

**AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA**

im. Stanisława Staszica

w Krakowie

**WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ i ROBOTYKI**

**Katedra Transportu Linowego**

**Rozprawa doktorska**

**„Analiza i ocena procesów hamowania  
jednolinowych kolei krzesetkowych”**

**mgr inż. Tomasz Magiera**

**Promotor: dr hab. inż. Marian Wójcik, prof. AGH**

**KRAKÓW 2013**

## Spis treści

Opis oznaczeń użytych w dysertacji.....	6
Wprowadzenie .....	12
I. Sformułowanie problemu .....	14
I.1 Proces hamowania awaryjnego niewyprzęganej kolei linowej .....	14
I.2 Tezy i cele pracy .....	15
I.3 Zakres pracy .....	16
II. Stan wiedzy z zakresu procesów hamowania niewyprzęganych kolei linowych .....	18
II.1 Procedury hamowania systemu kolei linowej .....	18
II.1.1 Procedura „STOP” .....	18
II.1.2 Procedura „STOP-Awaria” .....	18
II.1.3 Procedura „STOP-Niebezpieczeństwo” .....	18
II.2 Budowa i rodzaj hamulców mechanicznych kolei linowej.....	19
II.2.1 Zespół hamulców ruchowych.....	19
II.2.2 Zespół hamulców głównych.....	20
II.2.3 Zespół sterująco-zasilający hamulce mechaniczne kolei linowej.....	20
II.2.4 Próby hamulcowe przeprowadzane na kolejach linowych.....	20
II.3 Analiza aktów prawnych i norm zharmonizowanych dotyczących zagadnienia procesów hamowania kolei linowych.....	22
II.3.1 Analiza prawna zagadnień dynamicznych w procesach hamowania.....	22
II.3.2 Analiza zapisów w normach zharmonizowanych.....	23
II.4 Modele fizyczne i matematyczne kolei linowych w literaturze .....	24
II.4.1 Założenia dla modeli fizycznych systemów kolei linowych.....	24
II.4.2 Analiza modeli dynamicznych .....	25
II.4.3 Uproszczenia stosowane w modelach dynamicznych .....	26
III. Model fizyczny i matematyczny niewyprzęganej kolei linowej .....	28
III.1 Model fizyczny.....	28
III.1.1 Podsystem I – stacja napędowa .....	28
III.1.2 Podsystem II – trasa kolei linowej.....	30
III.1.3 Podsystem III – stacja przewojowa .....	30
III.2 Założenia i uproszczenia modelu fizycznego kolei linowej .....	31
III.3 Model matematyczny .....	32
III.3.1 Metoda budowy równań matematycznych .....	33
III.3.2 Szywność i tłumienie zamodelowanych elementów kolei .....	33

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

III.3.3 Siły zewnętrzne .....	35
III.3.4 Etapy procesu hamowania niewyprzęganej kolei linowej .....	38
III.4 Rozwiązanie ogólne równań ruchu .....	39
III.4.1 Energia kinetyczna systemu kolei linowej.....	39
III.4.2 Energia potencjalna systemu kolei linowej.....	40
III.4.3 Moc strat systemu kolei linowej .....	40
III.4.4 Równania dynamiczne .....	40
IV. Identyfikacja parametrów rzeczywistego obiektu technicznego.....	44
IV.1 Dane techniczne kolei linowej „Słotwiny” .....	44
IV.2 Podsystem: stacja napędowa – stacja dolna .....	45
IV.3 Podsystem: stacja przewojowa.....	49
IV.4 Podsystem: trasa kolei .....	50
V. Metodyka ustawiania zespołów hamulców mechanicznych kolei linowych .....	54
V.1 Opis procedury ustawiania momentów hamujących hamulców mechanicznych dla ustalonej wartości opóźnienia. ....	55
V.1.1 Wyznaczenie całkowitego momentu bezwładności kolei linowej.....	55
V.1.2 Weryfikacja wartości całkowitego momentu bezwładności.....	57
V.1.3 Ustawienie wymaganej wartości opóźnienia procesu hamowania kolei linowej .....	60
V.1.4 Implementacja obliczonych parametrów hamulców na obiekcie rzeczywistym.....	60
V.1.5 Schemat postępowania przy określaniu wartości momentów hamulca ruchowego i głównego dla zadanej wartości opóźnienia .....	61
V.2 Przykład dobrania odpowiednich wartości momentów hamowania hamulcami mechanicznymi według przedstawionej procedury.....	62
V.2.1 Etap 1 – Obliczenie całkowitego momentu bezwładności kolei linowej .....	62
V.2.2 Etap 2 – Weryfikacja całkowitego momentu bezwładności kolei linowej .....	66
V.2.3 Etap 3 – Wyznaczenie czasu zwłoki hamulców mechanicznych.....	68
V.3 Analiza procedury hamowania „Stop-Niebezpieczeństwo” w aspekcie ustawienia wartości średniej całkowitego opóźnienia systemu kolei linowej .....	69
V.3.1 Pierwsza faza procesu hamowania – „wolny wybieg” .....	70
V.3.2 Działanie zespołu hamulców HR .....	70
V.3.3 Ustawienie momentu hamowania HG.....	71
V.3.4 Weryfikacja numeryczna – obliczenia opóźnień dla wszystkich procedur hamowania przy różnych stanach obciążeniowych.....	72
V.4 Podsumowanie .....	74
VI. Identyfikacja wartości dynamicznych modelu matematycznego .....	75

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

VI.1 Moduł sprężystości liny nośno-napędowej .....	75
VI.1.1 Laboratoryjna metoda wyznaczania modułu sprężystości .....	76
VI.2 Obliczenia statycznego modułu sprężystości.....	79
VI.3 Częstotliwość drgań swobodnych tłumionych .....	81
VI.4 Tłumienie liny nośno-napędowej.....	82
VI.5 Tłumienie krzesła .....	82
VI.6 Sztywność liny nośno-napędowej.....	83
VI.7 Siła hamowania poszczególnymi zespołami hamulców mechanicznych.....	84
VI.8 Współczynnik tarcia pomiędzy szczękami a tarczą hamulców kolei linowej.....	84
VI.8.1 Opis pary ciernej.....	85
VI.8.2 Procedura wyznaczania wartości współczynnika tarcia na stanowisku laboratoryjnym.....	85
VI.8.3. Pomiar termowizyjny zespołu hamulców ruchowych .....	87
VII. Badania i pomiary przemysłowe na niewyprzęganej kolei linowej .....	90
VII.1 Cel badań i pomiarów przemysłowych .....	90
VII.2 Metodologia przeprowadzania badań.....	90
VII.2.1 Pomiary przemysłowe na stacji napędowej .....	90
VII.2.2 Pomiary przeprowadzane na wybranym pojeździe .....	92
VII.2.3 Przebieg pomiarów na obiekcie rzeczywistym .....	94
VII.3 Wyniki pomiarów.....	96
VII.3.1 Niepewność pomiarów .....	99
VII.3.2 Obciążenie 100% góra/0% dół .....	102
VII.3.3 Obciążenie 50% góra/0% dół .....	107
VII.3.4 Obciążenie 0% góra/0% dół .....	112
VIII. Weryfikacja i walidacja modelu numerycznego niewyprzęganej kolei linowej.....	117
VIII.1 Weryfikacja modelu numerycznego .....	117
VIII.2 Walidacja modelu numerycznego .....	118
VIII.2.1 Procedura „Stop-Niebezpieczeństwo” – 100% /0%.....	118
VIII.2.2 Procedura „Stop-Awaria” – 50%/0% .....	122
VIII.2.3 Procedura Stop-Niebezpieczeństwo – 0%/0%.....	125
VIII.3 Weryfikacja wyników pomiarów metodą wizyjną .....	128
VIII.3.1 Analiza wizyjna.....	129
VIII.3.2 Analiza zjawiska „pompowania” .....	131
VIII.4 Podsumowanie procesów weryfikacji i walidacji modelu numerycznego niewyprzęganej kolei linowej.....	132

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

IX. Symulacje procesów hamowania.....	134
IX.1 Cel i założenia dla symulacji procesów hamowania.....	134
IX.2 Wyniki symulacji procesów hamowania zespołami hamulców mechanicznych .....	135
IX.2.1 Symulacje procesów hamowania dla maksymalnych wartości opóźnienia określonych w normie zharmonizowanej .....	135
IX.2.2 Symulacje dla maksymalnych wartości określonych przez zastosowane rozwiązania konstrukcyjne .....	143
IX.2.3 Symulacja procesów hamowania kolei linowej przy regulowanej sile hamowania	149
IX.3 Ocena proponowanych procedur hamowania na kolei linowej krzesetkowej .....	160
IX.4 System rejestracji parametrów opracowany i zainstalowany na obiekcie technicznym	165
IX.4.1 Rejestrator parametrów procesów hamowania .....	165
IX.4.2 Analiza statystyczna zarejestrowanych procedur hamowania w sezonie zimowym 2012/13 .....	166
X. Podsumowanie.....	170
X.1 Wnioski końcowe .....	170
X.2 Kierunki dalszych działań .....	171
Bibliografia .....	172
Spis rysunków.....	176
Spis tabel .....	181
Streszczenie pracy.....	183
Załącznik 1	

## Opis oznaczeń użytych w dysertacji

$A_i$	- amplituda zarejestrowanego sygnału w i-tym czasie pomiaru [ $m$ ],
$A_{HR}$	- powierzchnia szczęki hamulca ruchowego [ $mm^2$ ],
$A_{liny}$	- przekrój metaliczny liny nośno-napędowej [ $mm^2$ ],
$B$	- globalna macierz tłumienia,
$C$	- odległość pomiędzy stacjami mierzona w poziomie [ $m$ ],
$D_{KN}$	- średnica koła napędowego [ $m$ ],
$D_{kprzew}$	- średnica koła przewojowego [ $m$ ],
$D_{rolki}$	- średnica rolek baterii krążkowych [ $m$ ],
$E_{iCard}$	- energia kinetyczna wału Cardana [ $J$ ],
$E_{ipoj}$	- energia kinetyczna pojedynczego pojazdu [ $J$ ],
$E_k$	- energia kinetyczna (ogólny zapis) [ $J$ ],
$E_{ktrasy}$	- całkowita energia kinetyczna podsystemu „trasa” [ $J$ ],
$E_{k_{stacjinap./nap}}$	- całkowita energia kinetyczna elementów stacji napędowej [ $J$ ],
$E_{knap}$	- energia kinetyczna koła napędowego [ $J$ ],
$E_{liny}$	- moduł sprężystości cięgna [ $GPa$ ],
$E_p$	- energia kinetyczna przekładni [ $J$ ],
$E_s$	- statyczny moduł sprężystości cięgna [ $GPa$ ],
$E_{sil}$	- energia kinetyczna wirnika silnika [ $J$ ],
$E_{thr}$	- energia kinetyczna tarczy hamulca ruchowego [ $J$ ],
$E_{zastpoj}$	- zastępcza energia kinetyczna pojazdów zredukowana na koło napędowe [ $J$ ],
$F_{bx}$	- siła bezwładności działająca na pasażera w osi x, przyjętego układu współrzędnych [ $N$ ],
$F_{bz}$	- siła bezwładności działająca na pasażera w osi z, przyjętego układu współrzędnych [ $N$ ],
$F_{HG}$	- siła pochodząca od rozprężania się sprężyn hamulca głównego [ $N$ ],
$F_{HR}$	- siła pochodząca od rozprężania się sprężyn hamulca ruchowego [ $N$ ],
$F_{ham}$	- siła hamowania pochodząca od hamulców mechanicznych, zredukowana na koło napędowe [ $N$ ],
$F_N$	- siła napinania układu kolei linowej [ $N$ ],
$F_{N1}$	- siła napinania układu kolei linowej w jednym toku [ $N$ ],
$F_{nap}$	- siła napędowa [ $N$ ],
$F_{obw}$	- obwodowa siła hamowania [ $N$ ],
$F_{odstrod.}$	- siła odśrodkowa [ $N$ ],
$F_{op}$	- siła oporu występująca na kole napędowym [ $N$ ],
$F_{tarcia}$	- siła tarcia suchego (obwodowa) pomiędzy parą cierną szczęka - tarcza hamulca mechanicznego [ $N$ ],
$F_{wisk.}$	- siła tarcia wiskotycznego (zapis ogólny) [ $N$ ],

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

$G_{st}$	- długość „po stoku” – odległość pomiędzy stacjami mierzona zgodnie z nachyleniem stoku [ $m$ ],
$G_x$	- wypadkowa siły ciężkości (oś x) działająca na pasażera w przyjętym układzie współrzędnych [ $N$ ],
$G_z$	- wypadkowa siły ciężkości (oś z) działająca na pasażera w przyjętym układzie współrzędnych [ $N$ ],
$H$	- pionowa odległość mierzona pomiędzy dwoma stacjami [ $m$ ],
$HG(t)$	- wartość zarejestrowanego ciśnienia w układzie hamulców głównych [ $MPa$ ],
$HR(t)$	- wartość zarejestrowanego ciśnienia w układzie hamulców ruchowych [ $MPa$ ],
$I(t)$	- wartość natężenia prądu pobieranego przez silnik [ $A$ ],
$I_c$	- całkowity moment bezwładności systemu kolei linowej (zredukowany na koło napędowe) [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{c1}$	- obliczony całkowity moment bezwładności systemu kolei linowej (zredukowany na koło napędowe) [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{geom}$	- geometryczny moment bezwładności przekroju liny [ $m^4$ ],
$I_{nap}$	- masowy moment bezwładności układu napędowego (zredukowany na koło napędowe) [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{knap}$	- masowy moment bezwładności koła napędowego [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{kprzew}$	- masowy moment bezwładności koła przewojowego [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{liny}$	- masowy moment bezwładności cięgna (z przyjętymi uproszczeniami) zredukowany na średnicę koła napędowego [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{osób}$	- masowy moment bezwładności pochodzący od masy pasażerów zredukowany na średnicę koła napędowego [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_p$	- masowy moment bezwładności sumy wszystkich elementów przekładni będących w ruchu [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{poj}$	- masowy moment bezwładności pojazdów zredukowany na średnicę koła napędowego [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{rol}$	- całkowity masowy moment bezwładności pochodzący od wszystkich krążków linowych, zredukowanych na koło napędowe [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{rolki}$	- masowy moment bezwładności krążka linowego [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_s$	- masowy moment bezwładności wirnika silnika [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{iHR}$	- masowy moment bezwładności tarczy hamulca ruchowego [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{wCard}$	- masowy moment bezwładności wału Cardana [ $kg \cdot m^2$ ],
$I_{zr}$	- zredukowany moment bezwładności (zapis ogólny) [ $kg \cdot m^2$ ],
$K$	- globalna macierz sztywności,
$KL$	- kolej linowa,
$L$	- lagrangian, różnica pomiędzy energią kinetyczną, a potencjalną układu [ $J$ ],
$M$	- globalna macierz mas układu,
$M_{HG}$	- moment hamowania zespołem hamulców głównych [ $N \cdot m$ ],
$M_{HG \max dok}$	- maksymalny moment hamowania zespołem hamulców głównych wg dokumentacji technicznej [ $N \cdot m$ ],

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

$M_{HG \max}$	- moment hamowania zespołem hamulców głównych przy ustawieniu maksymalnych parametrów mechanicznych urządzenia $[N \cdot m]$ ,
$M_{HR}$	- moment hamowania zespołem hamulców ruchowych $[N \cdot m]$ ,
$M_{SN}$	- moment hamowania hamulcami mechanicznymi dla procedury Stop-Niebezpieczeństwo $[N \cdot m]$ ,
$N$	- siła nacisku (zapis ogólny) $[N]$ ,
$N_{hr/hg}$	- siła docisku szczęk do tarczy hamulcowej (hr – zespół hamulców ruchowych, hg - zespół hamulców głównych),
$P_{HR}$	- średnia siła docisku HR do tarczy wg dokumentacji kolei linowej „Słotwiny” $[N]$ ,
$R$	- funkcja dyssypacji energii układu $[\frac{J}{s}]$ ,
$R_{iHR}$	- promień tarczy hamulca ruchowego $[N]$ ,
$S_H$	- składowa pozioma siły naciągu przęśła w jego cięciwie $[N]$ ,
$S_{Husr}$	- uśredniona składowa pozioma siły naciągu przęśła w jego cięciwie $[N]$ ,
$S'_{Husr}$	- uśredniona składowa pozioma siły naciągu przęśła w jego cięciwie obliczona numerycznie $[N]$
$S_i$	- siła osiowa w linii w i-tym przęśle dla toku nieobciążonego i obciążonego $[N]$ ,
$S_{lobw}$	- siła osiowa w linii na kole napędowym (po stronie toku obciążonego) $[N]$ ,
$T$	- siła tarcia (zapis ogólny) $[N]$ ,
$U$	- siła obwodowa na kole napędowym $[N]$ ,
$Q$	- ciężar (krzesła i pasażerów) zawieszony po stronie toku obciążonego kolei $[N]$ ,
$Q_{ci}$	- całkowite obciążenie w poszczególnych przęśłach kolei linowej $[N]$ ,
$Q_i$	- siła uogólniona $[N]$ ,
$V_{cięż.}$	- energia potencjalna ciężkości układu $[J]$ ,
$V_{spręż.}$	- energia potencjalna sprężystości układu $[J]$ ,
$V_{iHR}$	- objętość tarczy hamulca ruchowego $[m^3]$ ,
$W$	- ciężar zawieszony po stronie toku nieobciążonego kolei (uwzględniona jedynie masa elementów pojazdu) $[N]$ ,
$b$	- średnie opóźnienie systemu kolei linowej $[\frac{m}{s^2}]$ ,
$b_{(...)}$	- opóźnienie dla poszczególnych etapów procesu hamowania $[\frac{m}{s^2}]$ ,
$b_i$	- i-ty element dyssypacyjny (współczynnik proporcjonalności) w modelu Kelvina-Voigta pomiędzy masami zredukowanymi do punktów na cięciwie krzywej łańcuchowej $[\frac{kg}{s}]$ ,
$b_{wi}$	- i-ty element dyssypacyjny (współczynnik proporcjonalności) opisujący stratę energii podczas wychyleń mas zredukowanych do środka ciężkości pojazdu (wyznaczony doświadczalnie) $[\frac{kg}{s}]$ ,
$b_{wis}$	- współczynnik proporcjonalności oporu lepkiego $[\frac{kg}{s}]$ ,
$c_i$	- odległość pomiędzy poszczególnymi podporami mierzona w poziomie $[m]$ ,
$d_{loz}$	- średnica nominalna łożyska umiejscowionego na wale napędowym $[m]$ ,



## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

$f$	- współczynnik oporów ruchu,
$g$	- przyspieszenie ziemskie $[\frac{m}{s^2}]$ ,
$g_i$	- długość „po stoku” – odległość pomiędzy podporami mierzona zgodnie z nachyleniem stoku $[m]$ ,
$h_i$	- i-ta pionowa wysokość kolejnych podpór $[m]$ ,
$i_p$	- wartość przełożenia przekładni,
$k_i$	- i-ty parametr opisujący sztywność pojedynczego elementu łączącego masy zredukowane (model Kelvina-Voigta) $[\frac{N}{m}]$ ,
$l_i$	- i-ta długość odcinka łączącego masy zredukowane w osi cięciwy liny nośno-napędowej,
$l_w$	- długość elementu zastępczego zawieszenia krzesła, odległość pomiędzy masą zastępczą na linii nośno-napędowej, a masą zastępczą w środku ciężkości pojazdu $[m]$ ,
$m_{kn}$	- zredukowana masa wszystkich elementów stacji napędowej $[kg]$ ,
$m_i$	- masy zastępcze w środku cięciwy krzywej łańcuchowej pomiędzy dwoma podporami (i – nr kolejnej masy) $[kg]$ ,
$m_{ipoj}$	- masa pojedynczego pojazdu $[kg]$ ,
$m_p$	- masa pasażera $[kg]$ ,
$m_{rolki}$	- masa pojedynczego krążka $[kg]$ ,
$m_{iHR}$	- masa tarczy hamulca ruchowego $[kg]$ ,
$m_{wi}$	- masa pojazdu oraz pasażerów zredukowana do punktu w środku ciężkości pojazdu $[kg]$ ,
$m_{zastpoj}$	- masa zastępcza pojazdów $[kg]$ ,
$m_{6i}$	- masy elementów trasy kolei zredukowane do punktów na cięciwie krzywej łańcuchowej pomiędzy pojazdami (w prześle szczegółowo rozpatrywanym) $[kg]$ ,
$n_{krzesel}$	- liczba krzesel w analizowanym prześle,
$n_{rolek}$	- liczba rolek w całym układzie kolei,
$n_{rHR}$	- średnie rzeczywiste naciski szczęk hamulca ruchowego na tarczę $[MPa]$ ,
$n_{sil.nom.}$	- obroty nominalne silnika elektrycznego $[\frac{obr}{min}]$ ,
$S_{calk}$	- całkowita długość ciągną $[m]$ ,
$S_0$	- całkowita długości ciągną w jednym toku kolei $[m]$ ,
$\Delta S_{temp}$	- wydłużenie ciągną w zależności od temperatury $[^{\circ}C]$ ,
$t_{j.ust.}$	- czas jazdy ustalonej (prędkość eksploatacyjna) $[s]$ ,
$t_{h(nazwaprocedury)}$	- całkowity czas hamowania $[s]$ ,
$t_{HG}$	- czas hamowania zespołem hamulców głównych $[s]$ ,
$t_{HR}$	- czas hamowania zespołem hamulców ruchowych $[s]$ ,
$t_o$	- maksymalna wartość zmierzonej temperatury $[^{\circ}C]$ ,
$t_{p1}$	- minimalna wartość zmierzonej temperatury $[^{\circ}C]$ ,
$t_p$	- czas zaniku prądu od uruchomienia procesu hamowania $[s]$ ,

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

$t_{zwloki}$	- wartość czasu pomiędzy wyzwoleniem procedury hamowania, a zadziałaniem pierwszego zespołu hamulców mechanicznych [s],
$u(x)$	- niepewność standardowa,
$q_i$	- i-ta współrzędna uogólniona (zapis ogólny) [m],
$\dot{q}_i$	- i-ta prędkość uogólniona (zapis ogólny) [ $\frac{m}{s}$ ],
$q_{liny}$	- jednostkowy ciężar liny nośno-napędowej [ $\frac{N}{m}$ ],
$q_{zred.n(o)}$	- jednostkowy ciężar pojazdów zredukowany do ciężaru liny nośno-napędowej [ $\frac{N}{m}$ ],
$v_{nom.}$	- prędkość nominalna kolei linowej [ $\frac{m}{s}$ ],
$v_{(...)}$	- prędkość poszczególnych etapów procesu hamowania [ $\frac{m}{s}$ ],
$v_p$	- prędkość początkowa kolei [ $\frac{m}{s}$ ],
$w$	- odległość pomiędzy pojazdami [m],
$x_i$	- współrzędna mas zastępczych w osi x w układzie współrzędnych kartezjańskich [m],
$x_s$	- współrzędna położenia punktu, do którego zredukowano masy elementów stacji napędowej (układ współrzędnych kartezjańskich) [m],
$x_{wi}$	- współrzędna mas zredukowanych do środka ciężkości pojazdu w osi x w układzie współrzędnych kartezjańskich [m],
$y_i$	- współrzędna mas zastępczych w osi y w układzie współrzędnych kartezjańskich [m],
$y_{wi}$	- współrzędna mas zredukowanych do środka ciężkości pojazdu w osi y w układzie współrzędnych kartezjańskich [m],
$z_i$	- i-ta współrzędna uogólniona w kierunku cięciwy krzywej łańcuchowej [m],
$\dot{z}_i$	- i-ta prędkość uogólniona [ $\frac{m}{s}$ ],
$\ddot{z}_i$	- i-te przyspieszenie uogólnione [ $\frac{m}{s^2}$ ],
$\alpha_i$	- kąt nachylenia cięciwy przęśla do osi poziomej w układzie współrzędnych kartezjańskich [rad],
$\beta$	- współczynnik tłumienia proporcjonalnego do sztywności (wyznaczony z wyników badań przemysłowych) [ $\frac{1}{s}$ ],
$\beta_{krzesla}$	- współczynnik tłumienia pojazdu [ $\frac{1}{s}$ ],
$\gamma_t$	- współczynnik rozszerzalności cieplnej [ $\frac{1}{^{\circ}C}$ ],
$\varepsilon$	- przyspieszenie kątowe [ $\frac{rad}{s^2}$ ],
$\zeta_{l.n-n}$	- współczynnik tłumienia liny nośno-napędowej,

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

$\delta_{1,n-n}$	- logarytmiczny dekrement tłumienia liny nośno-napędowej,
$\xi$	- współczynnik uwzględniany ze względu na sztywność liny,
$\mu_{ham}$	- współczynnik tarcia pary kinematycznej szczeka – tarcza hamulca,
$\mu_{knap}$	- współczynnik tarcia pomiędzy wykładziną koła napędowego, a liną nośno-napędową,
$\mu_{loz}$	- współczynnik tarcia łożyska baryłkowego,
$\mu_{pas-krzes.}$	- współczynnik tarcia pomiędzy powierzchnią krzesła, a pasażerem,
$\rho_{tHR}$	- gęstość materiału tarczy hamulca ruchowego $[\frac{kg}{m^3}]$ ,
$\varphi_{wi}$	- współrzędna uogólniona, kąt wychylenia pojazdu (mas zredukowanych do jego środka ciężkości) od osi pionowej $[rad]$ ,
$\dot{\varphi}_{KN}$	- prędkość kątowa koła napędowego $[\frac{rad}{s}]$ ,
$\dot{\varphi}_{zr}$	- zredukowana prędkość kątowa (zapis ogólny) $[\frac{rad}{s}]$ ,

Opis zapisu stosowanych indeksów dolnych poszczególnych zmiennych: **i** – kolejna i-ta wartość, **6i** – kolejna i-ta wartość w przęśle nr 6 (rozpatrywanym szczegółowo), **ww** – wartości mierzone i obliczane dla procedury hamowania „wolny wybieg”, **poj.** – wartości obliczane przy zastosowaniu równań dla poszczególnych przęseł, **zred.** – wartości obliczane dla zredukowanych równań poszczególnych toków kolei.

## Wprowadzenie

Koleje linowe, jako urządzenia służące do transportu osób i towarów, najbardziej rozpowszechnione są w terenach górskich, jednakże coraz częściej instalacje te znajdują uznanie jako środek transportu publicznego wspomagający komunikację miejską [44] i zapewniający przewóz osób na terenie obiektów użyteczności publicznej, jakimi są m.in. lotniska i parki zabaw [57]. Koleje linowe są również używane jako urządzenia do transportu materiałów, a w sytuacjach zagrożenia katastrofami naturalnymi lub prowadzenia działań wojennych mogą być wykorzystywane jako przenośny system transportowy w trudnych warunkach [19].

W Polsce koleje linowe najczęściej spotykane są w ośrodkach narciarskich, gdzie odgrywają kluczową rolę w transporcie narciarzy i snowboardzistów w okresie zimowym, natomiast w okresie letnim służą turystom i osobom niepełnosprawnym oraz wykorzystywane są przez rowerzystów downhillowych.

Priorytetem wszystkich systemów transportowych jest zapewnienie bezpieczeństwa osobom nimi podróżującym. Najnowocześniejsze rozwiązania kolei linowych posiadają wiele systemów zabezpieczeń, które zdecydowanie minimalizują ryzyko wystąpienia sytuacji niebezpiecznych. Czujniki zainstalowane na prawie każdym elemencie stacji napędowej i przewojoyowej powodują, iż koleje linowe są obecnie jednymi z najbezpieczniejszych środków transportu ludzi [2].

Mimo to w ostatnich latach producenci kolei linowych zdecydowanie postawili na podniesienie poziomu bezpieczeństwa najmłodszych użytkowników kolei poprzez wprowadzenie specjalnych zabezpieczeń chroniących przed ich wypadnięciem z krzesła. Dzieci szczególnie narażone są podczas sytuacji, w których wyzwalane są procedury awaryjnego hamowania kolei, podczas których dochodzi do silnych oscylacji liny połączonych z dużymi oddziaływaniami dynamicznymi na pasażerów.

Podczas każdego zatrzymania kolei linowej siły bezwładności mas będących w ruchu oraz wytwarzana fala podłużna i poprzeczna w linie powodują mocne bujanie się krzesła. Zjawisko to przez niektórych pasażerów odbierane jest jako uciążliwe, a dla osób, które nie stosują się do zaleceń dotyczących poprawnego przejazdu z zamkniętym pałąkiem lub przebywają bezpośrednio przed lub za strefą wsiadania i wysiadania może być bardzo niebezpieczne i skończyć się nawet upadkiem z krzesła. Obecnie grupami najbardziej narażonymi na wypadnięcie z pojazdu są mniejsze dzieci oraz rowerzyści.

W celu zmniejszenia oddziaływania tego zjawiska na pasażerów i elementy konstrukcyjne producenci kolei linowych zalecają obniżenie wartości średniego opóźnienia całego procesu hamowania, co w niektórych rozwiązaniach systemów kolei jest wystarczające. W przypadku kolei wyprzęganych wydłużenie drogi hamowania nie wpływa na sytuacje zagrożenia życia lub zdrowia pasażerów znajdujących się w stacjach. Natomiast w niewyprzęganych kolejach linowych powyższe rozwiązanie pozwoli poprawić bezpieczeństwo jedynie pasażerów znajdujących się w pojazdach na trasie, natomiast

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

z powodu wydłużenia się drogi hamowania bardziej zagrożeni będą pasażerowie znajdujący się na stacjach [62,109,110].

Realizowanie tego założenia na kolejach wyprzęganych jest jak najbardziej uzasadnione i zapewnia wymagany poziom bezpieczeństwa nawet przy obniżonych parametrach wartości opóźnienia. Hamowanie kolejami niewyprzęganymi jest jednak wprost powiązane z drogą hamowania krzeset znajdujących się w stacjach. Zmniejszając opóźnienie całego systemu, zwiększamy odcinek, na którym zatrzymują się krzesła.

W wyniku powyższych rozważań pojawiła się potrzeba opracowania procedur procesów opóźnienia, które zapewnią wymagany poziom bezpieczeństwa poprzez skrócenie czasu hamowania przy jednoczesnym zmniejszeniu oddziaływań dynamicznych na pasażerów.

Dodatkowym aspektem, który został poddany rozważaniom w dysertacji, było opracowanie procedur nastawczych hamulców mechanicznych w celu uzyskania wymaganych wartości opóźnień podczas prób odbiorczych przez Transportowy Dozór Techniczny.

*Praca doktorska została zrealizowana w ramach:*

- *stypendium „Doctus – Małopolski fundusz stypendialny dla doktorantów” współfinansowany ze środków Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Społecznego;*
- *grantu promotorskiego pt.: „Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych w celu optymalizacji wpływu oddziaływań dynamicznych na pasażerów i elementy konstrukcyjne kolei” w okresie 09.2011 – 12.2013. Umowa nr 5387/B/T02/2011/40.*

## **I. Sformułowanie problemu**

### **I.1 Proces hamowania awaryjnego niewyprzęganej kolei linowej**

Niewyprzęgane koleje linowe są obecnie najbardziej rozpowszechnionymi typami urządzeń transportu linowego zainstalowanymi w terenach górzystych [103]. Charakteryzują się one tą samą prędkością pojazdów w stacjach, jak i na trasie, co wpływa na zwiększenie wartości prawdopodobieństwa wystąpienia sytuacji niepożądaney, inaczej niż w przypadku kolei wyprzęganych. Po zaistnieniu sytuacji niebezpiecznej powinno nastąpić uruchomienie przez obsługę jednej z awaryjnych procedur hamowania. Działanie to ma na celu zatrzymanie urządzenia z odpowiednim dopuszczalnym opóźnieniem. Analizując zgłoszone wypadki na kolejach linowych [109,110] oraz przeprowadzone rozmowy z kierownikami technicznymi niewyprzęganych urządzeń transportu linowego (m.in. Białka Tatrzańska, Krynica, Zakopane), można stwierdzić, że większość z wypadków zachodzi na dolnej stacji w okresie zimowym. Najczęstszymi zidentyfikowanymi sytuacjami niebezpiecznymi są przewrócenia na taśmie rozpędzającej. Również zbyt późny przejazd narciarza/snowboardzisty przez bramki taktujące może skutkować zbyt wczesnym uderzeniem w niego krzesła, a w następstwie upadkiem.

W celu uniknięcia lub ograniczenia skutków tych zdarzeń stosuje się szybkie zatrzymanie systemu kolei linowej. Jednakże podczas hamowania z użyciem procedur awaryjnych, wprowadzane są duże oddziaływania dynamiczne na pojazdy znajdujące się na trasie. Sytuacja ta jest o tyle niebezpieczna, że hipotetycznie pasażerowie mogą przygotowywać się do wysiadania, mając podniesiony pałąk zabezpieczający, po przesunięciu swojego środka ciężkości w stronę skrajni krzesła. Z wysokim prawdopodobieństwem może to, przy dużych wychyleniach krzesła, spowodować ich wypadnięcie. Kolejną zidentyfikowaną grupą zagrożonych pasażerów są dzieci, w szczególności te, które są na tyle małe, że nie dosięgają nartami podnóżków zamocowanych do pałąków zabezpieczających. Problem ten został potraktowany priorytetowo przez dwie światowe firmy produkujące koleje linowe. Wprowadziły one specjalne zabezpieczenia na pałąkach oraz kamizelki zaczepiane do oparcia krzesła [93]. Jednakże modyfikacje te zostały wprowadzone w nowych kolejach, natomiast większość z eksploatowanych niewyprzęganych urządzeń takich zabezpieczeń nie posiada. Natomiast w okresie letnim grupą pasażerów narażonych na wypadnięcie z krzesła są rowerzyści downhillowi, którzy z braku zainstalowanych na krzesłach kolei specjalnych uchwytów przewożą rowery, trzymając je przed sobą przy podniesionym pałąku zabezpieczającym.

Zidentyfikowanie zagrożeń przyczyniło się do podjęcia próby rozwiązania tej sytuacji za pomocą nieopracowanej do tej pory metody aktywnej regulacji siły hamowania. W założeniach ma to spowodować redukcję oddziaływań dynamicznych na pasażerów na trasie przy jednoczesnym podniesieniu wartości średniego opóźnienia urządzenia transportu linowego.

Podczas analizy literatury naukowej dotyczącej kolei linowych nie znaleziono żadnych artykułów dotyczących podobnego podejścia do rozwiązania przedstawionego zagadnienia. Dodatkowo problem, jak i wstępne podejście do jego rozwiązania, został przedstawiony przez [36,41,49,50,51,52,54,55,61] oraz przedyskutowany z naukowcami z dwóch ośrodków naukowych (The Institute of Mining, Georgian Technical University i Ecole Centrale de Lyon –

Laboratory of Tribology and Dynamics of Systems), którzy wykazali duże zainteresowanie tematem ze względu na prowadzone również w tym zakresie badania. Podczas rozmów zostały wskazane dwie istotne kwestie, które obecnie blokują implementację przemysłową takich rozwiązań: brak zgody jednostek dozoru (co wiąże się ze zmianą zapisów w normach zharmonizowanych) oraz skutki długotrwałego wpływu podwyższonych wartości sił hamowania na niezawodność obiektu (brak specjalnie przystosowanej kolei linowej do badań testowych).

Aspekt prawny został wstępnie rozwiązany poprzez zakwalifikowanie opracowywanych rozwiązań jako innowacyjnych dla danej dziedziny techniki, natomiast skonstruowanie takiego urządzenia wymagałoby dodatkowego wsparcia finansowego.

Dodatkowo za zasadnością problemu podejmowanego w dysertacji przemawia duże zainteresowanie tą kwestią ze strony przedsiębiorstw eksploatujących koleje linowe na terenie Polski oraz Transportowego Dozoru Technicznego (co potwierdzone zostało listami intencyjnymi od pięciu firm i jednostki dozoru).

Powiązane zagadnienie stanowi problem ustawienia zespołów hamulców mechanicznych zgodnie z zaleceniami jednostki dozoru opartymi na aktach prawnych. Podczas prób odbiorczych kolei przed sezonem eksploatacyjnym sprawdzane są wartości opóźnień dla określonych stanów obciążeń dla poszczególnych procedur hamowania. Proces ustawiania zespołów hamulcowych przed odbiorem technicznym przebiega metodą prób i błędów i zależy głównie od doświadczenia osoby go przeprowadzającej.

Istnieje zatem potrzeba analizy układu hamulców mechanicznych oraz określenia procedur ustawiania i regulowania siły hamowania w celu podniesienia poziomu bezpieczeństwa pasażerów. Rozwiązanie tych problemów nie tylko poprawi wspomniany aspekt bezpieczeństwa, ale może stać się impulsem do podjęcia pewnych działań w zakresie nowelizacji aktów prawnych, które wpłyną na podniesienie dopuszczalnych parametrów kinematycznych niewyprzęganych kolei linowych.

## **I.2 Tezy i cele pracy**

Biorąc pod uwagę wcześniejszą analizę dotyczącą potrzeby określenia procedur ustawiania i regulowania zespołów hamulców mechanicznych oraz zamierzone wyniki tych działań, zostały przyjęte następujące tezy i cele.

### Tezy:

**„Możliwe jest określenie procedur regulowania siły hamowania hamulców mechanicznych niewyprzęganej kolei linowej, aby w procesie hamowania awaryjnego zmniejszyć oddziaływania dynamiczne na pasażerów będących w pojazdach, przy jednoczesnym skróceniu czasu tego procesu.”**

**„Istnieje możliwość opracowania procedur nastawczych parametrów hamulców mechanicznych w celu redukcji oddziaływań dynamicznych na elementy kolei linowej, podczas przeprowadzania prób odbiorczych.”**

Cel ogólny:

**Określenie zasad regulacji siły hamowania pochodzącej od hamulców mechanicznych w celu redukcji oddziaływania dynamicznego na pasażerów znajdujących się w pojazdach.**

Cele pomocnicze:

- **Opracowanie i weryfikacja z badaniami przemysłowymi numerycznego modelu niewyprzęganej kolei linowej.**
- **Możliwość oceny zjawisk dynamicznych pojazdu kolei linowej zachodzących podczas procesów hamowania metodą wizyjną.**
- **Opracowanie procedury ustawiania zespołów hamulców mechanicznych dla dopuszczalnych wartości opóźnienia.**

Cele użytkowe:

- **Określenie współczynnika tarcia pary kinematycznej szczeka hamulca – tarcza w zależności od zmiany jej temperatury podczas procesu hamowania.**
- **Opracowanie układu rejestrującego umożliwiającego wstępną ocenę procesu hamowania.**

### **I.3 Zakres pracy**

Niniejsza praca doktorska składa się z dziesięciu rozdziałów, w których podjęto następujące zagadnienia:

**Rozdział I** – zawiera on wprowadzenie do zagadnień podejmowanych w dysertacji. Omówiono w nim podstawowe zasady dotyczące procesów hamowania kolei linowych, jak również postawiono tezy do udowodnienia i cele naukowe do zrealizowania. W ostatniej części rozdziału opisano zakres podejmowanej tematyki.

**Rozdział II** – zostały przedstawione w nim szczegółowe informacje dotyczące poszczególnych procedur hamowania kolei jednolinowych niewyprzęganych, jak również opisano rozwiązania techniczne zespołów hamulcowych. W rozdziale tym zostały również omówione zagadnienia dotyczące uwarunkowań prawnych określających kinematyczne wartości graniczne procesów opóźniania kolei oraz możliwości przeprowadzenia badań przemysłowych i wdrożenia wyników pracy na obiektach rzeczywistych. Rozdział ten zakończony jest analizą literatury w zakresie modeli matematycznych kolei linowych.



**Rozdział III** – podjęto w nim zagadnienie opracowania modelu fizycznego i matematycznego kolei linowej. Określono założenia upraszczające modele, jak również wyznaczono ogólne równania ruchu poszczególnych elementów kolei linowej.

**Rozdział IV** – zostały w nim zidentyfikowane poszczególne parametry obiektu technicznego. Określono podział kolei linowej na poszczególne podsystemy, które zostały szczegółowo opisane.

**Rozdział V** – określono w nim i zweryfikowano metodykę ustawiania zespołów hamulców mechanicznych w zależności od wymaganej wartości średniego opóźnienia całego procesu. Dodatkowo wyznaczono warunki brzegowe sił hamowania poszczególnymi zespołami oraz przedstawiono metodykę określania rzeczywistego współczynnika oporów ruchu systemu kolei linowej.

**Rozdział VI** – wyznaczono wartości elementów modelu matematycznego. Są to: moduł sprężystości wzdłużnej cięgna, tłumienie oraz wartości sił pochodzących od poszczególnych zespołów hamulców mechanicznych. Przedstawiono również proces laboratoryjnego wyznaczania współczynnika tarcia pary ciernej szczeka – tarcza hamulca podczas procesów hamowania w zależności od zmiany temperatury.

**Rozdział VII** – został on poświęcony wynikom badań przemysłowych przeprowadzonych na kolei linowej. Określono ich cel oraz przedstawiono metodykę ich rejestracji. Opisano poszczególne układy pomiarowe, jak również przeprowadzono proces wyznaczania niepewności pomiarowej dla każdej wartości mierzonej.

**Rozdział VIII** – opisano w nim proces weryfikacji i walidacji modelu numerycznego z pomiarami na obiektach rzeczywistych. Dodatkowo podjęto weryfikację modelu matematycznego na podstawie wyników analizy wizyjnej.

**Rozdział IX** – przedstawiono w nim procesy symulacji poszczególnych procedur przy różnych podejściach ustawiania siły zespołów hamulców mechanicznych. Zaproponowano ocenę poszczególnych procesów w aspekcie ich oddziaływania na pasażerów. Dodatkowo przeprowadzono analizę statystyczną wyników z opracowanego urządzenia rejestrującego parametry hamowania na podstawie danych z sezonu narciarskiego 2012/13.

**Rozdział X** – przedstawiono w nim podsumowanie wyników dysertacji oraz określono kierunki dalszych działań powiązanych z tematem.

W załączniku nr 1 do pracy znajduje się przedstawiony w formie graficznej model numeryczny kolei linowej niewyprzęganej.

## **II. Stan wiedzy z zakresu procesów hamowania niewyprzęganych kolei linowych**

Napowietrzne koleje linowe o ruchu okrężnym mogą być wyhamowywane na dwa sposoby. Opóźnienie ruchu kolei może być realizowane za pomocą silnika elektrycznego lub zespołów hamulców mechanicznych (hamulec ruchowy i hamulec główny) o biernym układzie wyzwalania.

### **II.1 Procedury hamowania systemu kolei linowej**

Procesy hamowania kolei linowej realizowane są poprzez odpowiednie procedury, które po uruchomieniu przez obsługę lub obwód bezpieczeństwa powinny zapewnić wymaganą średnią wartość opóźnienia całego systemu.

Napowietrzne koleje linowe posiadają trzy procedury powodujące ich zatrzymanie.

#### **II.1.1 Procedura „STOP”**

Procedura „STOP” charakteryzuje się najmniejszą wartością średniego opóźnienia ze wszystkich sposobów zatrzymania (ok.  $0,4\text{--}0,5\text{ m/s}^2$ ). Realizowana jest ona poprzez hamowanie dynamiczne silnika elektrycznego, co pozwala na ustawienie dokładnej wartości opóźnienia podczas całego procesu. Procedura ta wykorzystywana jest przy zatrzymywaniu kolei w sytuacjach o niewielkim poziomie zagrożenia dla pasażerów. Ponadto, ze względu na stosunkowo niską wartość opóźnienia, powoduje ona małe oddziaływania dynamiczne na elementy konstrukcyjne kolei. Końcowa faza procesu opóźnienia na drodze elektrycznej zgodnie z zapisami w normie zharmonizowanej z dyrektywą 2000/9/WE [87] musi być realizowana dodatkowo przez zespoły hamulców mechanicznych.

#### **II.1.2 Procedura „STOP-Awaria”**

Procedura realizowana jest za pomocą zespołu hamulców ruchowych HR (rys.II.1). Moment hamujący powinien zapewnić średnie opóźnienie w granicach  $0,7\text{--}0,8\text{ m/s}^2$  dla całego procesu przy pełnym obciążeniu toku kolei jadącego do góry i przy pustych pojazdach toku jadącego w dół. Zespół hamulców ruchowych zainstalowany jest pomiędzy silnikiem elektrycznym a przekładnią kolei i działa na tarczę osadzoną na wale napędowym. Po uruchomieniu procedury „Stop-Awaria” następuje automatyczne wyłączenie napędu urządzenia, natomiast gdy prędkość kolei osiągnie wartość ok.  $0,1\text{--}0,2\text{ m/s}$ , uruchamiany jest dodatkowo zespół hamulców głównych HG.

#### **II.1.3 Procedura „STOP-Niebezpieczeństwo”**

Procedura wyzwalana jest w celu zapewnienia jak najszybszego zatrzymania kolei linowej w wyniku zaistnienia niebezpiecznej sytuacji. Moment hamowania w tej procedurze pochodzi, oprócz wspomnianego wcześniej zespołu hamulców ruchowych, od zespołu hamulców głównych. Zainstalowane są one na kole napędowym kolei i działają bezpośrednio

na nie. Średnia wartość opóźnienia tej procedury powinna znajdować się w granicach 1–1,2 m/s<sup>2</sup> (dla pełnego obciążenia toku kolei jadącego do góry i pustych pojazdów jadących w dół).

Proces hamowania jedynie zespołem hamulców głównych podczas normalnej eksploatacji kolei nie jest stosowany. Przypadkiem, w którym może nastąpić potrzeba zatrzymania kolei jedynie tym zespołem, jest awaria przekładni bądź elementu, który wyeliminuje zespół hamulców ruchowych z efektywnego działania.

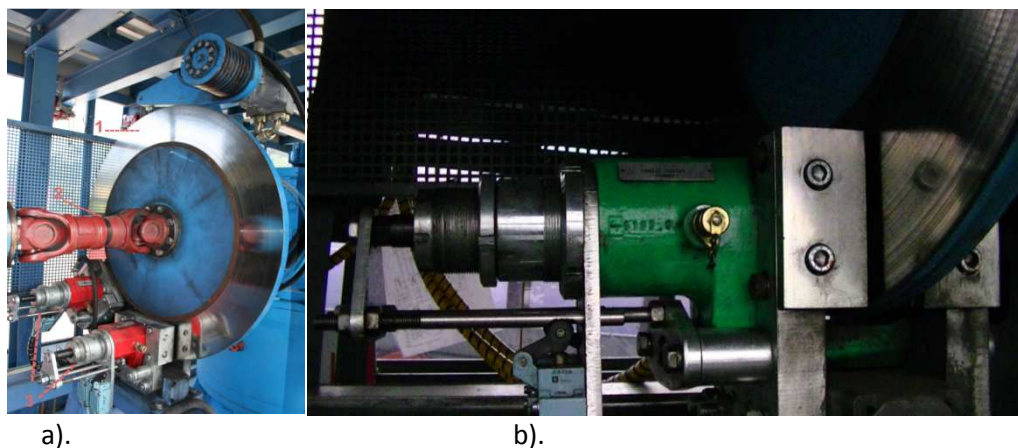
Analizując procesy hamowania procedurami Stop-Awaria i Stop-Niebezpieczeństwo, należy uwzględnić czas zwłoki w zadziałaniu poszczególnych zespołów hamulcowych podczas obliczania całkowitego średniego opóźnienia.

## II.2 Budowa i rodzaj hamulców mechanicznych kolei linowej

Jak już wspomniano, w kolejach linowych napowietrznych o ruchu okrężnym rozróżnia się dwa zespoły hamulców mechanicznych. Obydwa systemy znajdują się na stacji napędowej i obsługiwane są za pomocą hydraulicznego systemu zasilająco-sterującego. Hamulce mechaniczne HR i HG, ze względu na wysoki priorytet zapewnienia bezpieczeństwa, działają na zasadzie biernego wyzwalania siły hamowania. Zespół zasilająco-sterujący zwiększa ciśnienie czynnika roboczego w celu odhamowania hamulców, a moment hamujący pochodzi od rozprężenia się sprężyn.

### II.2.1 Zespół hamulców ruchowych

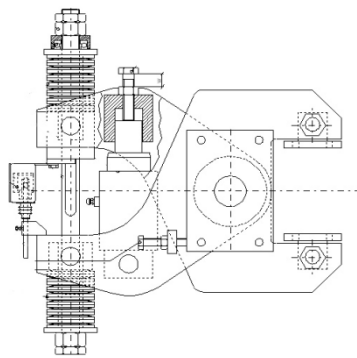
Zespół hamulców ruchowych (rys.II.1) zainstalowany jest pomiędzy silnikiem a przekładnią kolei. Z lokalizacji tego systemu wynika zapotrzebowanie na stosunkowo małą siłę docisku szczęk hamulców do tarczy hamulcowej ze względu na multiplikację momentu hamowania poprzez przełożenie przekładni przy redukcji momentów na koło napędowe. Siła hamowania pochodzi od sprężyn śrubowych, które są wstępnie napięte poprzez dokręcenie odpowiedniej śruby nastawczej w hamulcu.



Rys.II.1 a). Zespół hamulców ruchowych(3), tarcza hamulca(1), wał Cardana(2), b). Hamulec ruchowy.

### II.2.2 Zespół hamulców głównych

Porównując siłę docisku pomiędzy zespołami HG i HR ze względu na miejsce instalacji, HG muszą zapewniać zdecydowanie większy moment hamowania. Hamulec lub hamulce główne (rys.II.2) zainstalowane są na kole napędowym i działają bezpośrednio na nie. Siła docisku szczęk do koła zapewniana jest poprzez rozprężenie pakietów sprężyn talerzowych. Wartość jej zależy od wstępnego ściśnięcia pakietów sprężyn i ułożenia poszczególnych sprężyn w pakiecie. Należy również zwrócić uwagę, że charakterystyka ugięcia pakietu sprężyn talerzowych w funkcji siły ściskającej nie zawsze jest funkcją prostoliniową [112]. Elementem, który wpływa bezpośrednio na proces hamowania zespołem hamulców głównych, jest szczelina powietrzna pomiędzy tarczą a szczęką hamulców. Odpowiada ona za czas zadziałania hamulca.



a).



b).

Rys. II.2. Hamulec główny (schemat wg [108]) zamontowany na kole napędowym kolei.

Siła obwodowa obydwóch zespołów hamulcowych zależy również od wartości współczynników tarcia par ciernych. Producent hamulców [94] zaleca przyjmowanie wartości 0,4 bez uwzględnienia zmiany temperatury podczas procesów hamowania.

### II.2.3 Zespół sterująco-zasilający hamulce mechaniczne kolei linowej

Hamulce mechaniczne kolei linowych sterowane są poprzez zwiększanie lub zmniejszanie ciśnienia w obwodzie hydraulicznym (silnik elektryczny – pompa hydrauliczna – tłok HR i HG). Sam proces sterowania ciśnieniem odbywa się za pomocą zaworów elektromagnetycznych zainstalowanych na obwodzie hydraulicznym. Podczas normalnej eksploatacji kolei linowej zawory te, według przyjętych zaleceń dotyczących bezpieczeństwa, działają w trybach całkowicie otwarty (hamulce zamknięte) i zamknięty (hamulce otwarte), bez stanów pośrednich.

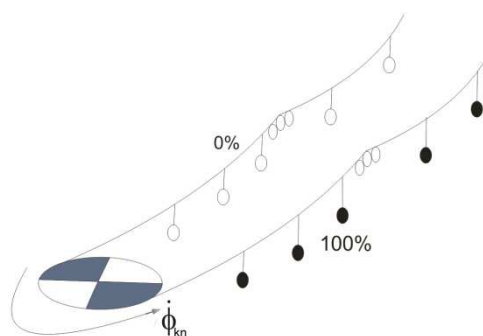
### II.2.4 Próby hamulcowe przeprowadzane na kolejach linowych

Właściciel kolei linowej służącej do przewozu osób zobligowany jest do przeprowadzania okresowych badań dopuszczających. W zależności od trybu pracy kolei (sezonowa lub całoroczna), przeprowadza się je raz lub dwa razy do roku [83]. W zakres tych

badani wchodzi między innymi tzw. próby hamulcowe. Każda kolej w swojej dokumentacji techniczno-ruchowej posiada zapis precyzujący, przy jakich nominalnych obciążeniach powinny być one przeprowadzone. Określenie tych wartości następuje przed oddaniem urządzenia transportu linowego do eksploatacji i jest podejmowane na podstawie wyników procesu ustawiania hamulców oraz przeznaczenia eksploatacyjnego kolei.

Podczas procesu ustawiania wartości opóźnienia dla poszczególnych procedur hamowania przeprowadza się wszystkie możliwe zatrzymania kolei linowej dla procentowo określonego obciążenia nominalnego poszczególnych toków. Zakres obciążenia obejmuje 100% i 50% osobno załadowanych toków kolei jadących do góry i na dół oraz hamowania kolei nieobciążonej (0%). Dodatkowo przeprowadzany jest tzw. „wolny wybieg” polegający na samoistnym wyhamowaniu kolei przy wyłączonym napędzie bez udziału hamulców mechanicznych. Proces ten przeprowadzany jest dla trzech przypadków obciążenia toku kolei jadącego do góry (0%, 50% i 100%) (rys. II.3.). Masa nominalna odpowiadająca pasażerowi przyjmowana jest na poziomie 80 kg.

Dodatkowym sprawdzeniem działania układu opóźniającego kolej, które nie stanowi procedury hamowania, jest spowodowanie opóźnienia jedynie hamulcem głównym. Wynika to z prawdopodobieństwa wystąpienia awarii przekładni, w takim przypadku nie ma możliwości uzyskania momentu hamowania z zespołu hamulców ruchowych.



Rys. II.3. Schemat obciążonego toku kolei jadącego do góry.

Proces ustawiania zespołów hamulcowych zazwyczaj jest bardzo czasochłonny i zależy głównie od doświadczenia osób biorących w nim udział. Należy również nadmienić, iż każda próba hamowania z pełnym obciążeniem może być klasyfikowana jako maksymalne oddziaływanie dynamiczne na elementy konstrukcyjne kolei. Dlatego, w dysertacji podjęto próbę zminimalizowania czasu przeprowadzania prób hamulcowych poprzez opracowanie procedur obliczeniowych zapewniających odpowiednie ustawienie parametrów hamulców mechanicznych.

## **II.3 Analiza aktów prawnych i norm zharmonizowanych dotyczących zagadnienia procesów hamowania kolei linowych**

W celu zapewnienia dopuszczalnego poziomu bezpieczeństwa koleje linowe jako urządzenia transportujące ludzi i towary podlegają obecnie pod przepisy prawne Unii Europejskiej. Jednostką dozującą wszystkie koleje linowe w Polsce pod względem spełniania zapisów prawnych zawartych w odpowiednich dyrektywach jest Transportowy Dozór Techniczny. Każde nowe lub nowo instalowane urządzenie w Polsce musi zostać poddane procesowi sprawdzenia zgodności zastosowanych rozwiązań technicznych z zapisami zawartymi w aktach prawnych. Dodatkowo, w zależności od stopnia eksploatacji kolei (całoroczna lub sezonowa), urządzenie jest sprawdzane pod względem poprawności parametrów ruchowo-technicznych raz lub dwa razy do roku. Inspektorzy Transportowego Dozoru Technicznego zgodnie z Ustawą z 21 grudnia 2000 r. o dozorcze technicznym dokonują kontroli wszystkich wymagań stawianych kolejom linowym zapisanych w Dyrektywie 2000/9/WE na podstawie norm z nią zharmonizowanych [74].

### **II.3.1 Analiza prawna zagadnień dynamicznych w procesach hamowania**

Analiza prawna została przeprowadzona pod względem możliwości zastosowania układów regulujących siłę hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych w celu zmniejszenia oddziaływań dynamicznych na elementy konstrukcyjne. Jednakże należy uwzględnić, że przeprowadzona analiza aktów prawnych i norm zharmonizowanych odnosi się do gotowych rozwiązań technicznych wprowadzanych do obrotu (oznakowanie CE). Proponowane rozwiązania, a w szczególności zapisy w normach, są punktem wyjścia do przeprowadzanych testów i procedur hamowania opracowanych przez autora. W razie niespełnienia zapisów norm można wykazać zgodność z aktami prawnymi (przeprowadzić proces oceny zgodności) w inny dopuszczalny sposób [82].

W celu uzyskania prawnych warunków brzegowych zagadnień związanych z pracą dokorską przeanalizowane zostały dyrektywy 2000/9/WE i 2006/42/WE oraz normy zharmonizowane z tzw. dyrektywą „kolejkową” [80], [81].

W odniesieniu do dyrektywy maszynowej 2006/42/WE nie znaleziono zapisów, które mogłyby w jakikolwiek sposób być sprzeczne bądź ograniczać planowane działania na obiektach rzeczywistych podejmowane w dysertacji. Wskazane jest natomiast, aby bardziej szczegółowo przeanalizować Dyrektywę Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2000/9/WE z dnia 20 marca 2000 r. odnoszącą się do urządzeń kolei linowych przeznaczonych do przewozu osób.

Główne zapisy, które muszą być spełnione podczas prowadzonej analizy układu hamulcowego napędu kolei linowej, jak i przy próbie dostosowywania procedur opóźniania całego układu, są to punkty dotyczące zapewnienia zadowalającego poziomu bezpieczeństwa.

Środkami wskazanymi do osiągnięcia tego celu są ustanowione procedury oraz sposoby badań i kontroli, które odnoszą się do użytych znormalizowanych rozwiązań technicznych na kolejach. Z punktu widzenia efektów dysertacji należy zwrócić szczególną

uwagę na parametry techniczno-ruchowe opisane w odpowiednich normach zharmonizowanych, które mogą być kwestionowane przez Jednostkę Notyfikacyjną (w Polsce zazwyczaj w odniesieniu do kolei linowych jest nią Transportowy Dozór Techniczny).

Pierwszym zapisem, na który zwrócono uwagę, jest punkt dotyczący przeprowadzenia na szeroką skalę testów i badań nowych rozwiązań technologicznych, które jest możliwe wyłącznie przy okazji budowy nowej instalacji. Wszystkie badania w celu uzyskania planowanych rozwiązań w ramach tej dysertacji prowadzone są na jednej kolei linowej w okresach wyłączonych z normalnej eksploatacji. Badania te nie są prowadzone na szeroką skalę, a ze względu na założenie poprawy bezpieczeństwa na już istniejących kolejach badania te dotyczą właśnie takich obiektów [83].

W razie uzyskania satysfakcjonujących wyników badań prowadzonych w dysertacji z zastosowaniem innowacyjnych metod państwo polskie jest zobligowane do działań umożliwiających wdrożenie ich z zastrzeżeniem szczególnego nadzoru poprzez objęcie ich specjalnymi warunkami kontroli [83].

Kolejnym istotnym, choć bardzo ogólnym, zapisem jest odniesienie do warunków kinematycznych tj. maksymalna prędkość urządzeń jezdnych, odstęp pomiędzy pojazdami oraz sposób hamowania, które muszą być tak dobrane, żeby zachować określone warunki bezpieczeństwa przewożonych osób. Warunki te muszą być ściśle zachowane, zwłaszcza że proces hamowania wyzwalany jest przez obsługę kolei, a jego determinantą jest niemożliwy do jednoznacznego określenia czas reakcji na zdarzenie. Tym bardziej należy dążyć do zachowania maksymalnych wartości opóźnień kolei przy jednoczesnym analizowaniu wpływu tych parametrów na pasażerów oraz konstrukcję kolei.

### **II.3.2 Analiza zapisów w normach zharmonizowanych**

Powyższe ogólne aspekty prawne są obligatoryjne, natomiast szczegółowym ich uzupełnieniem są normy zharmonizowane. Normy, mimo iż są dokumentami nieobligatoryjnymi, pomagają spełnić podstawowe założenia dyrektyw. Rozpatrywany temat musi również zostać przeanalizowany pod względem zapisów w normach, ponieważ w procesie oceny zgodności wskazany jest udział jednostki notyfikowanej, która bazuje na zapisach w tych dokumentach.

Najbardziej istotnymi parametrami, z punktu widzenia przeprowadzanej analizy procesów hamowania, są dopuszczalne wartości parametrów kinematycznych ruchu kolei linowej.

- **Prędkość liniowa**

Maksymalna wartość prędkości kolei linowej niewyprzęganej uzależniona jest od przewożonych pasażerów.

- piesi – 1,5 m/s,
- narciarze (snowboardziści) – 2,3 m/s, wartość ta może zostać podniesiona do poziomu 2,6 m/s przy zastosowaniu taśmy rozpędzającej [87].

- **Opóźnienie całego układu kolei linowej**

Dopuszczalne wartości opóźnień całego procesu hamowania podawane są w zależności od zastosowanej procedury.

