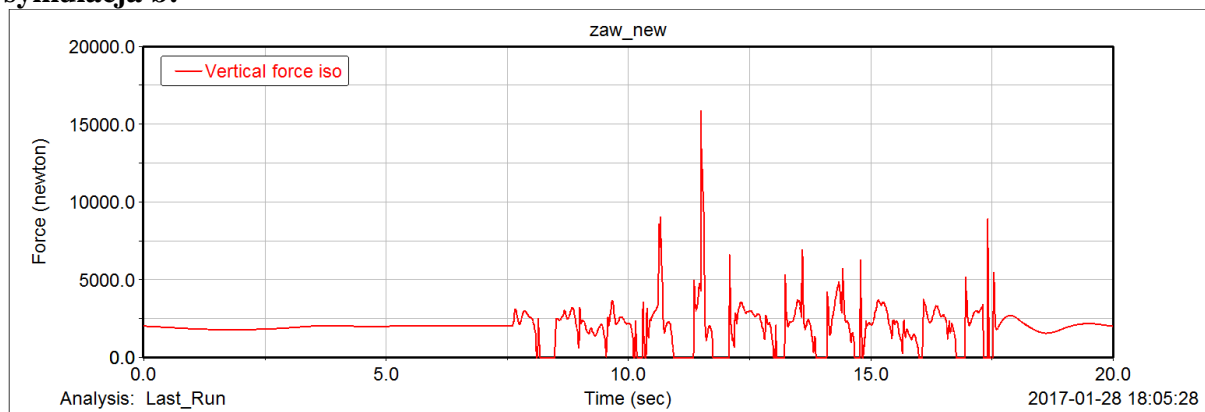
Wykres 6.15. siły na lewej przedniej oponie (symulacja e)

Koło oderwało się od podłoża 16 razy.

symulacja a:

Symulacja ta nie jest możliwa do przeprowadzenia - prędkości wzdłużne nadwozia są na tyle duże że nie obejmują zakresu stworzonego spline'a tłumienia.

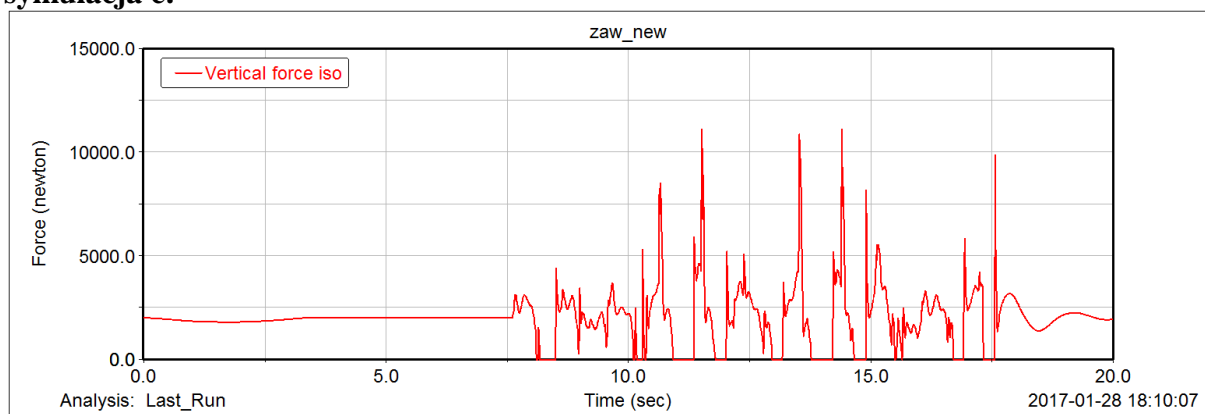
symulacja b:



Wykres 6.16. siły na lewej przedniej oponie (symulacja b)

Koło oderwało się od podłoża 17 razy.

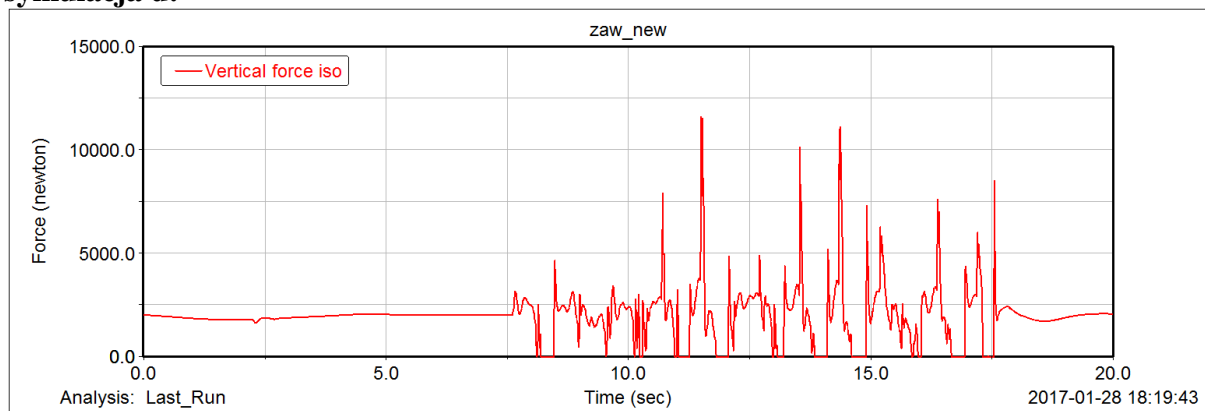
symulacja c:



Wykres 6.17. siły na lewej przedniej oponie (symulacja c)

Koło oderwało się od podłoża 14 razy.

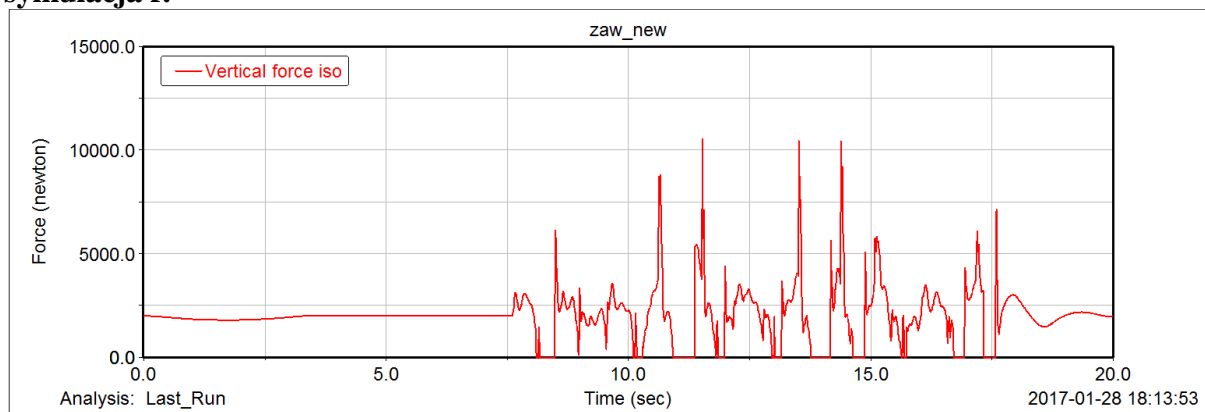
symulacja d:



Wykres 6.18. siły na lewej przedniej oponie (symulacja d)

Koło oderwało się od podłoża 16 razy.

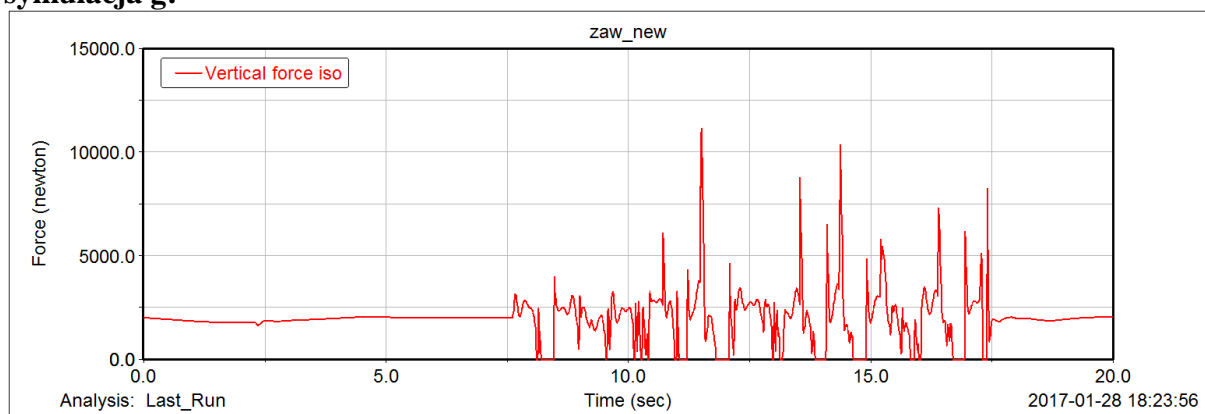
symulacja f:



Wykres 6.19. siły na lewej przedniej oponie (symulacja f)

Koło oderwało się od podłoża 15 razy.