- Hamowanie dynamiczne silnikiem elektrycznym – procedura „STOP” –  $0,4 - 1,2 \text{ m/s}^2$ .
- Hamowanie hamulcami mechanicznymi – procedury „Stop – Awaria” i „Stop – Niebezpieczeństwo” –  $0,3 - 1,25 \text{ m/s}^2$  [85].

Wartość opóźnienia chwilowego działającego na pasażerów nie może przekroczyć  $1,5 \text{ m/s}^2$  przy czasie ekspozycji nie większym niż  $0,5 \text{ s}$  [85].

- **Zwis liny pomiędzy podporami oraz wychylenie pojazdów na trasie**

Dynamiczne oddziaływanie procesów hamowania na układ kolei linowej powinno powodować zmianę zwisu liny pomiędzy podporami nie większą niż 125% wartości jej strzałki ugięcia, w stosunku do jej obliczonej wartości statycznej przy maksymalnych dopuszczalnych wartościach parametrów obciążenia urządzenia. Określone jest również maksymalne wychylenie krzesła, które nie powinno przekraczać  $0,34 \text{ rad}$  (ok.  $20^\circ$ ) odchylenia od położenia równowagi [84].

Parametrami nie ujętymi liczbowo w normach zharmonizowanych z dyrektywą 2000/9/WE, a mogącymi mieć znaczący wpływ na poprawny (bezpieczny) proces hamowania są: droga hamowania, odległość pomiędzy pojazdami, wymagania dotyczące wsiadania i wysiadania na stacjach oraz warunki atmosferyczne. Parametry te są indywidualne dla każdego urządzenia transportu linowego i uzależnione od wielu czynników techniczno-środowiskowych.

Dodatkowo zapis w normie [84] dotyczący regulacji siły hamowania świadczy o zasadności, z punktu widzenia możliwości wdrożenia przemysłowego, podjęcia się opracowania procedur regulowania siłą hamującą w aspekcie redukcji oddziaływań dynamicznych i wychylenia krzesła systemu kolei linowej.

## **II.4 Modele fizyczne i matematyczne kolei linowych w literaturze**

### **II.4.1 Założenia dla modeli fizycznych systemów kolei linowych**

System kolei linowej może być rozpatrywany jako układ mas wykonujących ruch postępowy, obrotowy lub wahadłowy. Kolej linową możemy podzielić na trzy główne podsystemy: stacja napędowa, trasa kolei oraz stacja przewojowa, a w każdym z nich możemy wyróżnić elementy masowe, kinematycznie sprzężone ze sobą.

Podczas analizy procesu eksploatacji kolei linowej należy wyszczególnić siły zewnętrzne oddziaływujące na jej elementy. Oprócz siły grawitacji, należy uwzględnić moment napędowy oraz hamujący, siłę napinającą cały układ, wewnętrzne opory ruchu elementów kolei oraz opory aerodynamiczne i warunki atmosferyczne o rozkładzie stochastycznym (np. siła wiatru).



Proces hamowania z zastosowaniem procedur powoduje wystąpienie drgań poprzecznych i podłużnych liny nośno-napędowej wraz z pojazdami. Im większa dynamika procesów, tym mniejsza droga hamowania kolei, ale jednocześnie większe zagrożenie dla pasażerów znajdujących się w pojazdach oraz bardziej niekorzystne oddziaływanie na elementy kolei. W celu ustalenia konsensu pomiędzy wymaganymi wartościami opóźnienia a ich negatywnym wpływem na obiekty techniczne i przewożonych pasażerów budowane są modele matematyczne kolei linowych do symulacji procesów dynamicznych.

#### **II.4.2 Analiza modeli dynamicznych**

Podczas analizy literatury podejmującej problemy dynamiki kolei linowych można spotkać się z różnymi metodami budowania i dokładności modeli matematycznych, w zależności od rozpatrywanego problemu [11,12,16,21,24,30,31,32,33,34,38,39,43,48,55,56,59,64,65,66,67,68,69,70,73].

Autorzy w [12,16,23,24,30,31,38,56,65,66] podejmują zagadnienie modelowania zjawisk dynamicznych w odniesieniu do całego systemu kolei linowej. We wszystkich pozycjach literaturowych analizowana jest trasa kolei, a w szczególności jednostkowy odcinek liny, przy czym wpływ stacji napędowej na jego zachowanie uwzględniają jedynie [12,16,24,39,56], a oddziaływanie siły napinania z ewentualnym ruchem przeciwwagi [10,12,16,24,34,39,65].

Lina nośno-napędowa kolei linowej, jako element analizowany przez wszystkich autorów, jest przedstawiana jako:

- zredukowane masy skupione [24,64] na odcinkach, połączone między sobą bezmasowymi elementami sprężysto-dyssypacyjnymi w różnych układach,
- elementarny odcinek liny [12,33,43,56,65] o kształcie paraboli [56], krzywej łańcuchowej [16,56,59], krzywej łańcuchowej elastycznej [32,48,56] lub jest analizowana z uwzględnieniem odpowiednich kątów ugięcia cięgna [33,34,66]. Niektórzy autorzy podejmują jeszcze bardziej szczegółową analizę cięgna przedstawiając zachowania poszczególnych splotek liny [60].

W powyższych podejściach jedynie [32,43,48,65,68] aplikują do obliczeń numerycznych metodę elementów skończonych, gdzie odcinek liny przedstawiany jest jako dedykowany element z programu obliczającego równania.

Pojazdy systemów kolei linowych w zależności od celu analizy dynamicznej, są redukowane do elementarnego odcinka liny [24,56] lub są rozpatrywane jako wychylna masa skupiona z różnymi konfiguracjami elementów dysypacyjno-sprężystych [16,31,33,43]. Pojazdy zostały poddane dokładnej analizie w [11,12] pod względem redukcji oddziaływań dynamicznych przy wjeździe na stacje, a w [63,78] pod względem redukcji amplitudy wychylenia pojazdów poprzez aktywne tłumienie.

Wpływ sił hamowania został uwzględniony w modelach dynamicznych przedstawionych przez [24,43] w postaci założonych przebiegów, a siła napędowa uwzględniana była jako stała wartość zredukowana do momentu napędowego.

Siła napinania w modelach prezentowanych przez [16,33,56] przedstawiona jest jako tłumiona siła ciężkości masy napinającej, natomiast [24,69] przyjmują jej stałą wartość.

W literaturze można znaleźć podejście polegające na modelowaniu elementów w sposób ciągły podczas analizy dynamiki kolei linowych, przedstawione jest ono częściowo przez [77]. Autorzy odnoszą się do analizy elementów o rozkładzie ciągłym i udowadniają (laboratoryjnie), że zjawisko falowe nie może być przedstawiane bez tłumienia wpływu poszczególnych przęseł na siebie. Propozycje takiego sposobu modelowania przedstawia ogólnie [16] oraz [22]. Jednakże ze względu na skomplikowany aparat matematyczny są one bardzo rzadko stosowane w analizie dynamicznej kolei linowych przez autorów opracowań naukowych w tej dziedzinie. W powyższych podejściach modelowania elementów o rozkładzie dyskretnym i ciągłym oraz w modelach odwzorowujących jedynie niektóre części kolei linowej [35] przy wyznaczaniu równań dynamicznych przeważają metody Newtona-Eulera i Lagrange'a.

### **II.4.3 Uproszczenia stosowane w modelach dynamicznych**

Analizując dyskretne modele dynamiczne kolei linowych, można zauważyć pewne założenia upraszczające podejmowane przy ich budowie:

- Elementy masowe o dużej sztywności będące w ruchu obrotowym redukowane są do zastępczego momentu bezwładności na średnicę koła napędowego [16,24,43].
- Liny podczas oddziaływań dynamicznych rozpatruje się jako elementy materiałowo-izotropowe w zakresie działania prawa Hooke'a i pomija się ich drgania skrętne. Najczęściej przedstawiane są one jako masy dyskretne połączone bezmasowymi elementami o zachowaniu sprężysto-dyssypacyjnym (model Kelvina-Voigta) [16,24], (model Maxwella) [64] lub stosując w rozwiązaniu MES, najczęściej przyjmuje się element o dwuliniowej macierzy sztywności [65].
- Masa pojazdów redukowana jest do punktu materialnego w ich środku ciężkości i rozpatrywana jako układ zawieszony na bezmasowym elemencie sztywnym [16,33]. Może być ona również, przy większej liczbie pojazdów w przęsłach, redukowana w sposób ciągły do masy liny [56].
- Zjawisko tarcia najczęściej rozpatrywane jest jedynie jako wiskotyczne (powiązane z globalną macierzą mas i sztywnością układu) [69], jednakże niektórzy autorzy rozpatrują również zjawisko tarcia suchego [76].
- Zjawiska drgań podłużnych i poprzecznych liny nośno-napędowej, wg autorów [33,43], mogą być rozpatrywane jedynie w poszczególnych przęsłach, podczas gdy [67] uważają, że co najmniej dwa przęsła muszą być brane pod uwagę w celu prawidłowego ich opisu.
- Najczęściej do weryfikacji modeli matematycznych autorzy przyjmują dane techniczne kolei linowych przy założonej wartości parametru modułu sprężystości. Jak wynika z badań weryfikacyjnych przeprowadzonych przez [9,46], należy przyjmować pewien zakres tej wartości w analizie dynamicznej.

Wśród wszystkich przeanalizowanych modeli dynamicznych układów kolei linowej lub jej elementów warte szczególnej uwagi są te, w których dokonano weryfikacji wyników analizy teoretycznej na podstawie przeprowadzonych badań na obiekcie technicznym. Modele

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

dyskretne [16,39,43,56] potwierdziły słuszność stosowanego podejścia, a w [11] proponowane rozwiązanie dyssypacyjne amplitudy drgań pojazdów wjeżdżających na stacje, zostały wprowadzone do eksploatowanych urządzeń przez niektórych producentów (Doppelmayr, Leitner).

Powyższy przegląd modeli dynamicznych systemów kolei linowych ukazuje mniej lub bardziej dokładne podejście pod względem stosowanych uproszczeń obiektu technicznego. Jednakże, należy nadmienić, iż bez ich rzeczywistej weryfikacji na obiekcie technicznym są one jedynie modelami czysto teoretycznymi.

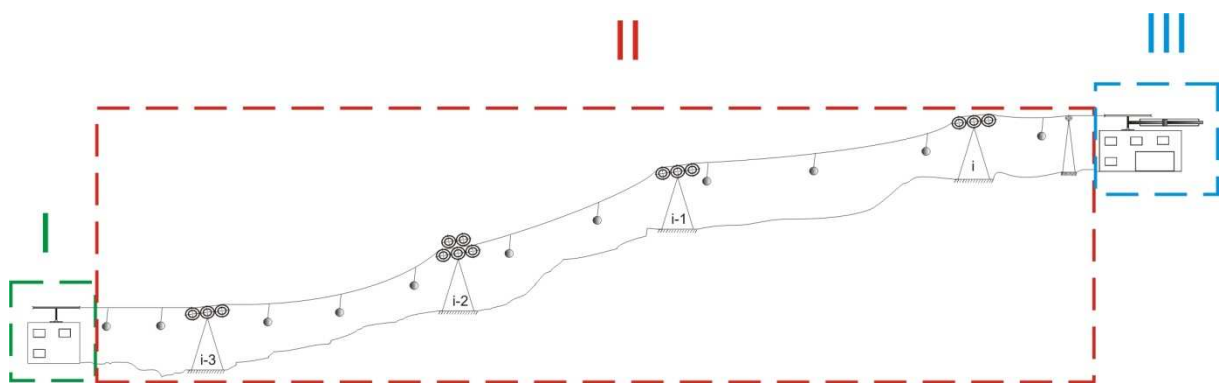
### III. Model fizyczny i matematyczny niewyprężanej kolei linowej

Proces modelowania matematycznego rozpatrywanego obiektu technicznego powinien być przeprowadzony po wcześniejszym szczegółowym opisie technicznym i określeniu zależności pomiędzy elementami badanego układu. Dodatkowo należy przeanalizować czynniki zewnętrzne, które mogą mieć wpływ na wyniki późniejszych numerycznych symulacji. Identyfikacja elementów systemu kolei linowej powinna zostać wykonana w sposób dokładny i kompleksowy w celu odwzorowania przebiegu symulowanych procesów [13].

Obiektem technicznym poddanym analizie w dysertacji jest niewyprężana kolej linowa krzesetkowa. System ten jest obecnie najbardziej rozpowszechnionym rodzajem kolei linowych na świecie, wynika to z prostoty rozwiązania technicznego oraz jego niskiej ceny w porównaniu do innych systemów kolei linowych [103]. Charakterystyczną cechą, która zdeterminowała wybór tego urządzenia do analiz, jest taka sama prędkość pojazdów w stacji, jak i na trasie oraz możliwość przeprowadzenia badań przemysłowych na tego typu obiekcie.

#### III.1 Model fizyczny

System każdej kolei linowej możemy podzielić na trzy główne podsystemy (rys.III.1), mniej lub bardziej skomplikowane technicznie, ze względu na zastosowane w nich rozwiązania. Poniższa analiza przedstawia opis elementów w poszczególnych podsystemach i ich wzajemnego oddziaływania w ujęciu ogólnym całego systemu. Celem tej analizy jest określenie zależności zachodzących podczas różnych procesów hamowania kolei w celu późniejszego opisanie ich w postaci równań matematycznych.



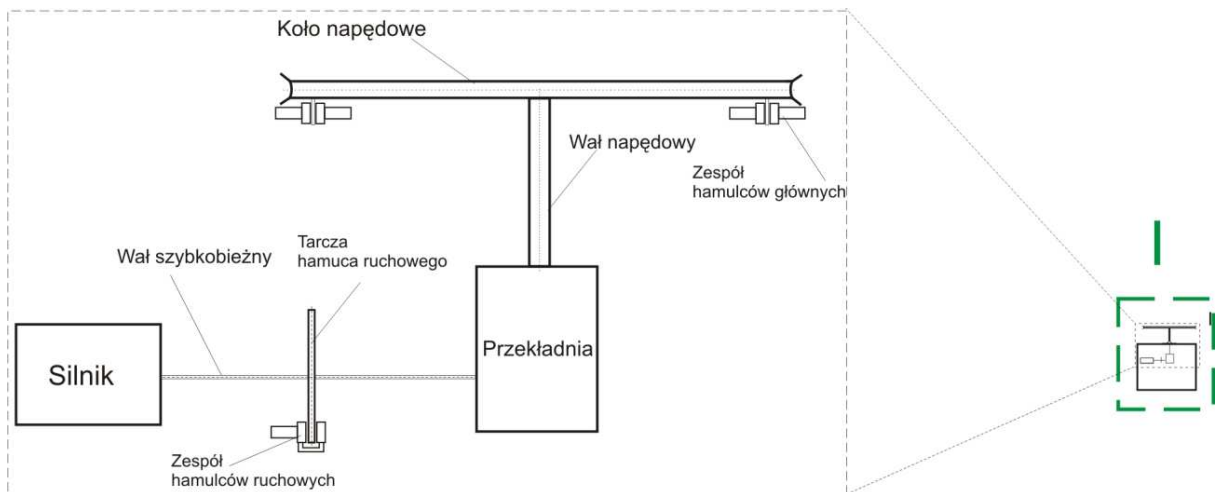
Rys.III.1. Schemat kolei linowej z podziałem na podsystemy.

##### III.1.1 Podsystem I – stacja napędowa

W zależności od rozpatrywanej kolei linowej pracującej w terenie górzystym, stacja ta może być zlokalizowana na szczycie góry – stacja górna lub na dole jako stacja dolna.

Dodatkowo stacja ta może być wyposażona w układ napinania liny (układ napinania zostanie rozpatrzony jako osobny podsystem). Stacja napędowa i układ napinania, ze względu na występujące siły wzdłużne w linii nośno-napędowej i przenoszenie siły obwodowej na kole napędowym, powinny być umiejscowione w następujący sposób: stacja napędowa na górze, układ napinania w stacji dolnej [2]. Nie zawsze da się to osiągnąć ze względu na różnego rodzaju uwarunkowania zachodzące podczas instalowania systemu kolei linowej.

Na wybór lokalizacji stacji najczęściej wpływ ma dostęp do energii elektrycznej. Jednakże w przypadku kolei linowych przenoszonych w nowe miejsce eksploatacji zmiana pierwotnego umiejscowienia napędu i napinania jest w większości przypadków finansowo nieopłacalna. Najbardziej niekorzystnym ułożeniem stacji ze względu na występujące wartości sił jest napęd zainstalowany na dole, natomiast układ napinania na górze. Dlatego ten przypadek, ze względu na możliwość przeprowadzenia pomiarów na tego typu urządzeniu, zostanie szczegółowo rozpatrzony w kolejnych rozdziałach pracy.



Rys.III.2. Podsystem I – stacja napędowa.

W podsystemie stacji napędowej (rys.III.2) wyróżniamy następujące masy poruszające się ruchem obrotowym: wirnik silnika, wały łączące, tarcza hamulca ruchowego, koła zębate przekładni i koło napędowe. Zidentyfikowane masy będą w modelu matematycznym zredukowane do masowych momentów bezwładności.

Dodatkowymi elementami wchodzącymi w skład stacji napędowej, a nie będącymi w ruchu, są zespoły hamulców mechanicznych. W każdej kolei linowej istnieją co najmniej dwa rodzaje zespołów hamulcowych: zespół hamulca głównego (HG) i ruchowego (HR), w ujęciu matematycznym ujmowane są one jako siły zredukowane na koło napędowe.

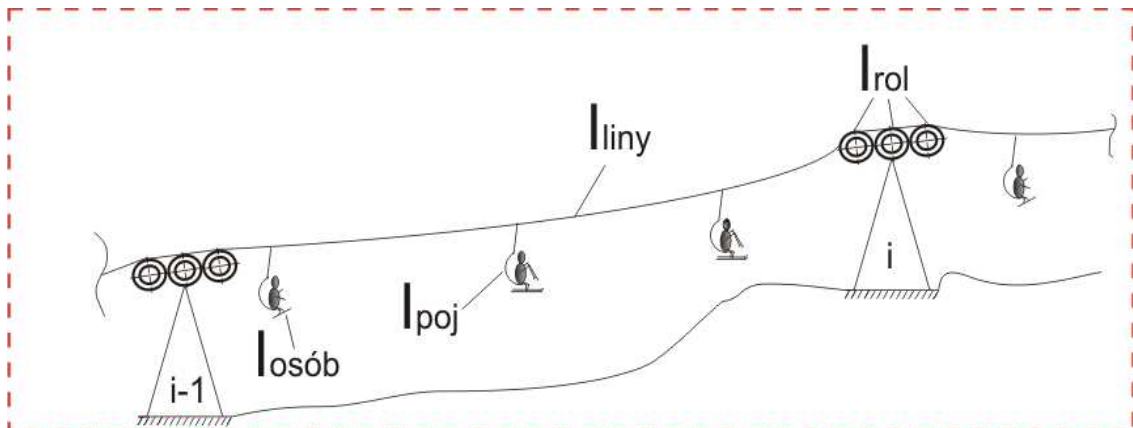
Hamulce mechaniczne wyzwalane są za pomocą odpowiednich procedur lub z systemów (obwodów) kontrolnych zamontowanych na kolei. Działanie ich opiera się na zasadzie tzw. obwodu pasywnego, tzn. są one utrzymywane w stanie otwartym poprzez układy hydrauliczne, elektryczne lub pneumatyczne. W razie jakiegokolwiek awarii lub braku odpowiedniego zasilania, hamulce zostają automatycznie zamknięte, a siła docisku szczęk hamulców do tarcz pochodzi od rozprężenia sprężyn śrubowych lub pakietu sprężyn talerzowych.

Elementem niemającym wpływu na proces modelowania matematycznego, bez którego jednak proces hamowania nie mógłby się odbywać poprawnie, jest zespół agregatu

hydraulicznego. Odpowiada on za zasilanie zespołów hamulców mechanicznych kolei linowej i sterowanie nimi.

### III.1.2 Podsystem II – trasa kolei linowej

W skład tego podsystemu należy zaliczyć wszystkie elementy znajdujące się pomiędzy stacjami napędową i przewojową (rys.III.3). Najistotniejszym z nich jest stalowa lina, która przenosi siłę wzdłużną oraz falę poprzeczną i podłużną powstającą podczas procesów przyspieszania i opóźniania układu kolei. Opisuąc ciągnio, należy wziąć pod uwagę jego moduł sprężystości oraz długości odcinków liny pomiędzy podporami, które są kluczowe ze względu na częstotliwość drgań liny [53].



Rys.III.3. Trasa kolei linowej z wyszczególnionymi momentami bezwładności dla podsystemu II.

Kolejnym elementem tego podsystemu są pojazdy – w przypadku niewyprzęganej kolei linowej są to zazwyczaj krzesła jedno, dwu, trzy lub czteroosobowe. W rozważaniach dotyczących tematyki pracy istotny aspekt stanowi masa całego krzesła i jego środek ciężkości oraz masa pasażerów (obciążenia) [63].

Podpory z bateriami krążkowymi należy analizować ze względu na parametry techniczne (wysokość podpór, liczba krążków) oraz rodzaj zamontowanych baterii. Wyróżniamy ich trzy rodzaje: nośne, gniotące i nośno-gniotące. W zależności od zastosowanego typu mogą wystąpić różnice w przenoszeniu energii pomiędzy sąsiadującymi przęsłami.

W pracy nie są podejmowane problemy występujące podczas drgań samych podpór, których metodologia badania i rozwiązanie zostało przedstawione przez autora w artykule [51].

### III.1.3 Podsystem III – stacja przewojowa

Stacja przewojowa jest zlokalizowana po przeciwnej stronie niż stacja napędowa. Może być ona wyposażona w układ napinania, który zapewnia siłę napięcia liny nośno-napędowej w ściśle określonym przedziale. Z punktu widzenia tematyki podejmowanej w pracy ważnymi elementami są: koło przewojowe (moment bezwładności) oraz układ napinania liny (siła napinania), który wpływa na szereg istotnych czynników (m.in.: strzałkę ugięcia pomiędzy

podporami w stanie ustalonym, siłę tarcia pomiędzy liną a bateriami krążkowymi oraz możliwość wystąpienia poślizgu na kole napędowym).

Najczęściej stosowanymi rozwiązaniami układu napinania w kolejach niewyprzęganych są układy z ciężarem napinającym (starsze rozwiązania) lub z napinaniem hydraulicznym [2]. Przy zastosowaniu napinania hydraulicznego na stacji górnej siła napięcia liny jest większa o wartość ciężaru znajdującego się pomiędzy stacjami w porównaniu z sytuacją, gdy układ ten zlokalizowany jest w stacji dolnej. Większe napięcie liny w rozpatrywanym najbardziej niekorzystnym przypadku położenia napędu względem napinania powoduje wyższą częstość zmian wartości przyspieszenia działającego na krzesła kolei linowej podczas procesów hamowania. Redukcja tych oddziaływań dynamicznych jest jednym z tematów podejmowanych w pracy.

### **III.2 Założenia i uproszczenia modelu fizycznego kolei linowej**

Po analizie modeli matematycznych dotyczących urządzeń transportu linowego ze względu na rozpatrywane zjawiska dynamiczne, podjęto pewne założenia i stosunkowo duże uproszczenia dotyczące systemu kolei linowej. Uszczegółowiono te elementy, które są możliwe do weryfikacji, pozostałe zostały odpowiednio zredukowane w celu zmniejszenia liczby stopni swobody.

#### **Założenia dla modelu matematycznego (rys.III.6a-b):**

- **Podsystem I – stacja napędowa**
  - elementy posiadające masy wirujące, cechujące się dużą sztywnością, zredukowane są w postaci masowego momentu bezwładności na średnicę koła napędowego,
  - moment hamowania pochodzący od hamulców mechanicznych oraz moment napędowy silnika elektrycznego przedstawione są jako odpowiednio zredukowane siły na średnicę koła napędowego.
- **Podsystem II – trasa kolei linowej**

#### **Założenia ogólne:**

- lina nośno-napędowa traktowana jest jako struktura homogeniczna izotropowa, podzielona na odcinki równe sumie połowy długości dwóch sąsiadujących ze sobą przęseł,
- odkształcenia wzdłużne liny podlegają prawu Hooke'a,
- odcinki liny nośno-napędowej zostały dyskretyzowane do punktów materialnych w środku każdego przęsła (redukcja statyczna),

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- połączenia pomiędzy masami dyskretnymi ciągną reprezentowane są przez bezmasowe układy sprężysto-tłumiące (model Kelvina-Voigta) [47],
- odcinki pomiędzy masami zredukowanymi w przęsłach niepoddanych dokładnej analizie są rozpatrywane jako łamana (ciąciwa krzywej łańcuchowej),
- pomija się wpływ warunków atmosferycznych na modelowany układ, w szczególności wydłużenie liny pod wpływem zmiany temperatury (wpływ temperatury otoczenia uwzględniany jest jedynie przy wyznaczaniu statycznego modułu sprężystości liny),
- masy rolek baterii krążkowych zostały rozdzielone i dodane do mas zastępczych zlokalizowanych w połowie przęseł kolei,
- masy wprzęgieł pojazdów zostały dodane do mas zastępczych zlokalizowanych w połowie przęseł kolei,
- masy pojazdów wraz z obciążeniem zostały wcielone do mas zastępczych zlokalizowanych w połowie przęseł kolei.

### **Założenia szczegółowe dla analizowanego odcinka (rys.III.6c):**

- lina nośno-napędowa reprezentowana jest przez układ mas dyskretnych zredukowanych do punktów zamocowania pojazdów,
- masy połączone są bezmasowymi elementami sprężysto-tłumiącymi (model Kelvina-Voigta),
- ciągną przedstawione jest jako łamana przybliżającą krzywą łańcuchową (rys.III.7),
- pojazdy zredukowane są do mas zastępczych zawieszonych na bezmasowych sztywnych ramionach (ich długość liczona jest od zawieszenia krzesła do jego środka ciężkości) zamocowanych do mas zredukowanych na linie.

#### **• Podsystem III – stacja przewojowa**

- koło przewojowe jest wcielone do mas dyskretnych w sąsiadujących przęsłach,
- układ napinania przedstawiony jest jako stała siła napinająca zredukowana do osi liny nośno-napędowej,
- po badaniach wizualnych ruchu wózka podczas procesu hamowania nie uwzględnia się go podczas procesu modelowania.

### **III.3 Model matematyczny**

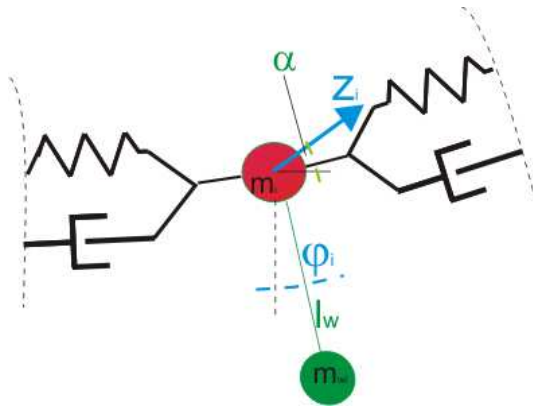
Celem modelu matematycznego jest uzyskanie odpowiedzi układu w postaci charakterystyk przyspieszeń i wychylenia krzesła w określonym miejscu trasy kolei przy zadanych momentach hamowania hamulcami mechanicznymi.



### III.3.1 Metoda budowy równań matematycznych

Proponowanym podejściem do zamodelowania zjawisk dynamicznych była dyskretyzacja poszczególnych ciągłych elementów podsystemów kolei (rys. III.4) według wcześniej przyjętych założeń i uproszczeń (pkt.III.2). Trasa kolei linowej została rozpatrzona ogólnie, a założenia szczegółowe były zastosowane jedynie do przęsła, w którym znajduje się analizowany pojazd.

Równania ruchu zastępczych mas zostały ułożone przy wykorzystaniu metody równań Lagrange'a II rodzaju. W tym celu układ współrzędnych kartezjańskich został zastąpiony współzrzednymi uogólnionymi, co pozwoliło na pominięcie sił reakcji w więzach. Współzrzedne uogólnione, które jednoznacznie określają układ, zostały wyznaczone dla każdej z mas (rys.III.4). W przęsłach analizowanych ogólnie współzrzedną uogólnioną jest tylko  $z_i$ , natomiast w przęsle rozpatrywanym szczegółowo są to  $z_i, \varphi_i$ .



Rys.III.4. Współzrzedne uogólnione  $z_i$  i  $\varphi_i$  dla masy zastępczej w szczegółowo analizowanym przęsle.

Ogólne równanie energetycznej metody Lagrange'a II rodzaju możemy zapisać wzorem (III.1).

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (III.1)$$

### III.3.2 Sztywność i tłumienie zamodelowanych elementów kolei

Stosując model Kelvina-Voigta [58] do zamodelowania połączeń bezmasowych liny nośno-napędowej pomiędzy masami zredukowanymi, należy rozpatrzeć jego obydwie części: sprężystą i dyssypacyjną.

- **Sztywność**

W elementach sprężystych zastosowano zależność wykorzystaną m.in. przez [7,21,24,28], która uwzględnia, ze względu na homogeniczność i izotropowość cięgna, stały jego przekrój i moduł sprężystości wzdłużnej (w rzeczywistości jest on zmienny) dla odpowiedniej długości analizowanych odcinków.

Ogólne równanie opisujące sztywności pojedynczego elementu łączącego masy zredukowane, możemy zapisać jako (III.2).

$$k_i = \frac{E_{liny} \cdot A_{liny}}{l_i} \quad (III.2)$$

• **Tłumienie**

Zjawisko tłumienia w modelu matematycznym można przyjąć jako sumę tarcia lepkiego, suchego (Coulomba) i wewnętrznego. Najczęściej stosowanymi podejściami opisującymi rozproszenie energii w układach mechanicznych są tarcie wiskotyczne [25,78] (III.3) i tarcie wiskotyczne połączone z suchym [16]. Pierwszy przypadek przedstawiany jest jako liniowa zależność od zmiany prędkości, natomiast uwzględnienie tarcia suchego najczęściej jest wykorzystywane przy stałej wartości siły pomiędzy powierzchniami pary ciernej w całym czasie trwania ruchu [45,72].

Podczas analizy modelu fizycznego niewyprzęganej kolei linowej przyjęto dwa podejścia uwzględniające dyssypację energii dla różnych modelowanych elementów urządzenia. Tarcie wiskotyczne zostało zastosowane w modelu ciągną nośno-napędowego (w elementach łączących masy zredukowane) oraz przy analizie ruchu wahadłowego krzesła, natomiast całkowicie rozwinięte tarcie Coulombowskie (III.4) pomiędzy parami ciernymi szczęka-tarcza w zespołach hamulców mechanicznych.

$$F_{wisk.}(\dot{q}_i) = b_{wis} \cdot \dot{q}_i \quad (III.3)$$

$b_{wis}$  – współczynnik oporu lepkiego.

$$F_{tarcia} = \mu_{ham} \cdot N_{hr/hg} \cdot sign(\dot{q}_i), \quad \text{gdzie:} \quad \begin{matrix} 1, \dot{q}_i > 0 \\ sign(\dot{q}_i) = 0, \dot{q}_i = 0 \\ -1, \dot{q}_i < 0 \end{matrix} \quad (III.4)$$

Wartość współczynnika tarcia wiskotycznego możemy wstępnie wyznaczyć na podstawie quasi-dynamicznych równań sił osiowych w linii nośno-napędowej (rozd. V.) oraz z przeprowadzonych pomiarów na obiekcie rzeczywistym (rozd. VII. ). Natomiast współczynnik tarcia suchego został wyznaczony doświadczalnie z uwzględnieniem zmiany temperatury pary ciernej szczęka hamulca-tarcza podczas procesu hamowania w warunkach normalnej eksploatacji urządzenia (rozd. VI.).

Tłumienie wiskotyczne w niektórych opracowaniach naukowych [21,21a,72] dzielone jest na trzy rodzaje: masowe, sztywnościowe i masowo-sztywnościowe. Różnice pomiędzy nimi wynikają z odniesienia do poszczególnych globalnych macierzy ogólnego równania ruchu (III.5). W pracy powiązано straty energii układu z macierzą sztywności (III.6).

$$[M]\ddot{q}_i + [K]q_i + [B]\dot{q}_i = Q_i \quad (III.5)$$

gdzie  $[M]$ ,  $[K]$ ,  $[B]$  - globalne macierze mas, sztywności i tłumienia.

$$[B] = \beta \cdot [K] \quad (III.6)$$

Współczynnik tłumienia  $\beta$  można wyznaczyć m.in. z analizy pomiarów na obiekcie rzeczywistym (pkt. VI.3-4).

### III.3.3 Siły zewnętrzne

Zidentyfikowano siły działające na układ znajdujący się w polu potencjalnym, oprócz grawitacji, są to siły: napinania, napędowa oraz hamowania poszczególnymi hamulcami mechanicznymi.

- **Siła napinania**

Siła napinania, jak wcześniej wspomniano, ma charakter statyczny (założono, że jest niezmienna podczas całego procesu hamowania). Wartość jej jest uwzględniana w modelu matematycznym jako siła dodatkowa działająca na dwie masy zastępcze, do których została zredukowana masa koła przewojowego. Wartość rzeczywistej siły należy odczytać z manometru zainstalowanego na siłowniku układu napinania, ponieważ przyjęta siła w dokumentacji technicznej może być różna nawet o +/-5% od siły rzeczywistej.

- **Siła napędowa**

Podczas normalnej eksploatacji kolei linowej siła napędowa pochodzi od silnika elektrycznego. Proces hamowania zespołami hamulców mechanicznych, charakteryzuje się wyłączeniem napędu elektrycznego i zanikiem siły napędowej. Czas zaniku siły od uruchomienia procedury hamowania można wyznaczyć poprzez pomiar natężenia prądu w układzie napędowym.

- **Siła hamowania**

Siła hamowania podczas procesów opóźniania zależy od uruchomienia odpowiedniego zespołu hamulców mechanicznych (procedury hamowania).

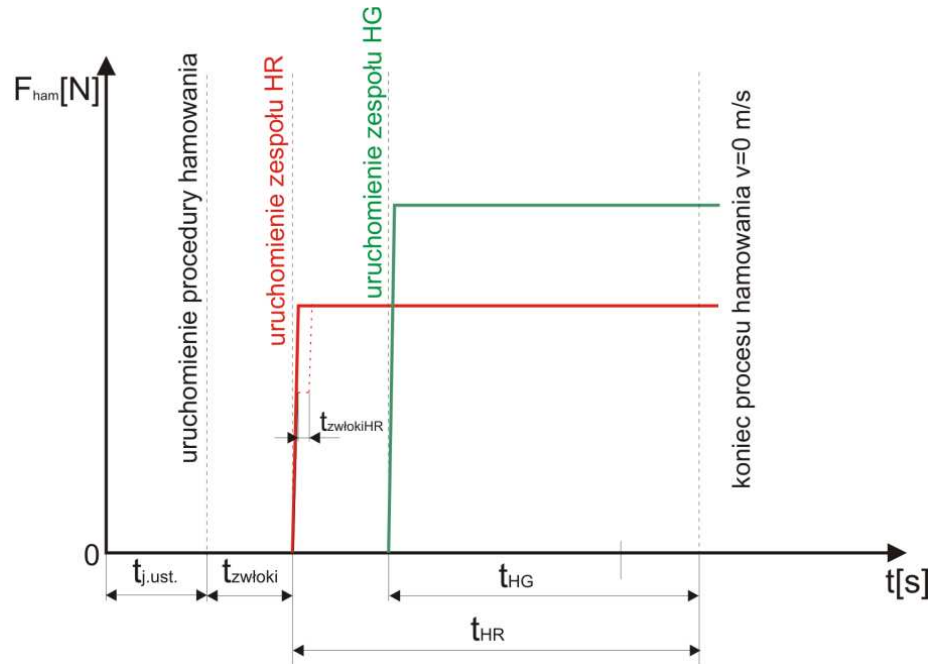
*Procedura „Stop” nie jest rozpatrywana przy analizie modelu dynamicznego ze względu na opóźnienie kolei spowodowane zmianą momentu napędowego silnika (brak pracy hamulców mechanicznych).*

#### **- Procedura „Stop-Awaria”**

W tej procedurze włączany jest zespół hamulców ruchowych. W celu poprawnej identyfikacji wartości sił, jak i czasu zwłoki ( $t_{zwłoki}$ ) w zadziałaniu tego zespołu, należy przeprowadzić pomiar ciśnienia czynnika roboczego (spadek mierzonej wartości jest początkiem czasu hamowania  $t_{HR}$ ), odpowiadającego za sterowanie tymi hamulcami. Dodatkowo, jeżeli zespół składa się z dwóch hamulców, należy sprawdzić spadek ciśnienia w obydwóch urządzeniach i określić różnicę czasu ich zadziałania (rys.III.5.).

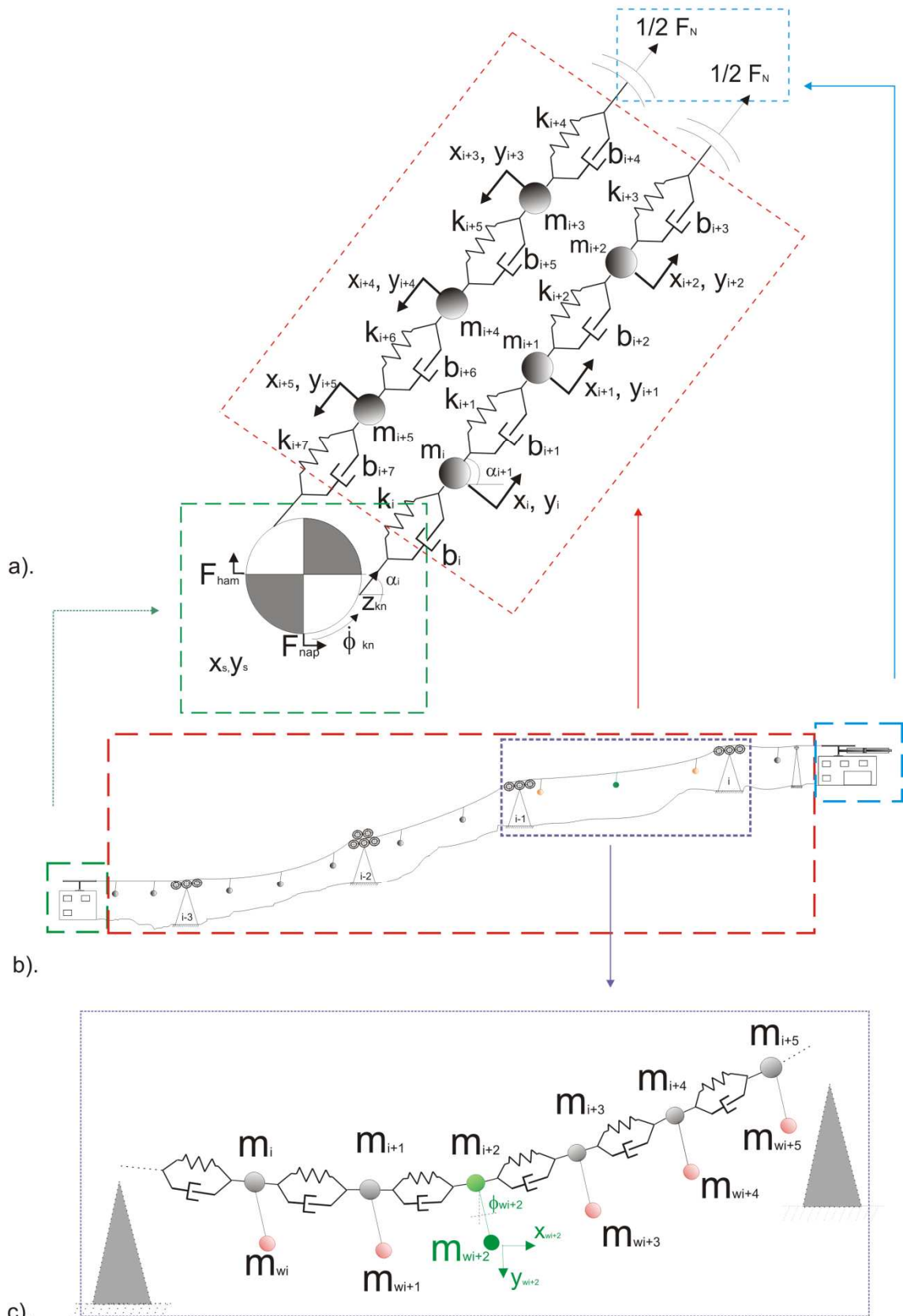
**- Procedura „Stop-Niebezpieczeństwo”**

Określanie czasu zwłoki zadziałania zespołów hamulcowych następuje tak samo jak w procedurze „Stop-Awaria”. Jedyna różnica polega na dodatkowym uwzględnieniu siły hamowania od zespołu hamulców głównych w taki sam sposób, jak w przypadku hamulców ruchowych (rys.III.5.).



Rys.III.5. Schemat wyzwalania poszczególnych procedur hamowania w funkcji czasu.

Określenie dokładnego czasu zadziałania zespołów hamulcowych jest istotne nie tylko z punktu widzenia budowy modelu matematycznego, ale również pod względem spełnienia zapisów normy zharmonizowanej (chwilowe przyspieszenia działające na pasażerów), która stanowi wyznacznik dla nadzorującej jednostki (Transportowy Dozór Techniczny) [86].



Rys.III.6. a). Schemat ogólnego modelu dyskretnego, b). Model fizyczny, c). Schemat modelu dyskretnego szczegółowo analizowanego przęta kolei (kolor zielony – analizowany pojazd).

### **III.3.4 Etapy procesu hamowania niewyprzęganej kolei linowej**

Przedstawiając proces hamowania kolei linowej, można wyodrębnić jego pięć głównych etapów. Podczas procesu modelowania muszą one zostać wyszczególnione w opisie matematycznym.

Należą do nich:

**I. Ruch ustalony**

Pojazdy kolei poruszają się z prędkością ustaloną. Hamulce mechaniczne pozostają w pozycji otwartej.

**II. Proces hamowania**

Następuje uruchomienie odpowiedniej procedury hamowania. Napęd kolei jest wyłączany.

**III. Uruchomienie zespołu hamulców ruchowych**

Zadziałanie zespołu hamulców ruchowych (procedura „SA” i „SN”). W zależności od liczby hamulców i ich ustawień może wystąpić czas zwłoki pomiędzy nimi.

**IV. Uruchomienie zespołu hamulców głównych**

Zadziałanie zespołu hamulców głównych analizowane jest dla procedury „Stop-Niebezpieczeństwo” i zazwyczaj odbywa się ono po zadziałaniu zespołu hamulców ruchowych. Przy co najmniej dwóch hamulcach głównych może zaistnieć różnica w czasie ich zadziałania (np. poprzez różne wartości szczelin powietrznych pomiędzy szczękami a tarczą).

Na tym etapie uzyskuje się maksymalną ustawioną siłę hamowania wszystkimi hamulcami mechanicznymi.

*Podczas opóźniania układu procedurą „Stop-Awaria” pod koniec procesu hamowania przy prędkości liniowej ok.  $0,1 \frac{m}{s}$  następuje wyzwolenie zespołu hamulców głównych.*

**V. Zatrzymanie kolei linowej**

Ostatnim etapem procesu hamowania jest zatrzymanie. Kolej nie porusza się, występują drgania podłużne i poprzeczne pojazdów na trasie kolei.

### III.4 Rozwiązanie ogólne równań ruchu

Korzystając z metody Lagrange'a II rodzaju w celu wyznaczenia równań ruchu, należy obliczyć podstawowe wartości poszczególnych całkowitych rodzajów energii układu. Podstawową zmienną równań jest lagrangian, który w aspekcie mechaniki klasycznej jest definiowany jako różnica pomiędzy całkowitą energią kinetyczną i potencjalną układu. Dodatkowo do rozwiązania równań Lagrange'a należy wyznaczyć całkowitą energię strat.

Poniżej przedstawiono sposób wyznaczenia poszczególnych rodzajów energii układu kolei linowej w celu rozwiązania równań Lagrange'a II rodzaju dla określonego modelu fizycznego niewyprzęganej kolei linowej.

#### III.4.1 Energia kinetyczna systemu kolei linowej

Wyznaczenie energii kinetycznej układu zostało przeprowadzone osobno dla każdego z podsystemów układu.

- **Podsystem I – stacja napędowa**

Poszczególne elementy stacji napędowej będące w ruchu obrotowym zostały zredukowane na średnice koła napędowego w postaci całkowitego momentu bezwładności.

Całkowita energia kinetyczna stacji napędowej przedstawiona jest wzorem (III.7).

$$E_{k_{stacjinap.}} = \frac{I_{nap} \cdot \dot{\phi}_{KN}^2}{2} \quad (III.7)$$

- **Podsystem II – trasa kolei**

Masy zredukowane na trasie poruszają się ruchem postępowym wzdłuż cięciw liny  $m_i$ , krzywej łańcuchowej  $m_{6i}$  oraz ruchem wahadła  $m_{wi}$ . Całkowita energia kinetyczna dla tego podsystemu została zapisana wzorem (III.8).

$$E_{k_{trasy}} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i \cdot \dot{z}_i^2}{2} + \sum_{j=1}^n \frac{m_{6i} \cdot \dot{z}_i^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{m_{wi} \cdot \sqrt{((\dot{z}_i \cdot \cos \alpha_i + (l_w \cdot \sin(\varphi_{wi}(t)))')^2 + ((\dot{z}_i \cdot \sin \alpha_i - (l_w \cdot \cos(\varphi_{wi}(t)))')^2)}}{2} \quad (III.8)$$

Kąty  $\alpha_i$  traktowane są jako stałe, mimo iż w rzeczywistości przy poruszaniu się mas zastępczych wartości ich ulegają zmianie wzdłuż drogi. Uproszczenie to zostało podjęte ze względu na krótki czas analizowanego procesu hamowania.

- **Podsystem III – stacja przewojowa**

Masa koła przewojowego została wcielona do mas zastępczych na trasie kolei.

### III.4.2 Energia potencjalna systemu kolei linowej

Energia potencjalna dla analizowanego systemu powinna być rozpatrywana jako złożenie energii sprężystej i energii ciężkości.

Energia sprężysta odnosi się do mas zastępczych na cięgnie, zatem można ją zapisać dla całego układu jako (III.9), przy założeniu współliniowości współrzędnych mas (małe wartości kątów są pomijane).

$$V_{spręż.} = \sum_{i=1}^n \frac{k_i \cdot (z_{i+1} - z_i)^2}{2} \quad (III.9)$$

Natomiast energia potencjalna ciężkości zależy od zmiany wysokości poszczególnych mas. Zapisujemy ją osobno dla pojazdów zredukowanych na cięgno i osobno dla mas zawieszonych na bezmasowym elemencie poruszającym się ruchem harmonicznym (III.10).

$$V_{cięż.} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot (h_i \pm z_i \cdot \sin(\alpha_i)) + \sum_{j=1}^n m_{wi} \cdot g \cdot (z_i \cdot \sin(\alpha_i) - l_w \cdot \cos(\phi_{wi}(t))) \quad (III.10)$$

gdzie zmiana znaku +/- zależy od toku, na którym porusza się pojazd (+ - pojazdy poruszają się do góry, - - pojazdy jadą w dół).

### III.4.3 Moc strat systemu kolei linowej

Moc strat układu została zamodelowana jako elementy dysypacyjne ujęte w modelu cięgna oraz przy masach skupionych na końcu elementów wykonujących ruch harmoniczny.

Całkowitą moc strat możemy zapisać wzorem (III.11).

$$R = \sum_{i=1}^n \frac{b_i \cdot (\dot{z}_{i+1} - \dot{z}_i)^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{b_{wi} \cdot (\dot{\phi}_{wi})^2}{2} \quad (III.11)$$

### III.4.4 Równania dynamiczne

Równania dynamiczne opisujące ruch kolei linowej powstały przy wykorzystaniu metody Lagrange'a II rodzaju. Wyznaczenie pochodnych, w szczególności cząstkowych, opisujących równania ruchu złożonego masy skupionej na końcu wahadła, zostało zrealizowane przy pomocy programu Maple.



Końcowe równania dynamiczne określające poszczególne elementy kolei linowej (stację napędową, przęśła liczone ogólnie i przęśło liczone dokładnie), zostaną przedstawione w postaci ogólnej (III.12). Uwzględnione zostały w nich dodatkowe założenia w celu zapewnienia warunków pracy urządzenia jak najbardziej zbliżonych do rzeczywistych.

- **Stacja napędowa**

Równanie ogólne:

$$m_{kn} \cdot \ddot{z}_{kn} + (b_{kn} + b_{28}) \cdot \dot{z}_{kn} - z_{28} \cdot k_{28} - z_1 \cdot k_{kn} - b_{28} \cdot \dot{z}_{28} - b_{kn} \cdot \dot{z}_1 = F_{ham.} - F_{nap.} \quad (III.12)$$

W modelu matematycznym dodatkowo należało uwzględnić czas działania sił napędowej i hamowania podczas całego procesu zgodnie z etapami procesu hamowania (pkt. III.3.4.).

$F_{nap.}$  – siła napędowa jest wyłączana w momencie rozpoczęcia procedury hamowania.

$F_{ham.}$  – siła hamowania włączana jest po czasie zwłoki pierwszego zespołu hamulców (HR), liczonym od uruchomienia procedury hamowania. W programie do obliczeń numerycznych siła hamowania została zamodelowana przy pomocy układu selektywnie uruchamiającego poszczególne zespoły z funkcją dowolnego kształtowania jej wartości w dziedzinie czasu. Możliwość wykorzystania takiego typu układu była główną determinantą przy wyborze narzędzia (Matlab-Simulink) do numerycznego rozwiązywania równań matematycznych.

$m_{kn}$  – zredukowana masa elementów stacji napędowej na koło napędowe została obliczona przy uwzględnieniu przełożenia przekładni.

W celu zapewnienia poprawnego procesu symulacji hamowania kolei konieczne było zastosowanie układu wyłączającego siłę hamowania przy osiągnięciu prędkości równej 0. Niezastosowanie tego rozwiązania mogłoby powodować zjawisko narastania wartości prędkości ze znakiem przeciwnym[24].

- **Przęśła kolei linowej**

W modelu matematycznym ujęto 28 przęseł. Każde z nich, oprócz odcinka pomiędzy podporami P5-P6, zostało przedstawione jako jedno równanie matematyczne masy zastępczej w jego środku (III.13.).

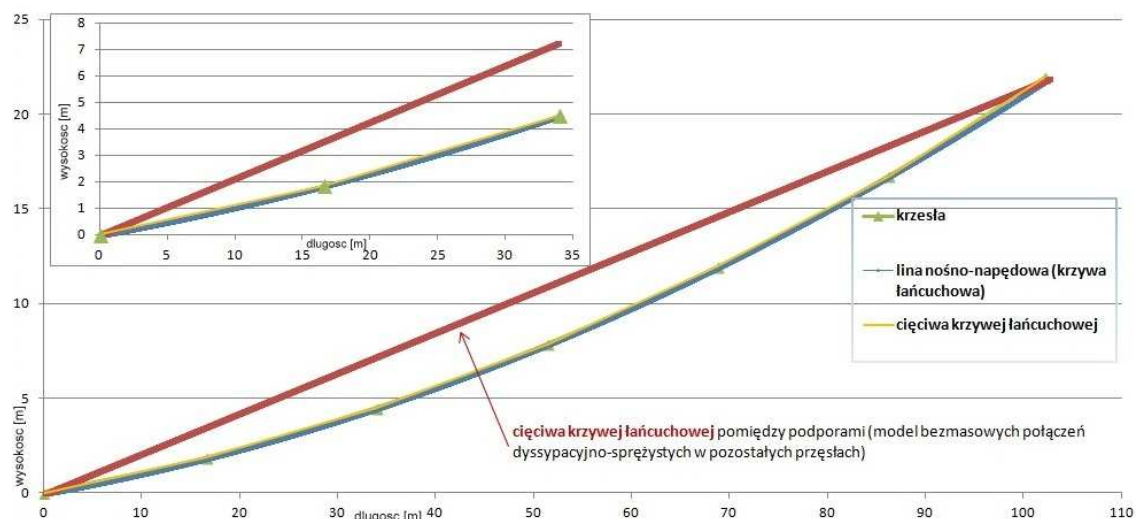
Postać ogólna równania dla 27 przęseł:

$$m_i \cdot \ddot{z}_i(t) + (b_i + b_{i-1}) \cdot \dot{z}_i(t) + (k_i + k_{i-1}) \cdot z_i(t) - k_{i-1} \cdot z_{i-1}(t) - z_{i+1}(t) \cdot k_i - b_{i-1} \cdot \dot{z}_{i-1}(t) - b_i \cdot \dot{z}_{i+1}(t) \pm m_i \cdot g \cdot \sin(\alpha_i) = 0 \quad (III.13)$$

gdzie:  $i$  odnosi się do numeru kolejnego przęsta; pomiędzy przęstami nr 28 i nr 1 występuje masa zredukowana elementów stacji napędowej; znak  $\pm$  odnosi się do jazdy pojazdów na toku do góry(-) i w dół(+).

• **Przęsto P5-P6**

Analizowane dokładnie przęsto zostało zamodelowane jako masy zastępcze na linii w miejscach zawieszenia pojazdów. Krzesła zostały rozmieszczone na krzywej obliczonej z równań statycznych opisujących linię ciężką. Połączenia pomiędzy pojazdami przedstawione są jako elementy sprężysto-dyssypacyjne rozmieszczone na cięciwach odcinków krzywej (rys.III.7.). Do każdej masy zastępczej na linii została doczepiona masa zredukowana w punkcie środka ciężkości pojazdu, natomiast połączenie pomiędzy nimi zapewnione jest przez sztywne bezmasowe ramię.



Rys.III.7. Przęsto P5-P6 z zaznaczonymi cięciwami (łamane), po których rozpatrywany jest ruch mas zastępczych w modelu matematycznym.

W przęśle znajduje się 6 krzesel, co w modelu matematycznym przekłada się na 12 równań opisujących ruch mas zredukowanych (III.13 i III.14). Współzrędnymi uogólnionymi w tych równaniach było przesunięcie masy zredukowanej na linię oraz kąt wychylenia masy skupionej w punkcie środka ciężkości pojazdu.

Równanie ogólne ruchu mas zredukowanych na linii nośno-napędowej:

$$\ddot{z}_{6i}(t) \cdot (m_{6i} + m_{wi}) + m_{wi} \cdot \ddot{\varphi}_{wi}(t) \cdot l_w \cdot (\cos \alpha_{6i} \cdot \cos \varphi_{wi}(t) + \sin \alpha_{6i} \cdot \sin \varphi_{wi}(t)) + m_{wi} \cdot \dot{\varphi}_{wi}^2(t) \cdot l_w \cdot (\sin \alpha_{6i} \cdot \cos \varphi_{wi}(t) - \sin \varphi_{wi}(t) \cdot \cos \alpha_{6i}) + m_{6i} \cdot g \cdot \sin \alpha_{6i} - k_{6i-1} \cdot z_{6i-1} + k_{6i-1} \cdot z_{6i} + k_{6i} \cdot z_{6i} - k_{6i} \cdot z_{6i+1} + m_{wi} \cdot g \cdot \sin \alpha_{6i} + b_{6i-1} \cdot \dot{z}_{6i} - b_{6i-1} \cdot \dot{z}_{6i-1} + b_{6i} \cdot \dot{z}_{6i} - b_{6i} \cdot \dot{z}_{6i+1} = 0 \quad (III.13)$$

gdzie:  $i$  odnosi się do numeru kolejnego odcinka pomiędzy krzesłami (przy skrajnych pojazdach do numeru przęsta),  $w$  – indeks oznaczający symbol powiązany z masą zredukowaną na końcu wahadła.

Równanie ogólne ruchu mas zredukowanych na końcu wahadeł:

$$\begin{aligned} & \ddot{\varphi}_{wi}(t) \cdot m_{wi} \cdot l_w^2 + m_{wi} \cdot l_w \cdot \ddot{z}_{6i}(t) \cdot (\cos \alpha_{6i} \cdot \cos \varphi_{wi}(t) + \sin \alpha_{6i} \cdot \sin \varphi_{wi}(t)) + \\ & + m_{wi} \cdot \dot{z}_{6i}(t) \cdot l_w \cdot \dot{\varphi}_{wi}(t) \cdot (\sin \alpha_{6i} \cdot \cos \varphi_{wi}(t) - \sin \varphi_{wi}(t) \cdot \cos \alpha_{6i}) + m_{wi} \cdot l_w \cdot \dot{z}_{6i}(t) \cdot \dot{\varphi}_{wi}(t) \cdot (III.14) \\ & \cdot (\sin \alpha_{6i} \cdot \cos \varphi_{wi}(t) - \sin \varphi_{wi}(t) \cdot \cos \alpha_{6i}) + m_{wi} \cdot l_w \cdot g \cdot \sin \varphi_{wi}(t) + \frac{b_{wi} \cdot \dot{\varphi}_{wi}(t)}{2} = 0 \end{aligned}$$

Powyższe równania zostały zaimplementowane do środowiska Matlab-Simulink, tworząc całkowity podstawowy model dynamiczny niewyprzęganej kolei linowej.

Za punkt wyjścia modelu numerycznego przyjęto wartości mierzone przez czujniki na obiekcie rzeczywistym. W tym celu zostały zastosowane w modelu funkcje przejścia ze współrzędnych uogólnionych na współrzędne w układzie kartezjańskim.

## **IV. Identyfikacja parametrów rzeczywistego obiektu technicznego**

Obiektem technicznym wybranym do analizy weryfikującej model matematyczny oraz procedury obliczeniowe ustawiania zespołów hamulców mechanicznych jest kolej jednolinowa krzesetkowa zainstalowana w Krynicy-Zdroju na stoku „Słotwiny”. Urządzenie to eksploatowane jest w Polsce od 2009 roku, natomiast wcześniej było ono używane przez ponad dekadę w Austrii, w rejonie Wschodniego Tyrolu. W celu dopuszczenia go do eksploatacji na terenie Rzeczypospolitej Polskiej zostały spełnione wszystkie wymagania prawne oraz zalecenia Transportowego Dozoru Technicznego jako jednostki nadzorującej urządzenia transportu linowego.

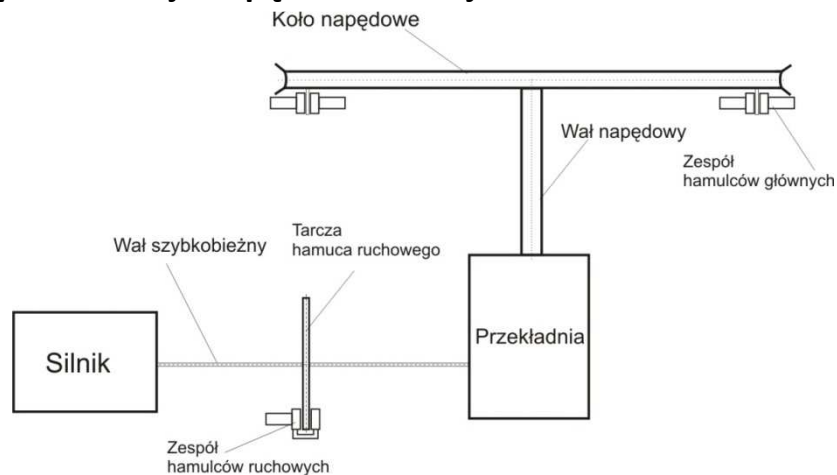
### **IV.1 Dane techniczne kolei linowej „Słotwiny”**

W Ośrodku Narciarskim „Słotwiny” eksploatowana jest napowietrzna jednolinowa kolej typu 4-CLF z czteroosobowymi krzesetkami niewyprzęganymi, wyprodukowana przez austriacką firmę Doppelmayr Seilbahnen. Długość kolei w poziomie wynosi 875 m, przy różnicy poziomów pomiędzy stacjami górną i dolną wynoszącej 194,4 m. Natomiast tzw. długość po stoku równa jest 897,40 m. Prędkość maksymalna kolei została ustalona na poziomie 2,4 m/s (ruch zimowy) i 1,2 m/s (ruch letni), co pozwala osiągnąć zdolność przewozową do 2000 osób/godz. Prawym tokiem (patrzac od dołu na obiekt techniczny) realizowany jest ruch do góry, natomiast lewym ruch w dół. Średnie nachylenie całego urządzenia wynosi 22,22% ( $12,53^\circ$ ), a nachylenie maksymalne jest równe 40,98% ( $22,30^\circ$ ).

Napęd kolei linowej zlokalizowany jest w stacji dolnej (rys.IV.1), natomiast układ napinający w stacji przewojowej (górnej). Na trasie o długości prawie 900 m, na obydwóch tokach kolei, nominalnie zawieszono są 102 sztuki czteroosobowych krzeset. Rozstaw toków jest równy średnicy kół napędowego oraz przewojowego i wynosi 4,8 metra [108].

Bardziej szczegółowe parametry techniczne, odpowiednie dla każdego podsystemu, zostały podane poniżej według wcześniejszej przyjętej metodologii (w pkt. III.1).

## IV.2 Podsystem: stacja napędowa – stacja dolna



Rys. IV.1 Schemat stacji napędowej kolei linowej niewyprzęganej.

- **Silnik elektryczny**

Silnik prądu stałego, typ: DH 250SK wyprodukowany przez firmę Elin. Dla prędkości nominalnej  $v_{nom.} = 2,0 \frac{m}{s}$  producent podaje obroty wyjściowe równe  $n_{sil.nom.} = 1454 \frac{obr}{min}$ . Nominalna moc silnika wynosi 216 kW, natomiast wyliczone maksymalne zapotrzebowanie mocy przy rozruchu kolei wynosi: 205 kW [108]. Parametrami koniecznymi do określenia z punktu widzenia analizy dynamicznej są: całkowity czas, po którym nastąpi zanik poboru prądu (przy użyciu procedury „Stop-Awaria” lub „Stop-Niebezpieczeństwo”), oraz moment bezwładności wirnika silnika. Pierwszy parametr można jedynie określić poprzez bezpośredni pomiar na obiekcie mechanicznym, natomiast moment bezwładności wirnika nie został podany w dokumentacji technicznej kolei. W tym przypadku musi on zostać wstępnie dobrany na podstawie innych dokumentacji technicznych napędu o podobnych parametrach technicznych [106,107], ze względu na to, iż firma która go wyprodukowała, już nie istnieje.

Wstępnie przyjęty moment bezwładności wirnika silnika wynosi  $I_s = 1,0 \cdot kg \cdot m^2$ .

Czas zaniku prądu podczas uruchamiania procedur hamowania powiązanych z hamulcami mechanicznymi, określony podczas pomiarów przeprowadzonych na kolei, mieści się w przedziale  $t_p = 0,05 - 0,10 [s]$ .

*Kolej linowa obligatoryjnie wyposażona jest w napęd awaryjny, który ze względu na zastosowanie jedynie w sytuacjach innych niż normalna eksploatacja nie jest rozpatrywany w pracy doktorskiej.*

- **Przekładnia planetarna**

Na obiekcie technicznym zainstalowana jest przekładnia planetarna firmy Lohmann typu GPW 260 SL 182 o numerze 2362. Przełożenie przekładni według tabliczki znamionowej i dokumentacji technicznej wynosi  $i_p = 182,75$ . Moment bezwładności wszystkich elementów wirujących w przekładni został określony na podstawie urządzeń o podobnych parametrach [106,107].  $I_p = 0,45 \cdot kg \cdot m^2$ .

- **Koło napędowe z wałem napędowym**

Koło napędowe (rys.IV.2), którego średnica wynosi  $D_{KN} = 4,8m$ , jest połączone z wałem napędowym. Łożyskowanie wału zapewnione jest poprzez łożyska baryłkowe, dla których opory toczenia przyjmuje się równe  $\mu_{loz} = 0,0018$  [10]. Moment bezwładności koła napędowego wraz z wałem napędowym został podany w dokumentacji technicznej i wynosi  $I_{knap} = 1,2 \cdot 10^4 \cdot kg \cdot m^2$ . [108]. Współczynnik tarcia pomiędzy wykładziną zamontowaną na kole napędowym a ciągnem waha się w granicach  $\mu_{knap} = 0,2 - 0,25$ . [2,8]



Rys.IV.2. Koło napędowe KL „Słotwiny”.

- **Zespoły hamulców mechanicznych**

Wszystkie hamulce mechaniczne w systemach kolei linowych działają biernie, tzn. ciśnienie podawane do tłoków hamulców powoduje ich otwarcie, natomiast siła docisku szczęk do tarczy hamulcowych pochodzi od rozprężania się sprężyn śrubowych (HR) lub talerzowych (HG).

**- zespół dwóch hamulców ruchomych**

Hamulce ruchome zainstalowane są na tarczy, która zamocowana jest na wale silnika. Podłączone są one do agregatu hydraulicznego i sterowane są przez zawory

elektromagnetyczne. Siła docisku zapewniona jest poprzez sprężynę śrubową o średnicy 12mm [113].

Parametr określający zespół hamulców ruchowych, potrzebny do obliczeń całkowitego opóźnienia układu, to moment bezwładności hamowanej tarczy.

Został on obliczony (IV.1) na podstawie zmierzonych wartości geometrycznych tarczy [98].

$$\begin{aligned} I_{iHR} &= 0,5 \cdot m_{iHR} \cdot R_{iHR}^2 \cdot [kg \cdot m^2] \\ m_{iHR} &= \rho_{iHR} \cdot \pi \cdot R_{iHR}^2 \cdot V_{iHR} \\ I_{iHR} &= 9,92 \cdot [kg \cdot m^2] \end{aligned} \quad (IV.1.)$$

gdzie:  $\rho_{iHR} = 0,02m$ ,  $R_{iHR} = 0,45m$ ,  $V_{iHR} = 7700 \frac{kg}{m^3}$

#### **- zespół dwóch hamulców głównych typu 50kN**

Obydwa hamulce zaciskają się na tarczy cylindrycznej o promieniu wynoszącym 2050 mm, zamocowanej na kole napędowym. Siła docisku szczęk hamulców pochodzi od pakietów sprężyn talerzowych i jej nominalna wartość określona przez producenta wynosi 50 kN. Jednak dokładna wartość siły hamowania zależy od ustawienia poszczególnych parametrów hamulców [111].

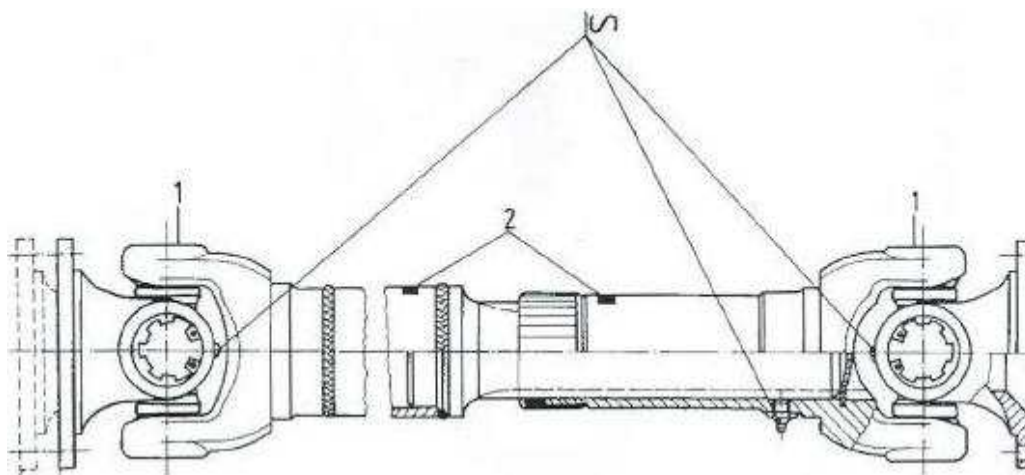
Zakres wartości sił zespołów hamulcowych HG i HR, a tym samym momentów hamowania zredukowanych na koło napędowe, został przedstawiony w rozdziale V.

- **Wał Cardana**

Zainstalowany jest on (rys.IV.3.) pomiędzy tarczą HR a wałem silnika w celu wyeliminowania naprężeń powstających przy pojawieniu się niewspółliniowości pomiędzy elementami sąsiadującymi. Moment bezwładności wału został obliczony jak dla belki o przekroju kołowym z uśrednioną średnicą, dla wartości poszczególnych odcinków wału podanych w dokumentacji technicznej [108].

$$I_{wCard} = 0,96 \cdot kg \cdot m^2$$

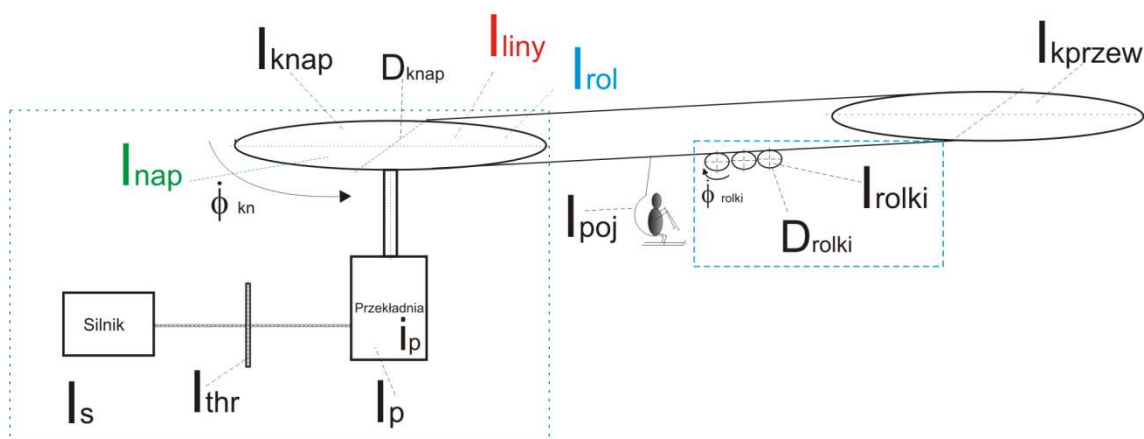
gdzie: obliczona masa wału Cardana ok. 193 kg, uśredniony promień 0,1m, długość 0,8m.



Rys. IV.3. Wał Cardana [108].

Dodatkowo stacja dolna kolei jest wyposażona w tzw. bramkę taktującą oraz taśmę rozpędzającą narciarzy. Zadaniem bramki jest odpowiednie ustawienie narciarzy przed wsiadaniem na krzesło, natomiast taśma rozpędzająca ma nadać narciarzowi prędkość ok. 0,8 m/s, powodując zmniejszenie różnicy prędkości pomiędzy nim a pojazdem podczas procesu wsiadania. Otwieranie bramki taktującej jest zsynchronizowane z nadjeżdżającym krzesłem. Średni odstęp pomiędzy krzesłami wynosi ok. 17,3 metra.

- Redukcja momentów bezwładności elementów stacji napędowej na średnicę koła napędowego.



Rys.IV.4. Schemat procesu redukcji poszczególnych momentów bezwładności elementów kolei na koło napędowe.

W celu wyznaczenia zastępczego momentu bezwładności stacji napędowej na kole napędowym ( $I_{nap}$ ) (rys.IV.4) należy wyznaczyć zastępczą energię kinetyczną  $E_{nap}$  poprzez zsumowanie poszczególnych energii kinetycznych elementów stacji będących w ruchu (IV.2).

$$E_{nap} = E_{sil} + E_{thr} + E_{iCard} + E_p + E_{knap} \quad (IV.2)$$



Uwzględniając przełożenie przekładni, wzór (IV.2), możemy zapisać jako (IV.3)

$$\frac{I_{nap} \cdot \dot{\varphi}_{kn}^2}{2} = \frac{\left( (I_s + I_{thr} + I_{iCard} + I_p) \cdot i_{przek.}^2 + I_{knap} \right) \cdot \dot{\varphi}_{kn}^2}{2} \quad (IV.3)$$

Podstawiając określone wartości poszczególnych momentów bezwładności do wzoru (IV.4), zastępczy moment stacji napędowej wynosi:

$$I_{nap} = (I_s + I_{thr} + I_{iCard} + I_p) \cdot i_{przek.}^2 + I_{knap} \quad (IV.4)$$

Obliczony zastępczy moment bezwładności elementów stacji napędowej zredukowany na koło napędowe wynosi:

$$I_{nap} = 4,24 \cdot 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### IV.3 Podsystem: stacja przewojowa

Stacja przewojowa wraz z układem napinającym (rys.IV.5.) zlokalizowana jest na górze, po przeciwnej stronie niż stacja napędowa. Koło przewojowe ma taką samą średnicę jak koło napędowe i wynosi ona  $D_{kprzew} = 4,8\text{m}$ . Natomiast jego moment bezwładności, określony na podstawie dokumentacji technicznej, wynosi  $I_{kprzew} = 1,05 \cdot 10^4 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$  [108].



Rys.IV.5. Koło przewojowe wraz z układem napinania.

Układ napinania służy do stałego utrzymywania siły napięcia liny nośno-napędowej. Jego wprowadzone zabezpieczenia powodują, że maksymalne odchylenie od siły nominalnej (360kN) nie powinno wynosić więcej niż  $\pm 10\%$  (324 – 396 kN). Jednak jeżeli wartość ta

przekroczy już 5%, następuje automatyczne wyłączenie systemu kolei. Do obliczeń można przyjąć nominalną siłę napinania w zakresie  $F_N = 348 \div 372 kN$ .

Redukcja wartości momentu bezwładności koła przewojowego na koło napędowe, przy tych samych prędkościach kątowych obydwu kół, nie zmienia jego wartości.

#### **IV.4 Podsystem: trasa kolei**

Elementami tego podsystemu są: lina nośno-napędowa, pojazdy, podpory wraz z bateriami krążków trasowych. Dodatkowo analizując obciążenia statyczne i dynamiczne, należy brać pod uwagę ciężar pasażerów.

Lina nośno-napędowa, w celu przeprowadzenie redukcji wartości momentów bezwładności elementów trasy na średnicę koła napędowego, traktowana jest jako element nieodkształcalny.

- **masa pasażerów**

Nominalnie według [115] masa jednego pasażera powinna być przyjmowana na poziomie 80 kg. Analizując badania przeprowadzone przez jedną z firm [89], średnia masa osób w Polsce kształtuje się na poziomie: kobiety 65 kg, mężczyźni 80 kg. Zakładając równe korzystanie z obiektów technicznych transportu linowego – średnia masa netto pasażera wynosi 72,5 kg. Podczas zimowej eksploatacji zdecydowana większość pasażerów ma na sobie sprzęt narciarski, którego uśredniona masa wynosi ok. 12 kg (narty, buty, odzież i kask) [95]. Zatem zasadne jest, wg autora, zwiększenie masy przyjmowanej na pasażera podczas prób hamulcowych kolei do 85 kg.

Zredukowany moment bezwładności na koło napędowe pochodzący od masy pasażerów  $I_{osob}$  obliczany jest w ten sam sposób co zredukowany moment bezwładności pojazdów.

- **lina nośno-napędowa**

Lina nośno-napędowa zastosowana w kolei została wyprodukowana przez szwajcarską firmę Fatzler. Nominalna średnica ciągnąca wynosi 36 mm, a jego masa jednostkowa równa jest 4,71 kg/m [90].

Moment bezwładności ciągnąca zredukowany na koło napędowe wynosi  $I_{liny} = 2,47 \cdot 10^4 kgm^2$  (proces redukcji przebiega podobnie jak dla pojazdów – przedstawiony został poniżej).

- **podpory wraz z bateriami krążków trasowych i pojazdy**

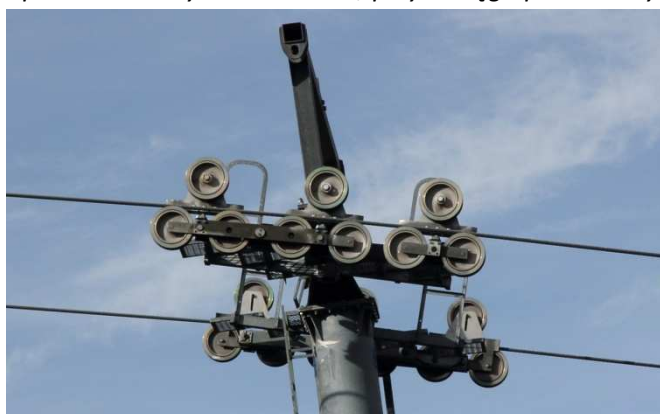
W poniższej tabeli (Tab.IV.1) umieszczono zestawienie istotnych parametrów technicznych elementów wchodzących w skład podsystemu trasy kolei linowej.

Tab.IV.1 Wartości parametrów technicznych trasy [99].

Odcinki pomiędzy podporami (przęsła)	Odległość pomiędzy podporami po stoku (dane z profilu trasy) [m]	Odległość pomiędzy podporami mierzona po stoku [m]*	Liczba krzeset w poszczególnych przęsłach		Rodzaj baterii krążkowych zastosowanych na podporach (D <sub>rol.</sub> =400mm)
			Tok jadący w górę	Tok jadący w dół	
KN-KW	2,00	6,6	1	0	2N
KW-P1	4,95		0	0	4G+4G
P1-P2	4,44		4,5	0	0
P2-P3	41,80	41,0	3	3	4N+4N
P3-P4	87,21	86,7	4	4	4N+4N
P4-P5	98,72	98,2	6	6	4N+4N
P5-P6	105,02	105,0	6	6	4N+2N
P6-P7	93,35	93,4	5	5	2N+4N
P7-P8	69,75	68,7	4	4	4N+4N
P8-P9	86,44	86,0	5	5	4N+4N
P9-P10	94,03	94,4	5	5	4N+4N
P10-P11	64,10	64,0	4	4	2N+1G+4N+1G+1G
P11-P12	92,55	91,4	5	5	4N+1G+1G
P12-P13	43,70	43,8	3	3	4N+2N
P13-KWYP	6,70	13,6	1	0	2N
KWYP-KP	6,90		0	0	-
<b>SUMA</b>	901,66 m	897,4 m	102 szt.		200 szt.

gdzie: KN – koło napędowe, KW – krążek wprowadzający, P1-P13 – kolejne podpory wg numeracji własnej, KWYP – krążek wyprowadzający, KP – koło przewojowe. 4G – (4) liczba krążków trasowych; (G/N) – typ krążka gniotący/nośny.

\*Pomiar odległości po stoku został przeprowadzony za pomocą dalmierza laserowego Leica Disto D5 (dokładność pomiarowa wynosi  $\pm 10$  mm, przy zasięgu pomiarowym 0,05 m – 200 m).



Rys.IV.6. Podpora kolei z bateriami krążkowymi – podpora P11 z baterią krążków 2N+1G+4N+1G+1G.

Moment bezwładności pojedynczego krążka trasowego (rys.IV.6) został obliczony wzorem (IV.5).

$$I_{rolki} = \frac{1}{2} \cdot m_{rolki} \cdot \left(\frac{D_{rolki}}{2}\right)^2 [kg \cdot m^2] \quad (IV.5)$$

$$I_{rolki} = 0,388kg \cdot m^2$$

gdzie:  $m_{rolki} = 19,41kg$ ,  $D_{rolki} = 0,4m$ .

W celu redukcji poszczególnych momentów bezwładności krążków trasowych na zastępczy moment bezwładności na kole napędowym należy skorzystać z równania (IV.2), uwzględniając jedynie energie kinetyczne krążków. Przekształcając je odpowiednio oraz uwzględniając średnice koła napędowego oraz krążków trasowych, otrzymamy równanie (IV.6).

$$I_{rol} = \sum_{i=1}^n I_{i,rolki} \cdot \left(\frac{D_{knap}}{D_{rolki}}\right)^2 [kg \cdot m^2] \quad (IV.6)$$

gdzie:  $n$  liczba pojazdów.

$$I_{rol} = 1,12 \cdot 10^4 kgm^2$$

Elementem trasy są również znajdujące się na niej pojazdy (rys.IV.7). Na całej trasie znajdują się 102 krzesła. Masa krzesła wraz ze wprzęgłem wynosi 160 kg [108].



Rys. IV.7. Pojazd kolei linowej „Słotwiny” – krzesło 4-osobowe.

Do celów redukcji momentu bezwładności pojazdów na średnicę koła napędowego założono, że są one połączone bezprzegubowo z linią i poruszają się z taką samą prędkością liniową.

$$E_{zastpoj} = \sum_{i=1}^n E_{i poj} \quad (IV.7)$$

Uwzględniając założenie dotyczące prędkości liniowej, możemy przekształcić równanie (IV.7) na (IV.8).

$$m_{zastpoj} = \sum_{i=1}^n m_{i poj} \quad (IV.8)$$

Zatem zastępczy moment bezwładności pojazdów zredukowany na koło napędowe wynosi (IV.9):

$$I_{poj} = \frac{\sum_{i=1}^n (m_{i poj} \cdot (\frac{D_{knap}}{2})^2)}{2} \quad (IV.9)$$

gdzie: n – liczba wszystkich krzesel.

$$I_{poj} = 4,7 \cdot 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

## V. Metodyka ustawiania zespołów hamulców mechanicznych kolei linowych

Kryterium prawidłowego ustawienia momentu hamującego hamulców mechanicznych kolei linowych określone jest w normach zharmonizowanych z dyrektywą [80] jako przedział dopuszczalnego opóźnienia całego systemu. Zapisy te, wraz ze ściśle określonymi wartościami granicznymi, wynoszą odpowiednio  $0,3 \text{ m/s}^2$  i  $1,25 \text{ m/s}^2$  dla kolei linowych krzesetkowych. W najbardziej niekorzystnych warunkach oraz przy spełnieniu pewnych założeń górna granica opóźnienia może zostać, podniesiona do  $2,5 \text{ m/s}^2$ . Zapisy te w założeniu mają zapewniać odpowiedni poziom bezpieczeństwa osobom podróżującym kolejami linowymi, jak i redukować oddziaływania dynamiczne na elementy konstrukcyjne obiektów technicznych [85].

Jeżeli chodzi o sprawdzanie poprawności działania hamulców mechanicznych, odbiór techniczny prowadzony jest poprzez pośredni pomiar wartości opóźnienia dla zadanej procedury hamowania z odpowiednimi obciążeniami układu kolei (tab.V.1). Dodatkowo przeprowadza się dla tych samych obciążeń procedury hamowania na drodze elektrycznej oraz sprawdza się samoistne grawitacyjne zatrzymanie kolei linowej w tzw. „wolnym wybiegu”.

Tab.V.1. Obciążenia dla poszczególnych procedur hamowania.

	<b>Obciążenie</b>	
	<i>Tok jazdy do góry</i>	<i>Tok jazdy w dół</i>
<b>Procedury hamowania</b> (STOP Awaria, STOP HG, STOP NIEBEZPIECZEŃSTWO)	100%	0%
	50%	0%
	0%	0%
	0%	50%
	0%	100%

Poprzez 100% obciążenia toku kolei zapewnia się wypełnienie ciężarami wszystkich krzeset (80 kg x liczba miejsc w pojeździe) znajdujących się w danym toku kolei (w przybliżeniu można założyć, że jest to połowa krzeset kolei linowej).

Do tej pory proces ustawiania momentu hamującego, a dokładnie siły dociskowej szcęk do tarczy hamulców, polegał na wstępnym dokręceniu pakietu sprężyn talerzowych i przeprowadzaniu prób hamulcowych do momentu osiągnięcia żądanych wartości opóźnienia. W takim przypadku czas ustawienia hamulców mechanicznych zależy w dużej mierze od przyjętych wstępnie założeń i doświadczenia osób odpowiedzialnych za te działania.

Proces ustawienia hamulców mechanicznych na kolei linowej proponowany w dysertacji rozpoczyna się od określenia wartości opóźnienia dla układu nieobciążonego dla wszystkich procedur. Następnie ustawione momenty hamujące HG i HR sprawdzane są dla pozostałych prób przeprowadzanych pod obciążeniem. Dla wszystkich procedur obliczane jest średnie opóźnienie, które musi mieścić się w przedziale zapisanym w normie zharmonizowanej [85]. Najczęstszymi trudnościami pojawiającymi się podczas tych działań jest ustawienie takiego opóźnienia przy procedurze hamowania nieobciążonego, żeby nie przekroczyło ono

wartości opóźnienia granicznego przy hamowaniu w pełni obciążonego toku w jeździe do góry. Jednocześnie należy pamiętać, aby wartość ta była na tyle wysoka, żeby przy hamowaniu obciążonego toku w dół opóźnienie było wyższe niż wartość minimalna zapisana w normie zharmonizowanej.

W celu redukcji oddziaływań dynamicznych na elementy układu, jak i zdecydowanego skrócenia czasu procesu ustawienia parametrów hamulców mechanicznych kolei do odpowiednich wartości opóźnienia, opracowano procedurę działania wraz z modelem obliczeniowym (quasi-dynamicznym) dla napowietrznych krzesetkowych kolei linowych.

## **V.1 Opis procedury ustawiania momentów hamujących hamulców mechanicznych dla ustalonej wartości opóźnienia.**

Opis procedury został podzielony na cztery etapy.

### **V.1.1 Wyznaczenie całkowitego momentu bezwładności kolei linowej.**

Pierwszą czynnością, którą należy przeprowadzić, jest wyznaczenie bądź obliczenie całkowitego momentu bezwładności kolei linowej  $I_c$ . Najłatwiejszą drogą do jej wykonania jest zapoznanie się z dokumentacją techniczną i zredukowanie wszystkich wartości momentów bezwładności mas wirujących oraz będących w ruchu liniowym do jednego punktu.

Wzór (V.1) przedstawia sumę momentów zastępczych poszczególnych elementów zredukowanych na koło napędowe. Redukcja momentów bezwładności była przeprowadzona przy wykorzystaniu ogólnego wzoru na zredukowaną energię kinetyczną układu (V.1a).

$$I_c = I_{nap} + I_{kprzew} + I_{rol} + I_{poj} + I_{liny} + I_{osob} \quad (V.1)$$

$$I_{zr} = \frac{2 \cdot E_{zr}}{\phi_{zr}^2}, \text{ gdzie } E_{zr} = \sum_{i=1}^n E_{ik} \quad (V.1a)$$

Niedogodnością, która najczęściej pojawia się na tym etapie, jest brak wszystkich danych zawartych w dokumentacji technicznej systemu. Co więcej, ze względu na brak szczegółowych informacji, obliczenie niektórych wartości nie jest nawet możliwe. W takim przypadku zaleca się odszukanie wartości momentów bezwładności elementów nieznanymi w innych dokumentacjach kolei linowych. Pozwoli to na wstępne wyznaczenie rzędu wartości całkowitego momentu bezwładności. Tak określona liczba musi zostać zweryfikowana na podstawie przeprowadzonych pomiarów wartości procesu hamowania rozpatrywanego obiektu technicznego dla procedury nieobciążonej „wolny wybieg”.

Jeżeli można oprzeć się na już przeprowadzonych wynikach pomiarów, należy określić współczynnik oporów podczas ruchu kolei linowej ( $f$ ). Obecnie w obliczeniach projektowych przyjmowany jest on na poziomie 0,05 [101], natomiast w innych państwach zaleca się stosowanie tej wartości w zakresie od 0,025 do 0,035 [5,20].

W celu określenia wartości całkowitego momentu bezwładności kolei należy obliczyć siłę obwodową ( $U$ ) i siłę oporów ruchu ( $F_{op}$ ) (V.5) na kole napędowym dla różnych wartości współczynnika ( $f$ ), korzystając z równań quasi-dynamicznych sił osiowych w linie (V.2-4) [5,20] (zaleca się sporządzenie obliczeń dla  $f$  równego zakresowi od 0,025 do 0,05 co 0,005). Obliczając powyższe siły, należy uwzględnić straty związane ze sztywnością liny  $\xi$  ok. 1% [101]. Kolejnym krokiem jaki należy wykonać, jest podstawienie obydwóch wyliczonych sił do wzoru (V.6) „obliczeniowego” całkowitego momentu bezwładności dla procesu hamowania w procedurze „wolny wybieg”. Należy przyjąć ten współczynnik oporów tarcia, przy którym wartości przy obciążeniach 0%, 50% i 100% toku kolei są do siebie zbliżone, przy czym wartością wyjściową, do której należy dążyć, jest wynik dla obciążenia 0%.

Wzór obliczający siłę osiową w linie nośno-napędowej – uwzględniający obciążenia w poszczególnych przęśłach kolei (V.2):

$$S_{i_{toknieob./obc.}} = S_{i+1} \pm (q_{liny} \cdot h_i + n_{krzesel} \cdot Q \cdot \sin(\alpha_i)) \pm f(q_{liny} \cdot c_i + n_{krzesel} \cdot Q \cdot \cos(\alpha_i)) \pm (q_{liny} \cdot g_i + n_{krzesel} \cdot Q) \cdot \frac{b}{g} \quad (V.2)$$

Wzór na zastępcze całkowite obciążenie w poszczególnych tokach kolei (V.3):

$$q_{zred.n/o} = (q_{liny} + \frac{W(Q)}{w}) \quad (V.3)$$

Wzór obliczający siłę osiową w linie nośno-napędowej – uwzględniający zastępcze obciążenia w poszczególnych tokach kolei (V.4):

$$S_{i_{zred.toknieob./obc.}} = S_{i+1} \pm (q_{zred.n/o} \cdot H) \pm f(q_{zred.n/o} \cdot C) \pm (q_{zred.n/o} \cdot G) \cdot \frac{b}{g} \quad (V.4)$$

Wzory na siłę obwodową i opory ruchu na kole napędowym (V.5 i V.5a):

– z uwzględnieniem obciążenia w poszczególnych przęśłach:

$$U_{poj} = S_{i_{toknieob.}} - S_{i_{tokobc.}} \quad (V.5)$$

$$F_{op.poj} = S_{i_{toknieob.}} + S_{i_{tokobc.}}$$



– z uwzględnieniem obciążenia zredukowanego w obydwóch tokach kolei:

$$\begin{aligned}U_{zred} &= S_{izred_{toknieob.}} - S_{izred_{tokobc.}} \\F_{op.zred} &= S_{izred_{toknieob.}} + S_{izred_{tokobc.}}\end{aligned}\tag{V.5a}$$

Wzór na „obliczeniowy” całkowity moment bezwładności dla procesu hamowania (V.6):

$$I_{c1j} = \frac{(\xi \cdot U_j + (\mu_{loz} \cdot \frac{d_{loz}}{D_{knap}}) \cdot \frac{\xi}{2} \cdot F_{opj}) \cdot \frac{D_{knap}}{2}}{\varepsilon_j}\tag{V.6}$$

*indeks dolny j – odpowiada wartościom otrzymanym z obliczeń dla poszczególnych przyjmowanych (0%, 50% i 100%) obciążeń toków kolei.*

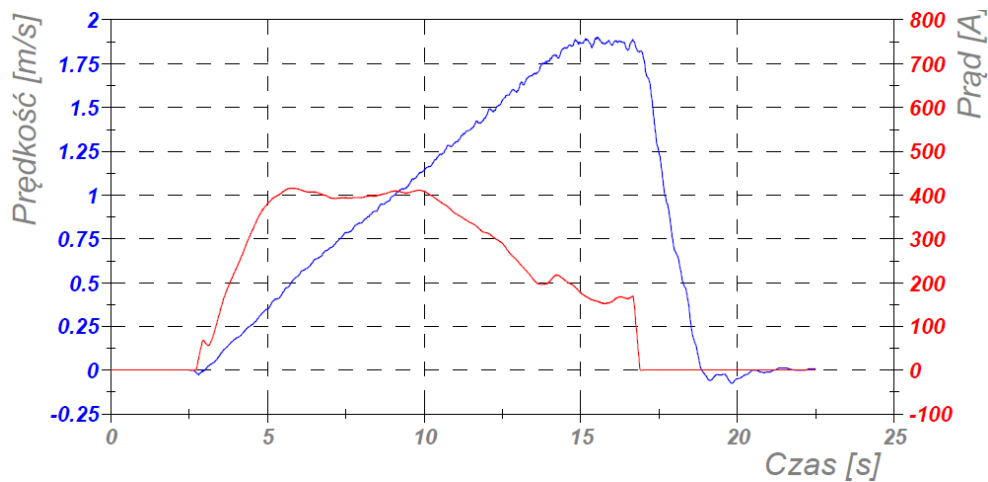
Jeżeli próby hamulcowe zostały przeprowadzone wcześniej, a przy obliczaniu całkowitego momentu bezwładności jego wartości były zdecydowanie wyższe (niższe) dla wyników z obciążeniem 50% lub 100%, niż przy wolnym wybiegu z pojazdami nieobciążonymi, należy założyć, że pomiary były przeprowadzane z masami obciążającymi nieodpowiadającymi wartości nominalnej. Przy zaistnieniu takiej sytuacji należy powtórzyć obliczenia sił w linie na obydwóch tokach (V.2-4) dla zmniejszonej lub zwiększonej masy przyjmowanej jako nominalne obciążenie powodowane przez pasażera. Należy zwrócić uwagę, iż próba dla 50% obciążenia mogła zostać przeprowadzona bez zachowania procentowej wartości nominalnej masy obciążającej pojazdy. Dlatego również dla niej należy przeprowadzić obliczenia siły obwodowej dla różnych zmian mas w zakresie +/-10% i wyliczyć całkowity moment bezwładności.

Po określeniu całkowitego momentu bezwładności można przejść do kolejnego etapu, jakim jest sprawdzenie poprawności powyższych obliczeń.

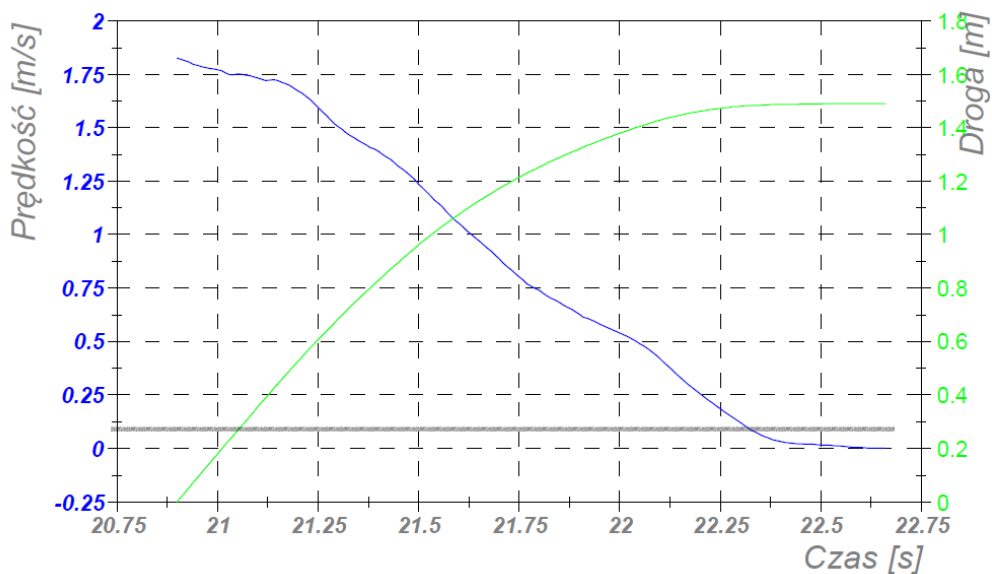
### **V.1.2 Weryfikacja wartości całkowitego momentu bezwładności**

Do weryfikacji wartości całkowitego momentu bezwładności potrzebne jest przeprowadzenie wszystkich prób hamulcowych dla każdej procedury z odpowiednim obciążeniem. Można również wzorować się na pomiarach, które zostały przeprowadzone we wcześniejszych próbach hamulcowych (rys.V.1 i rys.V.2). Istotnym elementem, który pozwoli określić odpowiednie momenty hamujące hamulców mechanicznych, jest rejestracja przebiegu prędkości od czasu zsynchronizowanego ze zmierzonym poborem prądu przez silnik (rys.V.1). Posiadając te informacje, będziemy w stanie w sposób dokładny określić czas, w którym został naciśnięty przycisk wyzwalający odpowiednią procedurę hamowania (zanik poboru prądu w silniku) oraz czas po jakim zadziałał hamulec lub hamulce mechaniczne. Przy analizie charakterystyki prędkości w czasie, jeżeli do rejestracji tego parametru używany był enkoder, wartość końcowa określana jest na poziomie 0,1 m/s. Spowodowane jest to zazwyczaj błędami

odczytu poniżej tej wartości z tachometru zamontowanego na rolce, które wynikają z wzdłużnych i poprzecznych oscylacji liny powodujących ruch krążka mimo braku ruchu kolei (rys.V.1-2.).



Rys.V.1. Charakterystyka  $v(t)$  i  $I(t)$  dla procesu hamowania kolei linowej dla procedury Stop Niebezpieczeństwo [102].



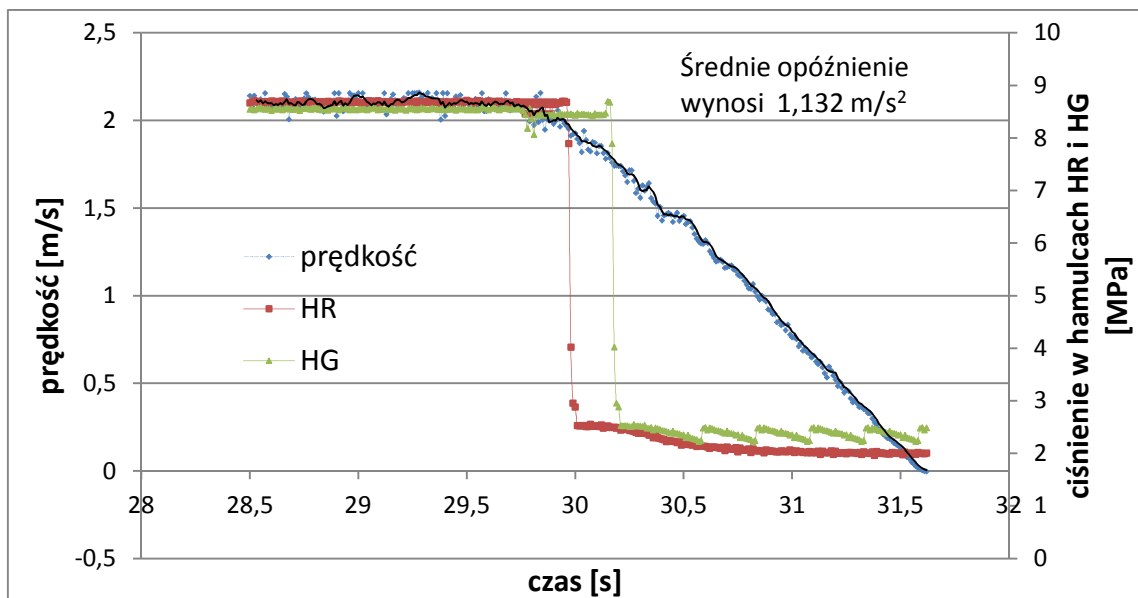
Rys.V.2. Charakterystyka prędkości i drogi dla procesu hamowania kolei linowej funkcji czasu z zaznaczoną granicą 0,1 m/s [102].

Czas zwłoki od wywołania procedury hamowania do zadziałania hamulca mechanicznego jest istotny przy obliczeniu rzeczywistego (w przeciwieństwie do uśrednionego) momentu hamującego w celu określenia żądanego opóźnienia całego systemu kolei linowej.

Odnosząc się do tej kwestii i chcąc obliczyć wymagany moment hamowania, musimy znać czas, w którym hamulec zaczął opóźniać ruch kolei, zamiast przyjmować do obliczeń uśredniony czas hamowania rozumiany jako okres pomiędzy naciśnięciem przycisku i zatrzymaniem kolei linowej. Nie uwzględniając zwłoki w działaniu hamulców, otrzymamy błędne wyniki, w szczególności jeżeli bazujemy na zapisach z pomiarów przeprowadzonych bez określenia tego czasu w zadziałaniu hamulców mechanicznych. Błędem również jest

przyjmowanie wcześniej określonej z góry wartości czasu zwłoki hamulca dla już istniejących systemów kolei linowych, bazując na podobnych systemach transportu linowego. Na przykład firma Doppelmayr w obliczeniach dla nowych kolei przyjmuje czas reakcji hamulców mechanicznych na poziomie 1,0 sekundy i jest to poprawne, dopóki obliczenia prowadzone są dla nowych systemów potwierdzonych weryfikacją w praktyce. Nie przekłada się to jednak na wyniki pomiarów prowadzonych na już eksploatowanych kolejach linowych [98,102].

Czasami pomimo posiadania wspomnianych charakterystyk prędkości  $v(t)$  oraz poboru prądu  $I(t)$  pojawia się trudność w określeniu dokładnego czasu zadziałania hamulców. Dlatego przy każdej następnej próbie zaleca się naniesienie na charakterystykę momentu wyzwolenia procedury hamowania. Zadziałanie hamulca głównego i ruchowego może zostać określone poprzez pomiar czasu od naciśnięcia przycisku wyzwalającego do momentu zadziałania krańcówek zamontowanych na hamulcach. W badaniach doświadczalnych uzyskujemy tą wartość poprzez pomiar prędkości kolei i ciśnienia czynnika roboczego hamulców w funkcji czasu (rys. V.3).



Rys.V.3. Charakterystyka  $v(t)$ ,  $HR(t)$  i  $HG(t)$  dla hamowania procedurą SN.

Po określeniu dokładnego czasu zwłoki hamulców mechanicznych, możemy powrócić do weryfikacji obliczeń momentu hamowania dla poszczególnych hamulców (HG i HR).

Kolejnym działaniem w procedurze jest porównanie sumy wyliczonych momentów poszczególnych hamulców z wartością momentów dla procesu hamowania procedurą „Stop-Niebezpieczeństwo”.

Trudnością może być tutaj różnica w czasie zwłoki poszczególnych hamulców. Jeżeli taka występuje, należy sam proces analizować w poszczególnych czasach działania hamulców, a procedurę „Stop-Niebezpieczeństwo” rozpatrywać jedynie przy jednoczesnym działaniu wszystkich hamulców (ostatnia faza hamowania – rys.III.5).

### **V.1.3 Ustawienie wymaganej wartości opóźnienia procesu hamowania kolei linowej**

Ustawienie wymaganego opóźnienia hamowania kolei dla wszystkich poszczególnych procedur należy zacząć od obliczenia wymaganego momentu hamowania dla procedury „Stop-Awaria” i „Stop-Hamulec Główny” przy toku całkowicie obciążonym podczas jazdy do góry. Następnie wyliczoną wartość należy zastosować do obliczenia wartości opóźnienia „Stop-Niebezpieczeństwo” dla tych samych warunków. Obliczone wartości należy zweryfikować poprzez obliczenie maksymalnego teoretycznego momentu hamowania dla siły obwodowej wynikającej z dokumentacji technicznej kolei.

*W celu dokładnego określenia siły docisku szczęk hamulcowych do tarczy należy sporządzić charakterystykę przyłożonej siły w funkcji ugięcia całego pakietu sprężyn talerzowych na maszynie wytrzymałościowej. Jeżeli jest to niemożliwe, należy znaleźć odpowiednią charakterystykę dla zastosowanego rodzaju sprężyn w normach [88] lub w materiałach firm je produkujących [91]. Analiza dokumentacji przeprowadzona w pierwszym etapie powinna być poszerzona o analizę budowy hamulców w celu określenia zakresu ich działania pod względem możliwej siły docisku szczęk do tarczy. Zazwyczaj producenci kolei linowych podają w dokumentacji technicznej maksymalną siłę obwodową, jaką zapewniają hamulce, jednakże po analizie budowy elementów hamulców można wykazać, że ta siła może być większa nawet o 11% (producenci kolei linowych podają maksymalną siłę pochodzącą od 100% ugięcia pojedynczej sprężyny talerzowej [108]).*

Jeżeli przy założeniu czasu zwłoki odpowiednich hamulców obliczone opóźnienie dla procedury „Stop-Niebezpieczeństwo” będzie spełniało kryterium wartości poniżej  $1,25 \text{ m/s}^2$ , należy obliczone momenty hamowania odnieść do wyliczenia wartości opóźnień dla kolejnych procedur.

Obliczenia te powinny być przeprowadzane dla znanych mas obciążeń, które będą stosowane podczas weryfikacyjnych prób hamulcowych.

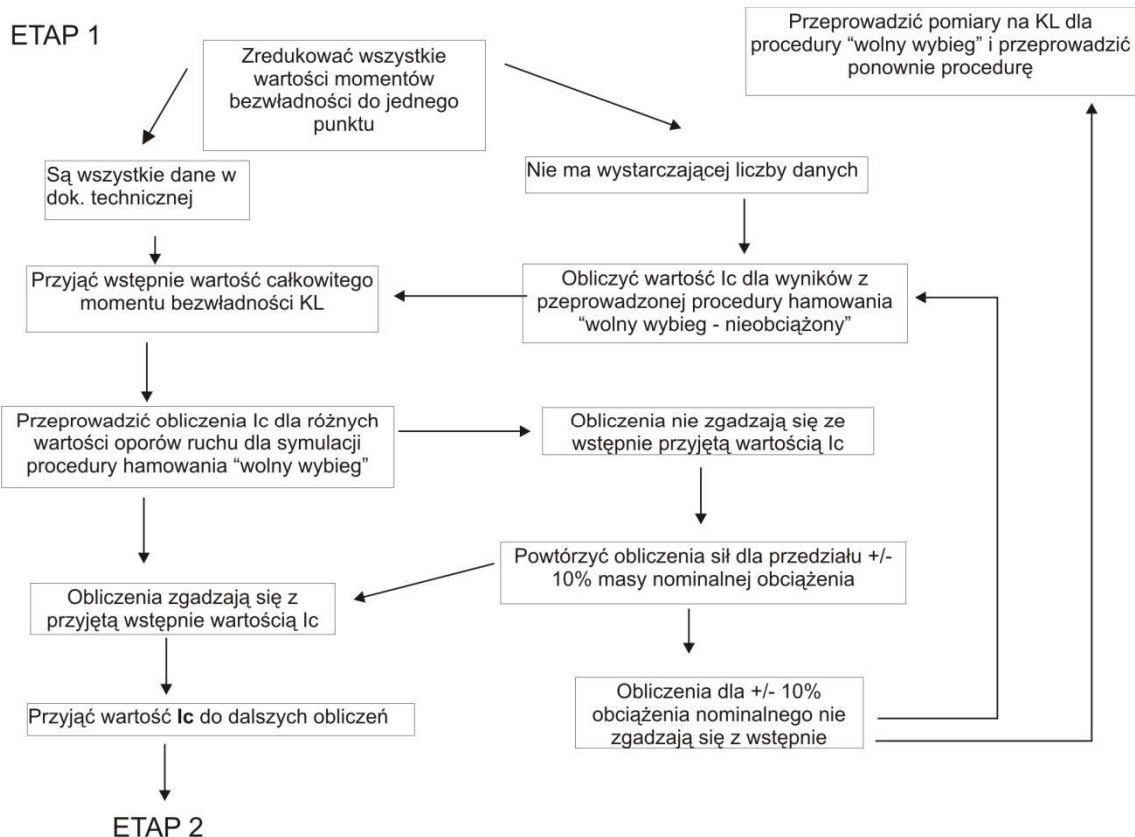
### **V.1.4 Implementacja obliczonych parametrów hamulców na obiekcie rzeczywistym**

Obliczone teoretyczne momenty hamowania dla poszczególnych opóźnień należy ustawić na obiekcie rzeczywistym poprzez odpowiednie dokręcenie pakietów sprężyn talerzowych i sprężyn śrubowych hamulców mechanicznych.

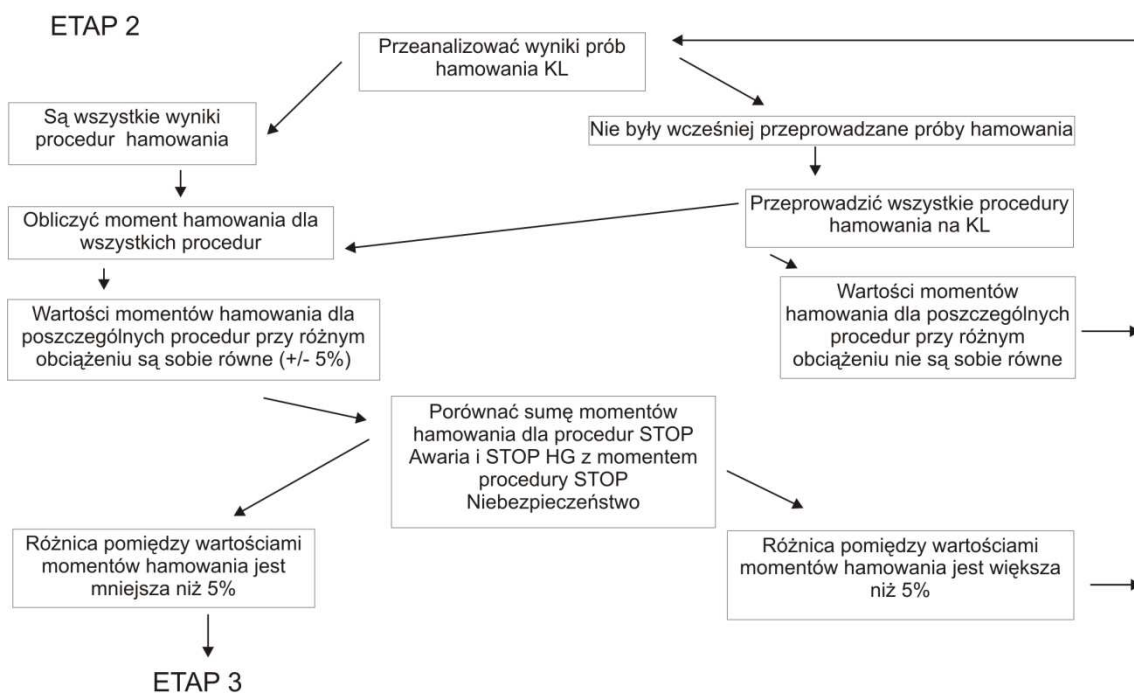
Teoretyczne obliczenia często zaburzane są w praktyce przez czynniki zewnętrzne bądź własności materiałowe poszczególnych elementów, które odbiegają od zakładanych (np. stan powierzchni tarczy hamulców). Szczególny wpływ na proces hamowania mają też warunki atmosferyczne: np. przy niskich temperaturach może wystąpić poślizg na kole napędowym wskutek odkładania się szadzi na linii. Przed przystąpieniem do obliczeń i w czasie weryfikacji na kolei należy przeprowadzić inspekcję wizualną elementów odpowiedzialnych za proces hamowania, jak również, przyjąć naddatek 10% oddziaływań dynamicznych w sytuacjach, gdy hamowanie odbywa się w trudnych warunkach atmosferycznych [5].

### V.1.5 Schemat postępowania przy określaniu wartości momentów hamulca ruchowego i głównego dla zadanej wartości opóźnienia

Etapy przedstawione w procedurze (rys.V.4a-c) opisane są szczegółowo powyżej.

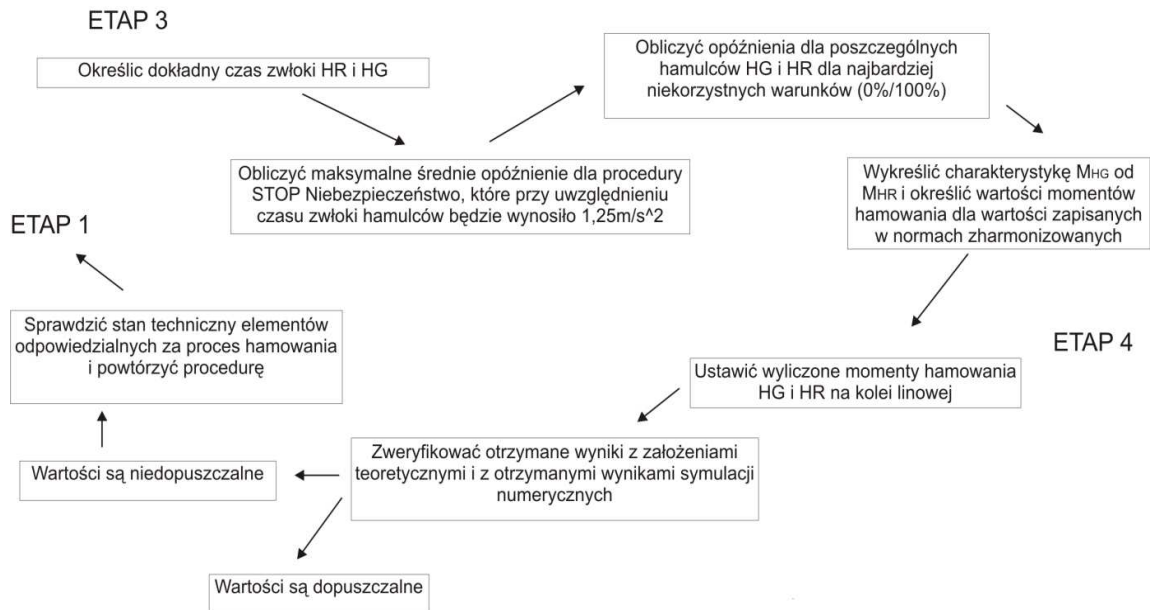


Rys.V.4a. Schemat procedury ustawiania momentów hamujących kolei linowej.



Rys.V.4b. Schemat procedury ustawiania momentów hamujących kolei linowej.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych



Rys.V.4c. Schemat procedury ustawiania momentów hamujących kolei linowej.

## V.2 Przykład dobrania odpowiednich wartości momentów hamowania hamulcami mechanicznymi według przedstawionej procedury

### V.2.1 Etap 1 – Obliczenie całkowitego momentu bezwładności kolei linowej

Całkowity moment bezwładności zredukowany na kole napędowym możemy obliczyć według wzoru (V.1), podstawiając wartości obliczone w rozdziale IV.

Otrzymujemy wstępnie określoną wartość całkowitego momentu bezwładności zredukowanego na koło napędowe.

$$I_{c1} = 5,107 \cdot 10^5 \cdot m^2 \cdot kg$$

Ze względu na niewystarczającą ilość danych w dokumentacji technicznej obiektu (rozd. IV) przeprowadzone zostaną obliczenia całkowitego momentu bezwładności przy uwzględnieniu danych uzyskanych z procedury hamowania „wolny wybieg”. W tym celu zapisano wzór na równowagę zredukowanych momentów działających na koło napędowe (V.7).

$$I_{cww} = \frac{(U_{ww} \cdot \xi + \mu_{loz} \cdot \frac{d_{loz}}{D_{knap}} \cdot (\xi \cdot F_{opww})) \cdot \frac{D_{knap}}{2}}{\varepsilon_{ww}} \quad (V.7)$$

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

Wyniki całkowitego momentu bezwładności dla różnych przyjmowanych współczynników oporów ruchu i obliczoną siłę obwodową dla poszczególnych odcinków kolei oraz jako wartość dla obciążeń zredukowanych podano w tabeli (tab.V.2.).

Kolejnym krokiem określonym w procedurze jest obliczenie całkowitych momentów bezwładności dla tej samej procedury („wolny wybieg”) z uwzględnieniem wyników z pomiarów pod obciążeniem 50% i 100% (tab. V.3 i V.4).

Z wyników przedstawionych w tabelach (tab.V.2-4) wynika, że wartości nie zgadzają się ze wstępnie przyjętym całkowitym momentem bezwładności. Najbardziej zbliżonymi wartościami cechują się wyniki przy współczynniku oporów ruchu  $f=0,05$  i dla nich według procedury zostaną przeprowadzone obliczenia dla zmniejszonej masy obciążenia.

Analizy numeryczne wykazały, że wynikami najbardziej zbliżonymi do założonego momentu bezwładności są wartości uzyskane przy masach 77,5 kg dla obciążenia 100% oraz 72 kg dla obciążenia 50%. Dokładne wartości zostały przedstawione w tabeli (tab.V.5).

W celu weryfikacji masy obciążników zważono 40 losowo wybranych sztuk, używanych do przeprowadzania prób hamowania na kolei linowej „Słotwiny”. Średnia masa obciążnika wyniosła 38,8 kg (77,6 kg/pasażera).

Po powyższej analizie do dalszych obliczeń został przyjęty całkowity moment bezwładności kolei linowej równy:

$$I_{cl} = 5,019 \cdot 10^5 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2.$$

Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

Tab.V.2. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg”.

Wartość współczynnika oporów ruchu	0,05		0,035		0,03		0,025	
	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.
Wartość siły obwodowej [ $N$ ]	$9,299 \cdot 10^3$	$9,299 \cdot 10^3$	$5,695 \cdot 10^3$	$5,695 \cdot 10^3$	$4,494 \cdot 10^3$	$4,494 \cdot 10^3$	$3,293 \cdot 10^3$	$3,292 \cdot 10^3$
Wartość sił tarcia na kole napędowym [ $N$ ]	$3,075 \cdot 10^5$	$3,069 \cdot 10^5$	$3,075 \cdot 10^5$	$3,069 \cdot 10^5$	$3,075 \cdot 10^5$	$3,069 \cdot 10^5$	$3,075 \cdot 10^5$	$3,069 \cdot 10^5$
<b>Całkowity moment bezwładności</b> [ $m^2 \cdot kg$ ]	$5,019 \cdot 10^5$	$5,019 \cdot 10^5$	$3,065 \cdot 10^5$	$3,064 \cdot 10^5$	$2,427 \cdot 10^5$	$2,427 \cdot 10^5$	$1,789 \cdot 10^5$	$1,789 \cdot 10^5$

Tab.V.3. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg” 50% dla nominalnego obciążenia.

Wartość współczynnika oporów ruchu	0,05		0,035		0,03		0,025	
	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.
Wartość siły obwodowej [ $N$ ]	$24,512 \cdot 10^3$	$24,783 \cdot 10^3$	$19,714 \cdot 10^3$	$19,986 \cdot 10^3$	$18,115 \cdot 10^3$	$18,387 \cdot 10^3$	$16,516 \cdot 10^3$	$16,788 \cdot 10^3$
Wartość sił tarcia na kole napędowym [ $N$ ]	$2,884 \cdot 10^5$	$2,875 \cdot 10^5$	$2,895 \cdot 10^5$	$2,887 \cdot 10^5$	$2,899 \cdot 10^5$	$2,891 \cdot 10^5$	$2,903 \cdot 10^5$	$2,895 \cdot 10^5$
<b>Całkowity moment bezwładności</b> [ $m^2 \cdot kg$ ]	$5,396 \cdot 10^5$	$5,456 \cdot 10^5$	$4,343 \cdot 10^5$	$4,403 \cdot 10^5$	$3,992 \cdot 10^5$	$4,052 \cdot 10^5$	$3,641 \cdot 10^5$	$3,701 \cdot 10^5$

Tab.V.4. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg” 100% dla nominalnego obciążenia.

Wartość współczynnika oporów ruchu	0,05		0,035		0,03		0,025	
	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.
Wartość siły obwodowej [ $N$ ]	$37,102 \cdot 10^3$	$37,646 \cdot 10^3$	$31,112 \cdot 10^3$	$31,655 \cdot 10^3$	$29,115 \cdot 10^3$	$29,658 \cdot 10^3$	$16,516 \cdot 10^3$	$16,788 \cdot 10^3$
Wartość sił tarcia na kole napędowym [ $N$ ]	$2,718 \cdot 10^5$	$2,707 \cdot 10^5$	$2,742 \cdot 10^5$	$2,731 \cdot 10^5$	$2,750 \cdot 10^5$	$2,739 \cdot 10^5$	$2,758 \cdot 10^5$	$2,747 \cdot 10^5$
<b>Całkowity moment bezwładności</b> [ $m^2 \cdot kg$ ]	$5,124 \cdot 10^5$	$5,199 \cdot 10^5$	$4,299 \cdot 10^5$	$4,373 \cdot 10^5$	$4,023 \cdot 10^5$	$4,098 \cdot 10^5$	$3,748 \cdot 10^5$	$3,823 \cdot 10^5$



Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

Tab.V.5. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg” przy zmienionych masach obciążenia.

Wartość współczynnika oporów ruchu $f$	0,05			
Zmieniona masa	72kg		77,5 kg	
Obciążenie	50%		100%	
	Poj.	Zred.	Poj.	Zred.
Wartość siły obwodowej [ $N$ ]	$22,601 \cdot 10^3$	$22,845 \cdot 10^3$	$35,989 \cdot 10^3$	$36,516 \cdot 10^3$
Wartość sił tarcia na kole napędowym [ $N$ ]	$2,903 \cdot 10^5$	$2,894 \cdot 10^5$	$2,730 \cdot 10^5$	$2,718 \cdot 10^5$
<b>Całkowity moment bezwładności [ <math>m^2 \cdot kg</math> ]</b>	<b><math>5,019 \cdot 10^5</math></b>	$5,071 \cdot 10^5$	<b><math>5,007 \cdot 10^5</math></b>	$5,08 \cdot 10^5$

Tab.V.6. Wartości parametrów otrzymane z analizy wyników prób hamulcowych na KL „Słotwiny”.