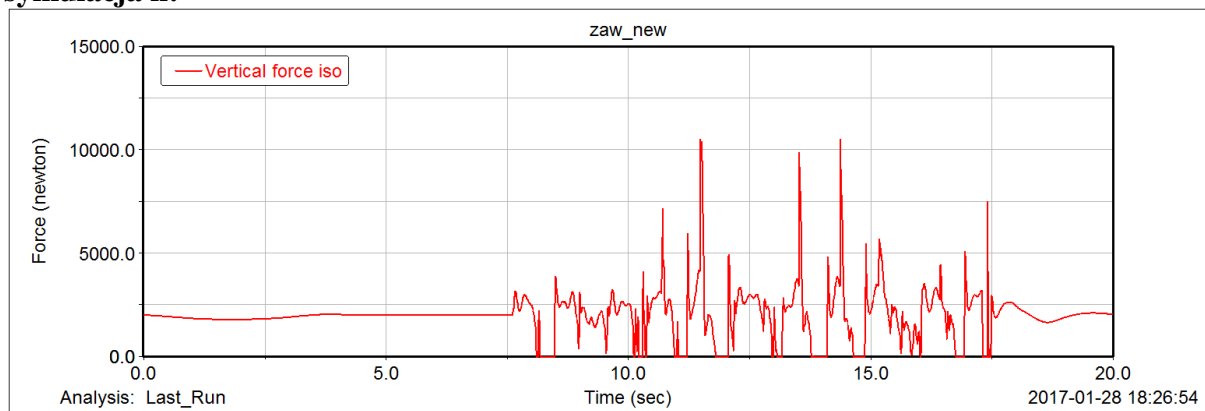
symulacja g:



Wykres 6.20. siły na lewej przedniej oponie (symulacja g)

Koło oderwało się od podłoża 17 razy.

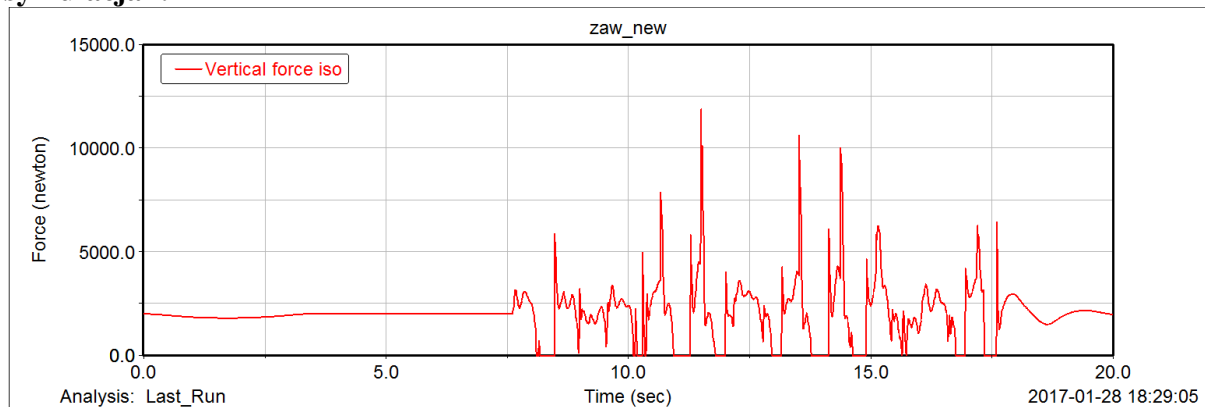
symulacja h:



Wykres 6.21. siły na lewej przedniej oponie (symulacja h)

Koło oderwało się od podłoża 16 razy.

symulacja i:



Wykres 6.22. siły na lewej przedniej oponie (symulacja i)

Koło oderwało się od podłoża 14 razy.

7. Podsumowanie projektu

W teorii w trakcie symulacji najlepiej sprawować powinno zawieszenie z niezmiennymi parametrami policzonej sztywności (symulacje e w obu przypadkach).

Jednakże w symulacji dla 50 km/h najlepsze okazało się zawieszenie h - niezmienione k_{obl} (sztywność) i tłumienie zwiększone $1,25 b_{obl}$. Symulacja e była wówczas 5 wynikiem z kolei. Dla symulacji 10 km/h najmniej, bo 14 razy oderwało się koło dla symulacji c ($0,75b_{obl}$ i $1,25k_{obl}$) oraz i ($1,25b_{obl}$ i $1,25k_{obl}$). Symulacja e była 3 wynikiem.

Ogólnie widać że różnice w wynikach między poszczególnymi przypadkami nie są duże. Odchylenia od teorii wg której najlepsza powinna okazać się symulacja e mogą wynikać ze zmian wprowadzonych do wartości preload, a także zmiany pochylenia początkowego kół oraz dokładności obliczeniowej samego programu.