	Rodzaj obciążenia	$\varepsilon_j \left( \frac{1}{s^2} \right)$	$v \left( \frac{m}{s} \right)$	$t_h (s)$	$U_{poj.j} (N)$	$U_{zred.j} (N)$	$F_{op.poj.j} (N)$	$F_{op.zred.j} (N)$	$\mu$
HG	100%/0%	0,408	1,75	1,65	$9,546 \cdot 10^3$	$10,071 \cdot 10^3$	$2,833 \cdot 10^5$	$2,822 \cdot 10^5$	0,0018
	50%/0%	0,363	1,70	1,92	$2,734 \cdot 10^3$	$2,978 \cdot 10^3$	$2,940 \cdot 10^5$	$2,948 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/0%	0,316	1,75	2,29	$-7,087 \cdot 10^3$	$-7,089 \cdot 10^3$	$3,075 \cdot 10^5$	$3,069 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/50%	0,252	1,80	2,97	$-19,761 \cdot 10^3$	$-20,008 \cdot 10^3$	$2,909 \cdot 10^5$	$2,901 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/100%	0,194	1,58	3,39	$-33,018 \cdot 10^3$	$-33,547 \cdot 10^3$	$2,741 \cdot 10^5$	$2,73 \cdot 10^5$	0,0018
HR	100%/0%	0,382	1,69	2,05	$15,486 \cdot 10^3$	$16,011 \cdot 10^3$	$2,81 \cdot 10^5$	$2,798 \cdot 10^5$	0,0018
	50%/0%	0,333	1,69	2,05	$5,083 \cdot 10^3$	$5,326 \cdot 10^3$	$2,943 \cdot 10^5$	$2,934 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/0%	0,283	1,63	2,40	$-5,076 \cdot 10^3$	$-5,078 \cdot 10^3$	$3,075 \cdot 10^5$	$3,069 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/50%	0,220	1,85	3,50	$-17,217 \cdot 10^3$	$-17,464 \cdot 10^3$	$2,915 \cdot 10^5$	$2,907 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/100%	0,166	1,78	4,35	$-30,336 \cdot 10^3$	$-30,865 \cdot 10^3$	$2,752 \cdot 10^5$	$2,74 \cdot 10^5$	0,0018
STOP Nieb.	100%/0%	0,604	1,45	1,00	$-5,7178 \cdot 10^3$	$-5,194 \cdot 10^3$	$2,893 \cdot 10^5$	$2,881 \cdot 10^5$	0,0018
	50%/0%	0,592	1,28	0,9	$-15,142 \cdot 10^3$	$-14,900 \cdot 10^3$	$2,989 \cdot 10^5$	$2,981 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/0%	0,554	1,62	1,22	$-21,413 \cdot 10^3$	$-21,410 \cdot 10^3$	$3,075 \cdot 10^5$	$3,069 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/50%	0,475	1,68	1,48	$-37,182 \cdot 10^3$	$-37,429 \cdot 10^3$	$2,869 \cdot 10^5$	$2,861 \cdot 10^5$	0,0018
	0%/100%	0,395	1,60	1,68	$-53,026 \cdot 10^3$	$-53,556 \cdot 10^3$	$2,652 \cdot 10^5$	$2,663 \cdot 10^5$	0,0018

### V.2.2 Etap 2 – Weryfikacja całkowitego momentu bezwładności kolei linowej

Analiza danych do dalszych obliczeń została przeprowadzona na podstawie raportu z prób hamowania, które odbyły się na KL „Słotwiny” w listopadzie 2012 roku. Podczas nich zarejestrowano wszystkie procedury hamowania przy odpowiednich obciążeniach, które zostały wstępnie określone w etapie I poniższej procedury.

Sporządzone charakterystyki pozwoliły na określenie opóźnień, przyspieszeń kątowych, czasów hamowania dla poszczególnych procedur oraz czasu zwłoki hamulców mechanicznych. Dane do obliczeń uzyskane podczas analizy zarejestrowanych wyników pomiarów procesów hamowania [102] zostały przedstawione w tab.V.6.

Następnym krokiem według określonej powyżej procedury jest obliczenie momentu hamowania dla konkretnego sposobu zatrzymania kolei linowej przy różnych obciążeniach urządzenia (tab.V.7-9). Korzystając ze wzoru (V.7) i uwzględniając moment hamowania, otrzymujemy wzór (V.8).

$$M_{HG/HR/SN} = \frac{(U_{ww} \cdot \xi + \mu_{loz} \cdot \frac{d_{loz}}{D_{knap}} \cdot (\xi \cdot F_{opww})) \cdot \frac{D_{knap}}{2}}{I_{cww} \cdot \varepsilon_{ww}} \quad (V.8)$$

*Przy obliczaniu momentu hamowania hamulcem ruchowym we wzorze(V.8) uwzględniana jest wartość przełożenia przekładni, która wynika z procesu redukcji.*

- Obliczenie momentu hamowania HG

Tab.V.7. Momenty hamowania HG dla obliczonej siły obwodowej.

	$M_{HG}(\text{poj.})$ (N·m)	$M_{HG}(\text{zred.})$ (N·m)	Błąd względny pomiędzy $M_{HG}$ , a $M_{HG}$ dla 0%/0% (Poj.) (%)	Błąd względny pomiędzy $M_{HG}$ , a $M_{HG}$ dla 0%/0% (Zred.) (%)
100%/0%	$69,2 \cdot 10^3$	$68,9 \cdot 10^3$	-1,7	-2,045
50%/0%	$69,8 \cdot 10^3$	$69,9 \cdot 10^3$	-0,341	-0,67
0%/0%	$70,4 \cdot 10^3$	$70,4 \cdot 10^3$	0	0
0%/50%	$70,3 \cdot 10^3$	$70,0 \cdot 10^3$	-0,17	-0,511
0%/100%	$71,5 \cdot 10^3$	$71,4 \cdot 10^3$	1,64	1,42

Maksymalny moment hamowania hamulcem głównym, jaki można uzyskać według dokumentacji technicznej kolei linowej „Słotwiny” [108], to  $M_{HG\text{maxdok.}} = 102,5 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Jednakże po przeanalizowaniu rysunku złożeniowego hamulca głównego [111] można stwierdzić, że moment ten może być jeszcze większy [91]. Uwzględniając maksymalne ugięcie sprężyn przy zapewnieniu odpowiedniej szczeliny pomiędzy szczękami hamulca a tarczą (2 mm), tak aby mogły one się rozprężyć do zadanego położenia, uzyskamy minimalny ścisk pojedynczego pakietu sprężyn talerzowych większy o 4 mm. Po przełożeniu tych parametrów na stosunek ugięcia całego pakietu do jego maksymalnej wartości otrzymujemy ugięcie równe 76%, co pozwala przyjąć maksymalną siłę dociskającą na poziomie  $154,25 \cdot 10^3 \text{ N}$  (jeden hamulec), zakładając współczynnik tarcia między

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

tarczą, a szczękami hamulca na poziomie 0,4. Powyższe parametry pozwalają otrzymać moment hamowania jednym hamulcem równy  $M_{HGmax}' = 126,48 \cdot 10^3 N \cdot m$  [88].

Maksymalna siła hamowania (siła obwodowa zredukowana na średnicę działania HG) zespołem hamulców głównych wynosi  $123,4 \cdot 10^3 N$ .

- Obliczenie momentu hamowania HR

Momenty hamowania hamulcami ruchowymi dla poszczególnych procedur zostały przedstawione w tab.4.13. i tab.4.14.

Tab.V.8. Momenty hamowania HR.

	$M_{HR}(poj.)$ (N·m)	$M_{HR}(zred.)$ (N·m)	Błąd względny pomiędzy $M_{HR}$ , a $M_{HR}$ dla 0%/0% (Poj.) (%)	Błąd względny pomiędzy $M_{HR}$ , a $M_{HR}$ dla 0%/0% (Zred.) (%)
100%/0%	836	835	-2,4	-1,1
50%/0%	851	844	-0,6	0
0%/0%	856	844	0	0
0%/50%	840	835	-1,9	-1,1
0%/100%	870	866	1,6	2,6

Możliwy do uzyskania moment hamowania HR (dla dwóch hamulców) mieści się w przedziale  $0,825 - 3,395 kNm$  [108].

- Obliczenie momentu hamowania dla procedury „Stop-Niebezpieczeństwo”

Tab.V.9. Momenty hamowania „Stop-Niebezpieczeństwo”.

	$M_{SN}(poj.)$ (N·m)	$M_{SN}(zred.)$ (N·m)	Błąd względny pomiędzy $M_{SN}$ , a $M_{SN}$ dla 0%/0% (Poj.) (%)	Błąd względny pomiędzy $M_{SN}$ , a $M_{SN}$ dla 0%/0% (Zred.) (%)
100%/0%	$130,4 \cdot 10^3$	$129,5 \cdot 10^3$	-2,20	-1,81
50%/0%	$133,2 \cdot 10^3$	$132,0 \cdot 10^3$	0,03	1
0%/0%	$133,2 \cdot 10^3$	$131,9 \cdot 10^3$	0	0
0%/50%	$132,8 \cdot 10^3$	$131,6 \cdot 10^3$	0,30	-1,37
0%/100%	$133,6 \cdot 10^3$	$131,4 \cdot 10^3$	1,03	-1,45

Na podstawie powyższych wyników otrzymanych w toku obliczeń można stwierdzić, że siły w poszczególnych procedurach hamowania mieszczą się w wartościach dla zakładanego kryterium błędu względnego +/- 5%.

Kolejnym krokiem procedury jest porównanie otrzymanych momentów dla procedury „Stop-Niebezpieczeństwo” z sumą momentów procedur HG („Stop-Hamulec Główny”) i HR („Stop-Awaria”). Porównane wartości zostały zamieszczone w tabeli (tab.V.10.).

Tab. V.10. Porównanie wartości pomiędzy procedurami hamowania SN i HG+HR.

	$M_{SN}$ (poj.) (N·m)	$\sum(M_{HG} + M_{HR})$ (poj.) (N·m)	$M_{SN}$ (zred.) (N·m)	$\sum(M_{HG} + M_{HR})$ (zred.) (N·m)
100%/0%	$130,4 \cdot 10^3$	$130,3 \cdot 10^3$	$129,6 \cdot 10^3$	$130,0 \cdot 10^3$
50%/0%	$133,3 \cdot 10^3$	$132,4 \cdot 10^3$	$132,0 \cdot 10^3$	$131,7 \cdot 10^3$
0%/0%	$133,2 \cdot 10^3$	$130,0 \cdot 10^3$	$131,9 \cdot 10^3$	$132,1 \cdot 10^3$
0%/50%	$132,8 \cdot 10^3$	$131,6 \cdot 10^3$	$131,6 \cdot 10^3$	$131,0 \cdot 10^3$
0%/100%	$133,7 \cdot 10^3$	$135,1 \cdot 10^3$	$131,4 \cdot 10^3$	$134,7 \cdot 10^3$

Porównując błędy względne wartości pomiędzy procedurami, otrzymujemy (tab.V.11.):

Tab.V.11. Porównanie wartości błędów względnych pomiędzy procedurami hamowania SN i HG+HR.

	$\left(\frac{\sum(M_{HG} + M_{HR})}{M_{SN}} - 1\right) \cdot 100\%$	$\left(\frac{\sum(M_{HGzr} + M_{HRzr})}{M_{SNzr}} - 1\right) \cdot 100\%$
100%/0%	-0,06	0,34
50%/0%	-0,69	-0,24
0%/0%	-0,21	0,15
0%/50%	-0,843	-0,395
0%/100%	1,11	2,55

Wyniki porównania wartości spełniają założone kryterium błędu względnego 5%. Rozbieżność powyższych wyników sumy momentów dla poszczególnych procedur hamowania jest bardzo mała ze względu na ich rząd wartości. Niedokładności te mogą być spowodowane błędami w odczycie otrzymanych wyników, jak i brakiem możliwości określenia, czy zdwojone hamulce były wyzwalane w tym samym czasie, czy nie (w powyższych obliczeniach założono brak różnicy między wyzwalaniem poszczególnych hamulców).

Do kolejnego etapu procedury, przyjmuje się wartości obliczone dla obciążeń zredukowanych ponieważ ich zapis matematyczny jest zdecydowanie krótszy, a różnica wartości pomiędzy nimi, a wartościami liczonymi dla obciążeń w pojedynczo rozpatrywanych przęśtach wynosi mniej niż 1,5%.

### V.2.3 Etap 3 – Wyznaczenie czasu zwłoki hamulców mechanicznych

Pierwszym krokiem tego etapu jest określenie czasu zwłoki hamulców mechanicznych na podstawie charakterystyk sporządzonych podczas prób hamowania [102]. Czas ten został podany w tabeli (tab.V.12).

Tab.V.12. Czas zwłoki hamulców mechanicznych.

	Rodzaj obciążenia	Czas hamownia $t_h$ (s) liczony od momentu spadku charakterystyki prądowej	Czas zwłoki w zadziałaniu hamulców $t_{zwłoki}$ (s) określony na podstawie charakterystyki prędkości
<b>HG</b>	100%/0%	2,10	0,40
	50%/0%	2,50	0,50
	0%/0%	2,87	0,50
	0%/50%	3,25	0,45
	0%/100%	3,71	0,50
<b>HR</b>	100%/0%	2,15	0,25
	50%/0%	2,50	0,25
	0%/0%	2,84	0,23
	0%/50%	3,65	0,23
	0%/100%	4,80	0,27
<b>STOP Niebezpieczeństwo</b>	100%/0%	1,73	0,25 (HR) i 0,45(HG)
	50%/0%	2,00	0,25(HR) i 0,50(HG)
	0%/0%	2,10	0,25(HR) i 0,45(HG)
	0%/50%	2,05	0,24(HR) i 0,5(HG)
	0%/100%	2,93	0,25(HR) i 0,5(HG)

Dodatkowo wstępnie został określony czas zaniku prądu od momentu naciśnięcia przycisku wyzwalającego procedurę do zaniku wartości prądu:  $t_p = 0,05 - 0,10(s)$ .

### V.3 Analiza procedury hamowania „Stop-Niebezpieczeństwo” w aspekcie ustawienia wartości średniej całkowitego opóźnienia systemu kolei linowej

#### Założenia wstępne do równań quasi-dynamicznych:

- Prędkość kolei linowej  $v_p = 2,12 \frac{m}{s}$
- Czas zwłoki HR:  $t_{HR} = 0,25s$
- Czas zwłoki HG:  $t_{HG} = 0,50s$
- Zdwojone hamulce ruchowe działają z tym samym opóźnieniem i mają ten sam czas zwłoki.
- Zdwojone hamulce główne działają z tym samym opóźnieniem i mają ten sam czas zwłoki.
- Całkowity czas procesu hamowania musi być równy  $t_{hSN100/0} = 1,696s$ .
- Obciążenie układu: 100% do góry dla masy jednostkowej pasażera  $m_p = 77,5kg$ .

### V.3.1 Pierwsza faza procesu hamowania – „wolny wybieg”

Napęd kolei linowej został wyłączony, a na cały układ zaczyna działać opóźnienie zależne od siły grawitacji i sumy wszystkich sił oporu. Czas działania tego opóźnienia jest równy czasowi zwłoki HR.

Obliczenie opóźnienia  $b_{ww}$  wg wzoru (V.9), który został otrzymany z przekształcenia wzoru (V.8):

$$\begin{aligned}
 b_{ww} = & \frac{\frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot H}{2} \cdot (q_{zredo} - q_{zredn}) + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot f \cdot C}{2} \cdot (q_{zredo} + q_{zredn}) + \xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot F_N}{\frac{2 \cdot I_{c1}}{D_{knap}} + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} + q_{zredn}) - \frac{\mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} - q_{zredn})} + \\
 & + \frac{-\frac{\xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot (q_{zredo} + q_{zredn}) \cdot G_{st}}{2} + \frac{\xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot f \cdot C}{2} \cdot (q_{zredo} - q_{zredn})}{\frac{2 \cdot I_{c1}}{D_{knap}} + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} + q_{zredn}) - \frac{\mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} - q_{zredn})} \quad (V.9)
 \end{aligned}$$

$$b_{ww} = 0,32 \frac{m}{s^2}$$

$$v_{HRSN100/0} = 2,017 \frac{m}{s} \text{ – prędkość, przy której zaczynają działać hamulce ruchowe.}$$

### V.3.2 Działanie zespołu hamulców HR

Drugą fazą procesu hamowania jest opóźnienie wywołane dodatkowo przez moment hamujący pochodzący od hamulców ruchowych. Wartość jego należy ustawić poprzez dokręcenie śruby nastawczej hamulca ruchowego [113].

Przyjęto moment hamowania dla zespołu hamulców ruchowych  $M_{HRSN100/0} = 1050 Nm$ .

Całkowite opóźnienie wywołane w tym etapie opisane jest wzorem (V.10):

$$b_{HR} = \frac{\frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot H}{2} \cdot (q_{zredo} - q_{zredn}) + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot f \cdot C}{2} \cdot (q_{zredo} + q_{zredn}) + \xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot F_N}{\frac{2 \cdot I_{c1}}{D_{knap}} + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} + q_{zredn}) - \frac{\mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} - q_{zredn})} +$$

$$+ \frac{-\frac{\xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz}}{2} \cdot (q_{zredo} + q_{zredn}) \cdot G_{st} + \frac{\xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot f \cdot C}{2} \cdot (q_{zredo} - q_{zredn}) + i_p \cdot M_{HR}}{\frac{2 \cdot I_{c1}}{D_{knap}} + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} + q_{zredn}) - \frac{\mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} - q_{zredn})} \quad (V.10)$$

$$b_{HRSN100/0} = 1,016 \frac{m}{s^2}$$

$$v_{HRSN100/0} = 1,763 \frac{m}{s} \text{ – prędkość, przy której zaczynają działać dodatkowo hamulce główne.}$$

### V.3.3 Ustawienie momentu hamowania HG

Ostatnią fazą procesu jest ustawienie takiego momentu hamowania zespołem hamulców głównych, żeby układ wyhamował z prędkości  $v_{HRSN100/0}$  do 0 w założonym czasie  $t_{HRHGSN100/0}$ . Czas hamowania musi zostać obliczony wzorem (V.11).

$$t_{HRHGSN100/0} = t_{hSN100/0} - t_{HGSN100/0} \quad (V.12)$$

gdzie:  $t_{HRHGSN100/0}$  - czas hamowania obydwoma zespołami hamulców mechanicznych,  
 $t_{HGSN100/0}$  - czas zwłoki po którym zaczyna działać zespół hamulców głównych.

Moment HG obliczany jest ze wzoru (V.12).

$$M_{HG} = \left[ \frac{2 \cdot I_{c1}}{D_{knap}} + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} + q_{zredn}) - \frac{\mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot G_{st}}{2 \cdot g} (q_{zredo} - q_{zredn}) \right] \cdot b_{HRHG} -$$

$$- \left( \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot H}{2} \cdot (q_{zredo} - q_{zredn}) + \frac{\xi \cdot D_{knap} \cdot f \cdot C}{2} \cdot (q_{zredo} + q_{zredn}) + \xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot F_N - \right. \quad (V.12)$$

$$\left. - \frac{\xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz}}{2} \cdot (q_{zredo} + q_{zredn}) \cdot G_{st} + \frac{\xi \cdot \mu_{loz} \cdot d_{loz} \cdot f \cdot C}{2} \cdot (q_{zredo} - q_{zredn}) + i_p \cdot M_{HR} \right)$$

Wymagana wartość momentu hamulców głównych wynosi:

$$M_{HGSN100/0} = 147,5 \cdot 10^3 Nm$$

Natomiast całkowite opóźnienie dla tego etapu wynosi  $b_{HRHGSN100/0} = 1,476 \frac{m}{s^2}$ .

### V.3.4 Weryfikacja numeryczna – obliczenia opóźnień dla wszystkich procedur hamowania przy różnych stanach obciążeniowych

Weryfikacja przyjętych wartości momentów hamowania poszczególnych zespołów hamulców mechanicznych polegała na obliczeniu średnich opóźnień dla pozostałych procedur przy różnym obciążeniu toków kolei (Tab.V.13.) i odniesieniu ich do wartości wymaganych przez Transportowy Dozór Techniczny.

Założenia wstępne dla pozostałych procedur hamowania:

- momenty hamowania zespołami hamulców ruchowych igłownych pozostają niezmiennie,
- masa jednostkowa obciążenia dla 50% wynosi 72 kg, a dla 100% – 77,5 kg.

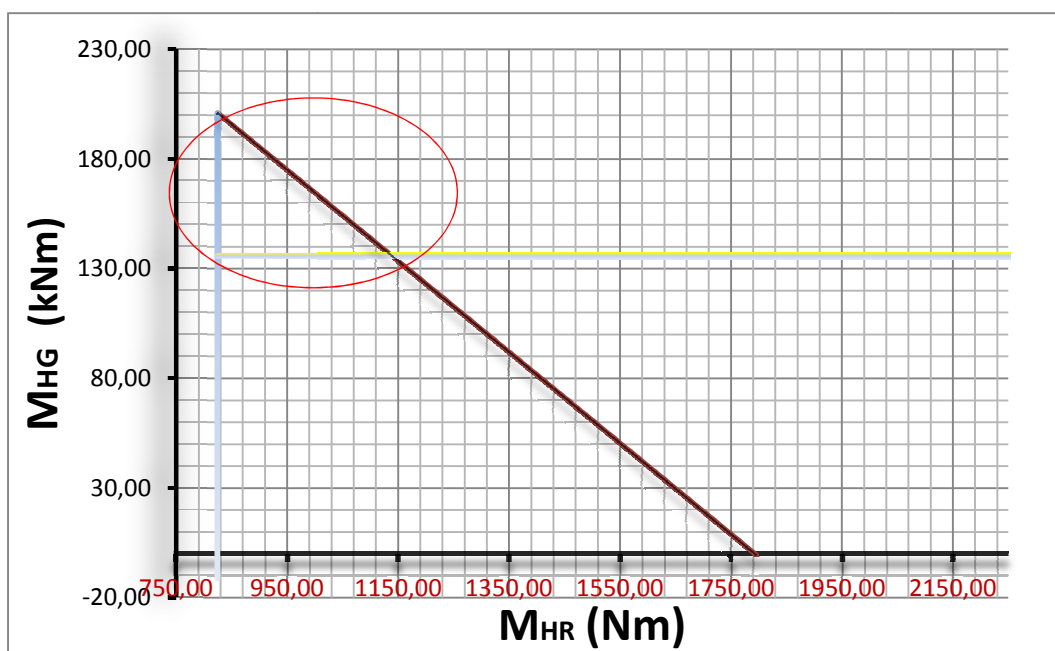
Tab.V.13. Wartości średnich opóźnień dla poszczególnych procedur hamowania.

	<b>Rodzaj obciążenia</b>	$b\left(\frac{m}{s^2}\right)$ średnie opóźnienia dla poszczególnych procedur hamowania
<b>STOP</b> <i>Niebezpieczeństwo</i>	100%/0%	1,25
	50%/0%	1,17
	0%/0%	1,09
	0%/50%	0,96
	0%/100%	0,82
<b>HR</b>	100%/0%	0,90
	50%/0%	0,79
	0%/0%	0,68
	0%/50%	0,55
	0%/100%	0,41
<b>HG</b>	100%/0%	0,86
	50%/0%	0,75
	0%/0%	0,64
	0%/50%	0,52
	0%/100%	0,39

Obliczone wartości średnich opóźnień dla poszczególnych procedur hamowania mieszczą się w granicach określonych w normie zharmonizowanej [85].

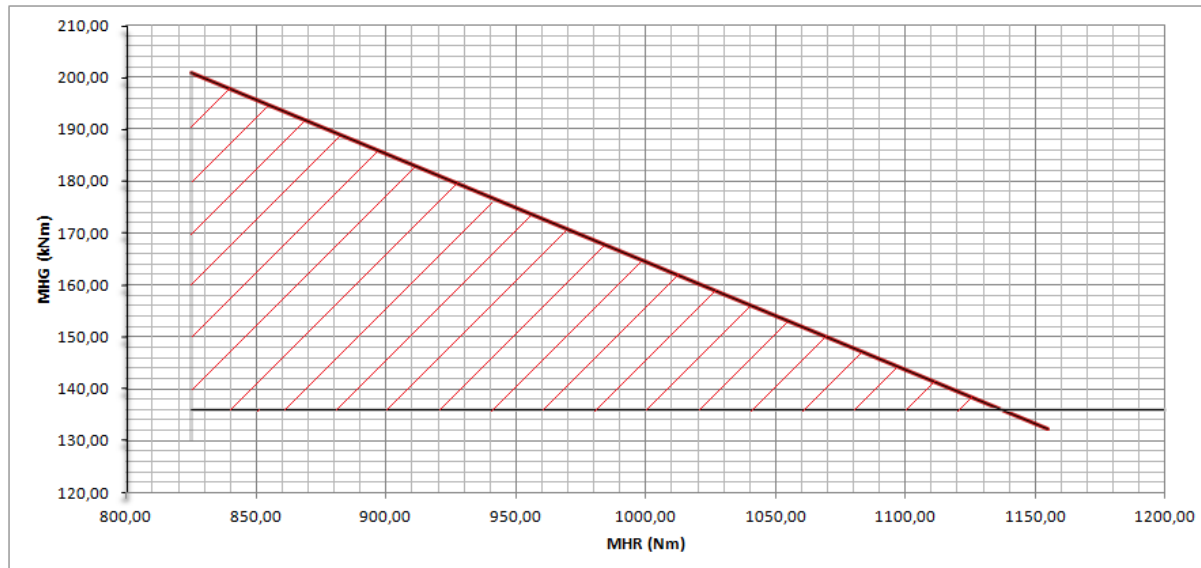
Jednakże żeby dokładnie określić zakres ustawienia momentów hamowania w zależności od wymaganych średnich wartości opóźnień, należy przeprowadzić obliczenia dla wcześniej określonych przedziałów wartości sił pochodzących od hamulców mechanicznych. Na podstawie tych działań sporządzono charakterystyki momentów hamowania hamulcami ruchowymi i głównymi dla kolei linowej „Słotwiny” (rys.V.5).





Rys.V.5. Charakterystyka zależności pomiędzy momentami hamowania hamulcami głównymi i ruchowymi.

Obszar zakreślony na charakterystyce (czerwone kółko) podaje zakres wartości ustawienia momentów hamowania HG i HR przy zachowaniu warunku średniego opóźnienia określonego w normie zharmonizowanej, na rysunku został on powiększony (rys.V.6).



Rys.V.6. Charakterystyka zależności momentów hamowania hamulcami mechanicznymi zgodnymi z warunkami określonymi w normie zharmonizowanej.

## **V.4 Podsumowanie**

Przedstawione i zweryfikowane procedury ustawiania zespołów hamulców mechanicznych kolei linowej pozwalają w dokładny sposób uzyskać wymagane opóźnienie całkowite urządzenia. Działania te są istotne z punktu widzenia okresowych odbiorów technicznych prowadzonych przez Transportowy Dozór Techniczny, a w praktyce wdrożenie tych procedur zapewni szybsze ustawienie zespołów hamulcowych przez obsługę kolei. Dodatkową wartością mającą wpływ na wydłużenie niezawodności urządzenia jest zmniejszenie liczby prób hamulcowych pod maksymalnym obciążeniem podczas ustawiania zespołów hamulcowych.

Zweryfikowane równania quasi-dynamiczne kolei linowej w sposób wystarczający opisują zmiany ogólnych parametrów kinematycznych urządzenia. Jednakże chcąc je analizować i symulować przy podwyższonych wartościach, należy znać odpowiedź poszczególnych elementów układu (np. krzesel) na te zmiany. Dlatego też, równania te nie są wystarczające do pełnego opisu dynamiki kolei linowej i należy wykorzystać opracowany model matematyczny systemu (rozdz. III).

## VI. Identyfikacja wartości dynamicznych modelu matematycznego

Przed przystąpieniem do rozwiązywania modeli numerycznych należy przeprowadzić proces identyfikacji parametrów określających własności dynamiczne modelowanych obiektów [16,21,28]. Analiza modalna pozwala na oszacowanie części wymaganych parametrów, tj. tłumienia i częstotliwości drgań własnych liny nośno-napędowej [23]. Dodatkowo należy określić wartość modułu sprężystości liny, sztywność elementów sprężystych, tłumienie ruchu harmonicznego pojazdu oraz współczynnik tarcia pomiędzy szczękami a tarczą hamulców mechanicznych w zależności od zmiany temperatury podczas procesu hamowania [17].

Analiza modalna została przeprowadzona tzw. metodą eksploatacyjną, mimo że próby hamulcowe były realizowane bez udziału pasażerów. Wszystkie parametry pracy urządzenia i ustawienia sił wymuszających były takie same, jak podczas normalnej eksploatacji kolei.

### VI.1 Moduł sprężystości liny nośno-napędowej

Rozważając zagadnienie zachowania liny nośno-napędowej podczas procesów hamowania w aspekcie statyki i dynamiki tego procesu, należy wyznaczyć moduł sprężystości liny, który wpływa na dwa istotne parametry: sztywność poprzeczną ( $E_{liny} I_{liny}$ ) (pomijana w modelu dynamicznym) oraz wzdłużną ( $E_{liny} A_{liny}$ ) cięgna.

Lina nośno-napędowa posiada niejednorodną strukturę, co powoduje iż moduł sprężystości wzdłużnej ( $E_{liny}$ ), jako część wspólna powyższych parametrów, nie jest stały i zmienia się m.in. wraz ze zmianą rodzaju obciążenia czy konstrukcją liny. Dlatego ze względu na jego niestabilność niektórzy producenci lin używają pojęcia „pozornego” modułu sprężystości [92].

Wzór na obliczenie wartości modułu sprężystości dla lin nośnych w urządzeniach górniczych został przedstawiony przez [2,7]. Niestety nie można zastosować go do lin pracujących na kolejach linowych ze względu na działające na linę obciążenia poprzeczne, a nie wzdłużne, jak to ma miejsce w górniczych maszynach wyciągowych. Stosowanie wzorów obliczeniowych bez przeprowadzonej weryfikacji może również nie być dość dokładne. Jak wykazuje [7], istnieje duża różnica pomiędzy otrzymanymi, w sposób doświadczalny, wartościami modułu sprężystości dla obciążenia statycznego i dynamicznego. Różnica ta, według przeprowadzonych badań poddających ciężno obciążeniom dynamicznym, może być równa nawet 40%. Podobne wnioski zostały zaobserwowane i opisane w [4,77].

Niektórzy autorzy podają dokładne wartości modułu sprężystości dla cięgna, uzależniając je od rodzaju konstrukcji liny, czasu eksploatacji, zastosowanego typu rdzenia oraz jej siły naciągu [3]. Analizując te wartości, można wnioskować, że współczynnik sprężystości zwiększa swoją wartość wraz z czasem eksploatacji liny, a jak udowadnia [92], również ze wzrostem jej przekroju metalicznego.

Wartości modułu sprężystości podawane przez [3] wahają się w zakresie  $90-130GPa$ , a według [69] wartość ta wynosi  $147GPa$ . Natomiast producent lin stalowych Bridon [92] zaleca przyjmowanie wartości do obliczeń ok.  $13500000psi$  co po przeliczeniu jednostek na układ SI wynosi ok.  $93,09GPa$ . Jeszcze mniejsze wartości modułu sprężystości wzdłużnej dla lin nośno-napędowych przytaczane są w [76], gdzie zostały określone na poziomie  $70GPa$ . Natomiast autorzy w [32,37,48], symulując procesy przyspieszania i hamowania kolei, zakładają wartość modułu sprężystości wzdłużnej ponad  $200GPa$ .

Chcąc uzyskać dokładniejszą wartość modułu sprężystości, należy przeprowadzić badania doświadczalne na odcinku liny, poddając ją próbie rozciągania w granicach prawa Hooke'a, jak wykonywał to [7] dla lin górniczych. Niestety dla cięgna kolei linowej „Słotwiny” nie było możliwości przeprowadzenia doświadczalnej próby wyznaczenia modułu sprężystości wzdłużnej ze względu na brak jego odcinka.

W pracach naukowych obejmujących zagadnienie lin stalowych, z powodu dużych trudności w wyznaczeniu dokładnej wartości modułu sprężystości, zaleca się przyjąć odpowiedni przedział wartości, dla którego przeprowadzone zostaną dalsze obliczenia [21].

#### **VI.1.1 Laboratoryjna metoda wyznaczenia modułu sprężystości**

Jeżeli chodzi o drugi parametr – sztywność poprzeczną  $E_{liny} I_{liny}$ , w akredytowanym Laboratorium Badawczym Technicznych Środków Transportu i Materiałów (AGH-KTL) została przeprowadzona próba zginania cięgna jednostronnie zamocowanego o różnych konstrukcjach (rys.VI.1).



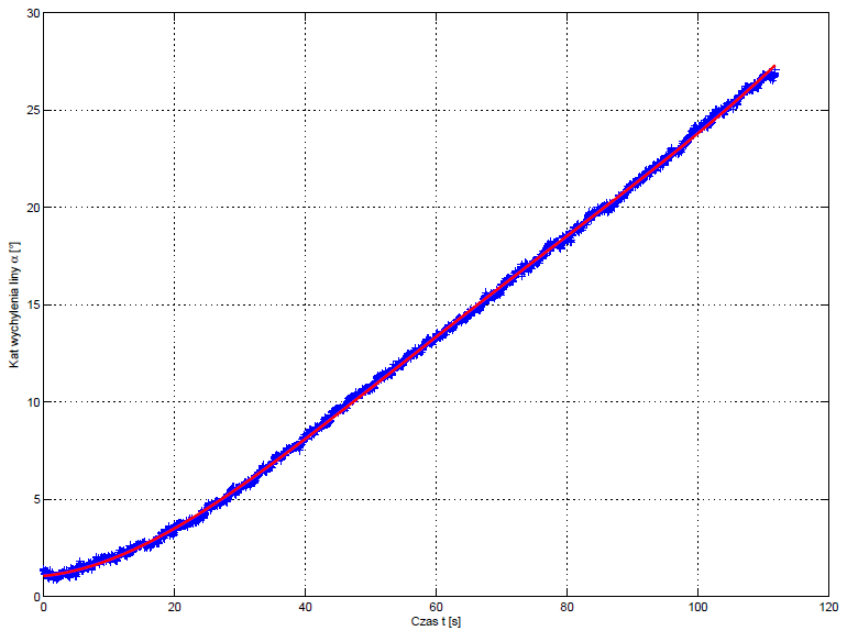
Rys.VI.1. Próba zginania jednostronnie zamocowanego cięgna.

Badania doświadczalne polegały na zamocowaniu odcinka liny osią prostopadle w kierunku wymuszenia siłowego. Siła uginająca cięgno uzyskiwana była poprzez mechanizm śrubowy, a jej pomiar następował poprzez czujnik siły CL 15, zainstalowany na torze pomiarowym. Wartości strzałki ugięcia liny od osi pionowej, jak również zmiana kąta, pod jakim działała siła zginająca w funkcji czasu, były rejestrowane a następnie analizowane programie Matlab dzięki wykorzystaniu metody wizyjnej na podstawie zapisów z kamery cyfrowej (rys.VI.2.).

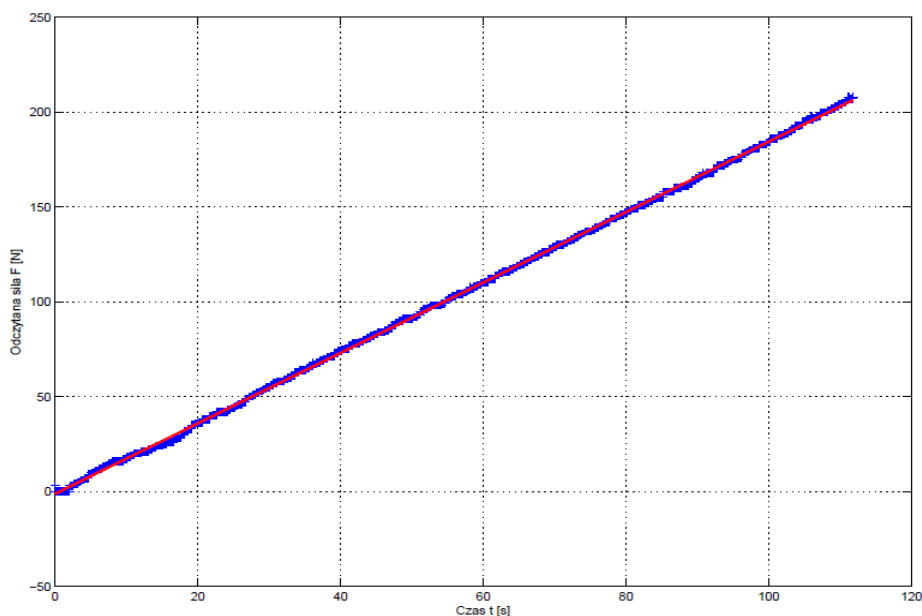


Rys.VI.2. Próba zginania jednostronnie zamocowanego cięga z wykorzystaniem metody wizyjnej.

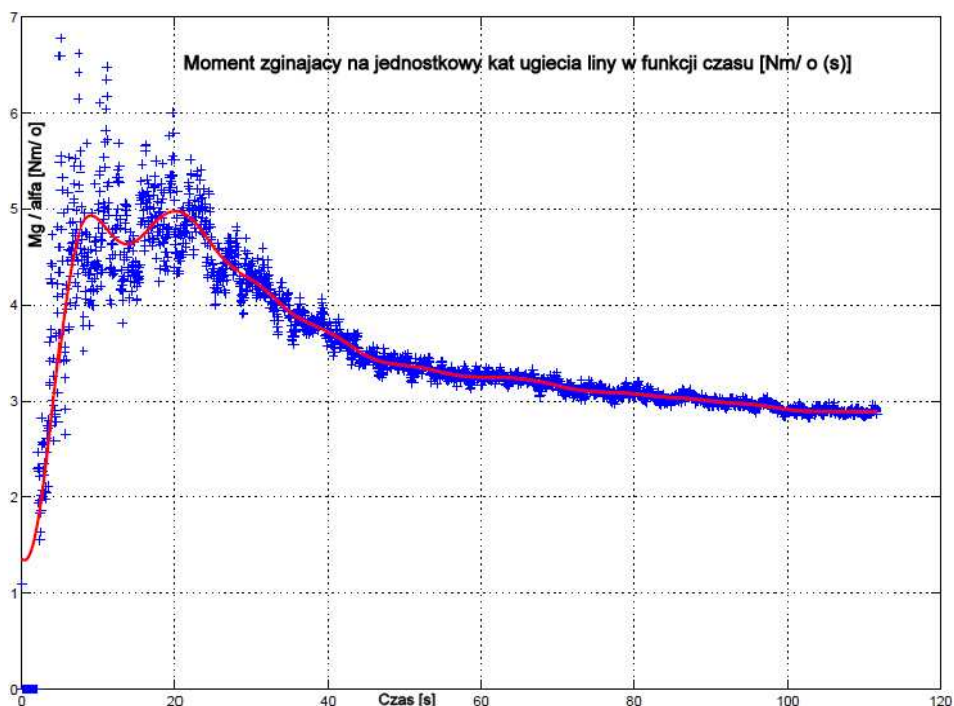
Otrzymane wyniki analizy wizyjnej zostały przedstawione na poniższych charakterystykach (rys.VI.3-5).



Rys.VI.3. Charakterystyka kąta wychylenia cięga w funkcji czasu.



Rys.VI.4. Charakterystyka siły zginającej cięgno w funkcji czasu.



Rys.VI.5. Charakterystyka momentu zginającego na jednostkowy kąt ugięcia w funkcji czasu.

Geometryczny moment bezwładności cięgna został obliczony dla wartości przekroju metalicznego poszczególnych drutów w splotkach liny podanego przez producenta liny – firmę Fatzer, a przy uwzględnieniu twierdzenia Steinera został on zredukowany do osi cięgna.

Wartość geometrycznego momentu bezwładności otrzymana przy zastosowaniu tego podejścia okazała się zbyt wysoka w stosunku do wartości podawanych przez producentów lin stalowych [92]. Spowodowane było to nieuwzględnieniem rdzenia liny i obliczeniem samej wartości momentu bezwładności jak dla elementu rurowego.

Dlatego obliczono geometryczny moment bezwładności jak dla elementu prętowego, przyjmując odpowiednio zmniejszoną średnicę liny.

$$I_{geom} = 45330mm^4$$

$$E_{obl.} = \frac{F_{wym.} \cdot l_{prób.}}{3 \cdot f_{zm.} \cdot I_{geom.}} [MPa] \quad (VI.1)$$

Otrzymane wyniki (dla dwóch różnych konstrukcji lin) po podstawieniu ich do wzoru na strzałkę ugięcia belki jednostronnie utwierdzonej (VI.1), podanego przez autorów w [26], nie dały zadowalających wyników. Wartości otrzymanych modułów sprężystości były o dwa rzędy mniejsze niż oczekiwane i oscylowały wokół  $1GPa$ . Przeprowadzone badania doświadczalne wykazały, że nie da się tą metodą wyznaczyć wartości modułu sprężystości, rozpatrując sprężyste ciągnio jak sztywną belkę.

## VI.2 Obliczenia statycznego modułu sprężystości

W celu sprawdzenia wartości statycznego modułu sprężystości  $E_s$  dla liny nośno-napędowej, który mógłby stanowić wartość początkową przyjmowaną w symulacjach numerycznych skorzystano ze wzoru (VI.2) przedstawionego w [6,14].

$$S_{H_i}^3 + S_{H_i}^2 E_s A_{liny} \left( 1 - \frac{1}{s_0} (l_i - s_0 \gamma_i \Delta T) \right) = \frac{E_s A_{liny}}{2s_0} \sum_{i=1}^n \int_0^l \cos \alpha_i Q_{ci}^2 dx \quad (VI.2)$$

Niewiadome ( $Q_{ci}$ ,  $s_0$ ) zostały obliczone ze wzorów podanych w [1,6,14,18], natomiast obliczenie poziomej składowej siły osiowej w przęśle  $S_{H_i}$  jest jedynie możliwe przy wcześniejszym przyjęciu wartości modułu sprężystości. Jednakże w drodze analizy konkretnego układu eksploatowanej kolei linowej całkowitą siłę naciągu liny można odczytać ze wskazań manometru zainstalowanego w układzie napinającym. Pozwala to na przyjęcie początkowej wartości napinania całego układu, co z kolei można wykorzystać do obliczenia wartości sił osiowych w poszczególnych przęstach.

- **Całkowite obciążenie w poszczególnych przęstach kolei linowej  $Q_{ci}$**

W celu obliczenia wartości całki z kwadratu obciążeń w poszczególnych przęstach kolei linowej „Słotwiny” opracowano arkusz obliczeniowy w programie MathCad. W równaniach uwzględniono dokładną liczbę krzesel w poszczególnych przęstach, przy założeniu położenia pierwszego krzesła 7 metrów od koła przewojowego. Warunki początkowe dotyczące sił podparcia w podporach liczone były jak dla sztywnej belki. Wyniki dla rozpatrywanych wartości procentowych obciążeń krzesel zostały przedstawione w tabeli (tab.VI.1).

Tab.VI.1 Wartości całki z kwadratu obciążeń w poszczególnych przęstach kolei linowej „Słotwiny” dla procentowo obciążonych pojazdów.

Przęsta kolei	Liczba krzeset w przęście	Wartość całki w poszczególnych przęstach w zależności od obciążenia na poszczególnych pojazdach [ $\frac{m^3 \cdot kg^2}{s^4}$ ]		
		0%	50%	100%
KN-P1	0	$5,968 \cdot 10^5$	$5,968 \cdot 10^5$	$5,968 \cdot 10^5$
P1-P2	1	$2,616 \cdot 10^6$	$5,642 \cdot 10^6$	$2,162 \cdot 10^7$
P2-P3	2	$1,402 \cdot 10^8$	$2,524 \cdot 10^8$	$7,878 \cdot 10^8$
P3-P4	5	$1,134 \cdot 10^9$	$2,204 \cdot 10^9$	$6,236 \cdot 10^9$
P4-P5	6	$1,589 \cdot 10^9$	$2,831 \cdot 10^9$	$8,689 \cdot 10^9$
P5-P6	6	$1,913 \cdot 10^9$	$3,401 \cdot 10^9$	$1,042 \cdot 10^{10}$
P6-P7	5	$1,381 \cdot 10^9$	$2,459 \cdot 10^9$	$7,552 \cdot 10^9$
P7-P8	4	$5,954 \cdot 10^8$	$1,066 \cdot 10^9$	$3,296 \cdot 10^9$
P8-P9	5	$1,095 \cdot 10^9$	$1,953 \cdot 10^9$	$6,013 \cdot 10^9$
P9-P10	6	$1,355 \cdot 10^9$	$2,410 \cdot 10^9$	$7,388 \cdot 10^9$
P10-P11	3	$4,291 \cdot 10^8$	$7,635 \cdot 10^8$	$2,343 \cdot 10^9$
P11-P12	6	$1,320 \cdot 10^9$	$2,346 \cdot 10^9$	$7,192 \cdot 10^9$
P12-P13	2	$1,381 \cdot 10^8$	$2,481 \cdot 10^8$	$7,732 \cdot 10^8$
P13-KP	1	$8,981 \cdot 10^5$	$1,850 \cdot 10^6$	$6,821 \cdot 10^6$

- **Zmiana długości ciągu od temperatury  $\Delta S_{temp}$**

Wykorzystując przedstawiony wzór (VI.3), możemy wyznaczyć wydłużenie ciągu w zależności od zmian temperatury.

$$\Delta S_{temp} = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\cos \alpha_i} (t_o - t_{p1}) \gamma_t \quad (VI.3)$$

Optymalnie powinno się rozpatrywać je w zakresie amplitudy temperatur występujących na danym obszarze. Badania doświadczalne na kolei linowej „Słotwiny” były przeprowadzane przy zakresie temperatur  $-12^\circ C \leftrightarrow +31^\circ C$ . Natomiast z zapisów obsługi kolei dotyczących temperatur, do obliczeń przyjęto amplitudę temperatury równą  $75^\circ C$ .

Współczynnik  $\gamma_t$  rozszerzalności cieplnej stali wynosi  $13 \cdot 10^{-6} / ^\circ C$  [15]. Podstawiając dane techniczne kolei linowej do wzoru (VI.3), otrzymujemy wartość wydłużenia we wszystkich przęstach.

$$\Delta S_{temp} = 0,96m$$



- **Całkowita długość ciągną w jednym toku kolei  $s_o$**

Całkowitą długość liny nośno-napędowej dla jednego toku kolei można obliczyć ze wzorów zaproponowanych przez Czitarego, Gulisaszwiliego i Dukielskiego [1,18]. Do obliczeń wybrano wzór (VI.4) Dukielskiego dla jednego toku nieobciążonej kolei.

$$s_o = \sum_{i=1}^n \frac{c_i}{\cos \alpha_i} + \frac{q_{liny}^2 c_i^3}{24 S_i^2 \cos \alpha_i} \quad (VI.4)$$

$$s_o = 916,9m$$

- **Średnia siła naciągu jednego przęśła w jego cięciwie  $S_{Husr}$**

Siła naciągu jednego toku kolei linowej została odczytana z manometru zamontowanego w układzie napinającym na górnej stacji i wynosiła  $F_{N1} = 180kN$ . Dla obciążonej kolei (100% obciążenia nominalnego każdego pojazdu) składowa siła obwodowej (obliczonej na kole napędowym) wynosi  $S_{lobw} = 125,3kN$ . Uśredniając siłę naciągu liczoną w cięciwie poszczególnych przęśł i uwzględniając ich liczbę, otrzymujemy  $S_{Husr} = 3,64kN$ . Obliczona wartość rzutowana na składową poziomą wynosi  $S_{Husr(poz)} = 3,44kN$ . W celu wyznaczenia statycznego modułu sprężystości z równania (VI.2) przeprowadzono obliczenia numeryczne dla przedziału +/-10% jej wartości.

Analiza numeryczna wskazuje jedną wartość średniej składowej poziomej siły naciągu w cięciwie  $S_{Husr'} = 3,45kN$ , dla której statyczny moduł sprężystości wzdłużnej oscyluje wokół granicy podawanej przez autorów [9,28,77,92].

Obliczona wartość statycznego współczynnika sprężystości wynosi  $E_s = 105 \cdot 10^9 Pa$ .

W celu określenia wartości dynamicznego modułu sprężystości liny nośno-napędowej, w procesie weryfikacyjnym modelu dynamicznego kolei uwzględniono przedział wartości modułu sprężystości w zakresie  $E_{dyn} = \langle 100, 140 \rangle \cdot 10^9 Pa$ . Dokładna jego wartość została określona metodą prób i błędów podczas symulacji numerycznych i wynosi  $E_{dyn} = 136 \cdot 10^9 Pa$  dla analizowanego szczegółowo przęśła.

### VI.3 Częstotliwość drgań swobodnych tłumionych

Korzystając z zarejestrowanych przebiegów swobodnego tłumienia ciągną (rys. VII.16-17; VII.21-22; VII.26-27; VII.31-32; VII.36-37; VII.41-42) oraz zapisu kąta wychylenia pojazdu (rys. VII.15; VII.20; VII.25; VII.30; VII.35; VII.40), wyznaczono częstotliwość drgań swobodnych układu dla liny oraz krzesła.

Po przeanalizowaniu otrzymanych wartości dla linii nośno-napędowej dominującymi wartościami częstotliwości dla wszystkich rodzajów obciążeń były 0,3 Hz i 1 Hz (tab.VI.2). Natomiast dla krzesła poruszającego się ruchem harmonicznym wartości oscylowały wokół 0,25 Hz (tab.VI.3).

#### VI.4 Tłumienie linii nośno-napędowej

Wykorzystując w modelu dynamicznym element zastępczy Kelvina-Voigta, należy określić jego dwie składowe, dyssypacyjną i sprężystą. Współczynnik tłumienia, zależny tylko od sprężystości (zależność od masy pominięto), określono ze wzoru na logarytmiczny dekrement tłumienia (VI.5) [21].

$$\delta_{l,n-n} = \ln\left(\frac{A_i}{A_{i+1}}\right) \quad (VI.5)$$

Współczynnik tłumienia proporcjonalny do sztywności układu został określony wzorem (VI.6), którego składowa (współczynnik tłumienia) może zostać obliczona z zależności (VI.7).

$$\beta_{l,n-n} = \frac{2 \cdot \zeta_{l,n-n}}{\omega_{l,n-n}} \quad (VI.6)$$

$$\zeta_{l,n-n} = \frac{\delta_{l,n-n}}{\sqrt{4\pi^2 + \delta_{l,n-n}^2}} \quad (VI.7)$$

Tab.VI.2. Wartości parametrów dotyczących tłumienia linii nośno-napędowej dla poszczególnych procedur hamowania.

Procedury hamowania	$\delta_{l,n-n}$ [-]	$\zeta_{l,n-n}$ [-]	$\omega_{l,n-n}$ [rad/s]	$\beta_{l,n-n}$ [s]
SN 100/0	0,134	0,021	1,69	<b>0,025</b>
SN 50/0	0,234	0,039	3,45	<b>0,023</b>
SN 0/0	0,130	0,021	1,85	<b>0,021</b>
SA 100/0	0,468	0,074	1,57	<b>0,095</b>
SA 50/0	0,205	0,033	6,28	<b>0,010</b>
SA 0/0	0,083	0,013	2,51	<b>0,011</b>

#### VI.5 Tłumienie krzesła

Współczynnik tłumienia pojazdu  $\beta_{krzesła}$  można wyznaczyć analogicznie jak dla linii nośno-napędowej. Tłumienie w modelu numerycznym przedstawione jest jako współczynnik proporcjonalności  $b_{wi}$ , który można obliczyć z zależności (VI.8).

$$b_{wi} = 2 \cdot m_{wi} \cdot \beta_{krzesła} \quad (VI.8)$$

Obliczone wartości zostały przedstawione w tabeli (tab.VI.3).

Tab.VI.3. Wartości parametrów dotyczących tłumienia wychyleń pojazdu dla poszczególnych procedur hamowania.

Procedury hamowania	$\delta_{krzesła}$ [-]	$\zeta_{krzesła}$ [-]	$\omega_{krzesła}$ [rad/s]	$\beta_{krzesła}$ [s]	$b_{wi}$ [kg · s]
SN 100/0	0,725	0,115	1,69	<b>0,049</b>	<b>110</b>
SN 50/0	0,831	0,131	1,46	<b>0,179</b>	<b>104</b>
SN 0/0	0,836	0,132	1,45	<b>0,183</b>	<b>92</b>
SA 100/0	1,123	0,176	1,57	<b>0,224</b>	<b>181</b>
SA 50/0	1,689	0,260	1,69	<b>0,306</b>	<b>178</b>
SA 0/0	1,825	0,279	1,57	<b>0,355</b>	<b>178</b>

W procesie rozwiązywania numerycznego równań różniczkowych wartości współczynnika proporcjonalności zostały przyjęte na poziomie 110 [kg · s] dla procedury Stop Niebezpieczeństwo i 180 [kg · s] dla procedury Stop Awaria.

## VI.6 Sztywność liny nośno-napędowej

Sztywność dyskretyzowanych odcinków w modelu matematycznym została obliczona ze wzoru (III.3). Obliczone wartości zostały przedstawione w tabeli (tab.VI.4).

Tab.VI.4. Wartości sztywności poszczególnych odcinków liny nośno-napędowej.

Odcinki pomiędzy masami zastępczymi	Sztywność $k_i$ [N/m]	Długość $l_i$ [m]	Kąt nachylenia $\alpha_i$ [rad]	
M <sub>KN</sub> -M1	$8,363 \cdot 10^6$	8,7	0,199	
M1-M2	$1,548 \cdot 10^7$	4,7	0,818	
M2-M3	$1,578 \cdot 10^6$	46,1	0,304	
M3-M4	$7,815 \cdot 10^5$	93,1	0,185	
M4-M5	$7,216 \cdot 10^5$	102,1	0,265	
M5-M6	krzesło 1	$1,279 \cdot 10^6$	56,9	0,153
	krzesło 2	$4,158 \cdot 10^6$	17,5	0,195
	krzesło 3	$4,158 \cdot 10^6$	17,5	0,228
	krzesło 4	$4,158 \cdot 10^6$	17,5	0,282
	krzesło 5	$4,158 \cdot 10^6$	17,5	0,338
	krzesło 6	$4,158 \cdot 10^6$	17,5	0,218
M6-M7	$1,870 \cdot 10^6$	38,9	0,199	
M7-M8	$9,292 \cdot 10^5$	78,3	0,248	
M8-M9	$8,049 \cdot 10^5$	90,4	0,178	
M9-M10	$9,187 \cdot 10^5$	79,2	0,169	
M10-M11	$9,281 \cdot 10^5$	78,4	0,320	
M11-M12	$1,067 \cdot 10^6$	68,2	-0,031	
M12-M13	$2,535 \cdot 10^6$	28,7	-0,088	
M13-M13'	$2,675 \cdot 10^6$	27,2	0	
M13'-M12'	$2,535 \cdot 10^6$	28,7	-0,088	
M12'-M11'	$1,067 \cdot 10^6$	68,2	-0,039	
M11'-M10'	$9,281 \cdot 10^5$	78,4	0,321	

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

M10'-M9'	$9,187 \cdot 10^5$	79,2	0,157
M9'-M8'	$8,049 \cdot 10^5$	90,4	0,181
M8'-M7'	$9,292 \cdot 10^5$	78,3	0,253
M7'-M6'	$8,906 \cdot 10^5$	81,7	0,191
M6'-M5'	$7,320 \cdot 10^5$	99,4	0,178
M5'-M4'	$7,216 \cdot 10^5$	102,1	0,349
M4'-M3'	$7,815 \cdot 10^5$	93,1	0,190
M3'-M2'	$1,578 \cdot 10^6$	46,1	0,323
M2'-M1'	$1,548 \cdot 10^7$	4,7	0,818
M1'-M <sub>KN</sub> '	$8,363 \cdot 10^6$	8,7	0,199

### VI.7 Siła hamowania poszczególnymi zespołami hamulców mechanicznych

Określenie dokładnej wartości sił generowanych przez poszczególne zespoły hamulców mechanicznych jest istotnym elementem poprawności symulacji numerycznych i pozytywnej weryfikacji modelu matematycznego.

Parametrami mającymi wpływ na wartość siły hamowania są:

- **zespół HR**

- średnica wewnętrzna i zewnętrzna sprężyny,
- liczba zwoi sprężyny,
- charakterystyka przyłożonej siły w funkcji ugięcia sprężyny,
- liczba hamulców,
- średnica tarczy hamulcowej, na której zaciskają się szczęki hamulców,
- wartość współczynnika tarcia pomiędzy szczękami a tarczą hamulca.

- **zespół HG**

- szczelina powietrzna pomiędzy szczękami, a tarczą hamującą,
- rodzaj zastosowanych sprężyn talerzowych i ich ustawienie w pakiecie,
- liczba hamulców,
- przełożenie geometryczne (budowa hamulców),
- wartość współczynnika tarcia pomiędzy szczękami, a tarczą hamulca,
- średnica tarczy hamulcowej, na której zaciskają się szczęki hamulców.

### VI.8 Współczynnik tarcia pomiędzy szczękami a tarczą hamulców kolei linowej

Współczynnik tarcia jest jedną z wartości, która ma duże znaczenie w analizie procesów hamowania układów mechanicznych. Jest on całkowicie zależny od rodzajów powierzchni trących, przemian energetycznych zachodzących pomiędzy nimi oraz od czynników zewnętrznych, m.in. temperatury i wilgotności powietrza. Ze względu na dyssypację pewnej ilości energii podczas

hamowania w pracy podjęto analizę wartości współczynnika tarcia w zależności od zmiany temperatury pomiędzy szczękami a tarczą hamulców.

W celu określenia rzeczywistej wartości współczynnika tarcia na analizowanej kolei linowej zostały przeprowadzone pomiary termowizyjne dyssypacji energii mechanicznej w termiczną zespołu hamulca ruchowego. Kolejny etap obejmował wyznaczenie na stanowisku laboratoryjnym zależności współczynnika tarcia analizowanej pary ciernej w funkcji zmiany jej temperatury.

#### **VI.8.1 Opis pary ciernej**

Szczęki hamulców kolei linowych wykonuje się jako spieki ceramiczno-metaliczne zapewniające odpowiednie właściwości fizyczne i mechaniczne. Najczęstszym składem chemicznym używanym w materiałach ciernych są związki: Cu, Sn, Pb, Fe i SiO<sub>2</sub>, a ze względu na wytrzymałość mechaniczną i ich pracę w niskich temperaturach całe spieki są wzmacniane stalowymi podkładkami (rys.VI.6) [17]. Drugim elementem ciernym jest stalowa tarcza, zastępowana na stanowisku laboratoryjnym stalowym płaskownikiem.



Rys.VI.6. Szczęka zespołu hamulca ruchowego użyta podczas badań na stanowisku laboratoryjnym.

#### **VI.8.2 Procedura wyznaczania wartości współczynnika tarcia na stanowisku laboratoryjnym**

Wyznaczenie wartości współczynnika tarcia pary ciernej zostało przeprowadzone w Laboratorium Badawczym Technicznych Środków Transportu i Materiałów (AGH-KTL).

Użyte stanowisko badawcze (rys.VI.7.) posiada akredytowaną (przez Polskie Centrum Akredytacji) procedurę wyznaczania współczynnika tarcia par ciernych. Elementami użytymi podczas testów laboratoryjnych były szczęki hamulcowe zespołu hamulca ruchowego, które zostały zdemontowane z kolei linowej w Krynicy-Zdroju oraz płaskownik zastępujący tarczę hamującą. Błąd pomiarowy podczas badań mógł wynikać z pomiaru siły wzdłużnej przez tensometryczny czujnik typu CL 15 o zakresie pomiarowym do 10 kN, przy czułości 1 mV/N. Klasa dokładności czujnika wynosi 0,05 zakresu pomiarowego, co generuje błąd pomiarowy o wartości 5 N.

- **Metodyka laboratoryjnego wyznaczania współczynnika tarcia analizowanej pary ciernej**

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

Pierwszym etapem był dobór odpowiedniej powierzchni styku pomiędzy parą cierną. Tarcza hamulcowa została zastąpiona płaskownikiem o szerokości 60 mm, natomiast szczęka została obliczona w pkt. 1). (VI.8) i przygotowana w taki sposób, aby powierzchnia styku spełniała założony warunek nacisków (uśredniona wartość dla całej powierzchni) występujących podczas pracy pary ciernej w warunkach rzeczywistych.

### 1). Obliczenie wymiarów próbki dla założonych nacisków pomiędzy parą cierną.

$P_{HR} = 2,5kN$	– średnia siła docisku HR do tarczy wg dokumentacji kolei linowej „Słotwiny”,
$A_{HR} = 20880mm^2$	– powierzchnia szczęki hamulca ruchowego,
$n_{rzHR} = 0,12MPa$	– średnie naciski rzeczywiste,

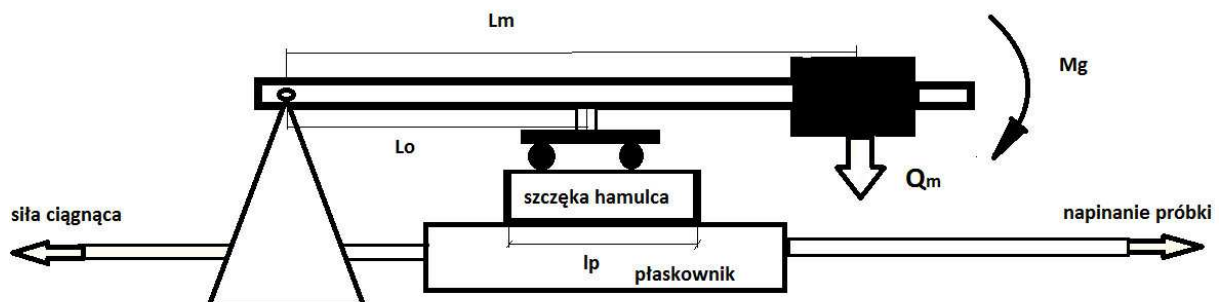
W celu zapewnienia wartości nacisków rzeczywistych pomiędzy parą cierną z sumy momentów działających na nią, została obliczona odpowiednia długość próbki (VI.8) (szerokość pary ciernej zależy od szerokości płaskownika).

$$l_p = \frac{Q_m \cdot L_m + M_{g.ramy}}{n_{rzHR} \cdot L_o \cdot b_p} \quad (VI.8)$$

gdzie:  $Q_m$  - obciążenie zamocowane na ramie stanowiska,  $L_m$  - odległość zamocowania masy od osi obrotu stanowiska,  $M_{g.ramy}$  - moment powodowany przez masę ramy,  $L_o$  - odległość od osi obrotu ramy do miejsca docisku pary ciernej,  $b_p$  - szerokość próbki,  $l_p$  - długość próbki.

Długość próbki powinna wynosić 175 mm.

Para cierna przygotowana według powyższych parametrów ma powierzchnię docisku równą 10500 mm<sup>2</sup> (rys.VI.6.).



Rys.VI.7. Schemat stanowiska do wyznaczania współczynnika tarcia.

## 2). Obliczenie współczynnika tarcia

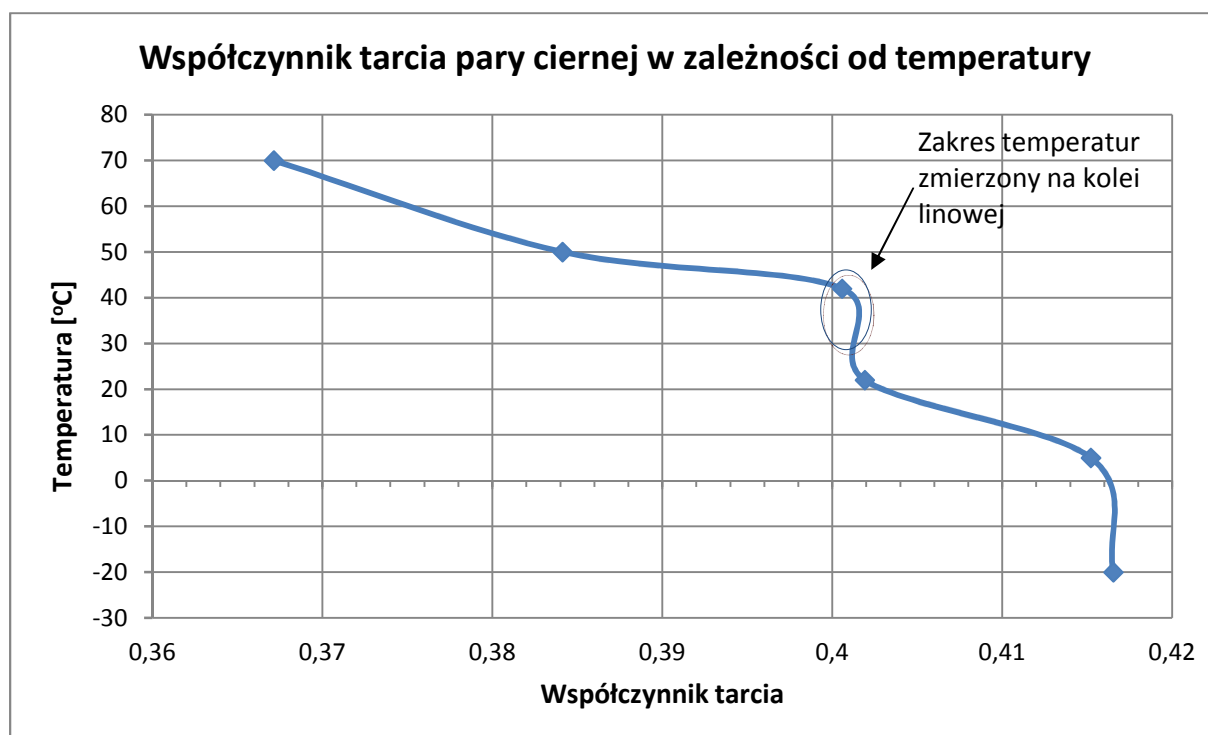
Obliczenie współczynnika tarcia na stanowisku laboratoryjnym, przy znanej sile nacisku  $N$  na parę cierną, polega na odczytaniu z czujnika tensometrycznego wartości siły  $T$ , która działa w osi pary ciernej i podstawieniu jej do wzoru (VI.9). Siła  $T$  była odczytywana jako siła rozwiniętego tarcia kinematycznego.

Współczynnik tarcia obliczamy z zależności:

$$\mu = \frac{T}{N} \quad (\text{VI.9})$$

Para cierna (próbka tarczy hamulcowej i płaskownik) była chłodzona i rozgrzewana w komorze termicznej dla wcześniej zadanych temperatur. Proces ten dla każdego z przypadków trwał co najmniej 60 minut. Temperatura otoczenia podczas pomiarów wynosiła  $17^{\circ}\text{C}$ , a wilgotność ok. 55%.

Wartości obliczonego współczynnika tarcia bez uwzględnionej niepewności pomiaru zostały podane na wykresie (rys.VI.8.).



Rys. VI.8. Obliczony współczynnik tarcia w funkcji temperatury pary ciernej.

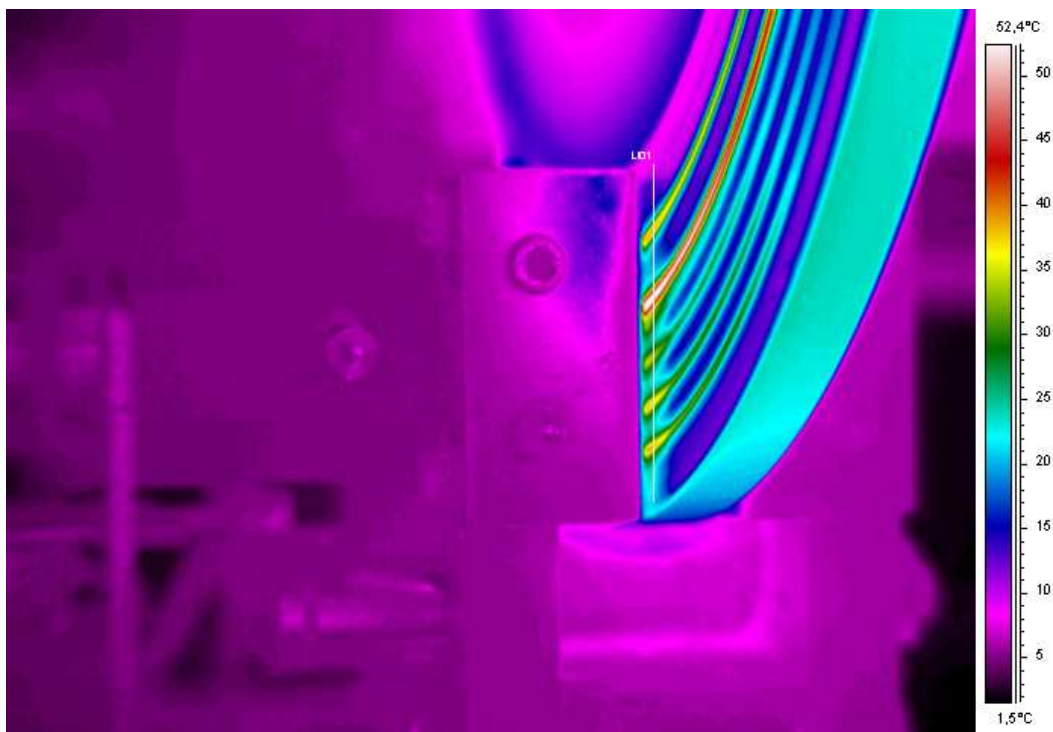
### VI.8.3. Pomiar termowizyjny zespołu hamulców ruchowych

Pomiar kamerą termowizyjną został wykonany na kolei linowej Słotwiny dnia 11 lutego 2013 roku za pomocą urządzenia FLIR 660.

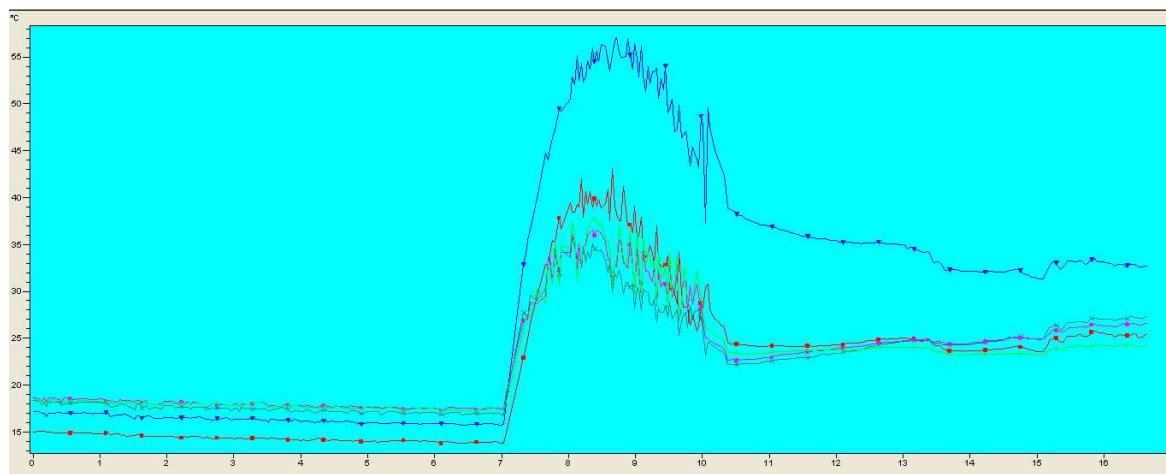
Temperatura otoczenia wynosiła  $5,0^{\circ}\text{C}$ . Emisyjność obiektu została określona na poziomie  $\epsilon=0,7$  [97].

Błąd pomiarowy kamery termowizyjnej wynosi 0,1°C.

Podczas pomiarów hamowania na kolei linowej sporządzono termogramy (rys.VI.9. i VI.11.) oraz wykres przebiegu czasowego zmiany temperatury (rys.VI.10.).

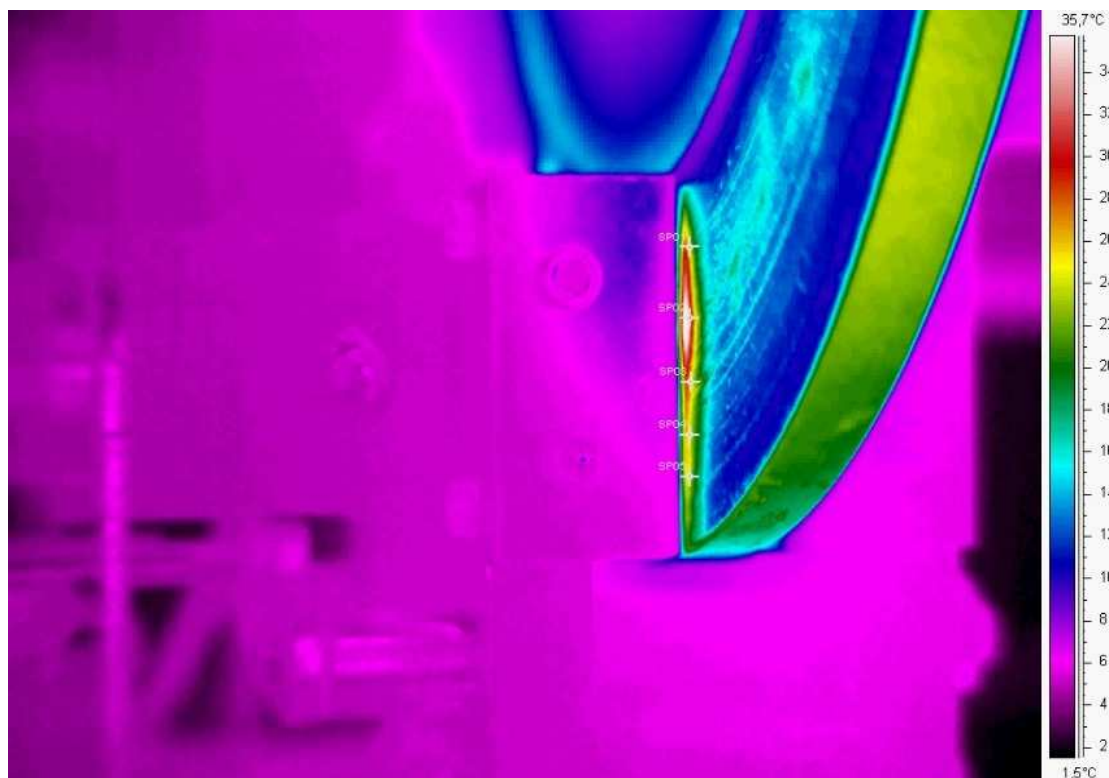


Rys.VI.9. Termogram fragmentu zespołu hamulca ruchowego wraz z tarczą podczas hamowania (paleta „rain” – linia pomiarowa ustawiona na tarczy hamulcowej z pięcioma punktami pomiarowymi).



Rys.VI.10. Przebieg czasowy zmiany temperatur w punktach pomiarowych ustawionych na linii pomiarowej.





Rys.VI.11. Termogram fragmentu zespołu hamulca ruchowego – emisja energii cieplnej zaraz po zatrzymaniu tarczy.

Pomiary termowizyjne wykazały średnią temperaturę pary ciernej (z pięciu punktów pomiarowych) podczas procesu hamowania równą  $45^{\circ}\text{C}$ . Natomiast gradient pomiędzy punktami pomiarowymi wyniósł  $21^{\circ}\text{C}$  ( $34^{\circ}\text{C} - 55^{\circ}\text{C}$ ). Wartości temperatury w punkcie pomiarowym nr 2 są zdecydowanie wyższe niż w pozostałych i prawdopodobnie były spowodowane zabrudzeniem tarczy. Gradient pomiędzy pozostałymi punktami pomiarowymi wyniósł  $5^{\circ}\text{C}$ .

Przeprowadzone pomiary mogą być obarczone niepewnością pomiarową wynikającą z wpływu współczynników emisyjności różnych badanych struktur, drgań mechanicznych układu napędowego kolei oraz odbicia promieniowania od innych źródeł ciepła (silnik, przekładnia). Jednakże ze względu na trudności związane z jej wyznaczeniem została ona pominięta.

Zakładając uśrednioną temperaturę pary ciernej w granicy  $35^{\circ}\text{C} - 45^{\circ}\text{C}$  i przyrównując ją do wyników badań otrzymanych na stanowisku laboratoryjnym, można przyjąć wartość współczynnika tarcia dla analizowanego zespołu hamulcowego równą 0,4.

## **VII. Badania i pomiary przemysłowe na niewyprzęganej kolei linowej**

### **VII.1 Cel badań i pomiarów przemysłowych**

Do badań przemysłowych została wybrana kolej linowa „Słotwiny”, której parametry techniczno-ruchowe zostały zidentyfikowane w rozdziale IV. Zasadniczymi przesłankami wyboru tej kolei, oprócz rozwiązań technicznych zastosowanych w obiekcie, była możliwość wykonania stosunkowo dużej liczby pomiarów prób hamulcowych (dzięki uprzejmości właściciela kolei udało się przeprowadzić prawie 30 prób).

Badania przemysłowe na kolei linowej krzesłkowej miały na celu przedstawienie odpowiedzi układu rzeczywistego na zadane wartości opóźnień podczas procesów hamowania. Wyniki pomiarów zostały wykorzystane do określenia wartości parametrów technicznych oraz weryfikacji modelu dynamicznego. Dodatkowo pozwoliły one na weryfikację symulacji numerycznych procesów hamowania.

### **VII.2 Metodologia przeprowadzania badań**

Podczas pomiarów wartościami objętymi rejestracją były:

- pobór prądu przez silnik elektryczny,
- zmiana prędkości kolei,
- zmiany ciśnienia w zespole hamulców ruchowych,
- zmiany ciśnienia w zespole hamulców głównych,
- droga hamowania,
- przyspieszenia (w trzech osiach) na siedzisku pojazdu,
- kąt wychylenia pojazdu.

Rejestracja parametrów odbywała się równocześnie na stacji napędowej oraz na specjalnie przygotowanym krześle pomiarowym.

#### **VII.2.1 Pomiary przemysłowe na stacji napędowej**

Celem pomiarów prowadzonych na stacji napędowej było określenie wartości całkowitego opóźnienia kolei oraz czas działania poszczególnych zespołów hamulców mechanicznych.

Podczas pomiarów na stacji przebywały dwie osoby odpowiedzialne za rejestrację i ustawianie parametrów ruchowych kolei linowej. Wartościami zadawanymi była nominalna prędkość kolei oraz miejsce zatrzymania krzesła pomiarowego na trasie. Aparatura pomiarowa była włączana kilka sekund przed rozruchem kolei.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

- **Pomiar poboru prądu** przez silnik elektryczny był prowadzony poprzez przystawkę cęgową, która została zamocowana na kablu zasilającym. Powodem pomiaru prądu, a dokładnie jego zaniku, było wyznaczenie dokładnego czasu, podczas którego następuje wyhamowanie układu jedynie poprzez opory własne urządzenia (tzw. „wolny wybieg”). Urządzeniem użytym do pomiaru były przystawki cęgowe Fluke i1010, których zakres pomiarowy wynosi 0 – 600 A, przy dokładności pomiarowej  $\pm 2\% + 0,5$  A (przy 45-400 Hz). Częstotliwość próbkowania sygnału wynosiła 100 Hz.
- **Zmiany ciśnień w zespołach hamulców ruchowych i głównych** były mierzone poprzez odczyt sygnału z zamontowanych w układzie przetworników ciśnienia. Celem pomiaru zmiany tego parametru było określenie czasu zadziałania poszczególnych zespołów hamulców mechanicznych od uruchomienia odpowiedniej procedury opóźniania – spadek ciśnienia w hamulcach (tzw. *czas zwłoki hamulców mechanicznych*).
- **Pomiar rzeczywistej prędkości kolei** pochodził od sygnałów z zamontowanej rolki pomiarowej (enkoder) przy krążku wprowadzającym.

Powyższe mierzone wartości wchodzi w skład jednego toru pomiarowego (rys.VII.2). Natomiast droga hamowania była rejestrowana na urządzeniu odpowiedzialnym za sterowanie bramką taktującą i wyświetlana na rejestratorze po każdym zakończonym procesie opóźniania.

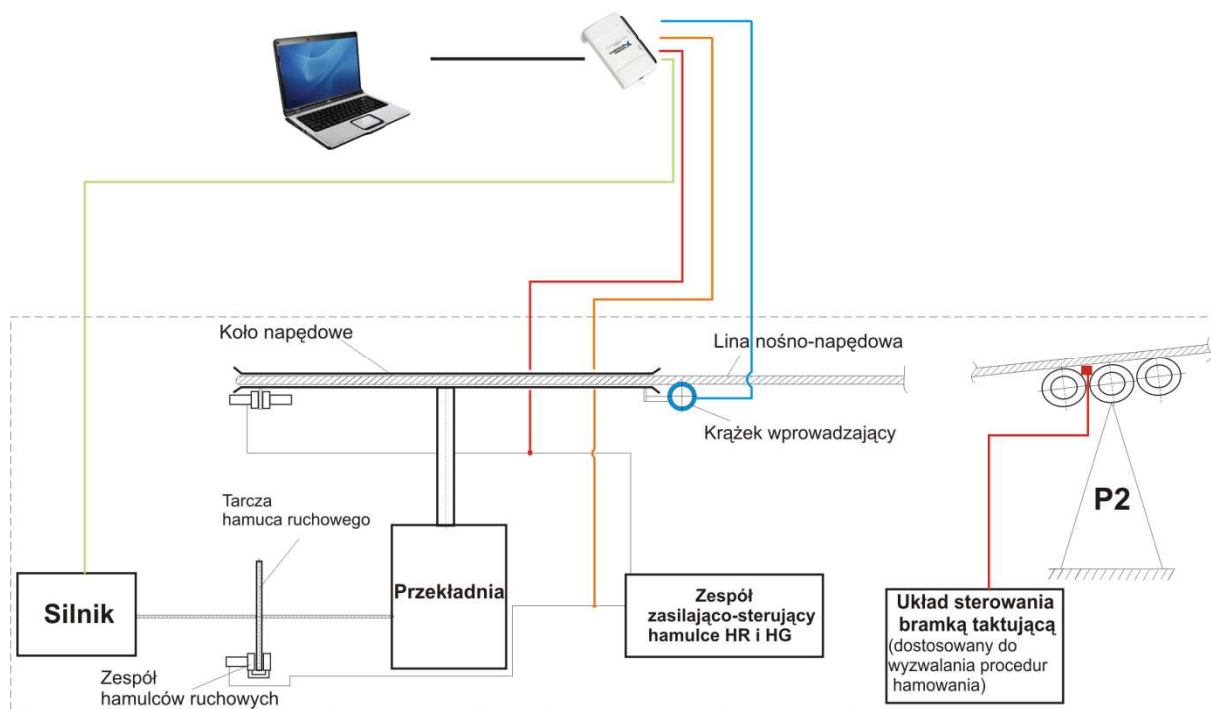
- **Wartość drogi hamowania** była mierzona bezpośrednio z rolki pomiarowej (impulsatora) zainstalowanej na pierwszej podporze. Rolka sprzężona jest z czujnikiem indukcyjnym (podpora nr 2) (rys.VII.1), który przesyła informację o przejeździe krzesła przez podporę. Natomiast na obwodzie rolki znajduje się osiem równo rozłożonych elementów, które wchodząc w strefę detekcji czujnika, wywołują impuls. Sygnały te zamieniane są na wartość drogi przebytej przez krzesło oraz odpowiadają za prawidłowe sterowanie bramkami taktującymi.



Rys.VII.1. Zestaw baterii krążkowych na podporze P2 z zaznaczonym czujnikiem indukcyjnym.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

Pomiar ciśnienia czynnika hydraulicznego w hamulcach, pobór prądu jak i pomiar prędkości połączone są w jeden tor pomiarowy. Sygnały wartości mierzonych przez odpowiednie czujniki analogowo-cyfrowe przetwarzane są przez wielofunkcyjną kartę pomiarową (NI USB-6216), która sterowana jest za pomocą skryptu napisanego w programie LabView. Wartości rejestrowane są na komputerze przenośnym.



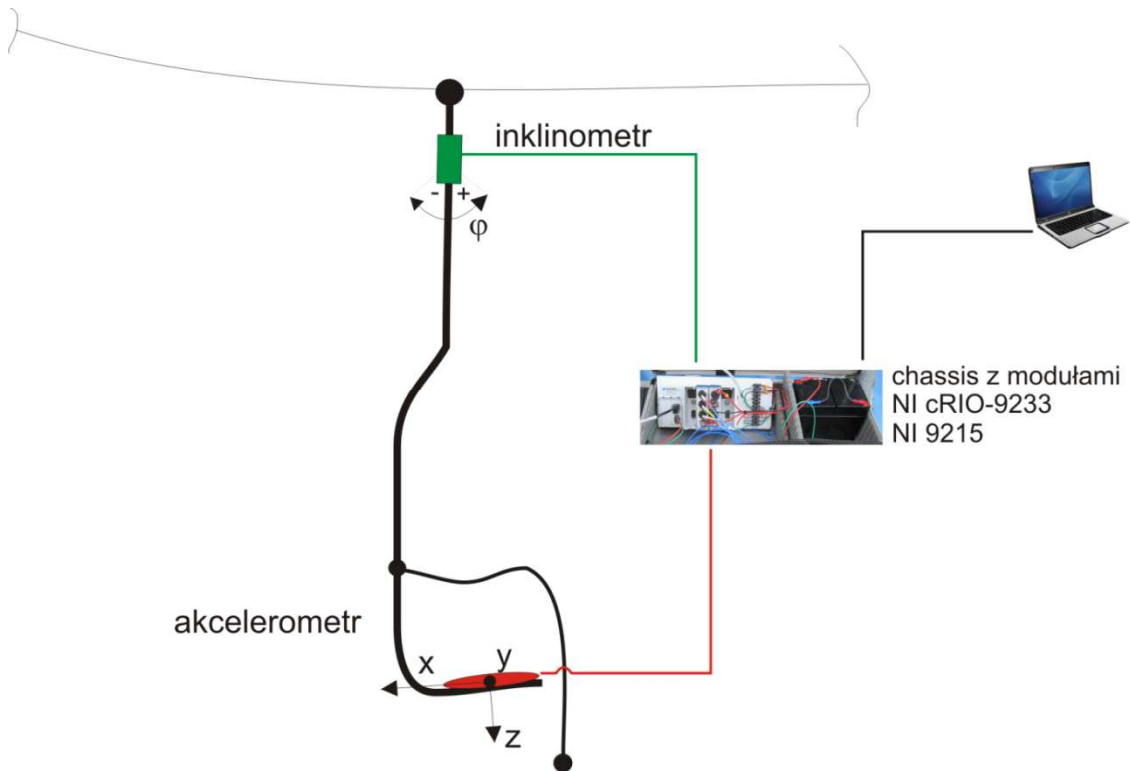
Rys.VII.2. Tor pomiarowy na stacji napędowej.

### VII.2.2 Pomiary przeprowadzane na wybranym pojeździe

Pomiar przyspieszeń krzesła oraz kąta jego wychylenia był przeprowadzony w celu określenia wpływu tych wartości na bezpieczeństwo pasażerów podczas hamowania hamulcami mechanicznymi.

W tym celu został opracowany przenośny tor pomiarowy (rys.VII.3), specjalnie przystosowany do krzesła kolei linowej (rys.VII.4). Czujnikami analogowo-cyfrowymi zastosowanymi do pomiaru wartości były:

- trójosiowy akcelerometr siedziskowy PCB 356B41 wykonany zgodnie z zaleceniami normy ISO 10326-1:2011, którego czułość w zakresie pomiarowym wynosi  $0,01 \frac{m}{s^2}$ ,
- inklinometr dwuosiowy di-soric NS 60 M 60XY, czułość urządzenia wynosi  $\pm 3\%$ , w zakresie pomiarowym  $\pm 60^\circ$ .



Rys.VII.3. Tor pomiarowy wartości mierzonych na krześle.

Obydwa czujniki cyfrowe były zasilane dwoma akumulatorami 12 V połączonymi szeregowo. W celu akwizycji danych została zastosowana karta pomiarowa typu Ni cDAQ-9174 (chassis) z dwoma modułami NI cRIO-9233 (akcelerometr) i NI-9215 (inklinometr). Karta pomiarowa była sterowana poprzez skrypt napisany w programie LabView. Wartości mierzone były rejestrowane na komputerze przenośnym.



Rys.VII.4. Krzesło pomiarowe z zamontowanym układem mierzaco-rejestrującym (lipiec 2012).

### VII.2.3 Przebieg pomiarów na obiekcie rzeczywistym

Pomiary na kolei linowej były prowadzone zarówno w warunkach letnich, jak i zimowych. Próby hamulcowe odbywały się pod obciążeniem nominalnym toku jadącego do góry, tok jadący na dół był nieobciążony (rys.VII.5). Natomiast wyzwalanie poszczególnych procedur przebiegało na podstawie opracowanego programu prób hamulcowych (tab.VII.1).

Tab.VII.1 Program przeprowadzania prób hamowania na kolei linowej „Słotwiny”

Nr próby hamowania	Obciążenie nominalne krzeseł		Rodzaj procedury
	<i>tok jazdy do góry</i>	<i>tok jazdy w dół</i>	
1	100%	0%	„Stop-Niebezpieczeństwo”
2	100%	0%	„Stop-Awaria”
3	100%	0%	„Stop”
4	50%	0%	„Stop-Niebezpieczeństwo”
5	50%	0%	„Stop-Awaria”
6	50%	0%	„Stop”
7	0%	0%	„Stop-Niebezpieczeństwo”
8	0%	0%	„Stop-Awaria”
9	0%	0%	„Stop”



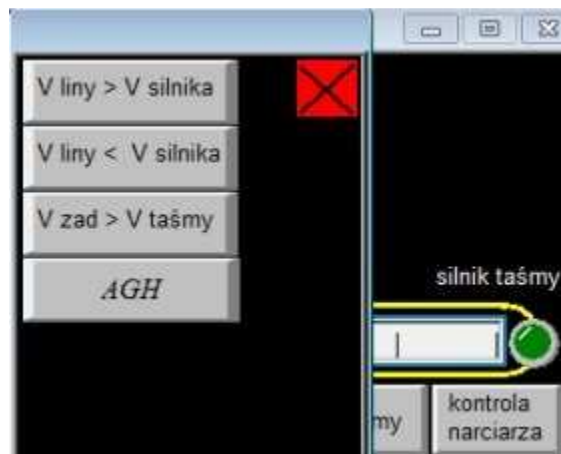
Rys.VII.5. Pojazdy obciążone 100% góra/ 0% dół podczas prób hamulcowych (grudzień 2012).

W celu uzyskania powtarzalnych wyników poszczególnych hamowań (wyeliminowania składowej błędności pochodzącego od niepewności eksperymentatora) układ sterujący bramkami taktującymi i taśmą rozpędzającą został specjalnie dostosowany. Modyfikacje w sterowaniu tych urządzeń pozwoliły na uruchamianie procedury „Stop-Niebezpieczeństwo” (procedurę „Stop-Awaria” uzyskuje się poprzez ręczne wyłączenie hamulca głównego na szafie sterowniczej) w dowolnie zdefiniowanym momencie.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

Założeniem układu zatrzymania kontrolowanego było wykorzystanie istniejącego systemu detekcji położenia pojazdu stosowanego do synchronizacji otwierania bramek taktujących taśmy rozpędzającej. Rejestracja przemieszczenia pojazdu realizowana jest za pomocą krańcówki detekcji krzesła (czujnik indukcyjny) na podporze P2 oraz impulsatora na podporze P1. Sterowanie układem odbywa się poprzez panel sterujący taśmą rozpędzającą w specjalnie opracowanym trybie („AGH”), w którym ani taśma ani bramki nie pracują (rys.VII.6.). Sterownik układu po wykryciu obecności krzesła zeruje licznik drogi i rozpoczyna od początku pomiar przebytego dystansu pojazdu. Po przekroczeniu zadanej wartości drogi następuje automatyczne zatrzymanie kolei [100].

Wartość drogi oraz sposób hamowania wybierany jest na panelu dotykowym taśmy rozpędzającej (rys.VII.7.).



Rys.VII.6. Panel sterujący taśmą rozpędzającą – tryb wyboru.



Rys.VII.7. Tryb „AGH” – możliwość wyboru rodzaju hamowania i ustawienia pozycji pojazdu, w której wyzwalana jest odpowiednia procedura.

Opracowanie tego układu było istotne z kilku względów. Przy małej liczbie prób hamowań możliwych do przeprowadzenia istotne było uzyskanie dokładnie tego samego położenia krzesła na trasie podczas wyzwalania kolejnych procedur z różnym obciążeniem (w celu ich późniejszego porównania pomiędzy sobą). Pozwoliło to na wykluczenie błędu spowodowanego opóźnieniem reakcji człowieka podczas wyzwalania procedur hamowania. Natomiast dzięki zachowaniu tego

samego miejsca zatrzymania pojazdu oraz umieszczeniu znaczników na krześle można było przeprowadzić rejestrację za pomocą kamery cyfrowej, z poziomu stoku, w celu przeprowadzenia analizy wizyjnej.

### **VII.3 Wyniki pomiarów**

Badania przemysłowe były prowadzone dla obciążenia nominalnego toku jazdy w górę (100%, 50%, 0%) dla wszystkich procedur hamowania.

Poniżej przedstawiono wyniki z badań przeprowadzonych w sezonie zimowym (grudzień 2012), ze względu na to, że kolej linowa „Słotwiny” eksploatowana jest jedynie w tym okresie. Pominęto procedurę „Stop” ze względu na brak udziału hamulców mechanicznych w procesie hamowania (zapadają dopiero pod koniec procesu hamowania przy prędkości ok. 0,1 m/s).

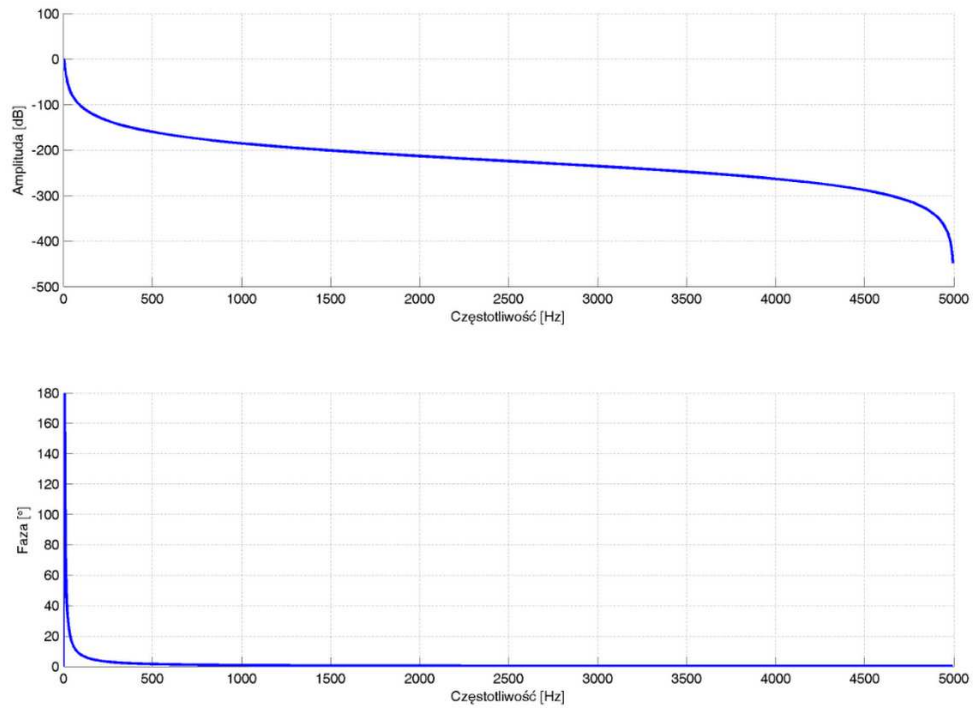
*Wartości zarejestrowane na stacji napędowej zostały przedstawione tylko dla przedziału czasu, w którym odbywał się proces hamowania.*

Pomiary wartości kąta wychylenia i przyspieszeń na krześle (pominęto oś y ze względu na bardzo małe wartości przyspieszenia), zostały przedstawione na osobnych charakterystykach. Kolor czerwony reprezentuje wartości odfiltrowane, natomiast szary zarejestrowane przez czujniki rzeczywiste wartości.

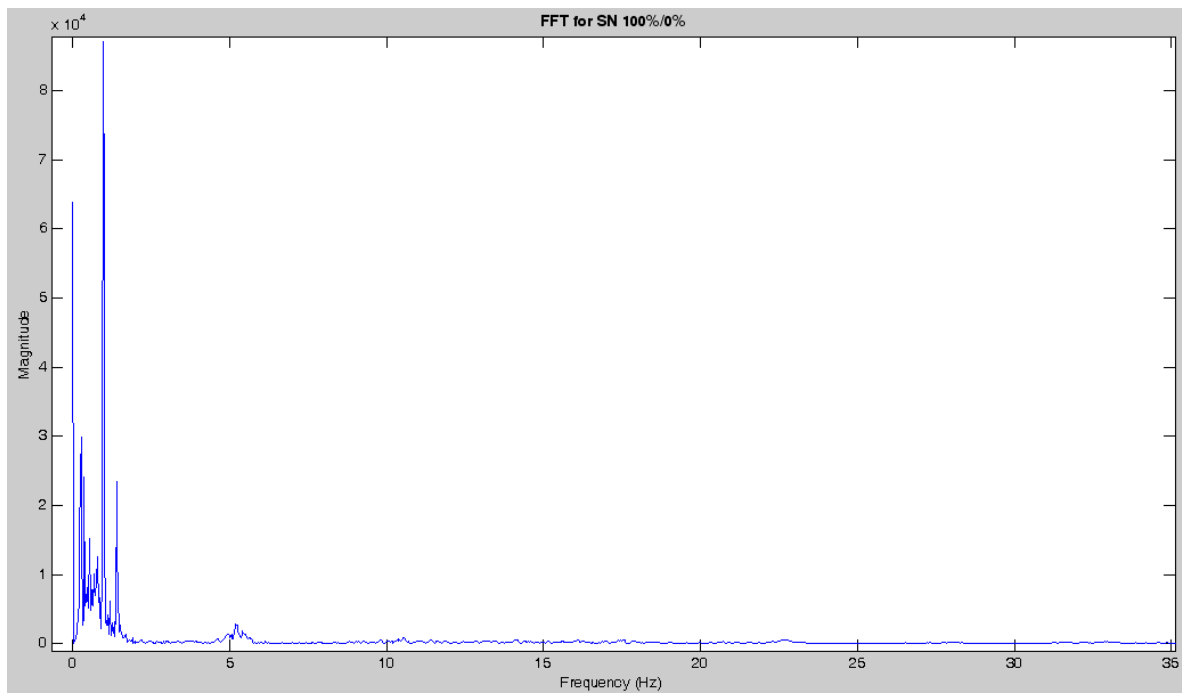
Do procesu filtrowania sygnałów (które można określić jako poliharmoniczne) użyto filtru dolnoprzepustowego Butterwortha IV rzędu (rys.VII.8.). Po przeprowadzonej analizie widmowej (FFT) dla poszczególnych prób hamowania (rys.VII.9-12.) ustalono częstotliwość ucinania na poziomie 5 Hz. Próbkowanie pomiarów wynosiło 10 kHz, co definiuje graniczną częstotliwość Nyquista na poziomie 5000 Hz.



## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

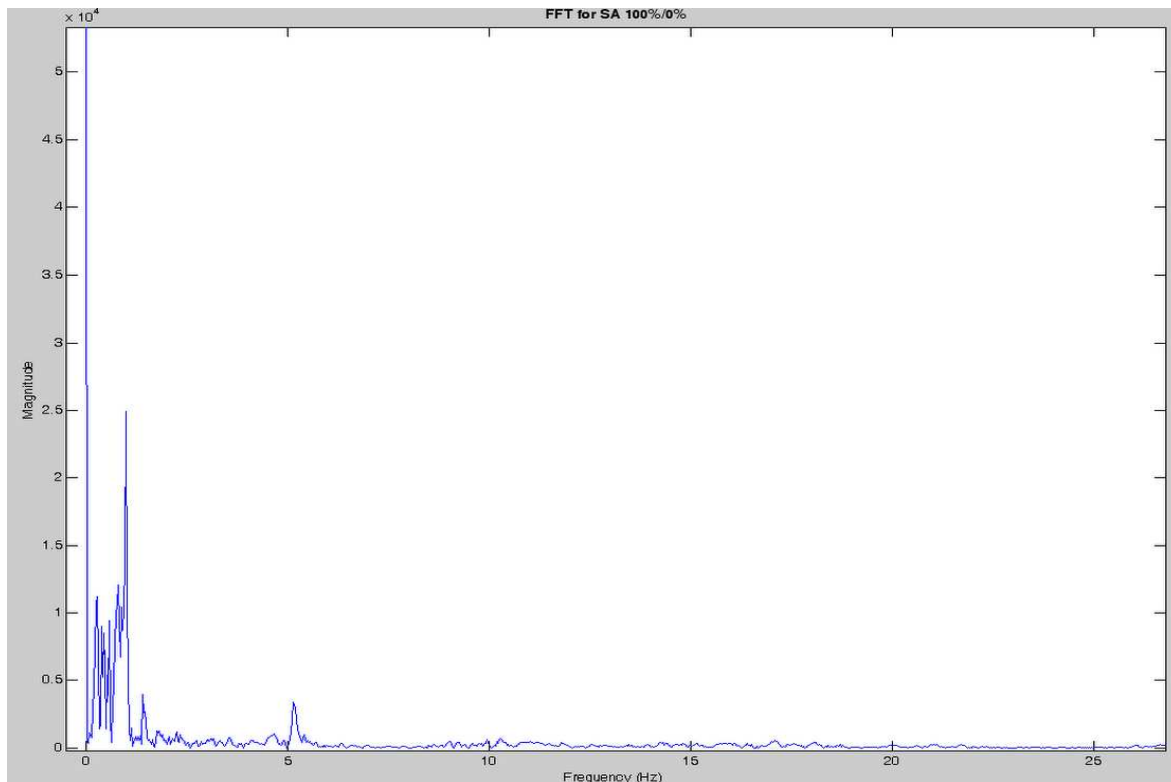


Rys.VII.8. Charakterystyka filtra Butterwortha rzędu IV, częstotliwość ucinania 5 Hz.

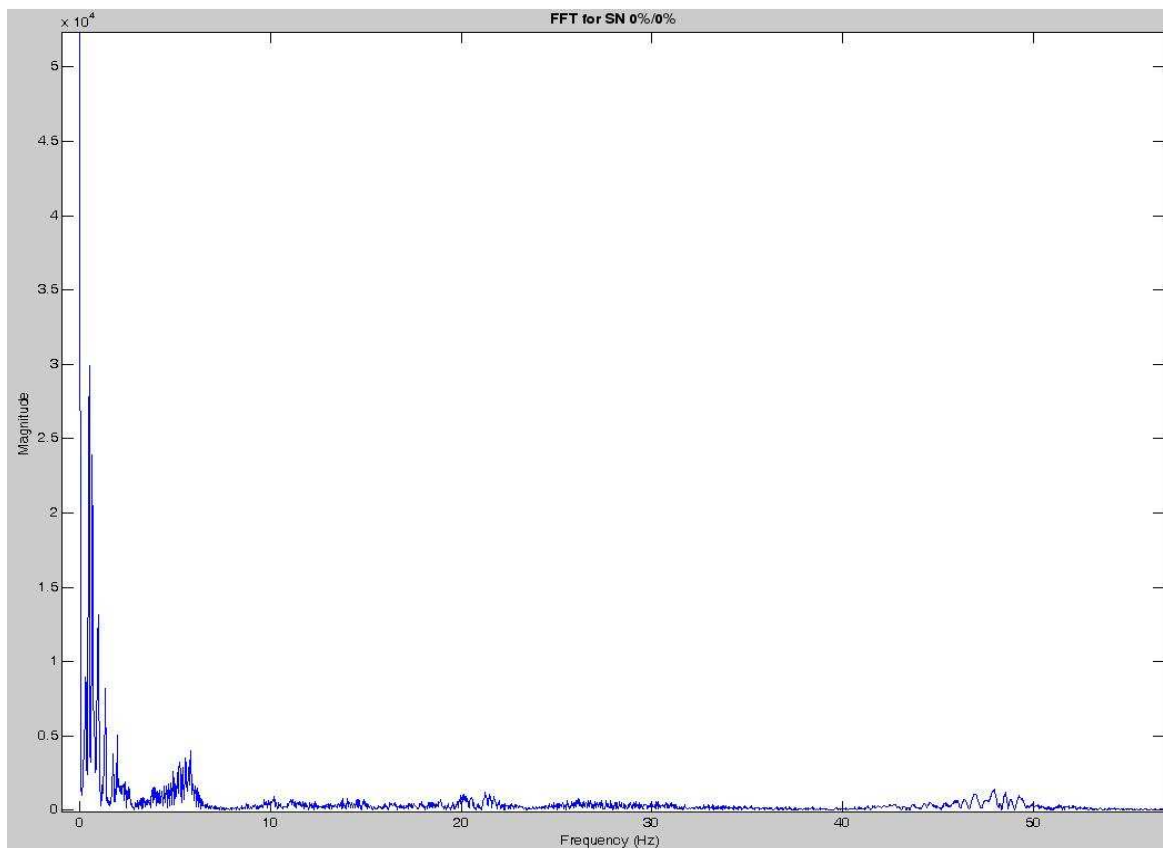


Rys.VII.9. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SN 100%/0%.

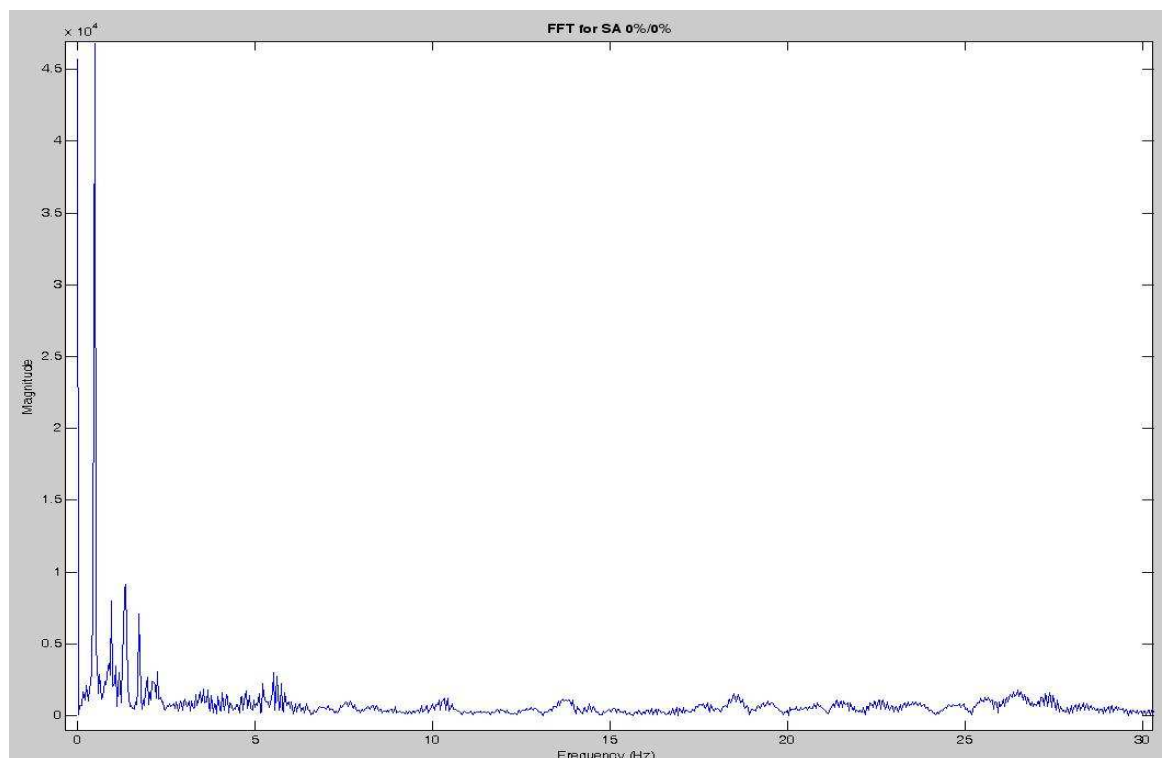
Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych



Rys.VII.10. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SA 100%/0%.



Rys.VII.11. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SN 0%/0%.



Rys.VII.12. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SA 0%/0%.

Przed pomiarami, jak i w ich trakcie mierzone były parametry określające warunki atmosferyczne.

- Temperatura powietrza podczas całego czasu trwania pomiarów wahała się w granicach: - 11°C – -5°C.
- Prędkość wiatru: 0 – 0,3 m/s, kierunek: E-SE (wschodni-południowo-wschodni).

### VII.3.1 Niepewność pomiarów

W celu zweryfikowania wiarygodności zmierzonych wartości, jak również biorąc pod uwagę niedoskonałą percepcję osób rejestrujących pomiary, należy przeprowadzić proces określenia niepewności rejestrowanych wartości. Oczywiście w jego trakcie można również uwzględnić czynniki o rozkładzie stochastycznym, które mogą wpływać na wartości zmierzone.

Proces określenia niepewności pomiarów został opracowany przez międzynarodową organizację standaryzującą i pozwala na określenie akceptowalnego przedziału, w którym z odpowiednio wysokim prawdopodobieństwem znajdować się będzie wartość zmierzona [27,29].

Pomiary na kolei linowej „Słotwiny” były prowadzone po dwa dla każdej z procedur przy zmiennym obciążeniu. Działanie to miało na celu zmniejszenie prawdopodobieństwa błędnej rejestracji wartości mierzonych.

Analizując aplikacyjność metod szacowania niepewności pomiarów, ze względu na ich jednostkowość, wybrano tzw. metodę B (stosowana w przypadku braku możliwości użycia metod statystycznych). Metoda ta jest oparta na przyjętym przez obserwatora rozkładzie prawdopodobieństwa. Należy w niej rozpatrzyć niepewność wzorcowania, eksperymentatora oraz niepewność tablicową [27]. Dodatkowo stwierdzono wystąpienie błędów systematycznych przy obu urządzeniach pomiarowych.

**a). Oszacowanie niepewności pomiarów metodą „B”**

- Niepewność wzorcowania  $\Delta_d x$

Określana jest jako dokładność poszczególnych przyrządów pomiarowych. Podczas pomiarów użytymi przetwornikami były:

- trójosiowy akcelerometr siedziskowy PCB 356B41- [104], niepewność pomiaru określona przez producenta w zakresie wartości mierzonej wynosi  $\pm 0,1 \frac{m}{s^2}$ .

- inklinometr dwuosiowy di-soric NS 60 M 60XY, producent określa dokładność czujnika w całym zakresie pomiarowym równą  $\pm 0,5^{\circ}$  [105].

- nie udało się określić dokładności pomiaru przez rolkę pomiarową (enkoder) ze względu na brak opisującej ją dokumentacji technicznej, założono natomiast, że musiała ona spełniać normę DIN 16086:2006-01 i przyjęto dokładność do  $\pm 0,5\%$ . Dla maksymalnych rejestrowanych wartości prędkości wynosi ona  $\pm 0,01 \frac{m}{s}$ .

Zakładając jednostajny rozkład gęstości prawdopodobieństwa, korzystając ze wzoru (VII.1), można obliczyć poszczególne niepewności standardowe.

$$u(x) = \frac{\Delta_d x}{\sqrt{3}} \tag{VII.1}$$

Tab.VII.2. Wartości niepewności wzorcowania.

	<b>Niepewność wzorcowania</b>	<b>Niepewność standardowa</b>
<b>akcelerometr</b>	$\pm 0,1 \frac{m}{s^2}$	$\pm 0,06 \frac{m}{s^2}$
<b>inklinometr</b>	$\pm 0,5^{\circ}$	$\pm 0,29^{\circ}$
<b>rolka pomiarowa</b>	$\pm 0,01 \frac{m}{s}$	$\pm 0,006 \frac{m}{s}$

- Niepewność eksperymentatora  $\Delta_e x$

Geneza tego rodzaju niepewności pochodzi od błędów w odczycie wskazań przyrządów pomiarowych, pośpiechu w przeprowadzaniu pomiarów oraz od czynników niezależnych. Zainstalowany układ do automatycznego wyzwalania procedur hamowania oraz analiza wyników w jednostce naukowej redukują zdecydowanie prawdopodobieństwo wystąpienia takich błędów. Natomiast w subiektywnej ocenie wpływ na niepewność pomiarową mogą mieć warunki atmosferyczne, a w szczególności podmuchy wiatru. Mimo, iż mierzona wartość wiatru była mała, nie można wykluczyć lokalnych podmuchów wiatru w okolicy krzesła pomiarowego. Przyjęta wartość

niepewności eksperymentatora wynosi  $\Delta_e x = 2\%$ . Dla rozkładu normalnego niepewność pomiarowa wynosi  $u_e(x) = 0,012$  wartości mierzonej.

- Niepewność tablicowa  $\Delta_i x$

Wynika ona z przyjmowania przybliżonych wartości podanych w publikacjach naukowych, korzystania przy obliczeniach z kalkulatora lub numerycznych algorytmów obliczeniowych. Zazwyczaj wartość niepewności, ze względu na trudności w jej oszacowaniu, podawana jest jako dziesięć jednostek ostatniego miejsca dziesiętnego przy wartościach mierzonych.

Całkowita niepewność standardowa obliczana metodą B określona jest wzorem (VII.2). Wyniki dla poszczególnych wartości mierzonych zostały przedstawione w tabeli (tab.VII.3.).

$$u_{\text{calc}}(x) = \sqrt{\frac{(\Delta_d x)^2 + (\Delta_e x)^2 + (\Delta_i x)^2}{3}} \quad (\text{VII.2})$$

Tab.VII.3. Wartości całkowitej niepewności standardowej.

	Całkowita niepewność standardowa $u_{\text{calc}}(x)$
<b>akcelerometr</b>	$\pm 0,059 \frac{m}{s^2}$
<b>inklinometr</b>	$\pm 0,337^\circ$
<b>rolka pomiarowa</b>	$\pm 0,014 \frac{m}{s}$

#### **b). Błędy systematyczne**

Przy początkowo ustalonej wartości wychylenia  $0^\circ$  inklinometr musiał podczas oddziaływań dynamicznych minimalnie zmienić swoją pozycję w stosunku do początkowej. Natomiast na czujnik przyspieszenia od samego początku działała siła wypadkowa pochodząca od ciężaru pasażera. Spowodowane było to położeniem czujnika na pochylonej płaszczyźnie krzesła (ok.  $11^\circ$ ). Dodatkowo po analizie sygnałów przeprowadzonej w jednostce naukowej zauważono wpływ zmiany obciążenia kolei na błędy systematyczne dla zarejestrowanych wartości przyspieszeń i zmian kąta.

Obydwa błędy zostały sklasyfikowane jako systematyczne i do wyników pomiarów będą dodawane poprawki, które również należy rozpatrywać w aspekcie niepewności ich określenia.

Niepewność poprawek została określona metodą „B” ze względu na dwie wartości pomiarowe dla poszczególnych obciążeń. Niepewność została określona na poziomie 5%. Wyniki poprawek zostały przedstawione w tabeli (tab.VII.4.).

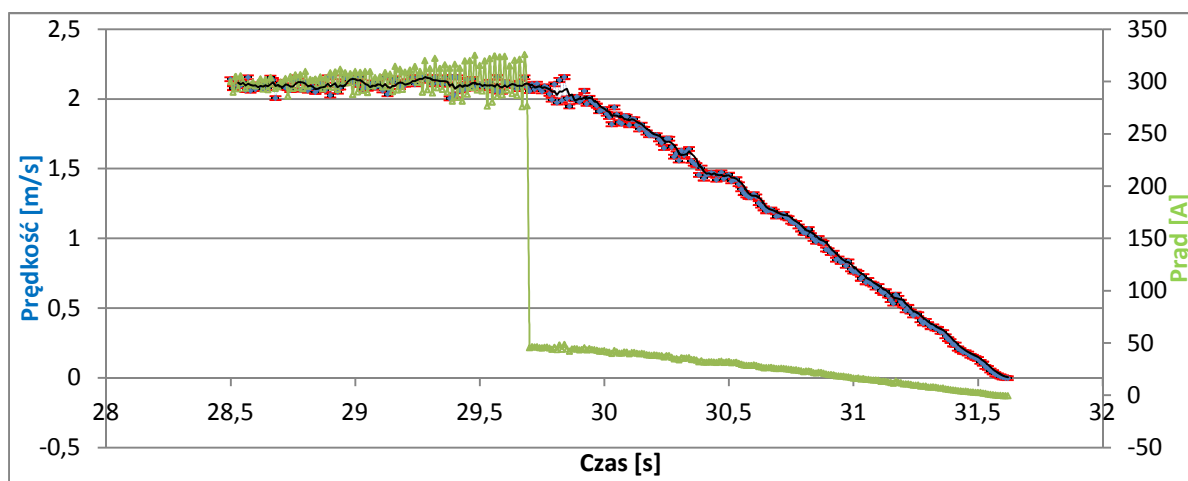
Tab.VII.4. Poprawki wynikające z błędów systematycznych.

Obciążenie	Kąt wychylenia	POPRAWKI	
		x	z
0% SA, SN	$+0,877^{\circ} \pm 0,0435^{\circ}$	$-0,28 \frac{m}{s^2} \pm 0,014 \frac{m}{s^2}$	$-0,22 \frac{m}{s^2} \pm 0,011 \frac{m}{s^2}$
50% SA, SN	$+1,335^{\circ} \pm 0,0667^{\circ}$	$-0,23 \frac{m}{s^2} \pm 0,011 \frac{m}{s^2}$	$-0,14 \frac{m}{s^2} \pm 0,007 \frac{m}{s^2}$
100% SA, SN	$+0,665^{\circ} \pm 0,0332^{\circ}$	$-0,23 \frac{m}{s^2} \pm 0,011 \frac{m}{s^2}$	$-0,14 \frac{m}{s^2} \pm 0,007 \frac{m}{s^2}$

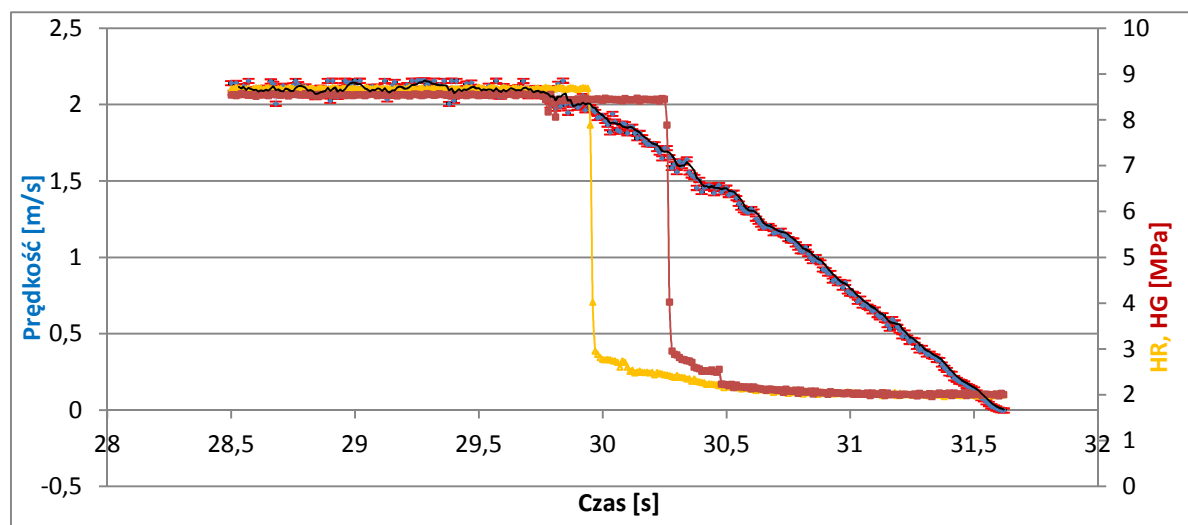
### VII.3.2 Obciążenie 100% góra/0% dół

#### a). „Stop-Niebezpieczeństwo”

- pomiar na stacji napędowej (rys. VII.13-14)

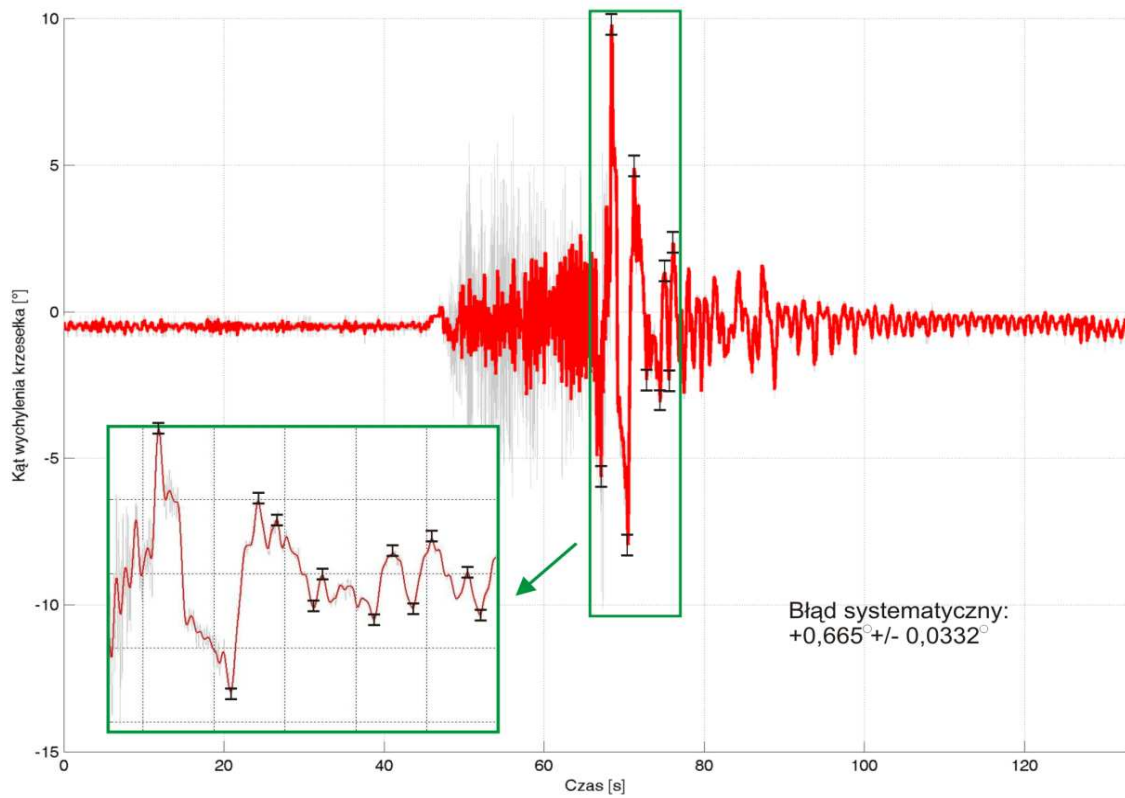


Rys.VII.13. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 100%/0%, kolor czerwony – niepewność pomiaru prędkości.

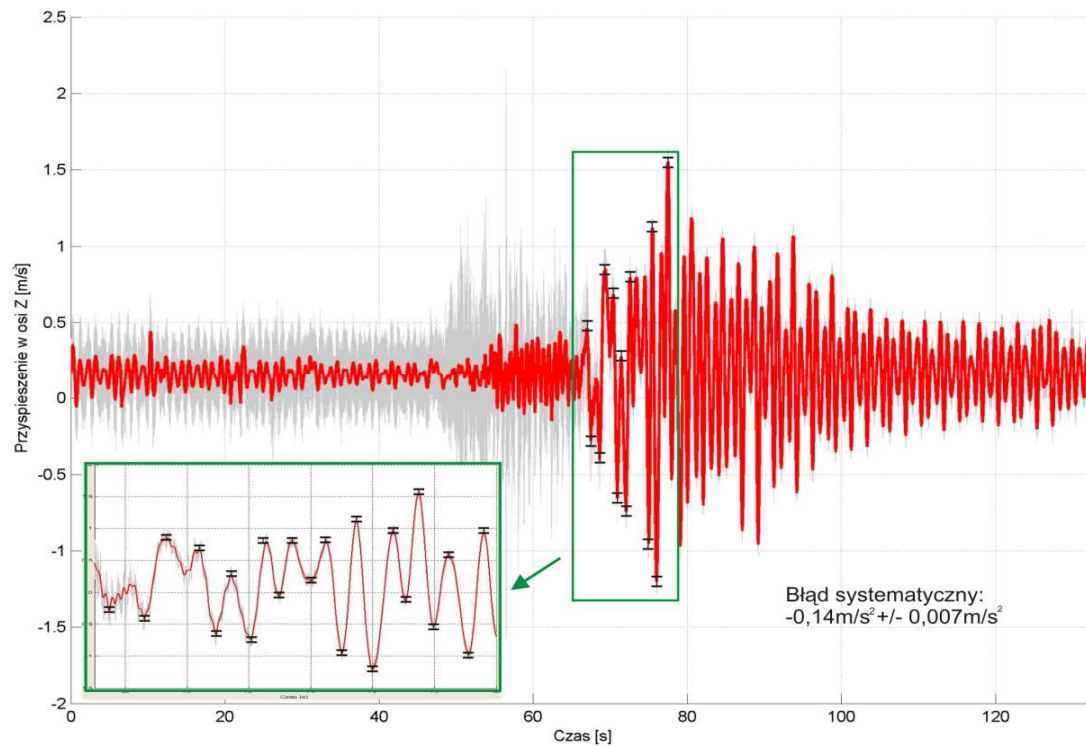


Rys.VII.14. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnienia czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SN 100%/0%, kolor czerwony – niepewność pomiaru prędkości

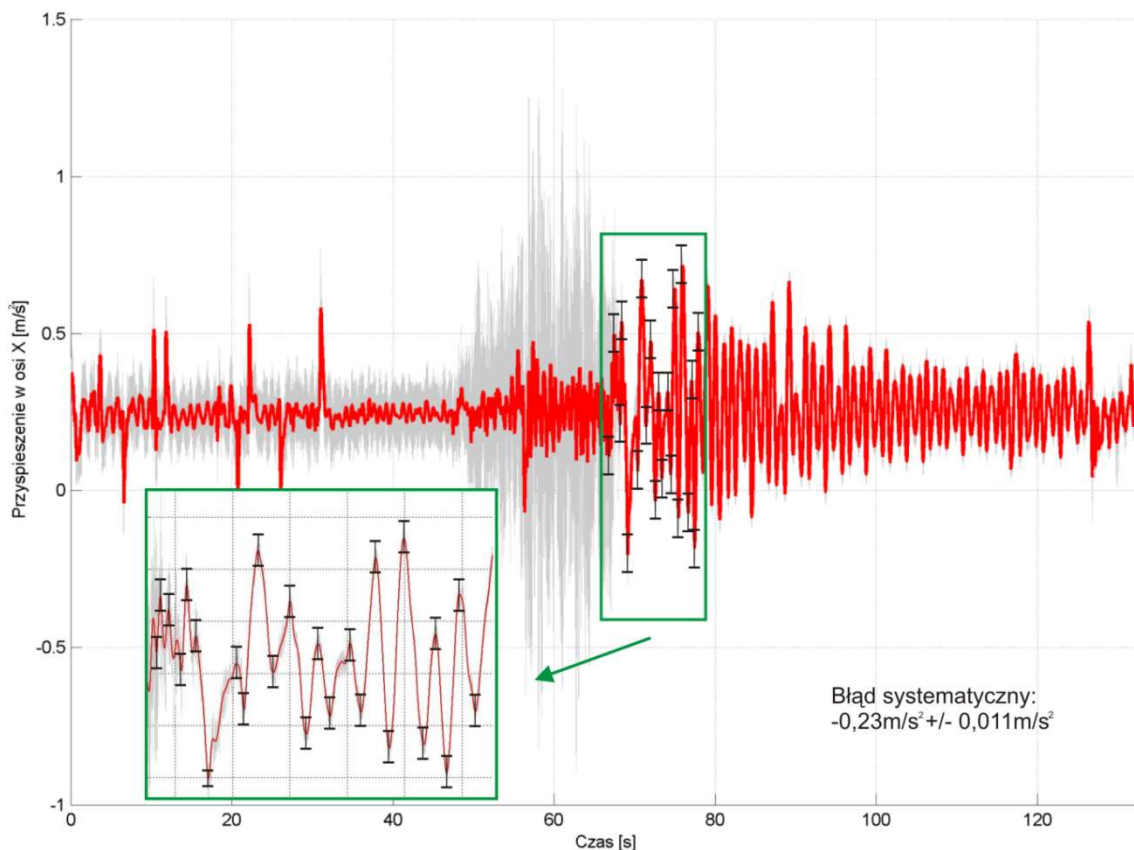
- pomiar na krześle (rys.VII.15-17.)



Rys.VII.15. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SN 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.



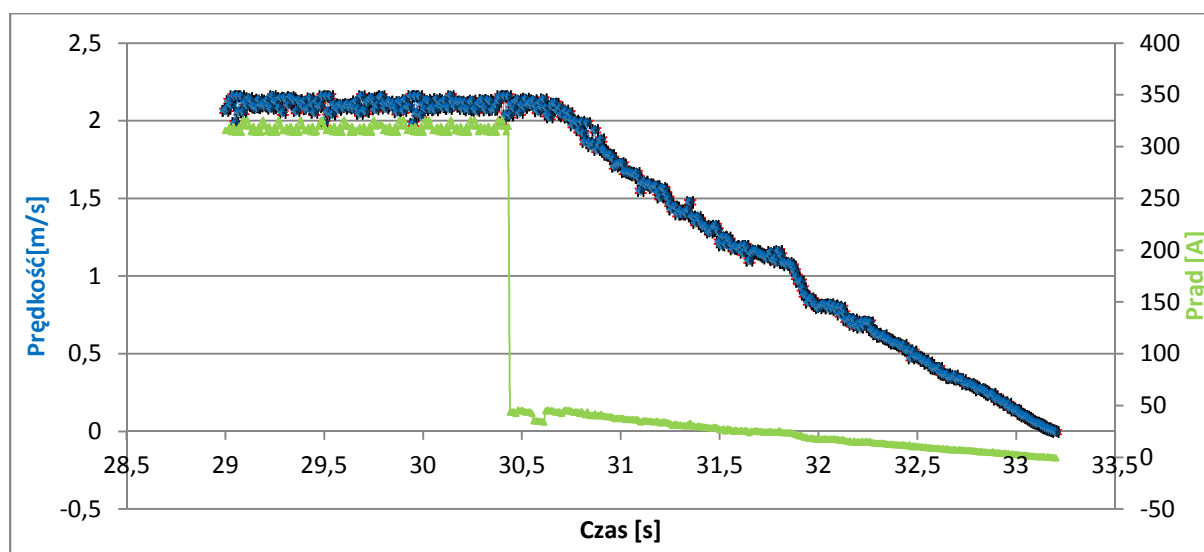
Rys.VII.16. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SN 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.



Rys.VII.17. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SN 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

b). „Stop-Awaria”

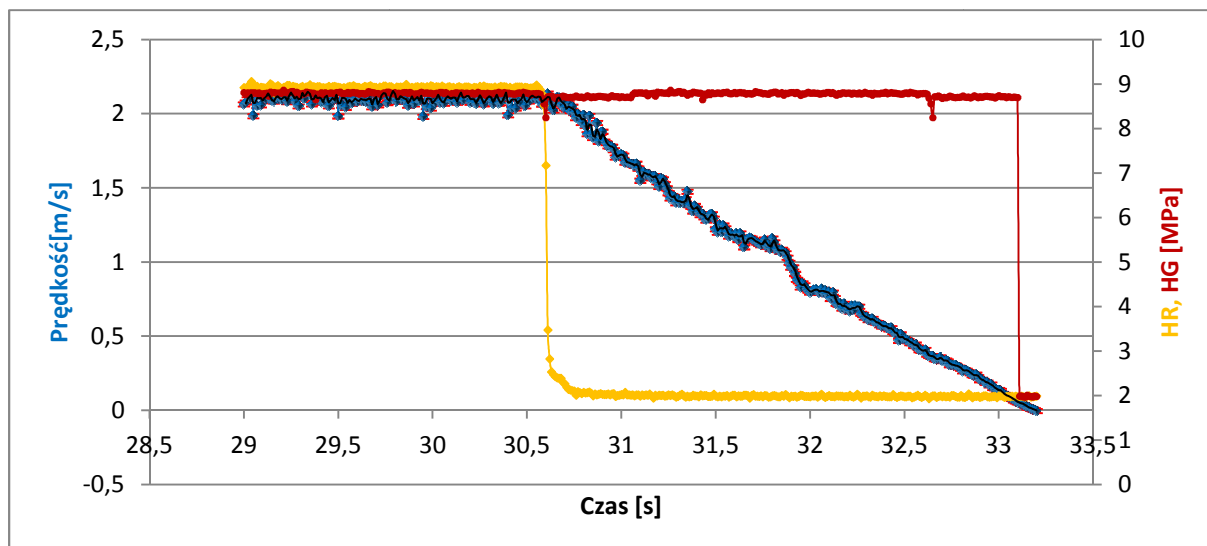
- pomiar na stacji (rys.VII.18-19)



Rys.VII.18. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SA 100%/0%.

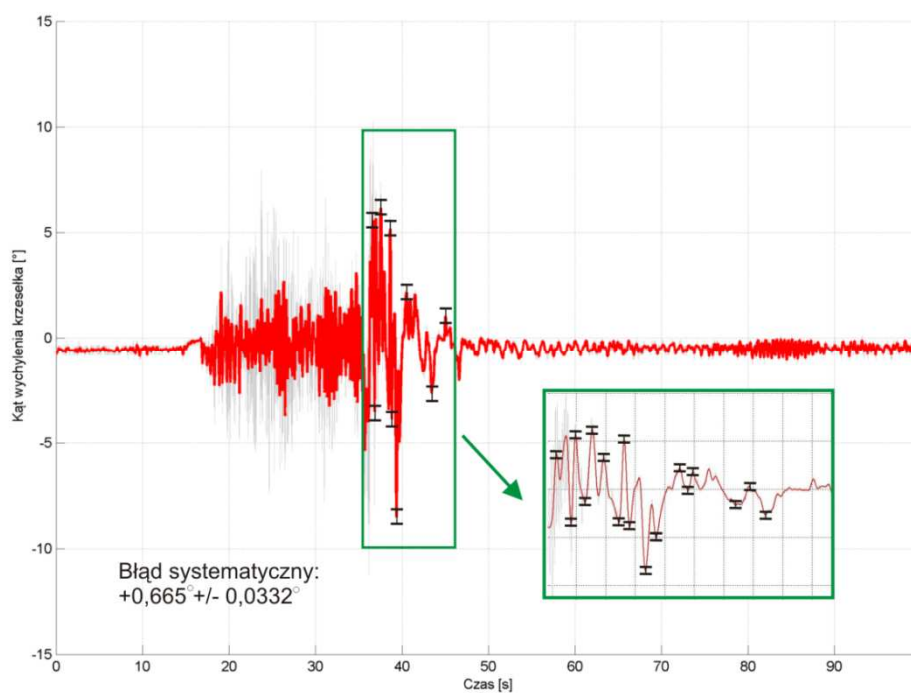


## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych



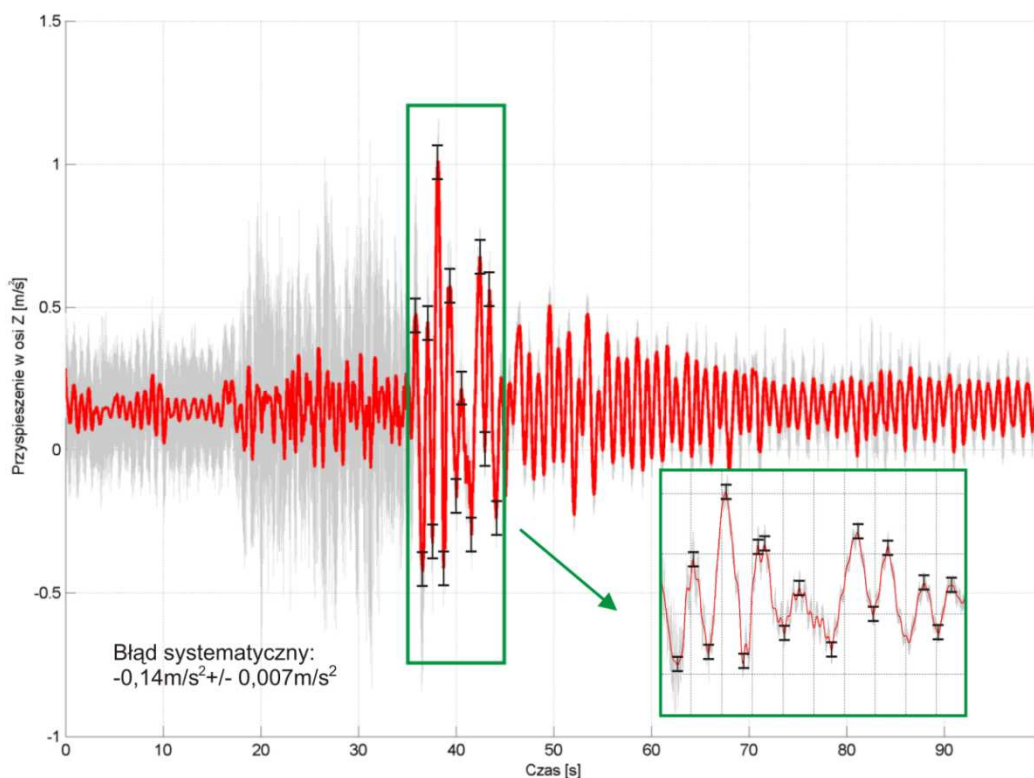
Rys.VII.19. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnien czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SA 100%/0%.

- **pomiar na krześle (rys.VII.20-22.)**

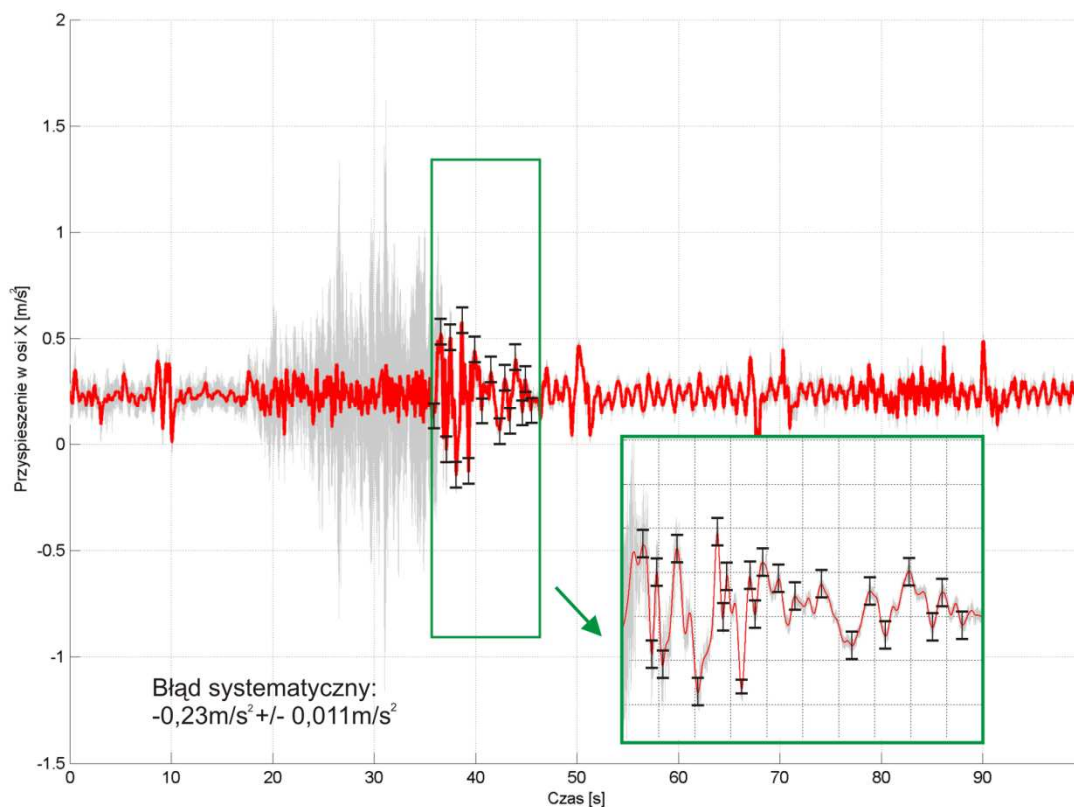


Rys.VII.20. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SA 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych



Rys.VII.21. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SA 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

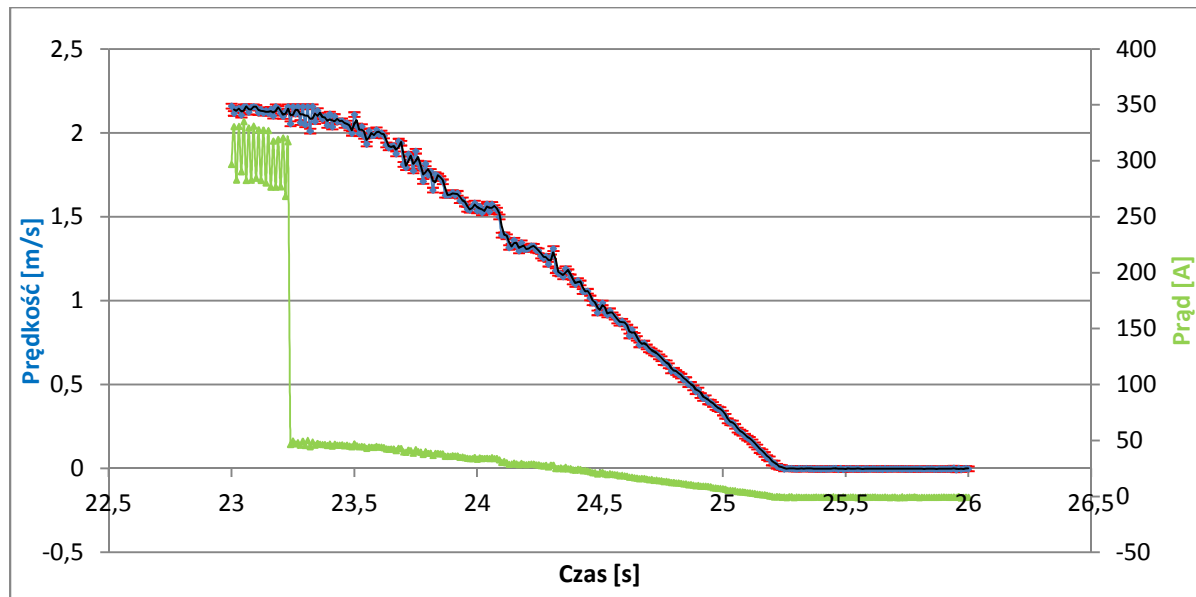


Rys.VII.22. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SA 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

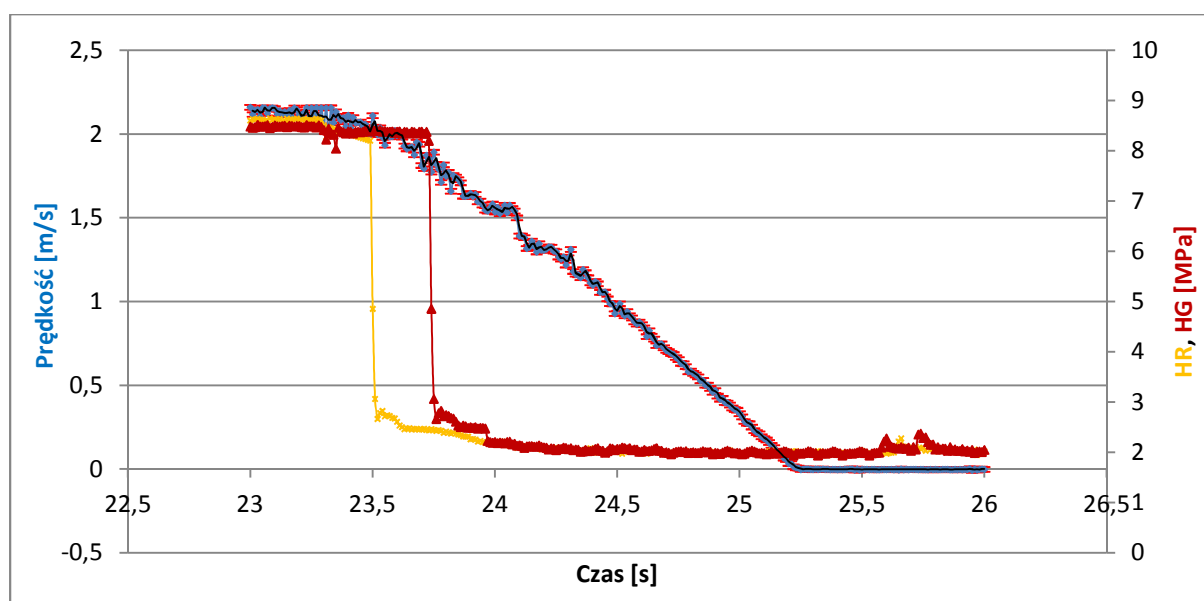
### VII.3.3 Obciążenie 50% góra/0% dół.

#### a). „Stop-Niebezpieczeństwo”

- pomiar na stacji (rys.VII.23-24.)

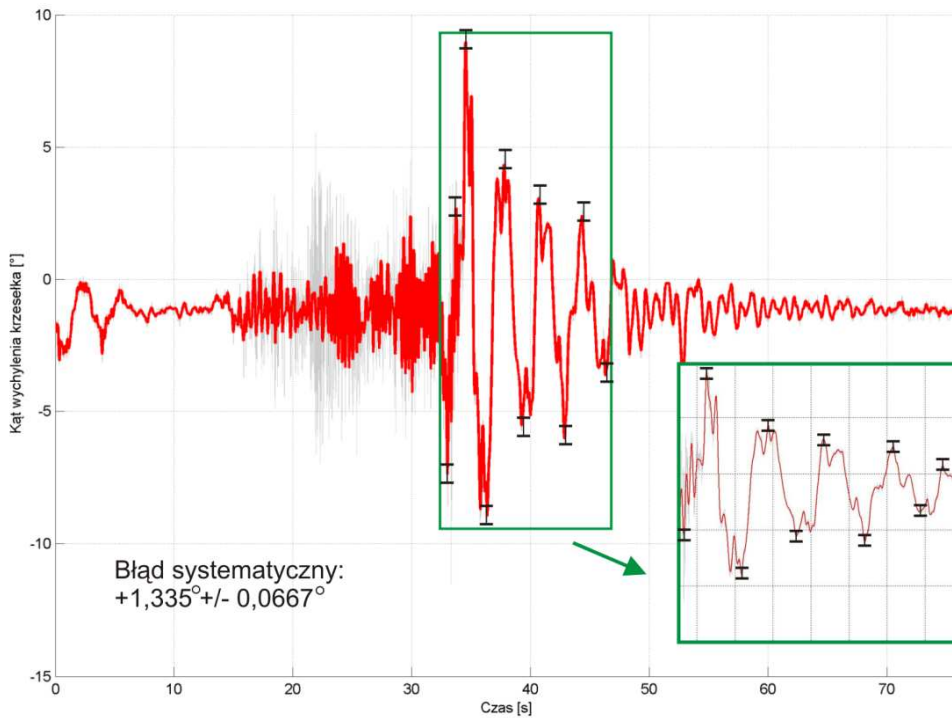


Rys.VII.23. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 50%/0%.

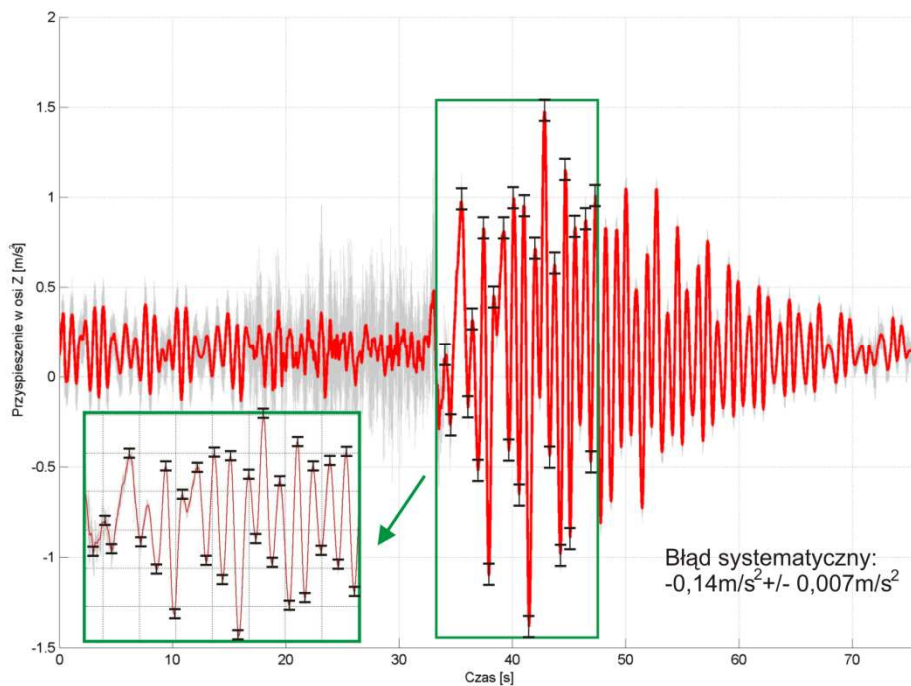


Rys.VII.24. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnienia czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SN 50%/0%.

- pomiar na krześle (rys.VII.25-27.)

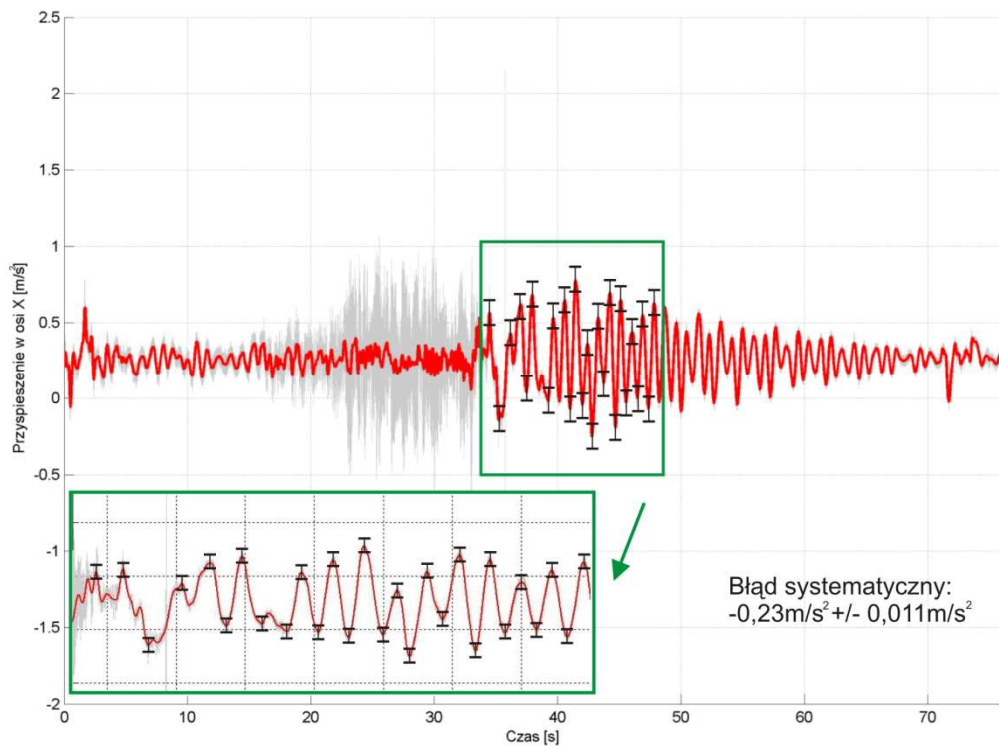


Rys.VII.25. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SN 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.



Rys.VII.26. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SN 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

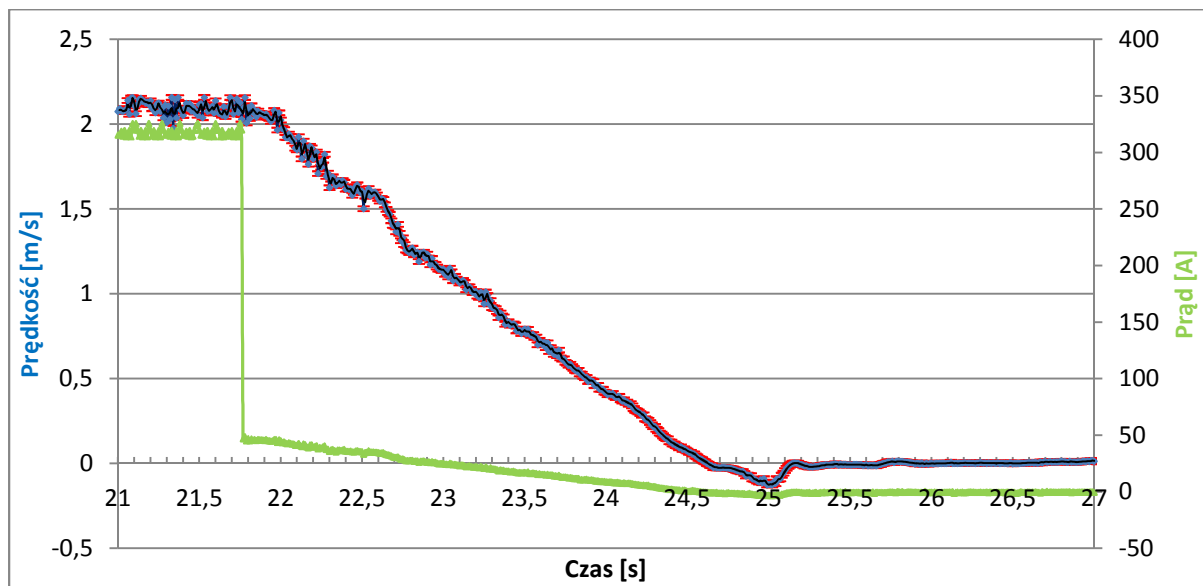
## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych



Rys.VII.27. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SN 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

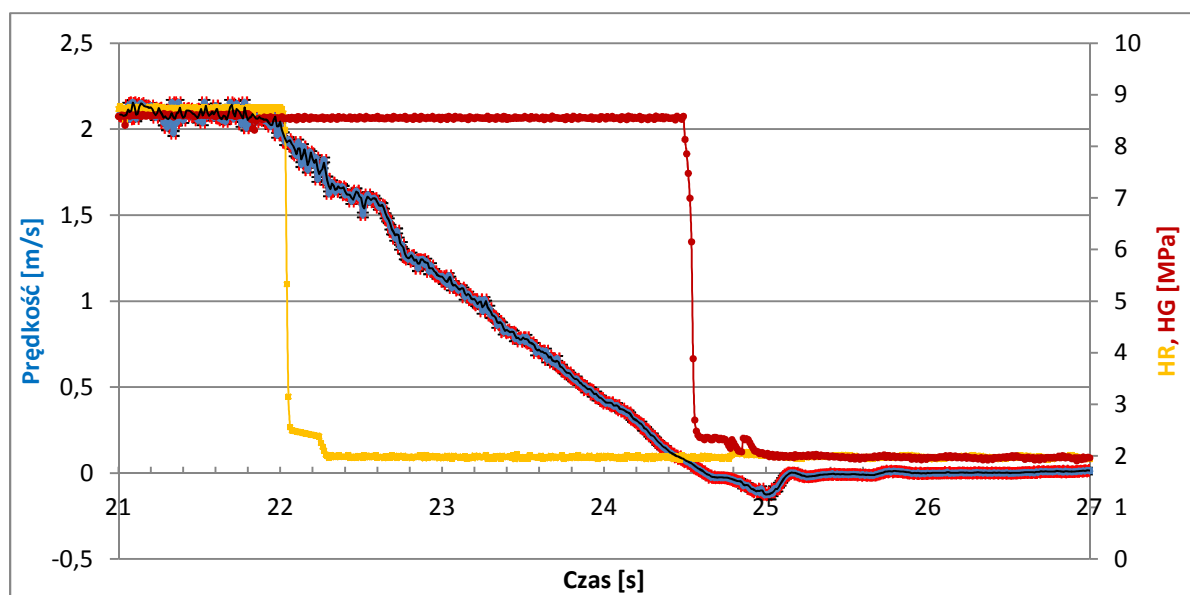
### b). „Stop-Awaria”

- **pomiar na stacji** (rys.VII.28-29.)



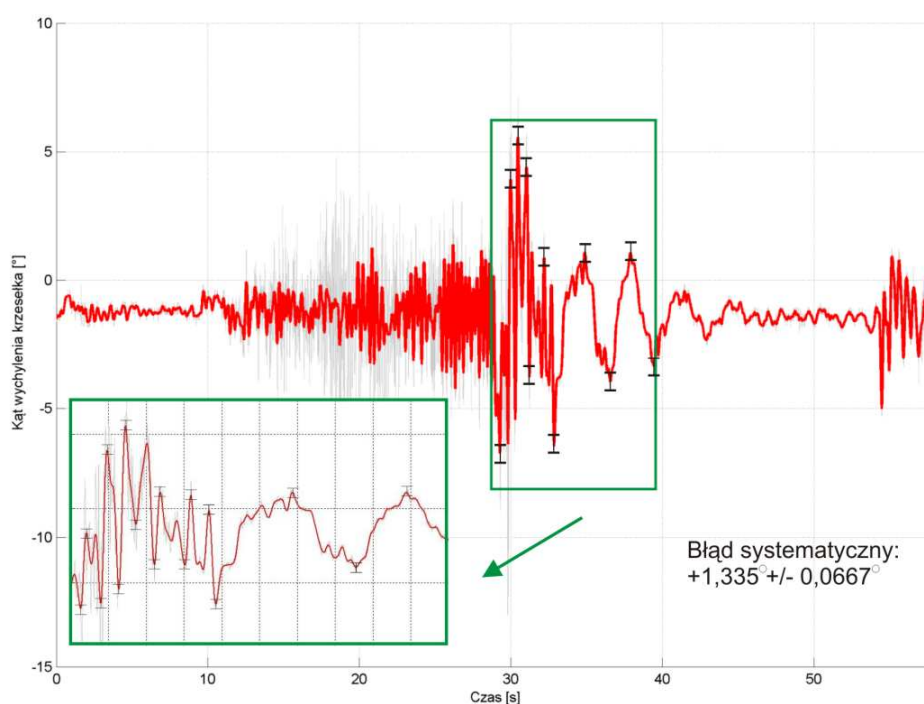
Rys. VII.28. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SA 50%/0%.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzeselkowych



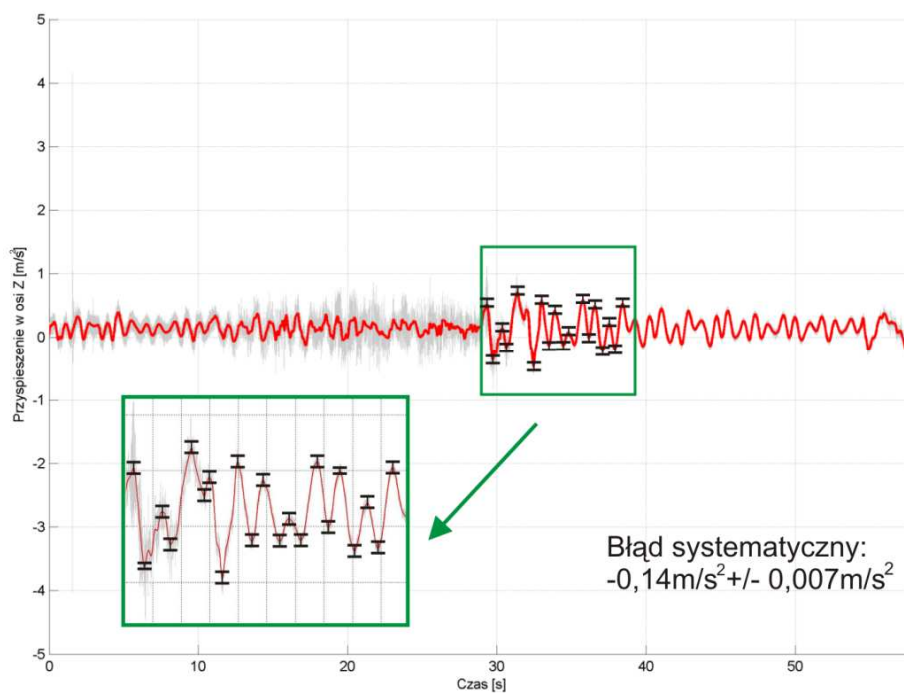
Rys.VII.29. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnienia czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SA 50%/0%.

- pomiar na krześle (rys.VII.30-33.)

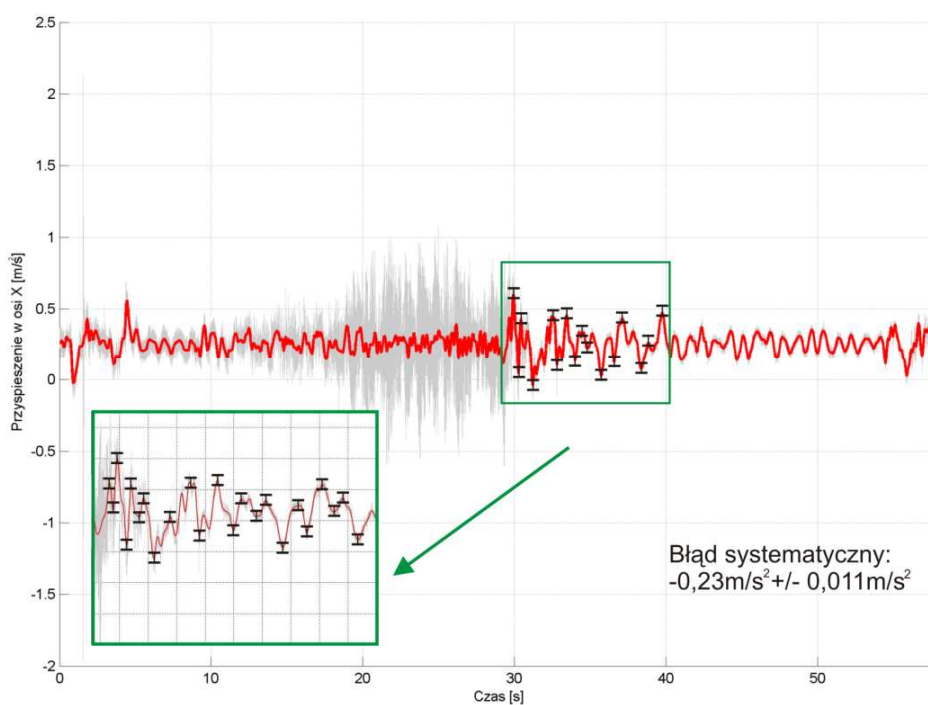


Rys.VII.30. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SA 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesikowych



Rys.VII.31. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SA 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

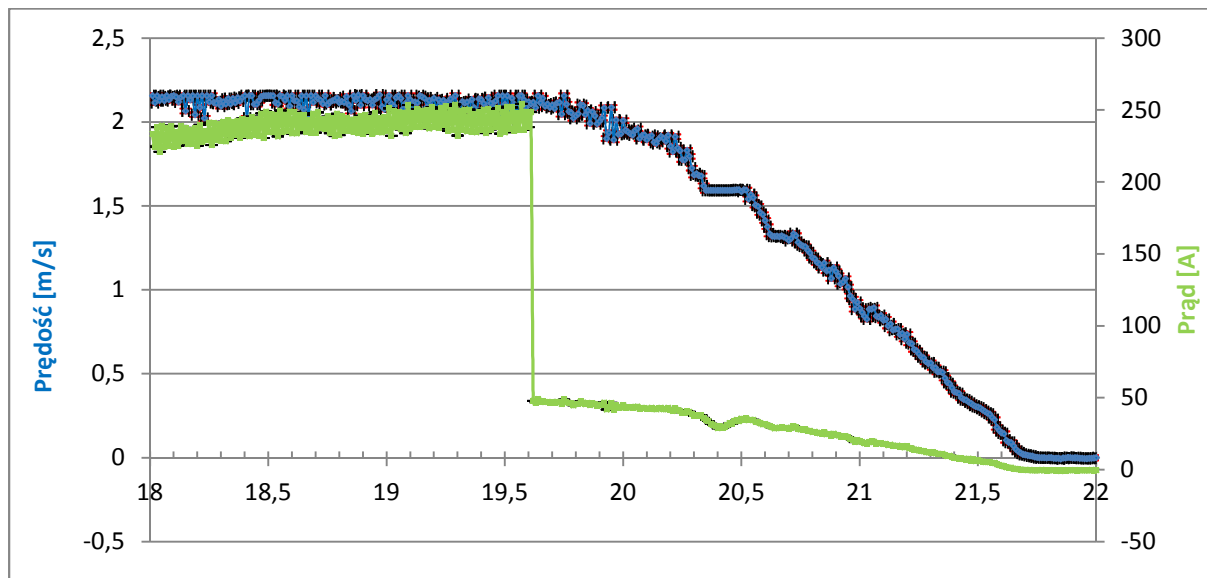


Rys.VII.32. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SA 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

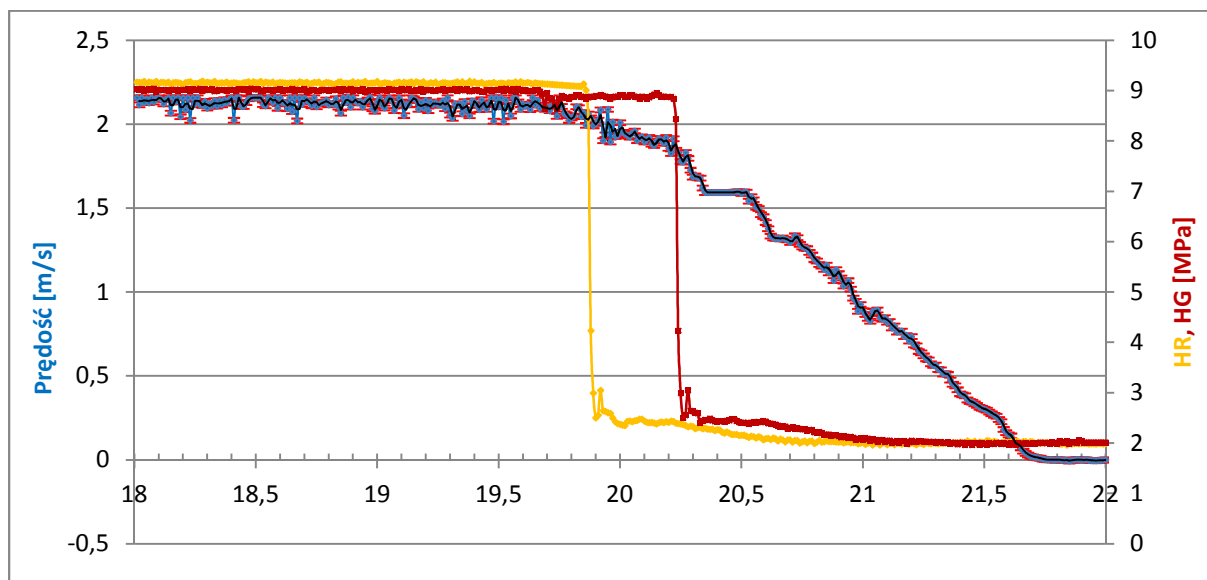
### VII.3.4 Obciążenie 0% góra/0% dół

#### a). „Stop-Niebezpieczeństwo”

- pomiar na stacji (rys.VII.33-34.)



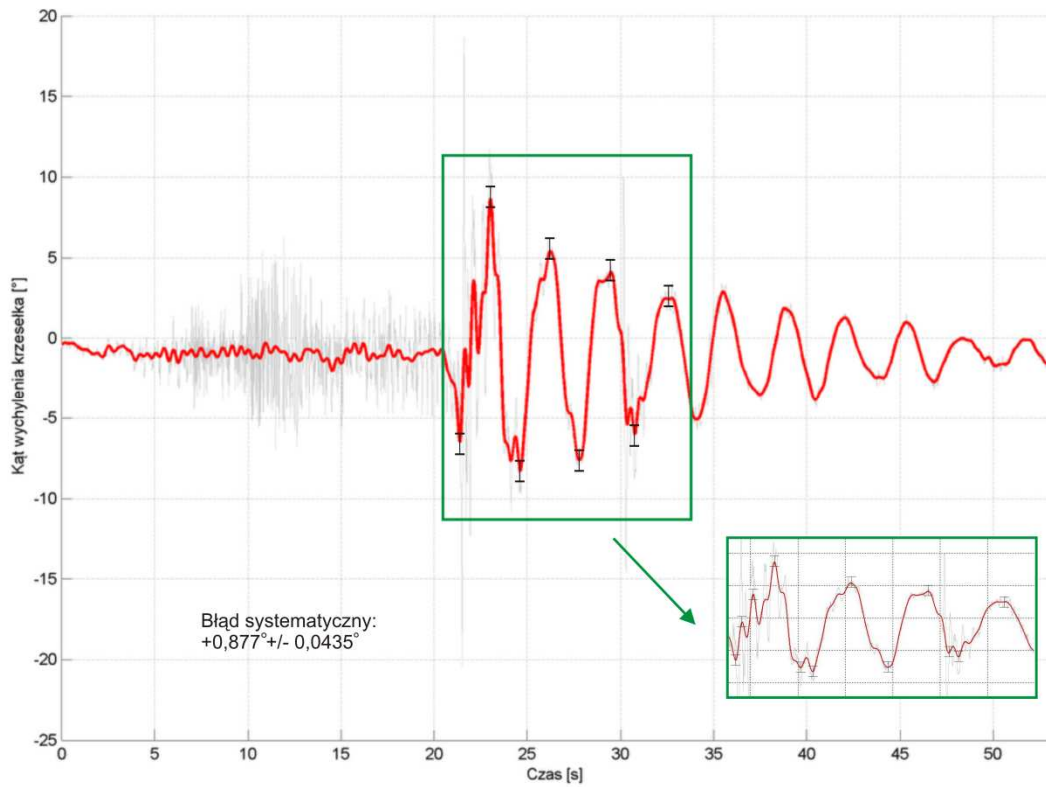
Rys. VII.33. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 0%/0%.



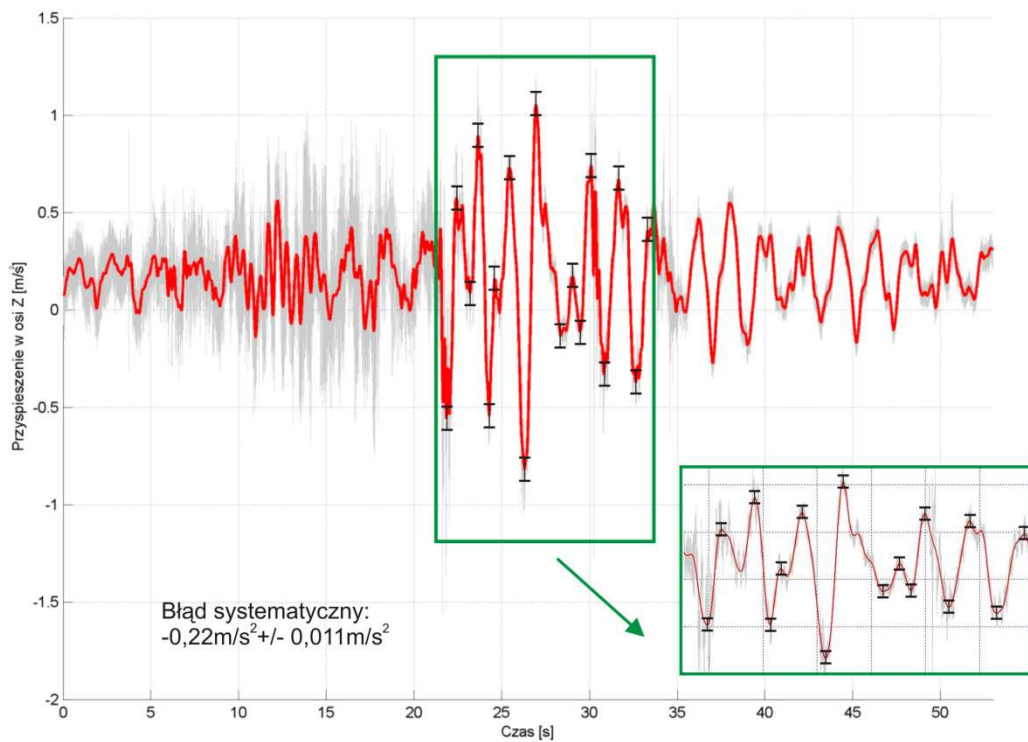
Rys.VII.34. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnienia czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SN 0%/0%.



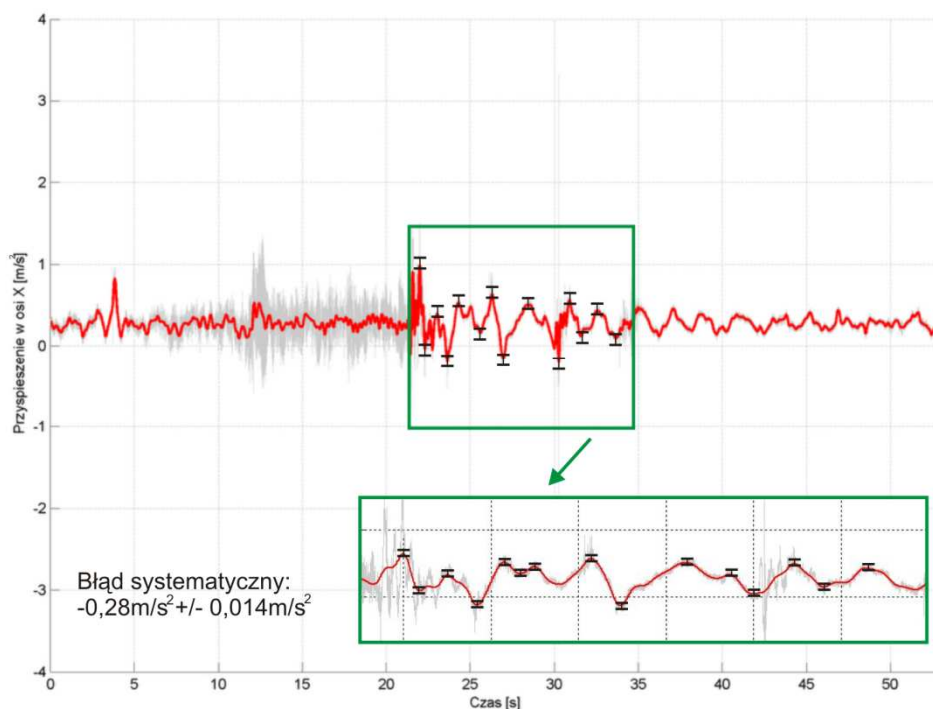
- pomiar na krześle (rys.VII.35-37)



Rys.VII.35. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SN 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.



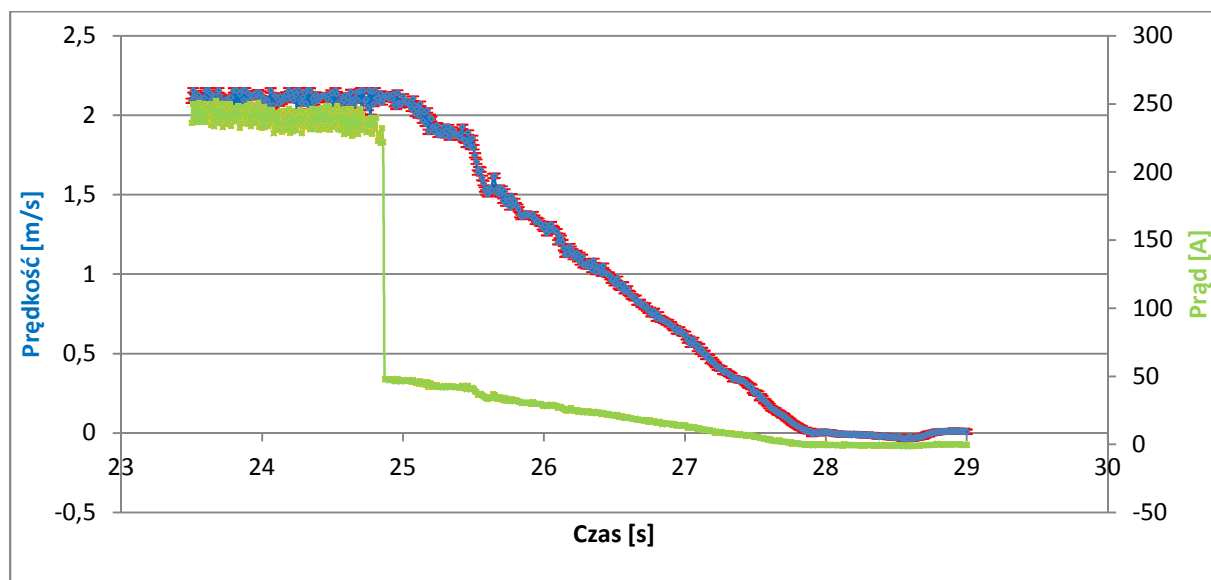
Rys. VII.36. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SN 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.



Rys. VII.37. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SN 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

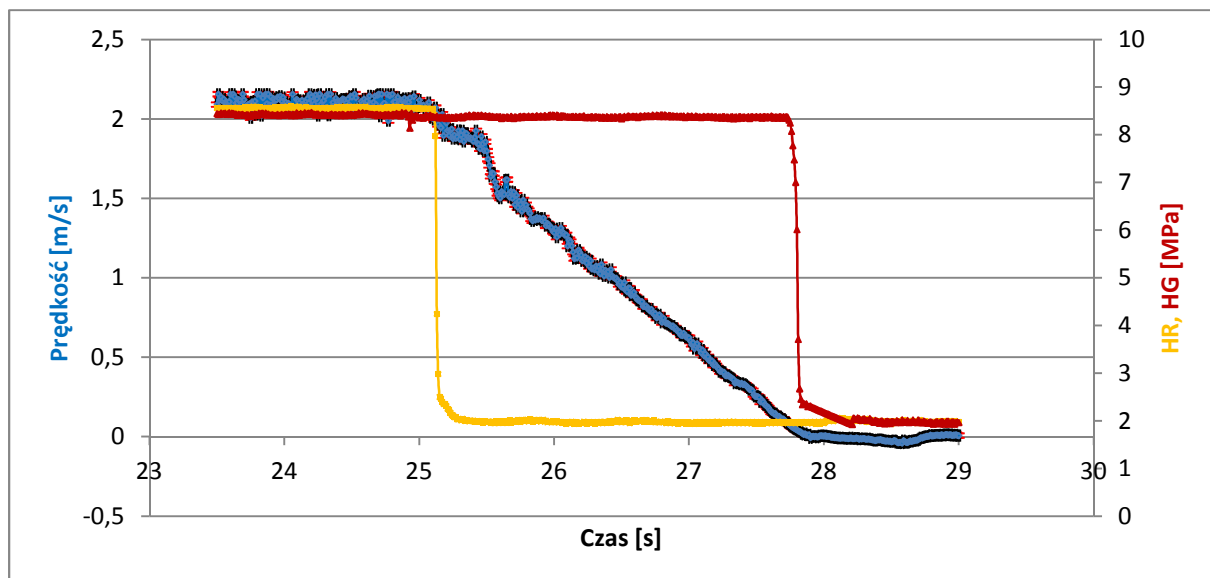
b). „Stop-Awaria”

- pomiar na stacji (rys.VII.38-39)



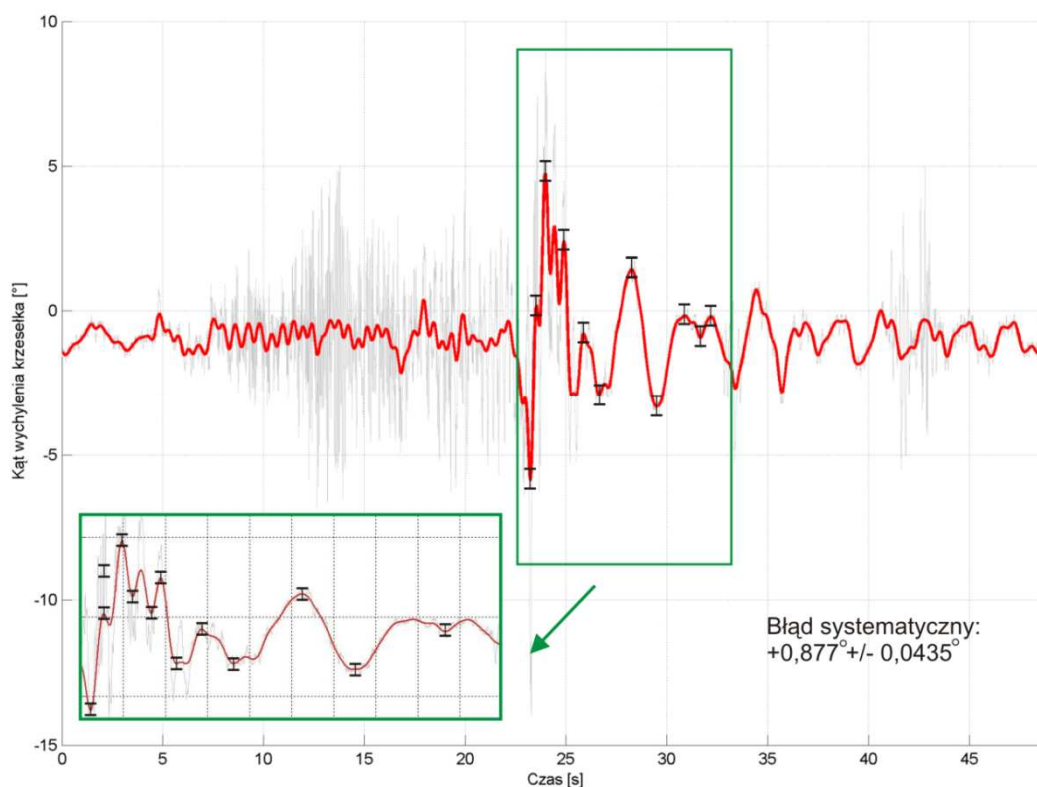
Rys. VII.38. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 0%/0%.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych



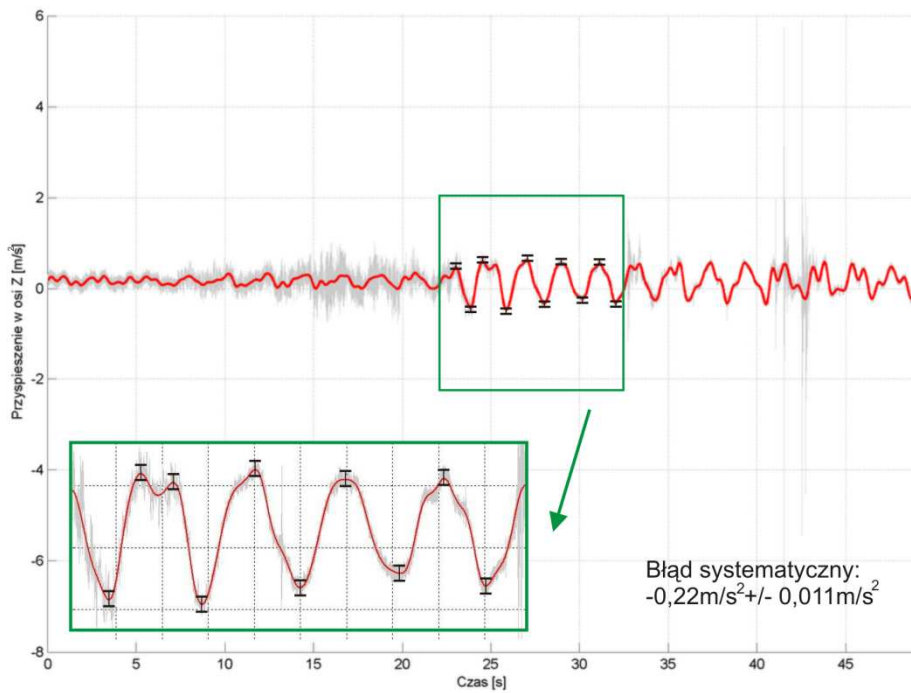
Rys. VII.39. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnień czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SA 0%/0%.

- pomiar na krześle (rys.VII.40-43)

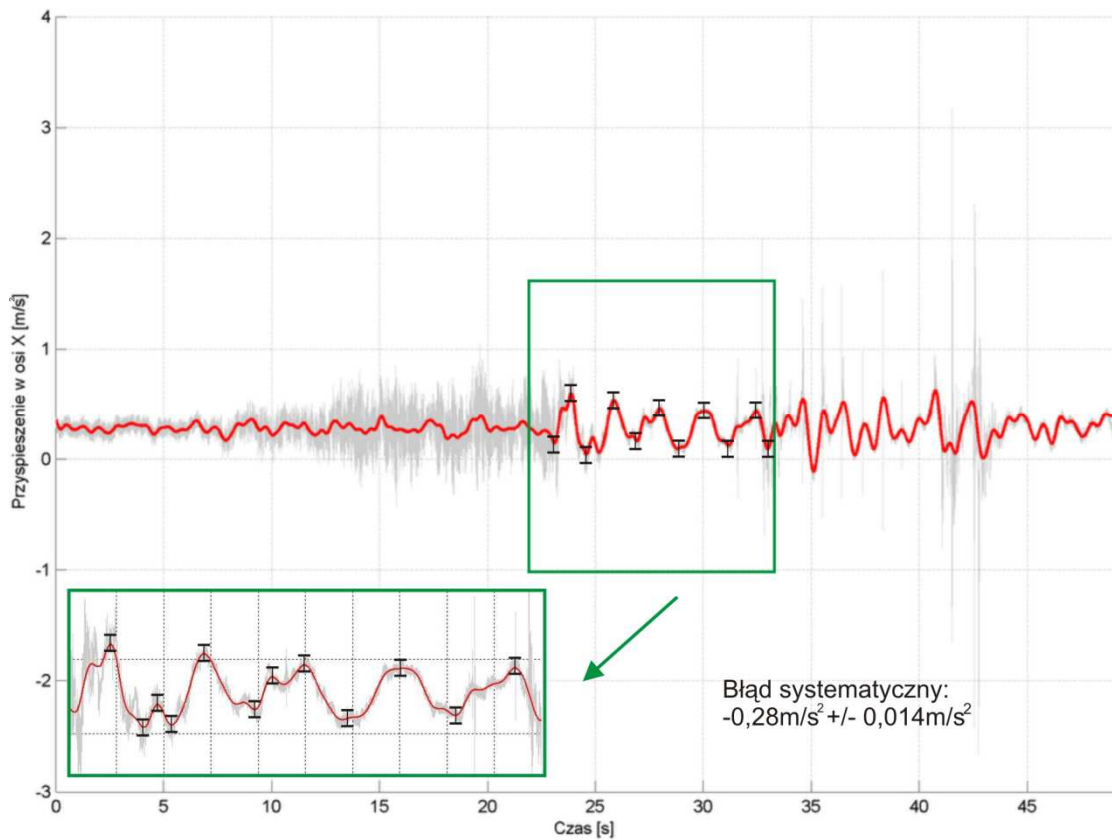


Rys.VII.40. Pomiar kąta wychYLENIA dla procedury hamowania SA 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych



Rys. VII.41. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SA 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.



Rys.VII.42. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SA 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.

## **VIII. Weryfikacja i walidacja modelu numerycznego niewyprzęganej kolei linowej**

Weryfikacja definiowana jest jako proces ustalania, czy realizacja modelu numerycznego spełnia opis koncepcyjny i rozwiązanie z przyjętą dokładnością. Proces weryfikacji można przedstawić w dwóch etapach. Pierwszy przeprowadzany już od samego początku opracowywania modelu, polega na sprawdzaniu poszczególnych algorytmów, bądź ich części, w aspekcie poprawnego działania. Drugi odpowiada za dobranie odpowiednich parametrów opisujących model numeryczny, którymi są: program rozwiązujący zagadnienia dynamiczne, krok czasowy, metoda rozwiązywania równań różniczkowych [71]. Niektórzy autorzy rozpatrują jeszcze kryterium doboru liczby elementów dyskretnych [21]. W analizowanym modelu dobór został przeprowadzony ze względu na ściśle określone miejsce przeprowadzania rejestracji wartości mierzonych (odcinek kolei został odpowiednio uszczegółowiony).

### **VIII.1 Weryfikacja modelu numerycznego**

Proces weryfikacji został podzielony na dwa etapy:

- **I etap**

Budowa modelu matematycznego kolei linowej pierwotnie była zredukowana do 8 mas dyskretnych, dla których przeprowadzane były analizy poprawności rozwiązywania w programach Maple i Matlab. Modelowane było również pojedyncze przęśło (6 mas). Odpowiedzi uzyskane podczas symulacji całego układu, jak i jednego przęśła można było uznać za poprawne, ale niewystarczające. Dlatego zwiększono liczbę mas dyskretnych do 39. Dodatkowo, ze względu na przyjęty cel regulacji siły hamowania, podjęto decyzję o wykorzystaniu do rozwiązań programu Matlab-Simulink. Oprogramowanie to umożliwia łatwiejsze niż w przypadku innych programów zamodelowanie charakterystyk poszczególnych sił hamowania.

Model dynamiczny tworzony był w jednej pętli algebraicznej, której algorytm był sprawdzany na bieżąco wraz z dopisywaniem kolejnych równań. Problem poprawności jego działania pojawił się przy modelowaniu przęśła P5-P6 (odcinek szczegółowo rozpatrywany), w którym wartościami wejściowymi równań opisujących masy zredukowane na linii oraz na końcu elementów o ruchu harmonicznym były wartości wyjściowe z tych równań. Rozwiązanie tej kwestii nastąpiło poprzez odpowiednie ustawienie wartości kroku całkowania.

- **II etap**

Weryfikacja opisująca model numeryczny polegała na symulacjach i doborze odpowiedniej metody i kroku całkowania do rozwiązywania równań różniczkowych. Najbardziej odpowiednią okazała się jednokrokowa metoda Dormanda-Prince'a (ode45 – bazująca na metodzie Rungego-Kutty) dla równań niesztynnych (podobna szybkość zmiany wszystkich parametrów modelu), ze względu na najwyższy stopień zbieżności wyników z wartościami uzyskanymi podczas pomiarów.

Podczas symulacji sprawdzano również inne metody rozwiązywania równań, które w większości były dedykowane dla równań sztywnych. Wyniki wychodziły porównywalne z metodą Dormanda-Prince'a, jednakże ze względu na definiowaną niższą dokładność obliczeń nie zostały one zastosowane [96].

## **VIII.2 Walidacja modelu numerycznego**

Proces walidacji modelu został przeprowadzony metodą empiryczną – w drodze porównania z wartościami zmierzonymi. Kryterium dobroci zostało przyjęte jako błąd wyjścia z modelu dynamicznego. Sygnałami wyjściowymi były:

- wartości zmiany prędkości podczas procesu hamowania całego systemu kolei linowej,
- logarytmiczny dekrement tłumienia kąta wychylenia pojazdu,
- droga hamowania,
- wartości maksymalne przyspieszeń pojazdu podczas procesu hamowania (oś Z i X) w czasie maksymalnych wychyleń krzesła.

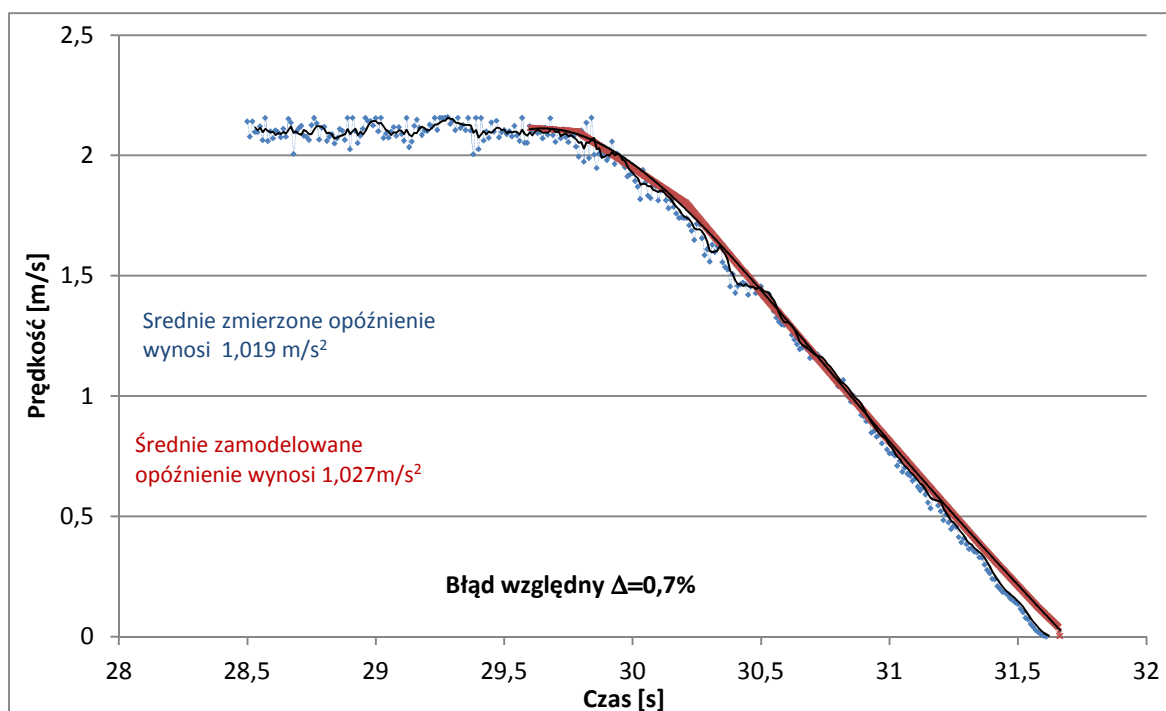
Walidację przeprowadzono dla dwóch procedur „Stop-Awaria” i „Stop – Niebezpieczeństwo”.

Wybranymi pomiarami były procesy dla obejmujące wszystkie rozpatrywane stany obciążenia 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo, 50%/0% Stop Awaria i 0%/0% Stop Niebezpieczeństwo.

### **VIII.2.1 Procedura „Stop-Niebezpieczeństwo” – 100% /0%**

#### **a). Charakterystyka zmiany prędkości podczas procesu hamowania dla procedury 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo**

Obliczony błąd względny pomiędzy średnimi wartościami opóźnień wynosi 0,7%. Czasy trwania procesów hamowania zamodelowanych i zmierzonych na obiekcie rzeczywistym różnią się pomiędzy sobą o 0,03 s, natomiast różnica w czasie rozpoczęcia opóźnienia układu wynosi 0,07 s (rys.VIII.1.). Przyjętymi wartościami wyjściowymi walidowanymi na tym etapie są średnie opóźnienia generowane przez poszczególne zespoły hamulców mechanicznych (tab.VIII.1), bez uwzględnienia niepewności pomiarowej.



Rys.VIII.1. Charakterystyka porównawcza wartości prędkości kolei linowej dla procedury 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo (kolor niebieski – wartości zarejestrowane; kolor czerwony – dane pochodzące z modelu numerycznego).

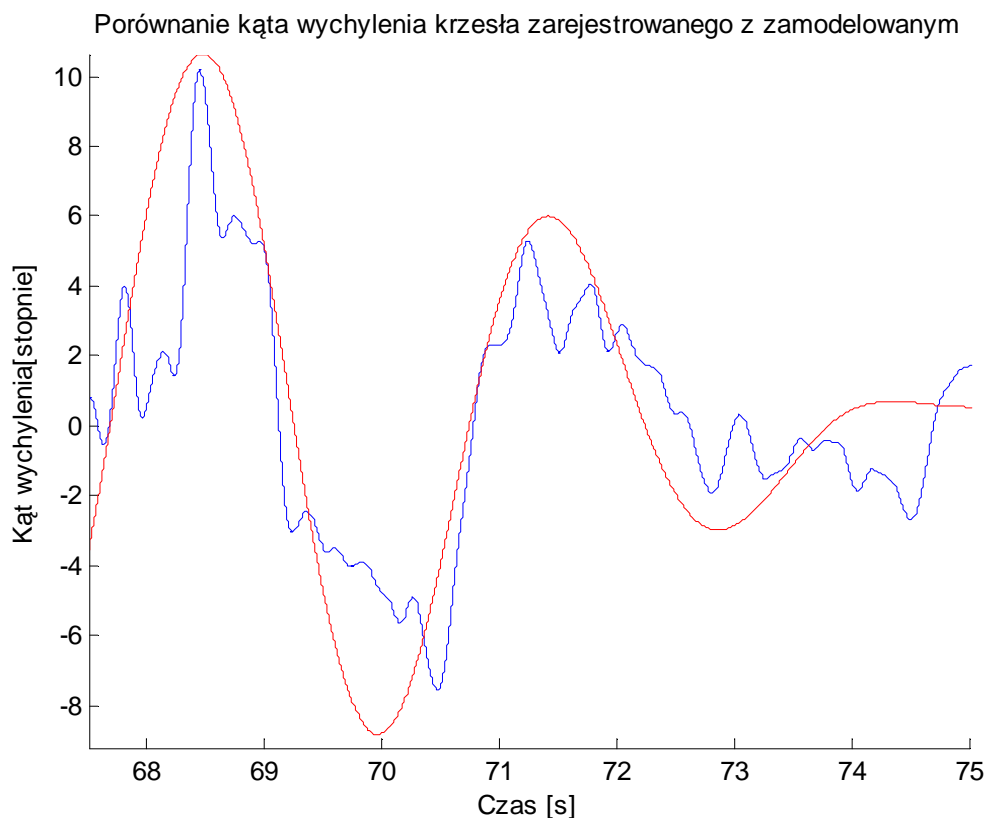
Tab.VIII.1. Porównanie wartości średnich opóźnień generowanych przez poszczególne zespoły hamulców mechanicznych.

Wartości	Średnie opóźnienie przez zespół HR [m/s <sup>2</sup> ]	Średnie opóźnienie przez zespół HG + HR [m/s <sup>2</sup> ]
Zamodelowane	0,840	1,233
Zmierzone	0,831	1,239
Błąd względny	1,1%	0,5%

**b). Logarytmiczny dekrement tłumienia kąta wychylenia pojazdu dla procedury 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo**

Kolejną wartością poddawaną walidacji modelu numerycznego jest logarytmiczny dekrement tłumienia wychylenia pojazdu. Jego wartości obliczone na podstawie (rys.VIII.2) wynoszą:

- pojazd zamodelowany:  $\delta_{100SNm}=0,67$ ,
- pojazd zarejestrowany:  $\delta_{100SNr}=0,71$ .



Rys.VIII.2. Charakterystyka porównania kątów wychylenia pojazdu zamodelowanego (kolor czerwony) i wartości otrzymanych podczas rejestracji (kolor niebieski) dla procedury hamowania 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo.

### c). Droga hamowania dla procedury 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo

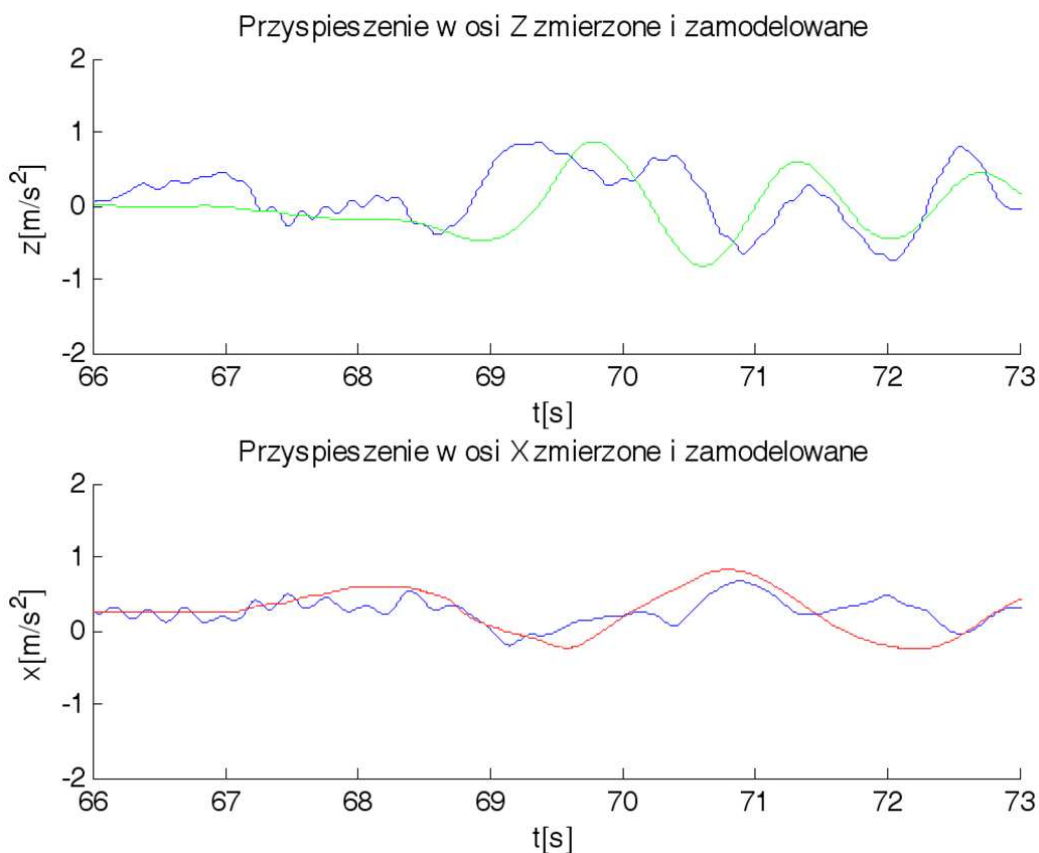
Droga hamowania, jako wskaźnik walidacji, jest powiązana z wartościami opóźnień i mogłaby być pominięta, jednakże ze względu na pomiar wartości rzeczywistej z innego miejsca niż pojazd kolei została ona użyta do analizy porównawczej.

- Wartość z impulsatora zamontowanego na rolce pomiarowej (podpora nr 1): **2,0 m** (niepewność pomiarowa czujnika wynika z ułożenia elementów generujących impuls i wynosi +/-0,07 m).
- Wartość obliczona z wartości otrzymanych z modelu numerycznego: **2,06 m**.

Błąd względny drogi hamowania wynosi **3%** i nie uwzględnia niepewności pomiarowej.



**d). Wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła dla procedury 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo**



Rys.VIII.3. Porównanie wartości przyspieszeń w osiach X i Z akcelerometru dla procesu hamowania procedurą „Stop-Niebezpieczeństwo” (kolor niebieski – wartości zarejestrowane, kolor czerwony i zielony – wartości zamodelowane).

Niestety nie udało się uzyskać całkowitej zbieżności wartości przyspieszeń w osi Z i X modelu matematycznego z wartościami zarejestrowanymi podczas pomiarów (rys. VIII.3.) ze względu na duże uproszczenia w modelu matematycznym. W celu określenia lepszej zbieżności wartości granicznych modelu z pomiarami został on przesunięty w czasie o +0,6 sekundy dla wartości w osi Z. Pozwoliło to na częściową kompensację prawdopodobnego zaburzenia, które wystąpiło przed 70. sekundą w pomiarach. Jednakże należy pamiętać że główną funkcją celu modelu matematycznego jest określenie siły bezwładności działającej na pasażerów podczas maksymalnych wychyleń krzesła. Dlatego porównano wartości i obliczono błąd względny pomiędzy zarejestrowanymi wartościami opóźnień w punktach maksymalnego wychylenia pojazdu z wartościami zamodelowanymi (tab.VIII.2.). W wartościach zmierzonych została uwzględniona całkowita niepewność standardowa.

Tab.VIII.2. Porównanie wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła

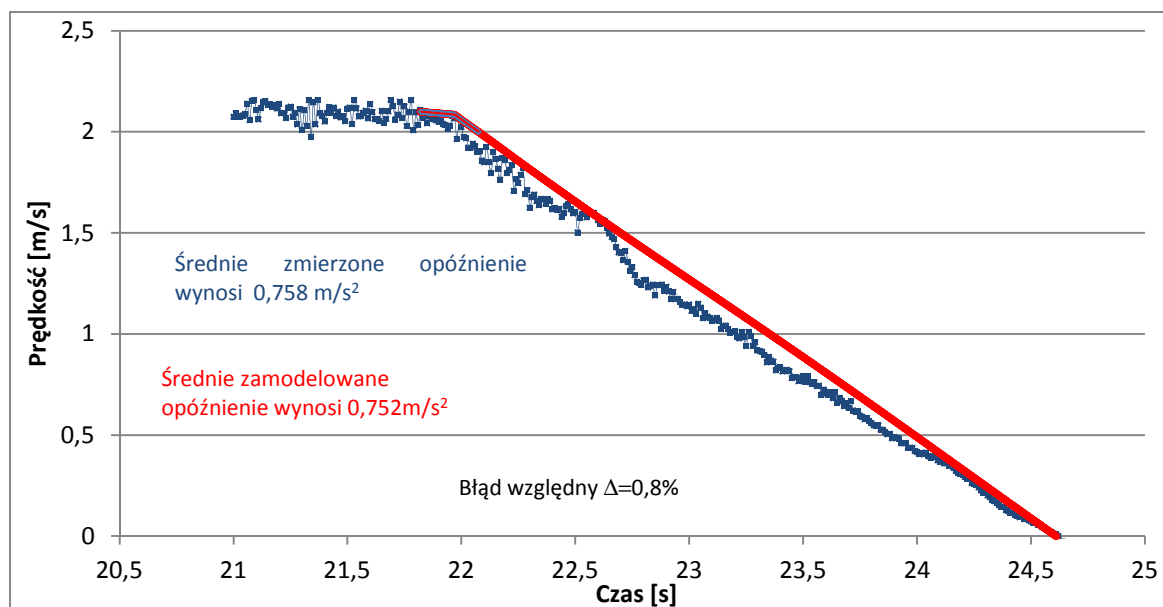
Punkty pomiarowe na osi czasu [s]	X [m/s <sup>2</sup> ]		błąd względny [%](uwzgl. niepewność standardowa)	Z [m/s <sup>2</sup> ]		błąd względny [%](uwzgl. niepewność standardowa)
	pomiar	model		pomiar	model	
67,0	0,16±0,059	0,17	6 (± 34,7)	0,46 ±0,059	0,15	-206 (±39,3)
68,6	0,28±0,059	0,30	7 (±19,6)	-0,40 ±0,059	-0,24	66 (±24,6)
70,4	0,19±0,059	0,31	63 (±19,0)	0,68 ±0,059	0,72	4 (±8,2)
71,5	0,21±0,059	0,22	4 (±26,8)	0,23 ±0,059	0,37	37 (±15,9)
72,5	-0,16±0,059	-0,05	220 (±118)	-0,75 ±0,059	-0,57	-31 (±10,4)

### VIII.2.2 Procedura „Stop-Awaria” – 50%/0%

#### a). Charakterystyka zmiany prędkości podczas procesu hamowania dla procedury 50%/0% Stop Awaria

Kolejną procedurą poddaną walidacji empirycznej było hamowanie tylko zespołem hamulców ruchowych przy 50% obciążenia toku jadącego do góry.

Obliczony błąd względny pomiędzy średnimi wartościami opóźnień wynosi 0,8%. Casy trwania procesów hamowania zamodelowanego i zmierzonego na obiekcie rzeczywistym różnią się pomiędzy sobą jedynie o 0,02s (rys. VIII.4.).



Rys.VIII.4. Charakterystyka porównawcza wartości prędkości kolei linowej dla procedury 50%/0% Stop Awaria (kolor niebieski – wartości zarejestrowane; kolor czerwony – dane pochodzące z modelu numerycznego).

Wartościami wyjściowymi poddanymi walidacji, jak w przypadku procedury 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo, były średnie opóźnienia (tab. VIII.3.).

Tab. VIII.3. Porównanie wartości średnich opóźnień dla zespołu hamulca ruchowego.

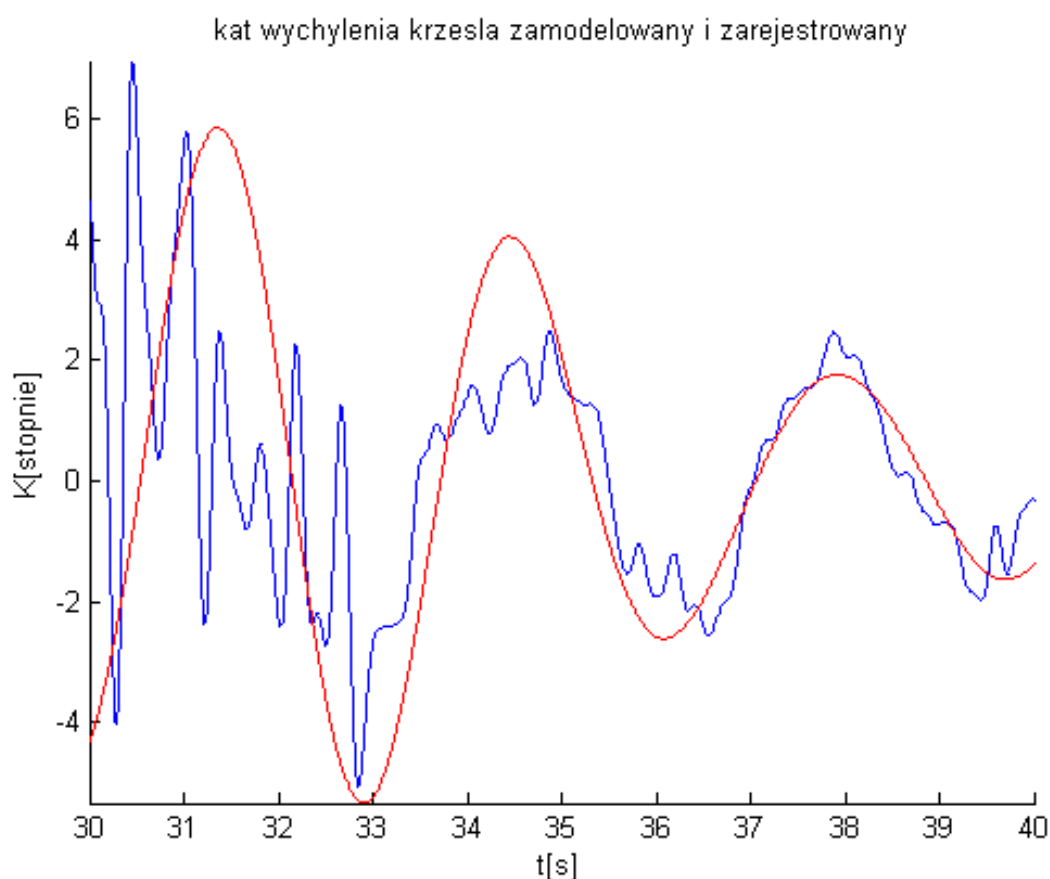
Wartości	Średnie opóźnienie przez zespół HR [m/s <sup>2</sup> ]
Zamodelowane	0,765
Zmierzone	0,772
Błąd względny	0,9%

**b). Logarytmiczny dekrement tłumienia kąta wychylenia pojazdu.**

Podobnie jak w procedurze 100SN wartości logarytmicznego dekrementu tłumienia dla 50%/0% Stop Awaria zostały obliczone na podstawie charakterystyki kątów wychylenia pojazdów (rys.VII.5.).

- pojazd zamodelowany:  $\delta_{50SAm}=0,70$ ,

- pojazd zarejestrowany:  $\delta_{50SAr}=0,68$ .



Rys.VIII.5. Charakterystyka porównania kątów wychylenia pojazdu zamodelowanego (kolor czerwony) i wartości otrzymanych podczas rejestracji (kolor niebieski) dla procedury hamowania 50%/0% Stop Awaria.

**c). Droga hamowania procedura 50%/0% Stop-Awaria**

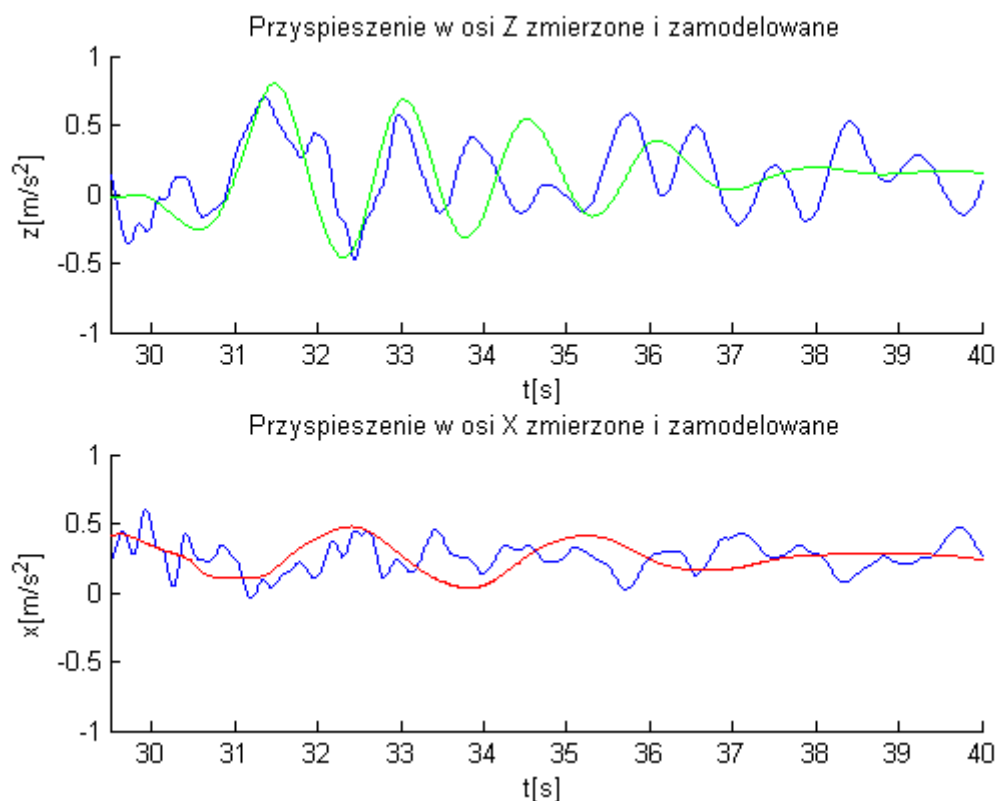
**Drogi hamowania dla opóźnienia generowanego przez zespół hamulców ruchowych:**

- Wartość odczytana z impulsatora: 3,10 m,
- Wartość obliczona z wartości otrzymanych z modelu numerycznego: 3,13 m.

Błąd względny drogi hamowania wynosi 1%, bez uwzględnienia niepewności pomiarowej.

**d). Wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła dla procedury 50%/0% Stop Awaria**

Wartości przyspieszenia w procedurze „Stop-Awaria” przy obciążeniu 50% toku jadącego do góry wykazują zbieżności jedynie na początku symulacji procesu hamowania (ok. 4 sekundy) (rys.VIII.6.). Wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia pojazdu zostały porównane w tabeli (tab. VIII.4.).



Rys. VIII.6. Porównanie wartości przyspieszeń w osiach X i Z akcelerometru dla procesu hamowania procedurą „Stop-Awaria” (50%/0%) (kolor niebieski – wartości zarejestrowane, kolor czerwony i zielony – wartości zamodelowane).

Tab.VIII.4. Porównanie wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła – procedura 50%/0% Stop Awaria.

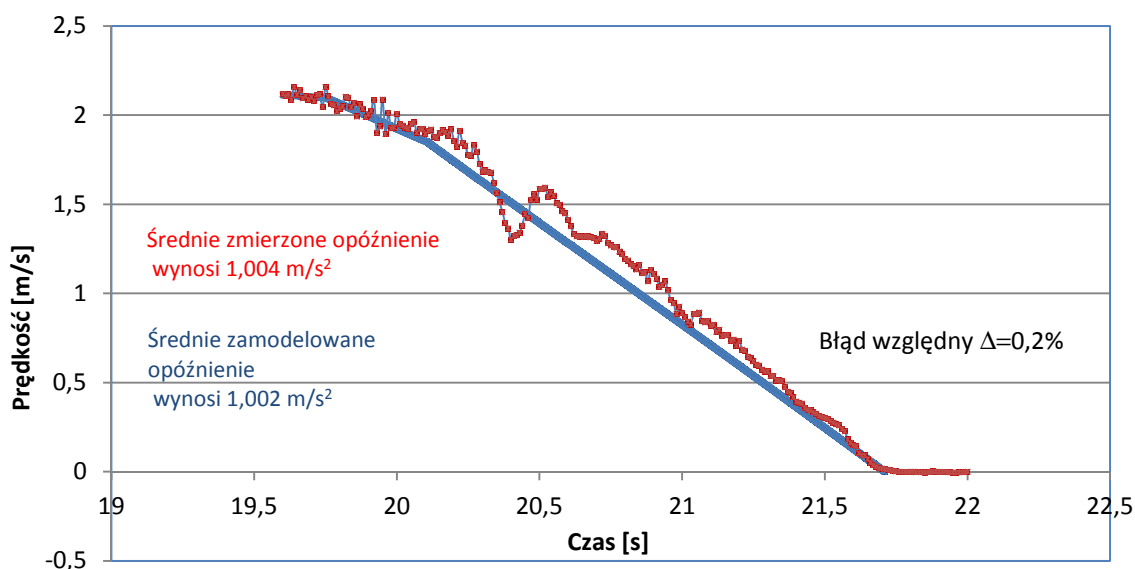
Punkty pomiarowe na osi czasu [s]	X [m/s <sup>2</sup> ]		błąd względny [%](uwzgl. niepewność standardowa)	Z [m/s <sup>2</sup> ]		błąd względny [%](uwzgl. niepewność standardowa)
	pomiar	model		pomiar	model	
30,5	0,27 ±0,059	0,22	-22(± 26,8)	0,02 ±0,059	-0,06	-400(± 98,3)
32,7	0,41 ±0,059	0,46	12 (± 12,8)	0,31 ±0,059	0,31	0(± 19,0)
34,6	0,33 ±0,059	0,28	-15 (± 21,1)	0,28 ±0,059	0,5	78(± 11,8)
36,5	0,12 ±0,059	0,16	25(± 36,9)	0,37 ±0,059	0,16	56(± 36,9)
37,9	0,34 ±0,059	0,27	26(± 21,9)	-0,10 ±0,059	0,17	270(± 34,7)
39,7	0,47 ±0,059	0,27	74(± 21,9)	-0,12 ±0,059	0,13	208(± 45,4)

### VIII.2.3 Procedura Stop-Niebezpieczeństwo – 0%/0%

Ostatnią procedurą wybraną do weryfikacji modelu dynamicznego jest Stop-Niebezpieczeństwo dla nieobciążonych toków kolei. Z punktu widzenia analizowanego zjawiska sił bezwładności działających na pasażerów zbieżność modelu dla omawianego przypadku nie jest priorytetem. Jednakże, ze względu na przyjętą wcześniej metodologię obejmującą trzy stany obciążenia kolei, zostanie ona przeprowadzona.

#### a). Charakterystyka zmiany prędkości podczas procesu hamowania dla procedury 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo

W wyniku porównania wartości zmiany prędkości oraz średniego opóźnienia podczas procesu hamowania (rys. VIII.7.) okazało się, że wartości są prawie identyczne, błąd względny wyniósł jedynie 0,2%. Wartości poszczególnych opóźnień zostały porównane w tabeli (tab.VIII.5.).



Rys.VIII.7. Charakterystyka porównawcza wartości prędkości kolei linowej dla procedury 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo (kolor niebieski – wartości zarejestrowane; kolor czerwony – dane pochodzące z modelu numerycznego).

Tab.VIII.5. Porównanie wartości średnich opóźnień poszczególnych zespołów hamulcowych dla procedury 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo.

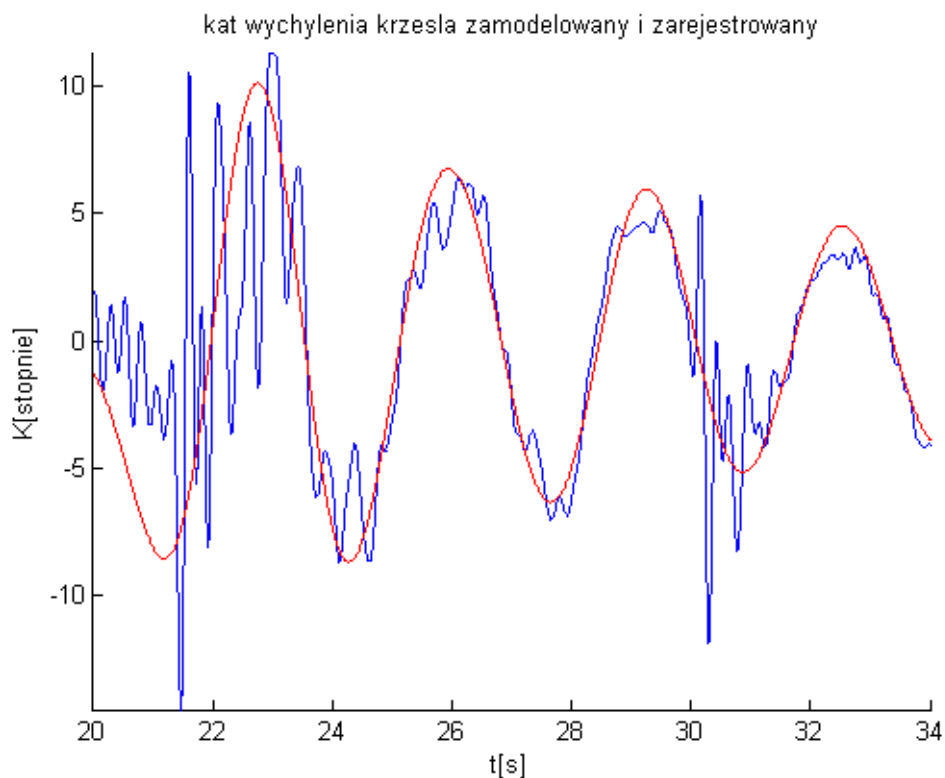
Wartości	Średnie opóźnienie przez zespół HR [ $m/s^2$ ]	Średnie opóźnienie przez zespół HG + HR [ $m/s^2$ ]
Zamodelowane	0,710	1,210
Zmierzone	0,717	1,230
Błąd względny	1,0%	1,6%

**b). Logarytmiczny dekrement tłumienia kąta wychylenia pojazdu dla procedury 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo**

Kolejną wartością wyjściową modelu poddawaną walidacji z wartością zmierzoną, jest logarytmiczny dekrement tłumienia.

- pojazd zamodelowany:  $\delta=0,43$ ,
- pojazd zarejestrowany:  $\delta=0,50$ .

Różnica pomiędzy nimi wynosi 14%, jednakże należy zwrócić uwagę na zarejestrowane zaburzenie impulsowe (21,5 s), które może mieć wpływ na wartość sygnału poddaną analizie porównawczej (rys.VIII.8).



Rys.VIII.8. Charakterystyka porównania kątów wychylenia pojazdu zamodelowanego (kolor czerwony) i wartości otrzymanych podczas rejestracji (kolor niebieski) dla procedury hamowania 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo.

**c). Droga hamowania procedura 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo**

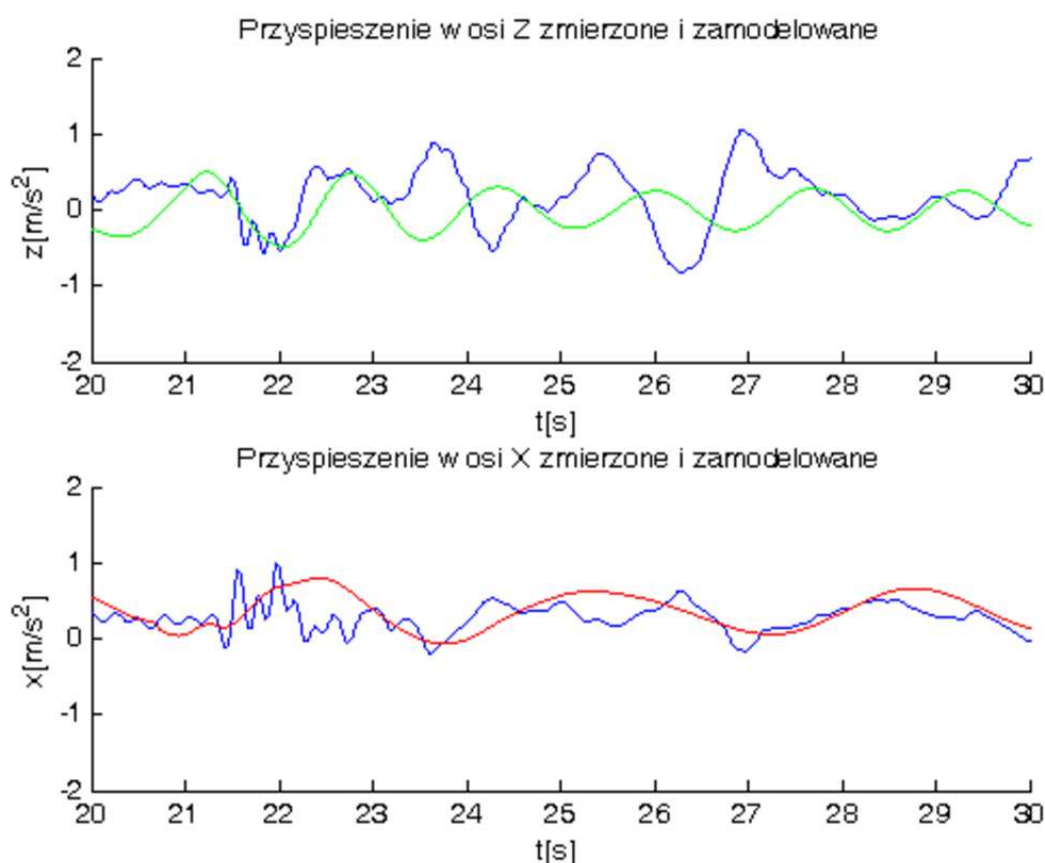
Podobnie jak w poprzednich procedurach odczytano i porównano wartości dróg hamowania.

- Wartość odczytana z impulsatora: 2,20 m,
- Wartość otrzymana z modelu numerycznego: 2,24 m.

Błąd względny drogi hamowania wynosi mniej niż 1%, bez uwzględnienia niepewności pomiarowej.

**d). Wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła dla procedury 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo**

Ostatnimi porównywanymi elementami wyjściowymi modelu są wartości przyspieszeń (rys.VIII.9.) w punktach maksymalnego wychylenia pojazdu ze stanu równowagi podczas procesu hamowania (Tab.VIII.6.).



Rys.VIII.9. Porównanie wartości przyspieszeń w osiach X i Z akcelerometru dla procesu hamowania procedurą Stop-Niebezpieczeństwo 0%/0% (kolor niebieski – wartości zarejestrowane, kolor czerwony i zielony – wartości zamodelowane).

Tab. VIII.6. Porównanie wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła – procedura Stop-Niebezpieczeństwo 0%/0%.

Punkty pomiarowe na osi czasu [s]	X [m/s <sup>2</sup> ]		błąd względny [%](uwzgl. niepewność standardowa)	Z [m/s <sup>2</sup> ]		błąd względny [%](uwzgl. niepewność standardowa)
	pomiar	model		pomiar	model	
21,7	0,29±0,059	0,41	41 (± 14,4)	-0,16±0,059	-0,20	20 (± 29,5)
23,0	0,39±0,059	0,39	0 (± 15,1)	0,11±0,059	0,23	103 (± 25,7)
24.1	0,30±0,059	0,04	-86 (± 147,5)	0,02±0,059	0,11	450 (± 53,6)
26,1	0,45±0,059	0,45	0 (± 13,1)	-0,57±0,059	0,21	56 (± 28,1)
27,8	0,31±0,059	0,24	22 (± 24,6)	0,22±0,059	0,26	18 (± 22,7)
29,5	0,33±0,059	0,38	74 (± 15,5)	-0,09±0,059	0,18	300 (± 32,8)

### VIII.3 Weryfikacja wyników pomiarów metodą wizyjną

Wartości mierzone podczas prób hamulcowych były nie tylko rejestrowane przez czujniki analogowo-cyfrowe, lecz cały proces hamowania był również nagrywany przez kamerę cyfrową. Celem rejestracji zakładanym podczas badań przemysłowych było sprawdzenie możliwości weryfikacyjnej parametrów kinematycznych kolei linowej metodą wizyjną.

Urządzeniem rejestrującym była kamera cyfrowa typu JVC GZ-HD520BEU, o rozdzielczości AVCHD 1920 x 1080. Szybkość rejestracji wynosiła 60 klatek na sekundę (24 Mbps). Początkowo planowano wykorzystanie kamer szybkich, jednakże ze względu na wysoki koszt ich wypożyczenia, jak i przygotowania odpowiedniego stanowiska pomiarowego (potrzebny dźwig lub podnośnik nożycowy) oraz trudności wynikające z ukształtowania terenu(stok narciarski – odległość 300 m od dolnej stacji) zrezygnowano z ich zastosowania.

Analiza zarejestrowanego obrazu została przeprowadzona w programie TEMA-Automotive. Oprogramowanie to dedykowane jest dla kamer szybkich, jednakże używane jest również do analizy zjawisk o niższej częstotliwości zapisu pomiaru.

Oprogramowanie wykorzystuje tzw. metodę *optical flow*, która polega na wydobyciu pikseli na płaszczyźnie ruchu – każdy piksel posiada przyporządkowany wektor, który określa jego przesunięcie w kolejnych klatkach obrazu [115]. Algorytm zastosowany w analizie bazował na metodzie Block Matching [114], która charakteryzuje się łatwością stosowania oraz szybkością działania. Polega ona na poszukiwaniu w analizowanej klatce fragmentu obrazu, który został wcześniej zdefiniowany w klatce referencyjnej.

W zależności od jakości obrazu (liczby pikseli reprezentującej obserwowany punkt), występują tzw. błędy dopasowania, które mogą doprowadzić nawet do utraty śledzonego punktu. Algorytm stosowany przez program polega na tworzeniu globalnej powierzchni błędów w oknie poszukiwań i wyszukiwaniu minimum, które reprezentuje obraz najbardziej zbliżony do wcześniej zdefiniowanego [79].

Podstawowym obszarem poszukiwań wielkości jest ±16 pikseli dla dwóch zmiennych definiujących płaszczyznę obrazu.



## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

Błędy mogą również wynikać z wpływu warunków zaburzających widok, są to m.in.: niekontrolowane odbicie światła, szумы, niedostatki w zakresie ekspozycji. Nieprawidłowe wypozycjonowanie kamery (powinna być ustawiona prostopadle do płaszczyzny ruchu obiektu) oraz niepewność wartości kąta, pod jakim prowadzony jest pomiar, również obarczają wyniki błędem [42].

Po przeprowadzeniu pierwszych analiz stwierdzono, że kamera cyfrowa nie spełnia wymagań dotyczących jakości obrazu ze względu na zbyt niską rozdzielczość. Powoduje to ograniczenie analiz jedynie do pomiaru przesunięcia i prędkości śledzonego punktu oraz wyznaczenia trajektorii ruchu (rys.VIII.10.). Dodatkowo istnieje możliwość określenia wartości kąta wychylenia krzesła (rys.VIII.11.).

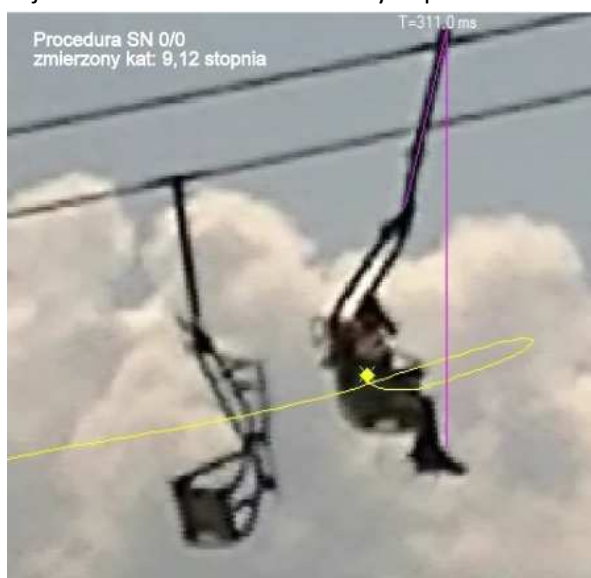
### **VIII.3.1 Analiza wizyjna**

Analiza wizyjna wyników hamowania kolei nieobciążonej uzyskanych w okresie letnim polegała na określeniu trajektorii pojazdu i kąta jego wychylenia podczas procesów hamowania (rys.VIII.10 i VIII.11).

*Stop Niebezpieczeństwo 0%/0% – przeprowadzona w lipcu 2012 roku.*



Rys.VIII.10. Wyznaczenie trajektorii ruchu dwóch śledzonych punktów.



Rys.VIII.11. Wyznaczenie kąta wychylenia śledzonego pojazdu.

Natomiast porównawcza analiza wizyjna została przeprowadzona dla dwóch pomiarów, które odbyły się w okresie zimowym. Szczegółowo rozpatrywanymi procedurami były Stop Niebezpieczeństwo 100%/0% oraz Stop Awaria 100%/0% (rys.VIII.12 i VIII.14). Urządzenie rejestrujące było ustawione ok. 55 metrów od analizowanej płaszczyzny, w której poruszało się krzesło. Różnica wysokości pomiędzy kamerą a pojazdem wynosiła ok. 13 metrów.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

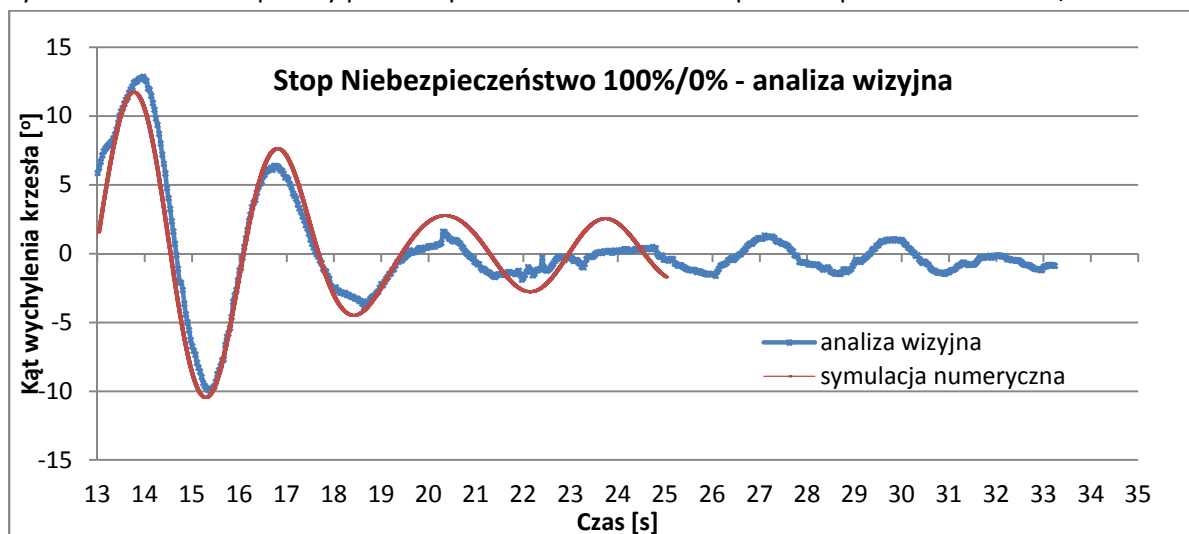
Do określenia wartości piksela posłużył odcinek zawieszenia ramy krzesła, liczony od wprzęgła do połączenia z elementem poprzecznym ramy.

- **Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%**

Procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, została stosunkowo dobrze odwzorowana (rys.VIII.13). Współczynnikiem korygującym pomiar było obniżenie wartości wychylenia kąta o 5%. Zastosowanie jego wynikało z ułożenia kątownego kamery w stosunku do zawiesia krzesła.



Rys.VIII.12. Śledzone punkty podczas procesu hamowania Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%.



Rys.VIII.13. Porównanie wyników analizy wizyjnej z symulacjami z modelu dynamicznego (Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%).

Obliczony błąd względny pomiędzy wartościami zasymulowanymi a określonymi przez analizę wizyjną w miejscach największych wychyleń pojazdu mieścił się w granicach od 5,3% do 21% (nie uwzględniając niepewności pomiarowej).

- **Stop Awaria 100%/0%**

Wyniki analizy wizyjnej dla procedury Stop Awaria 100%/0% nie miały tak dobrej zbieżności z wynikami modelu numerycznego, jak poprzednia. W celu określenia podobieństwa dwóch krzywych

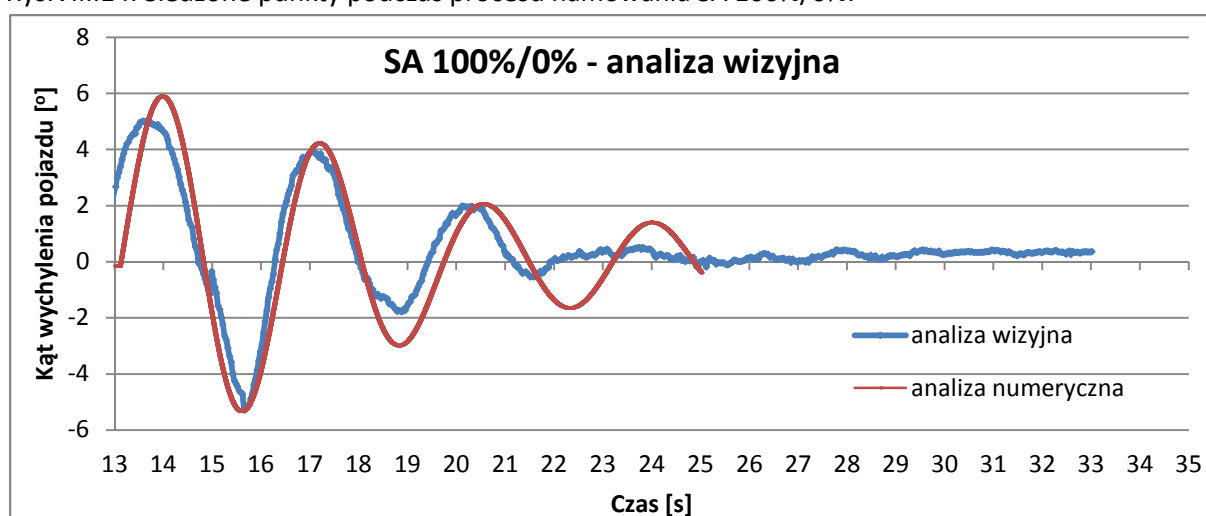
## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

zastosowano współczynnik korygujący wartości pochodzące z analizy wizyjnej podwyższając go o 63% wartości nominalnej. Był on uwzględniony jedynie podczas pierwszych 3,3 sekundy procesu hamowania. Pozostałe wartości nie były korygowane. Różnica ta prawdopodobnie wynikała z miejsca zatrzymania krzesła przy tym samym ustawieniu kamery (dalej niż przy procedurze Stop Niebezpieczeństwo – rys.VIII.12 i VIII.14)).

Błąd względny dla wyników procedury SA 100%/0% określony dla punktów maksymalnego wychylenia krzesła zawiera się w przedziale 8,1% – 32%.



Rys.VIII.14. Śledzone punkty podczas procesu hamowania SA 100%/0%.

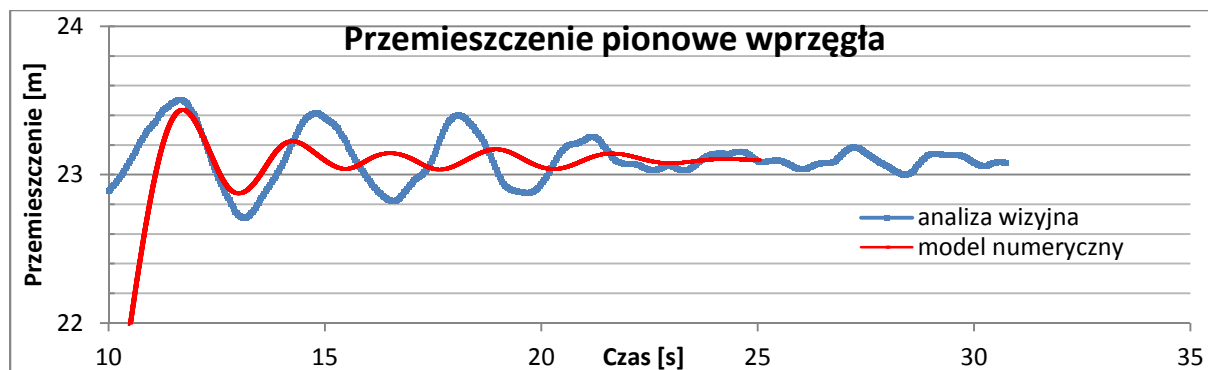


Rys.VIII.15. Porównanie wyników analizy wizyjnej z symulacjami z modelu dynamicznego (SA 100%/0%).

### **VIII.3.2 Analiza zjawiska „pompowania”**

Mianem zjawiska „pompowania” określa się pionowe ruchy liny występujące podczas procesów dynamicznych na kolei linowej. Charakteryzuje je zazwyczaj duża amplituda drgań, która może doprowadzić nawet do zsunienia się liny z krążków. Zjawisko to jest również niekorzystne dla pasażerów przebywających w pojazdach. Mogą oni odczuwać dyskomfort, a w sytuacjach, w których występują duże wartości amplitudy połączone z wychyleniami pojazdu, może nawet dojść do ich wypadnięcia z krzesel.

Obiektem poddanym analizie wizyjnej była masa skupiona w punkcie połączenia krzesła z liną (wprzęgło) dla procedury hamowania Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%.



Rys.VIII.16. Porównanie wyników przemieszczenia pionowego masy zredukowanej w punkcie połączenia krzesła z liną dla analizy wizyjnej z symulacją z modelu dynamicznego (Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%).

Charakterystyka porównawcza (rys.VIII.16) dla tak przyjętych parametrów modelu dynamicznego nie odpowiada wartościom zarejestrowanym wizyjnie. Brak dopasowania wynika z dużych uproszczeń modelu matematycznego.

Zagadnienie redukcji zjawiska „pompowania” było podejmowane już przez kilku naukowców, jak również przez inżynierów z firm produkujących koleje linowe. Autor dotychczas nie spotkał się ze zweryfikowanym modelem numerycznym kompleksowo rozwiązującym ten problem. Dlatego jednym z przyszłych celów naukowych będzie jego szczegółowa analiza w aspekcie możliwości predykcji numerycznej.

#### **VIII.4 Podsumowanie procesów weryfikacji i walidacji modelu numerycznego niewyprzęganej kolei linowej**

Przeprowadzona dwuetapowa weryfikacja pozwoliła określić początkowe założenia do modelu numerycznego. Ze względu na cel pracy można uznać, iż zastosowana metoda rozwiązywania równań różniczkowych, jak i wybrane oprogramowanie spełniają założenia i pozwalają na symulowanie zjawisk dynamicznych kolei linowych z odpowiednim akceptowalnym błędem.

Podsumowując przeprowadzony proces walidacji, można stwierdzić, że:

- opracowany model matematyczny, mimo szeregu istotnych uproszczeń, można zweryfikować na podstawie przeprowadzonych badań na obiekcie rzeczywistym;
- model dynamiczny dobrze odwzorowuje zmiany wartości kinematycznych (prędkość, opóźnienie) w ujęciu całego systemu kolei linowej dla każdej zweryfikowanej procedury hamowania;

### Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

- wyniki symulacji szczegółowej pojedynczego krzesła, uzyskane na podstawie modelu matematycznego, w zakresie określenia jego kąta wychylenia (ok. pierwszych 8-10 sekund po zatrzymaniu) wykazują zadowalającą zbieżność z wynikami pomiarów przemysłowych;
- wyniki przyspieszeń, walidowane jedynie w punktach maksymalnego wychylenia krzesła, można również uznać za akceptowalne. Jednakże należy mieć na uwadze, że na tak małe rejestrowane wartości mogą mieć duży wpływ różnego rodzaju zaburzenia stochastyczne (podmuch wiatru, poruszenie się pasażerów [40]).

## **IX. Symulacje procesów hamowania**

Zweryfikowany model dynamiczny kolei linowej został wykorzystany do przeprowadzenia symulacji numerycznych obejmujących procesy hamowania zespołami hamulców mechanicznych. Obiektem rzeczywistym, którego dane wejściowe zostały wykorzystane w modelu, była kolej linowa „Słotwiny” w Krynicy-Zdroju (ten sam obiekt techniczny, dla którego przeprowadzono weryfikację).

Priorytetem procesów hamowania kolei linowej jest zapewnienie bezpieczeństwa pasażerom nią podróżującym. Dlatego symulacje zostały ograniczone do dwóch przypadków obciążenia toku urządzenia jadącego do góry (50% i 100% nominalnego obciążenia pojazdów na toku). Natomiast ze względu na przeznaczenie i sposób eksploatacji urządzenia transport osób w dół nie jest rozpatrywany.

Wartością, która definiuje zachowanie układu kolei linowej podczas procesu hamowania, jest szybkość zmiany prędkości [53]. W ocenie badań symulacyjnych została ona potraktowana jako zmienna priorytetowa, mająca największy wpływ na bezpieczeństwo pasażerów.

### **IX.1 Cel i założenia dla symulacji procesów hamowania**

- **Cel procesów symulacji**

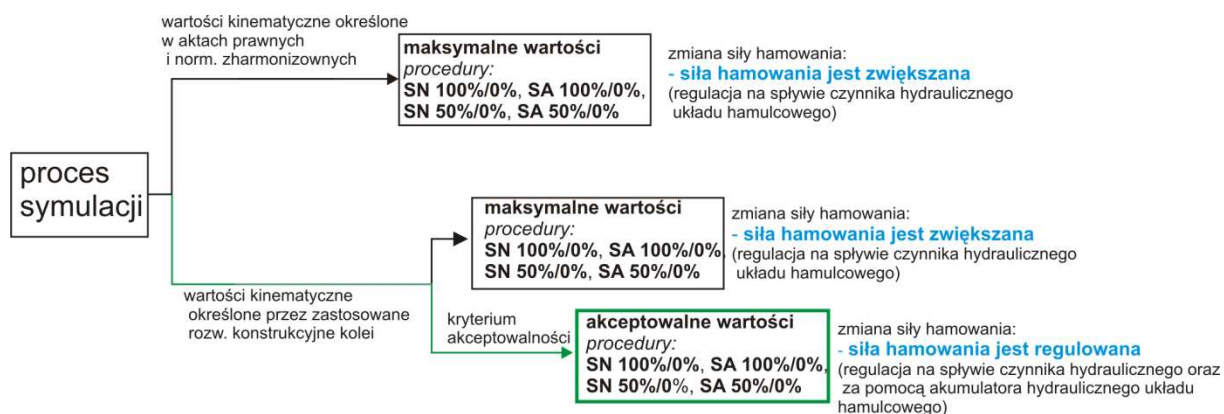
Cel symulacji wynika bezpośrednio z przyjętej tezy i celów pracy. Symulacje procesów opóźniania, dzięki aktywnej regulacji siły hamowania, mają zapewnić zmniejszenie całkowitego czasu potrzebnego do zatrzymania kolei. Jednocześnie zmniejszając oddziaływania dynamiczne działające na pasażerów znajdujących się w analizowanym pojeździe.

- **Założenia dotyczące procesów symulacji**

Symulacje zostały przeprowadzone dla dwóch grup wartości parametrów kinematycznych odnoszących się do procesów hamowania. Pierwsza z nich dotyczyła wartości zawartych w normie zharmonizowanej [83], natomiast druga odnosi się do maksymalnych wartości wynikających z rozwiązań konstrukcyjnych elementów kolei (rys.IX.1).

Należy również nadmienić, iż sposób modelowania siły hamowania został ograniczony do działania tylko poszczególnych zespołów hamulców mechanicznych, w związku z czym nie jest rozpatrywany przypadek osobnego działania poszczególnych hamulców w zespole.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych



Rys.IX.1. Schemat przeprowadzania symulacji numerycznych.

Zmiana siły hamowania modelowana jest na dwa sposoby. Pierwszy polega jedynie na stopniowym zwiększeniu siły hamowania do jej maksymalnej wartości (na obiekcie rzeczywistym może być to realizowane poprzez regulację przetwornikiem ciśnienia spływu czynnika z układu hydraulicznego hamulców). Natomiast drugi sposób zamodelowania uwzględnia regulację siły hamowania podczas procesu opóźnienia (w praktyce może to być zapewnione poprzez akumulator hydrauliczny zamontowany w układzie hydraulicznym urządzenia zasilająco-sterującego cały układ hamulców mechanicznych kolei).

## **XI.2 Wyniki symulacji procesów hamowania zespołami hamulców mechanicznych**

Wyniki symulacji procesów hamowania były analizowane pod względem wartości parametrów kinematycznych i dynamicznych kolei linowej. Zostały one przedstawione jako charakterystyki zmiany opóźnienia i kąta wychylenia pojazdu. Dodatkowo rozpatrywana była droga hamowania i całkowite opóźnienie kolei.

Punkty maksymalnego wychylenia i zasymulowane w nich wartości przyspieszeń zostały wykorzystane do obliczenia siły bezwładności działającej na pasażera.

### **IX.2.1 Symulacje procesów hamowania dla maksymalnych wartości opóźnienia określonych w normie zharmonizowanej**

Wartości przyjęte do symulacji zostały dobrane na podstawie przeprowadzonej analizy aktów prawnych (rozdz.II) oraz obliczeń quasi-dynamicznych (rozdz.V).

- *Maksymalne zakładane średnie opóźnienie dla procedury*

*Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%:* -  $1,25 \frac{m}{s^2}$

- *Prędkość kolei:* -  $2,12 \frac{m}{s}$

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

Mimo że dopuszczalna prędkość kolei wynosi  $2,6 \frac{m}{s}$ , zjawiska dynamiczne zależą głównie od szybkości jej zmiany, dlatego do symulacji przyjęto prędkość eksploatacyjną (oprócz procedury Stop Niebezpieczeństwo 50%/0% gdzie zasymulowana prędkość początkowa wynosiła  $2,02 \frac{m}{s}$ ).

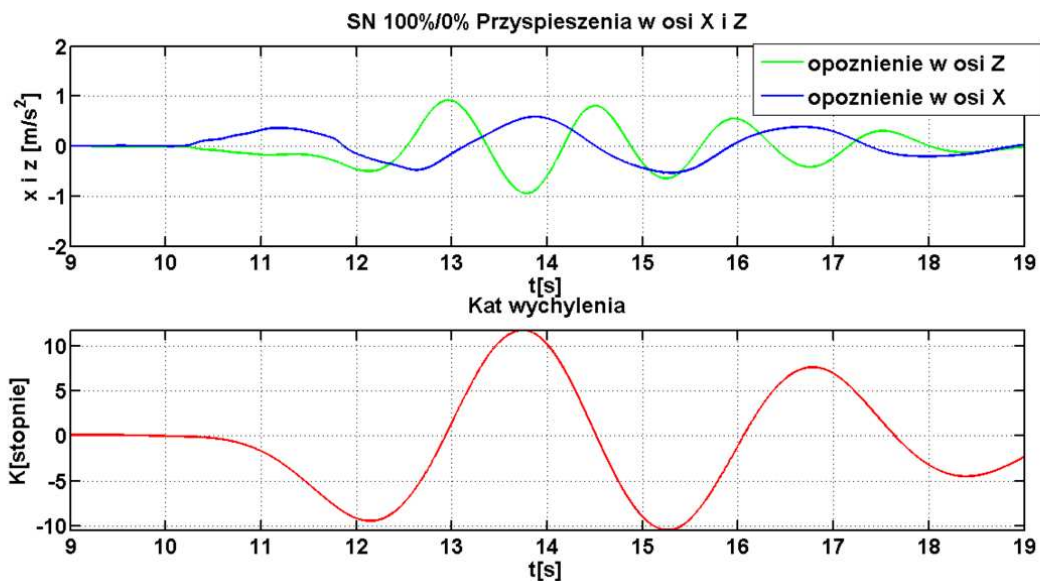
- *Siła hamowania zespołu hamulców ruchowych:* - 79,95kN  
*Została ona dobrana na podstawie charakterystyki (rys.V.6.) dla momentu hamowania 1,05kNm obliczonej z równań quasi-dynamicznych (siła została zredukowana na średnicę koła napędowego).*
- *Siła hamowania zespołu hamulców głównych:* - 61,45kN  
*Została ona dobrana na podstawie wyznaczonej wcześniej wartości siły pochodzącej od zespołu hamulców HR (rys.V.6.) obliczonej z równań quasi-dynamicznych (siła została zredukowana na średnicę koła napędowego).*

### a). Symulacje procesów hamowania przy obecnym podejściu pracy hamulców mechanicznych (określenie stanu bazowego)

Uruchamianie zespołów hamulcowych odbywa się poprzez obniżenie ciśnienia w układzie hydraulicznym układu zasilająco-sterującego. Hamulce działają tylko w stanach granicznych (otwarty lub zamknięty – brak stanów pośrednich).

- **Procedura SN 100%/0%**

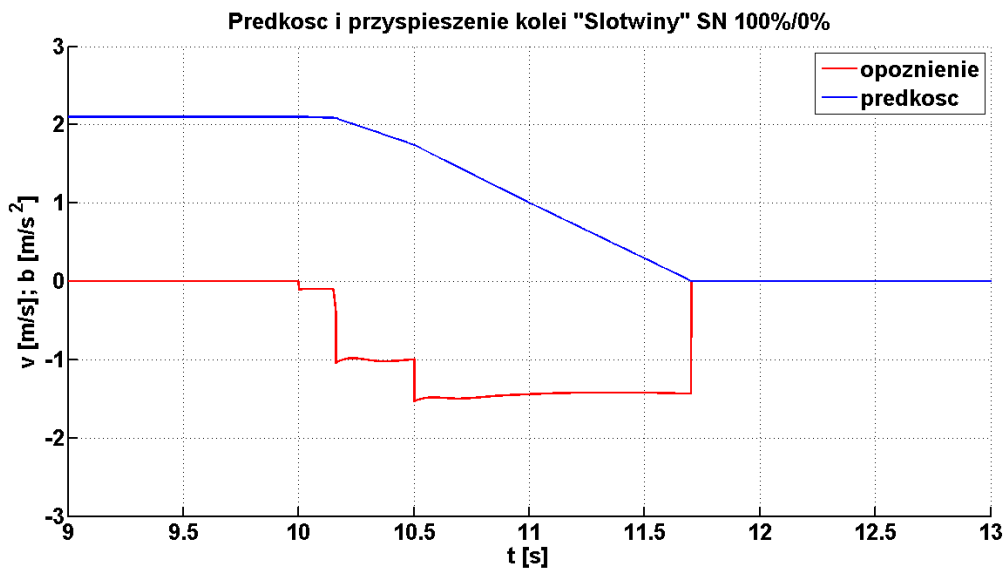
Pierwsza grupa symulacji (rys.IX.2-9.) ma na celu określenie maksymalnych wartości parametrów kinematycznych urządzenia oraz oddziaływania dynamicznego na pojazd przy maksymalnych dopuszczalnych wartościach określonych w [86].



Rys.IX.2. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony) i przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy założonym średnim opóźnieniu  $1,25 m/s^2$ .



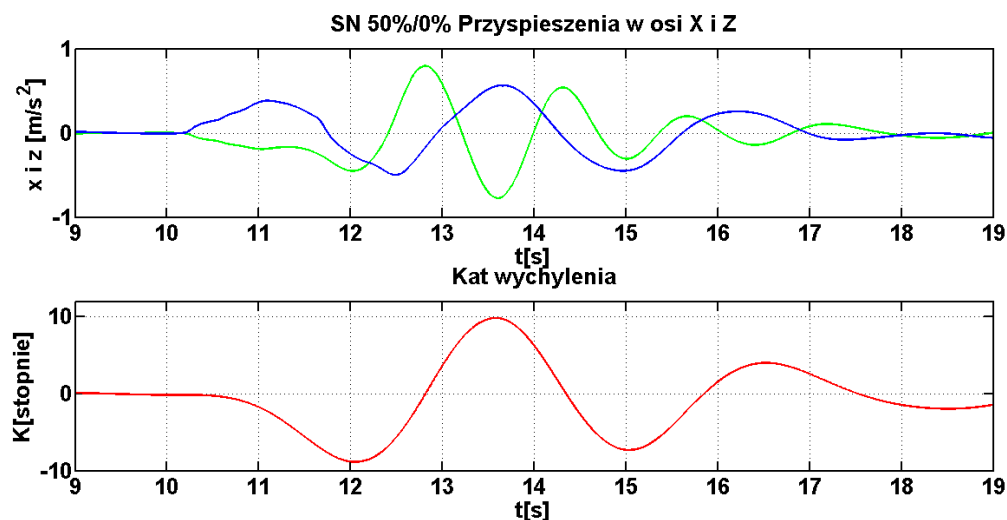
Wartość średnia opóźnienia (rys.IX.3.) w symulowanym procesie wynosi  $1,248 \text{ m/s}^2$ . Dane wejściowe (wartości sił hamowania poszczególnych zespołów) stanowił wynik obliczeń równań quasi-dynamicznych. Błąd względny pomiędzy nim a wynikami modelu dynamicznego wynosi 0,16%.



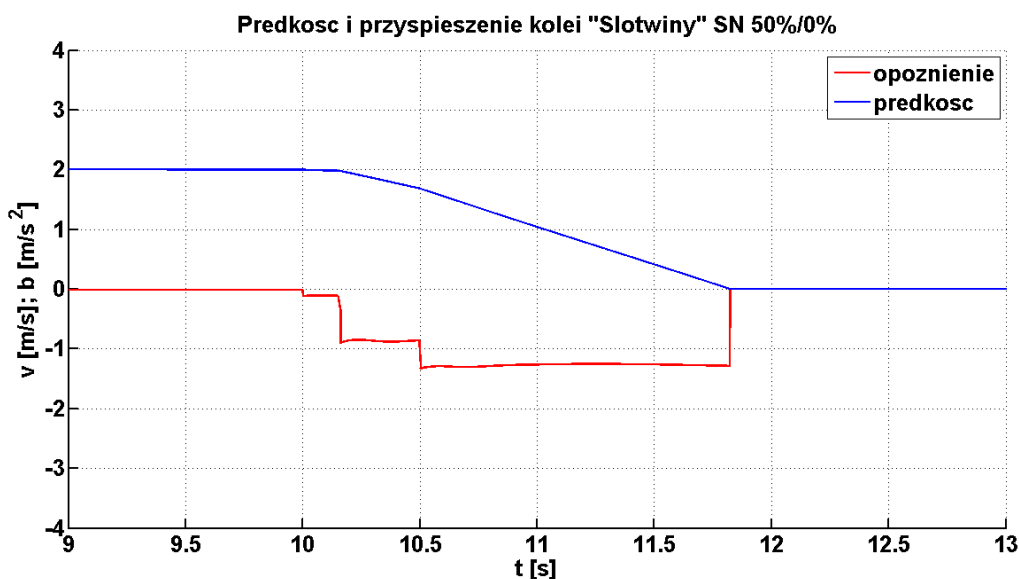
Rys.IX.3. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołów hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy założonym średnim opóźnieniu  $1,25 \text{ m/s}^2$ .

- **Procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%**

Kolejnym procesem symulowanym była procedura Stop-Niebezpieczeństwo dla masy obciążenia pojazdów obniżonej o połowę, przy niezmiennych wartościach sił hamowania. Zasymulowane charakterystyki przyspieszeń i kąta wychylenia zostały przedstawione na (rys.IX.4).



Rys.IX.4. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X (kolor niebieski) i Z (kolor zielony) dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%.

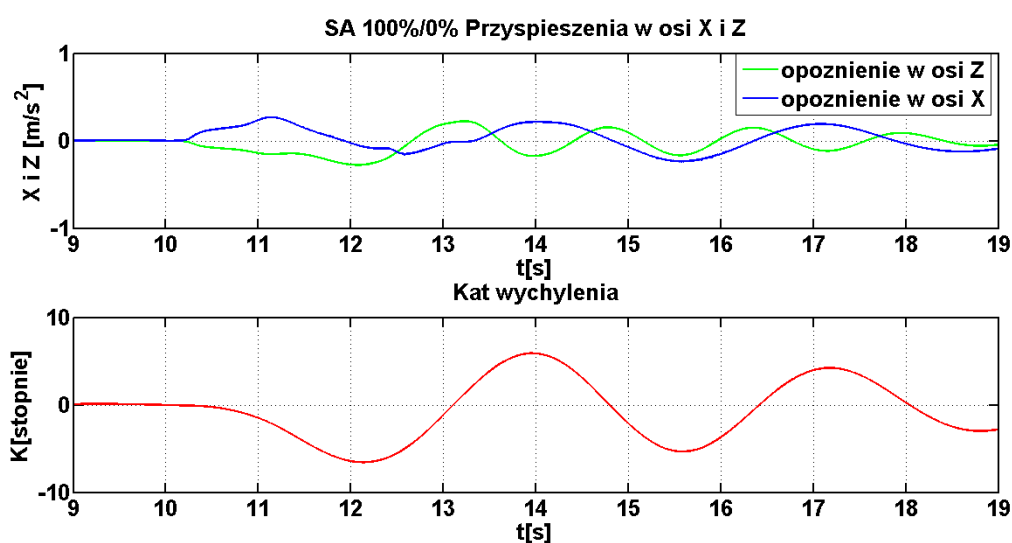


Rys.IX.5. Charakterystyka symulacji prędkości kolei (kolor niebieski) i opóźnień (kolor czerwony) pochodzących od zespołów hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%.

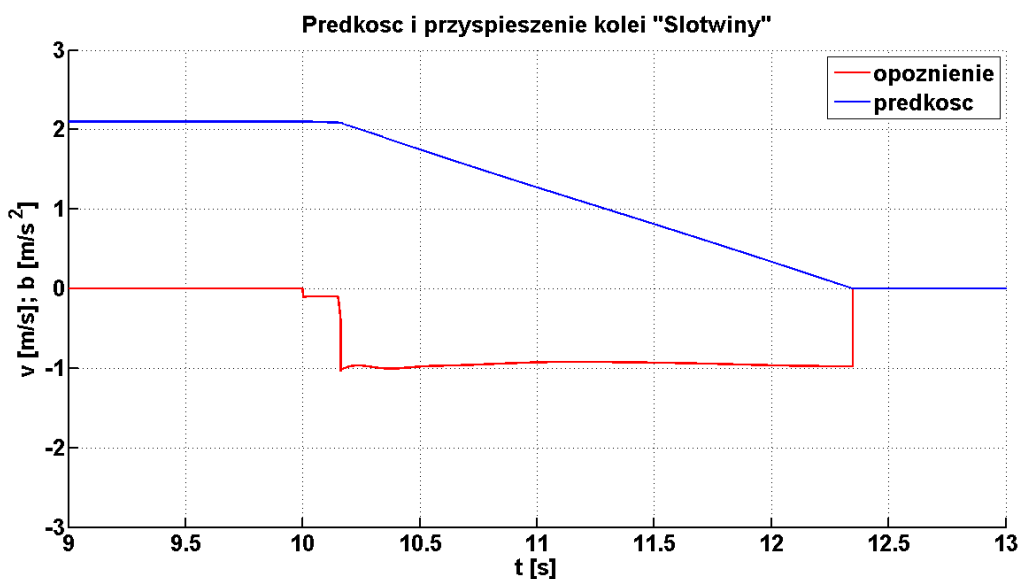
Średnie opóźnienie zasymulowane w modelu dynamicznym wyniosło  $1,127 \text{ m/s}^2$  (rys.IX.5.). W porównaniu z obliczeniami quasi-dynamicznymi (Tab.V.13) błąd względny pomiędzy tymi wartościami wynosi 4,4%. Spowodowany jest on przyjętą mniejszą prędkością (o 0,1 m/s) początkową do symulacji niż w równaniach quasi-dynamicznych.

Spadek wartości średniego opóźnienia kolei linowej, ma również wpływ na nieznaczny spadek wartości przyspieszeń działających na krzesło (rys.IX.4.).

- **Procedura Stop Awaria 100%/0%**



Rys.IX.6. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Awaria 100%/0%.



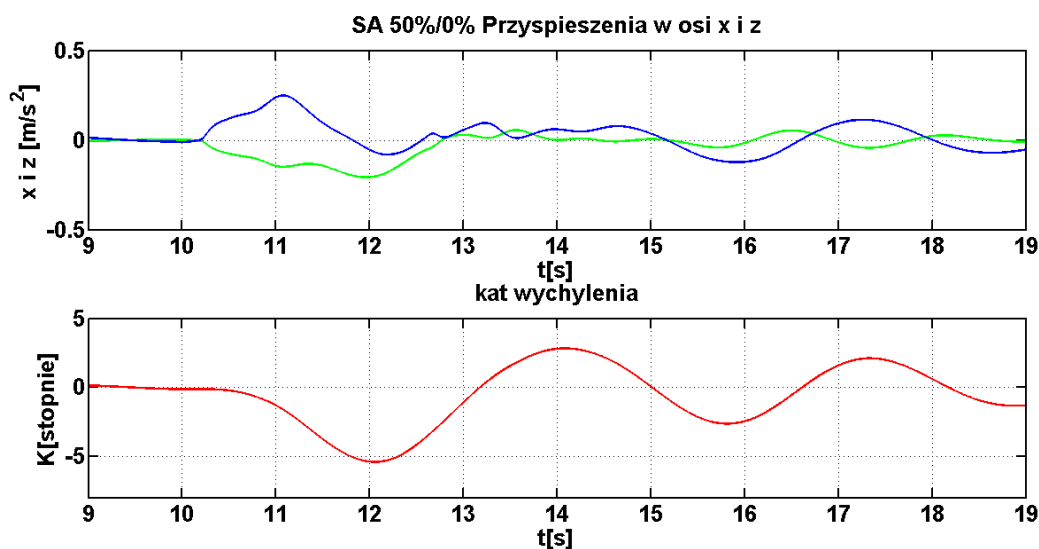
Rys.IX.7. Charakterystyka symulacji prędkości kolei (kolor niebieski) i opóźnień (kolor czerwony) pochodzących od zespołu hamulców ruchowych – procedura Stop Awaria 100%/0%.

Procedura Stop-Awaria również została zasymulowana dla dwóch stanów obciążenia. Proces symulacji obejmował jedynie działanie zespołu hamulca ruchowego. Czas wyzwolenia procedury hamowania został określony na podstawie badań przemysłowych.

Obliczony błąd względny pomiędzy wartościami średnimi opóźnień modelu dynamicznego ( $0,902 \text{ m/s}^2$ ) (rys.IX.7.) i równań quasi-dynamicznych ( $0,90 \text{ m/s}^2$ ) (Tab.V.13) wyniósł 0,6%.

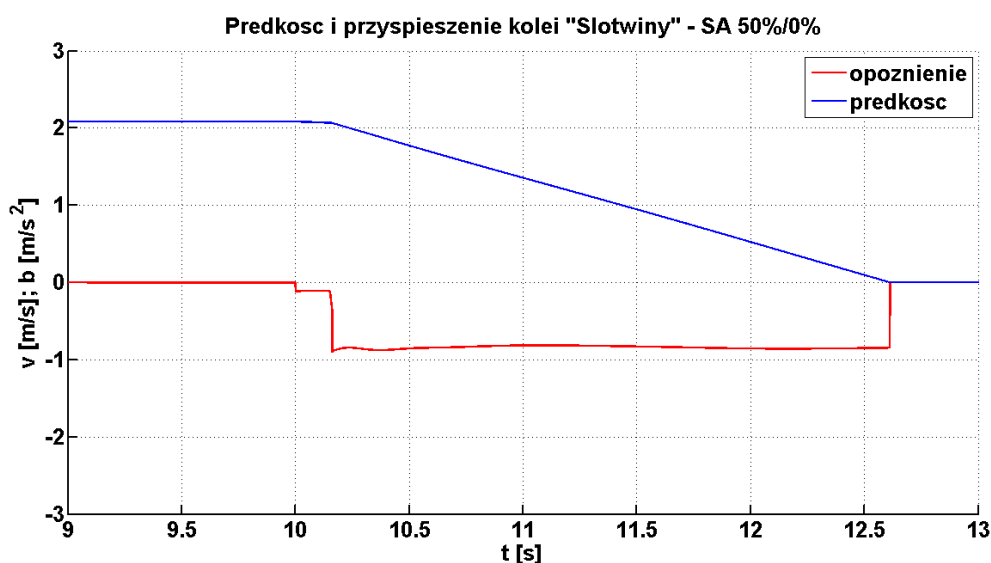
- **Procedura Stop Awaria 50%/0%**

Ostatnią zasymulowaną procedurą była „Stop-Awaria” dla obniżonej masy pojazdów.



Rys.IX.8. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X (kolor niebieski) i Z (kolor zielony) dla procedury Stop Awaria 50%/0%.

Zmniejszenie wartości obciążenia powoduje spadek wartości średniego opóźnienia, co przekłada się proporcjonalnie do niwelacji oddziaływań dynamicznych na pojazd kolei linowej (rys.IX.8.).



Rys.IX.9. Charakterystyka symulacji prędkości kolei (kolor niebieski) i opóźnień (kolor czerwony) pochodzących od zespołu hamulców ruchowych – procedura SA 50%/0%.

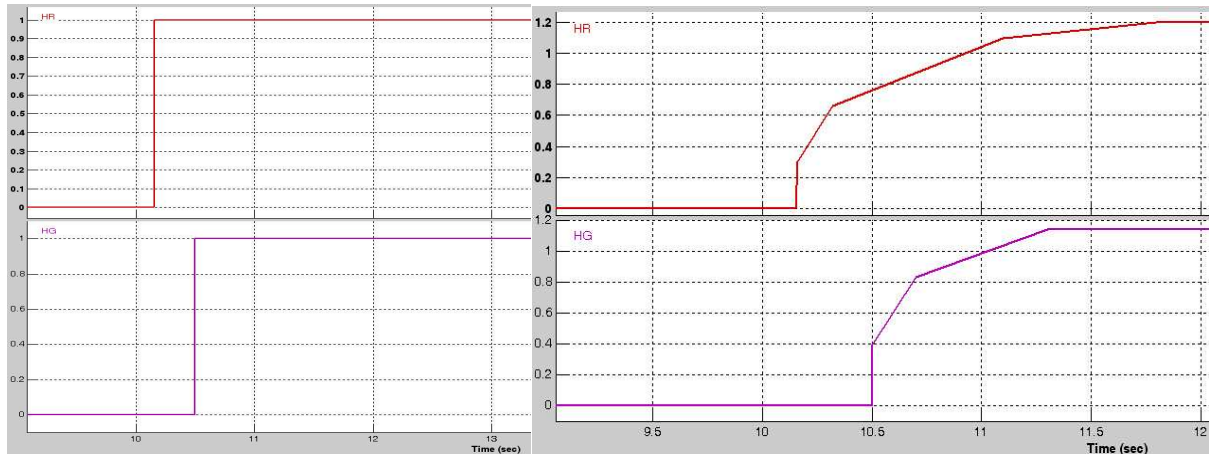
Porównując wartości opóźnień z symulacji numerycznych (rys.IX.9.) z obliczonymi wartościami z równań quasi-dynamicznych (Tab.V.13), otrzymujemy błąd względny równy 1,3%.

#### **b). Symulacje procesów hamowania dla zwiększania wartości sił hamowania zespołami hamulców mechanicznych**

Traktując powyższe wyniki jako bazowe dla poszczególnych procedur, przeprowadzono po kilkanaście symulacji dla każdej z nich, przyjmując kryterium niezmienności średniego opóźnienia urządzenia dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%. Jedną z symulacji, jako przykładową, została przedstawiona na rysunkach (rys.IX.11-12.). W celu zachowania przyjętego założenia przy zmianie charakterystyki siła hamowania musiała zostać odpowiednio zwiększona (rys.IX.10b.):

- siła zespołu hamulców ruchowych do 120%,
- siła zespołu hamulców głównych do 116%,

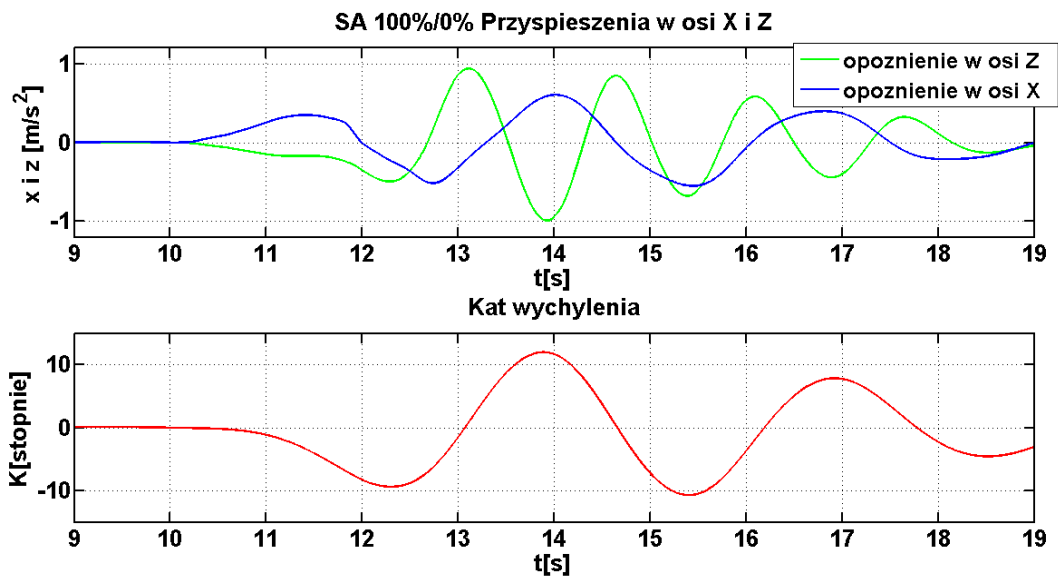
w stosunku do wartości zadanych w poprzednich symulacjach (rys.IX.10a.).



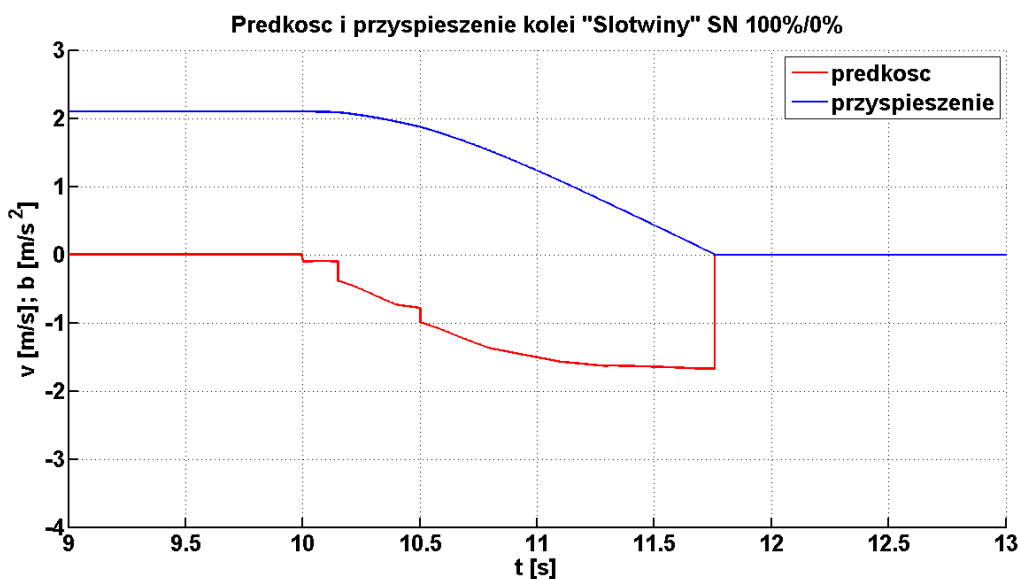
a).

b).

Rys IX.10. Charakterystyki zmiany siły hamowania: a). obecnie stosowane rozwiązania – bez stanów pośrednich; b). zasymulowane stany pośrednie regulacji siły hamowania.

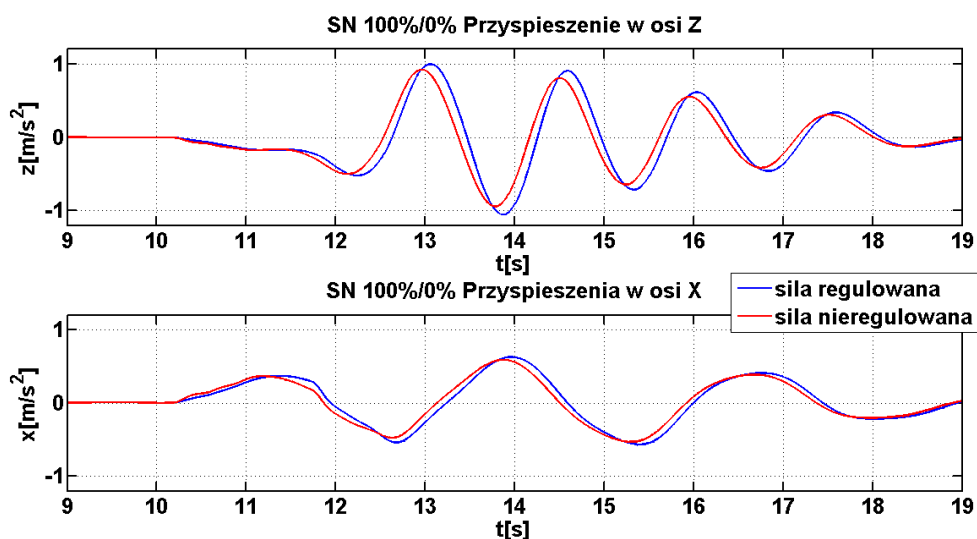


Rys.IX.11. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy zastosowaniu stanów pośrednich siły hamowania(rys.10 b).).

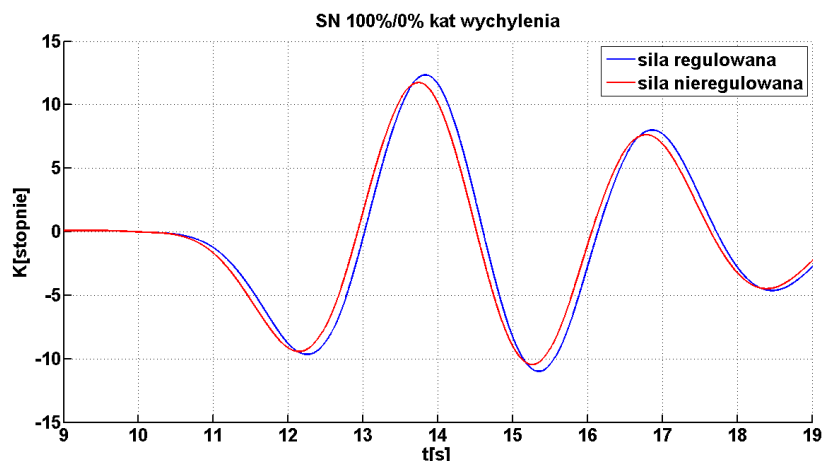


Rys.IX.12. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy zastosowaniu stanów pośrednich siły hamowania(rys.10 b.).

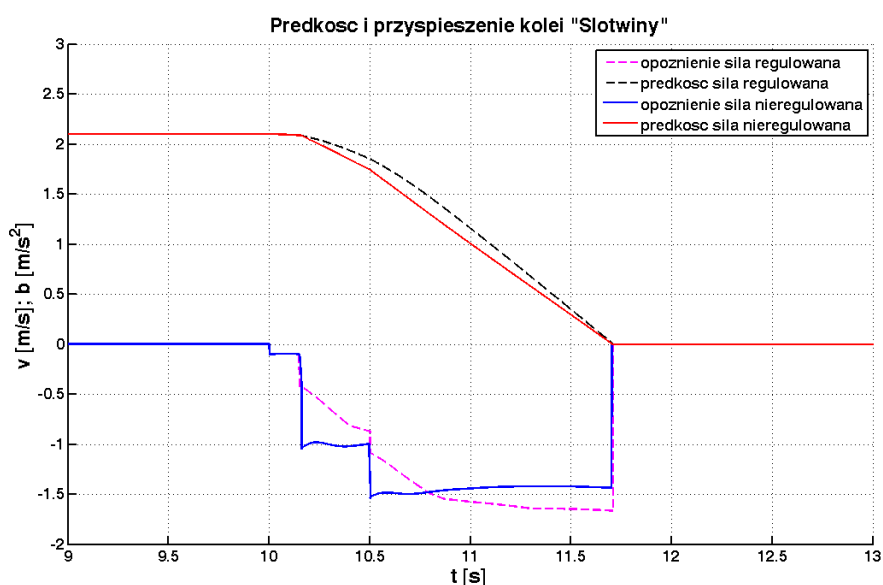
Symulacje zmiany przebiegu sił hamowania poszczególnymi hamulcami mechanicznymi (siła regulowana na rys.IX.13), nie przyniosły zamierzonego efektu, jakim miała być redukcja oddziaływań dynamicznych na pasażerów znajdujących się na krześle(rys.IX.13-15.), przy zachowaniu tej samej wartości czasu hamowania.



Rys.IX.13. Porównanie przyspieszeń działających na pojazd, dla sił hamowania regulowanej i nieregulowanej dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%.



Rys.IX.14. Porównanie kątów wychylenia pojazdów dla sił hamowania regulowanej i nieregulowanej.



Rys.IX.15. Charakterystyka przyspieszeń i prędkości dla siły hamowania regulowanej i nieregulowanej dla procedury SN 100%/0%.

### IX.2.2 Symulacje dla maksymalnych wartości określonych przez zastosowane rozwiązania konstrukcyjne

Po przeprowadzeniu analizy technicznej rozwiązań konstrukcyjnych hamulców mechanicznych (rozdz.IV.) określono maksymalne wartości sił obwodowych pochodzących od pakietów sprężyn. Działanie to pozwoliło na przeprowadzenie symulacji określających graniczne wartości kinematyczne podczas procesów hamowania niewyprzęganej kolei linowej.

#### Wartości kinematyczne użyte w symulacjach:

- Prędkość kolei: -  $2,12 \frac{m}{s}$ .
- Siła hamowania zespołu hamulców ruchowych (wartość graniczna):  
302,63kN (zredukowana na średnicę działania HG),  
258,51kN (zredukowana na średnicę koła napędowego)

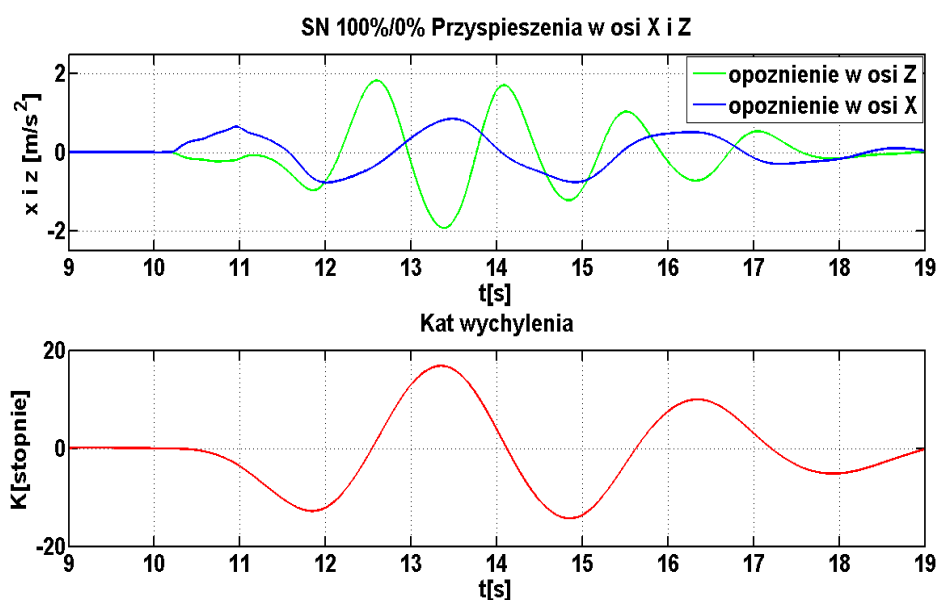
- *Siła hamowania zespołu hamulców głównych (wartość graniczna):*

- 123,48kN (zredukowana na średnicę działania HG),  
105,47kN (zredukowana na średnice koła napędowego)

Celem tych symulacji było zastosowanie rozwiązań redukcji wartości wychylenia kąta krzesła oraz przyspieszeń działających na pasażerów poprzez regulację ciśnienia czynnika hydraulicznego (jedynie na jego spływie). Jednakże, jak zostało pokazane w pkt.IX.2.1., działania te są bezcelowe przy kryterium zachowania tego samego średniego opóźnienia. Dlatego zostały przedstawione tylko symulacje dla stanów granicznych przy obecnie stosowanym sposobie wyzwalania hamulców mechanicznych. Wynikiem tych symulacji będą maksymalne wartości kinematyczne możliwe do uzyskania przy konkretnych zastosowanych rozwiązaniach konstrukcyjnych kolei linowej „Słotwiny”. Posłużą one jako wartości graniczne do oceny porównawczej sposobów regulowania siłą hamowania. Metodologia przedstawiania wyników symulacji poszczególnych procedur została przyjęta, jak opisano w pkt.IX.2.1.

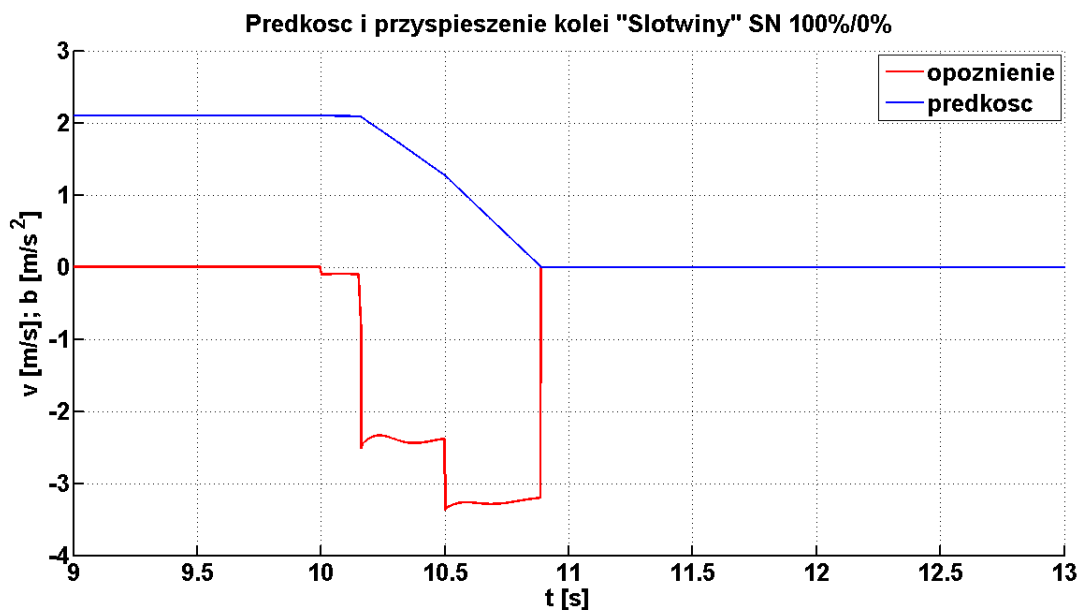
- **Procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%**

Zastosowanie granicznych wartości sił hamowania spowodowało zdecydowane zwiększenie oddziaływań dynamicznych działających na urządzenie. Średnie zasymulowane opóźnienie kolei linowej dla maksymalnych wartości sił hamowania wynosi  $b_{\max.SN100} = 2,35 \frac{m}{s^2}$  (rys.IX.17.), natomiast maksymalny kąt wychylenia pojazdu wyniósł  $16,8^\circ$  (rys.IX.16.). Wartość średniego opóźnienia jest prawie dwukrotnie większa niż maksymalna wartość określona w normach zharmonizowanych, przy czym kąt wychylenia krzesła mieści się w jego dopuszczalnym zakresie [87].



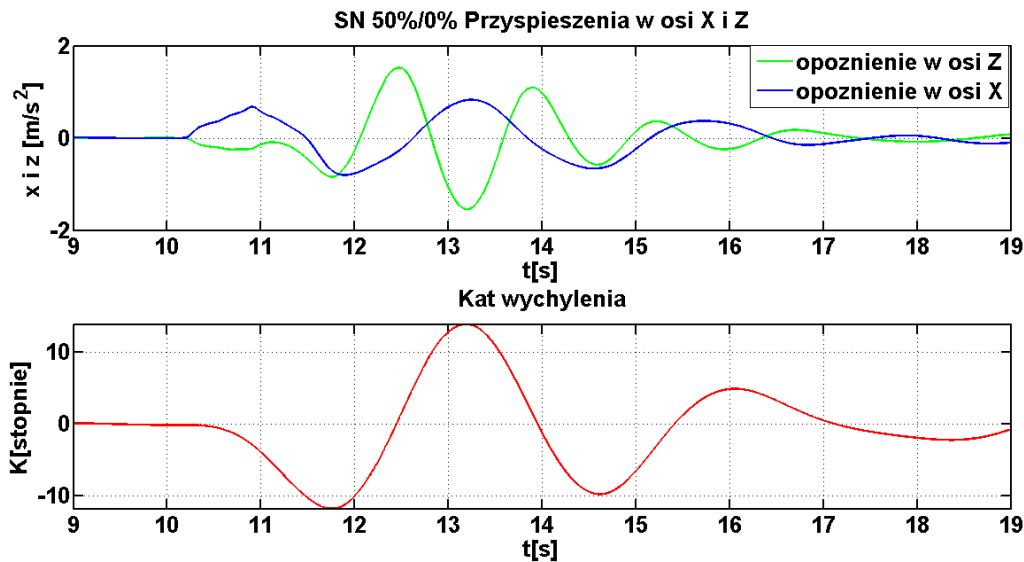
Rys.IX.16. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.



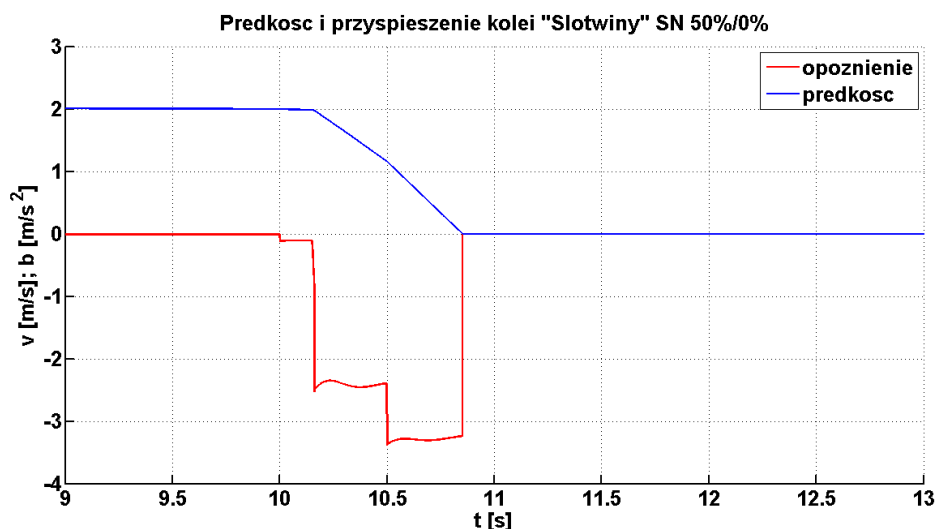


Rys.IX.17. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.

- **Procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%**



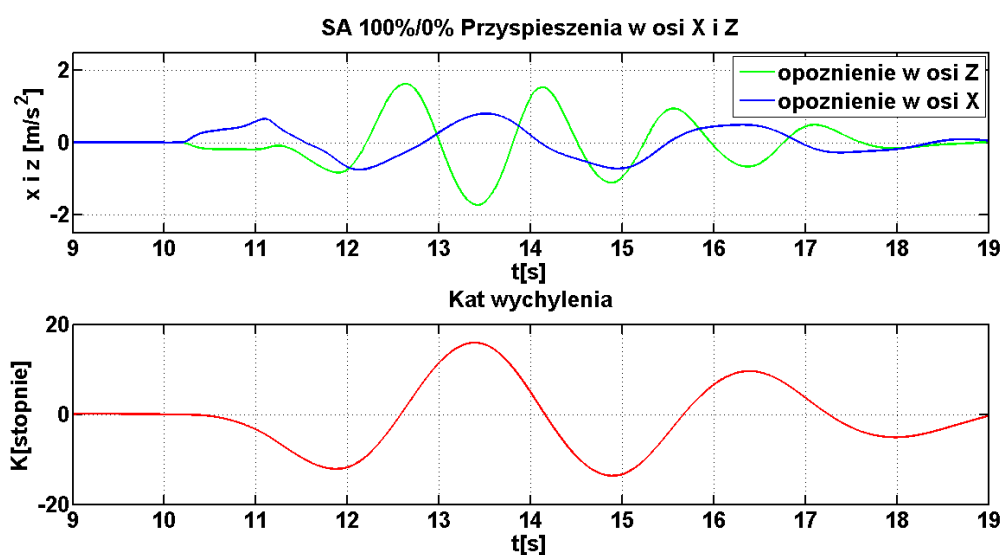
Rys.IX.18. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.



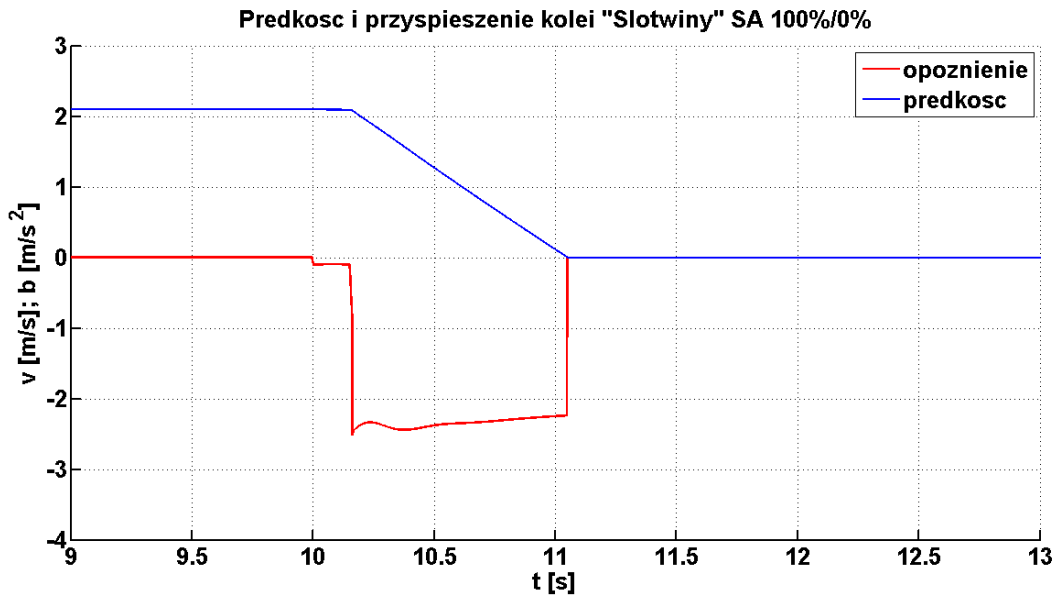
Rys.IX.19. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.

Średnie opóźnienie dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%, przy zasymulowanych wartościach granicznych sił hamowania wynosi  $b_{\max.SN50} = 2,39 \frac{m}{s^2}$  (rys.IX.19.). Należy zwrócić uwagę, że jest ono nieznacznie większe niż średnie opóźnienie dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%. Wynika to ze zdecydowanie większej wartości składowej siły hamowania hamulcami mechanicznymi w stosunku do siły bezwładności pochodzącej od mas zawieszonych na ciągnie. Symulując stany hamowania kolei linowej przy wartościach granicznych, należy zwracać szczególną uwagę na maksymalną wartość średniego opóźnienia dla tych dwóch stanów obciążenia.

- **Procedura Stop Awaria 100%/0%**



Rys.IX.20. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Awaria 100%/0%, przy granicznych wartościach siły hamowania.



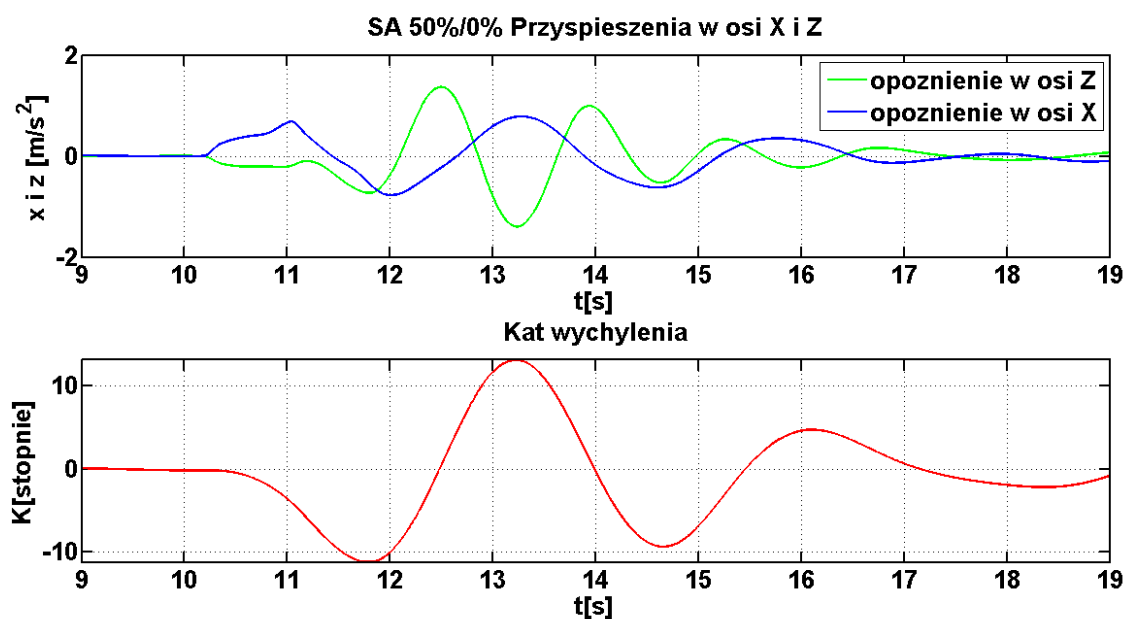
Rys.IX.21. Charakterystyka symulacji prędkości i opóźnień kolei pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Awaria 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.

Średnie opóźnienie dla procedury Stop Awaria 100%/0%, przy zasymulowanych wartościach granicznych sił hamowania wynosi  $b_{\max .SA100} = 2,04 \frac{m}{s^2}$  (rys.IX.21.).

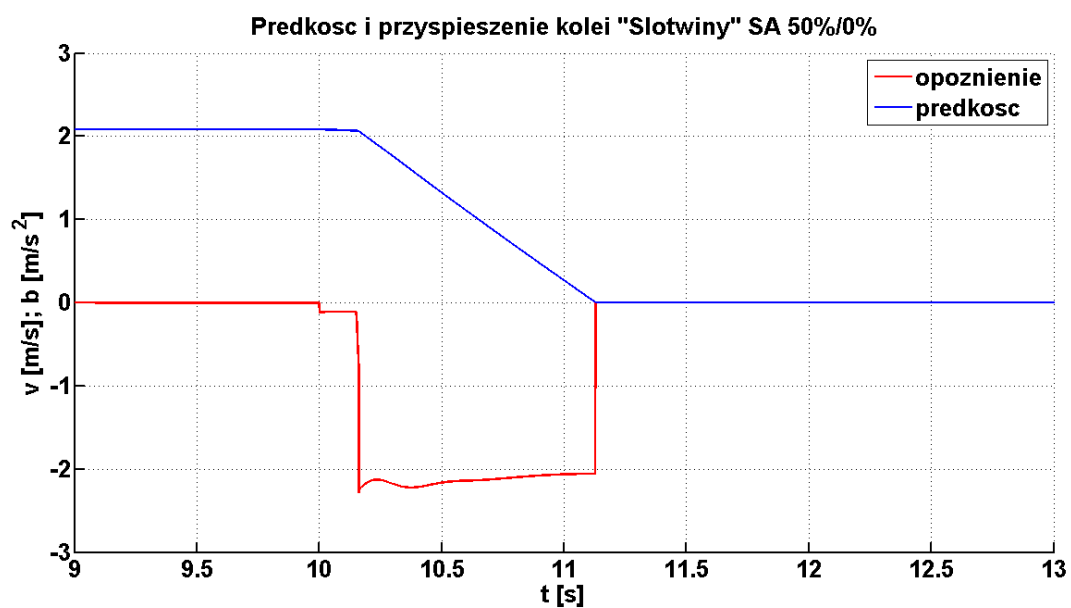
- **Procedura Stop Awaria 50%/0%**

Ostatnią symulowaną procedurą jest Stop-Awaria dla zmniejszonej masy obciążenia krzeseł. Porównując wartości z poprzednią procedurą (Stop-Awaria 100%/0%), można zauważyć zdecydowany spadek wartości przyspieszeń działających na analizowany pojazd (rys.IX.22.)

Średnie opóźnienie dla procedury Stop-Awaria 50%/0%, przy zasymulowanych wartościach granicznych sił hamowania wynosi  $b_{\max .SA50} = 1,97 \frac{m}{s^2}$  (rys.IX.23.).



Rys.IX.22. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Awaria 50%/0%, przy granicznych wartościach siły hamowania.



Rys.IX.23. Charakterystyka symulacji prędkości i opóźnień kolei pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Awaria 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.

- **Podsumowanie**

Analiza symulacyjna dla maksymalnych wartości sił hamowania wykazała znaczące zwiększenie wartości średniego przyspieszenia kolei w stosunku do przyjmowanych w pkt.IX.2.1. wartości dopuszczalnych. Maksymalne wartości przyspieszeń działających na pasażerów we

wszystkich procedurach nie przekroczyły progu  $2 \text{ m/s}^2$ , natomiast maksymalny zasymulowany kąt wychylenia pojazdu wyniósł  $16,8^\circ$ .

Odnosząc zasymulowane wartości przyspieszeń średnich jak i chwilowych działających na pojazd do norm zharmonizowanych, można stwierdzić, że zostały one przekroczone. Jak już wcześniej wspomniano, celem tego procesu było wyznaczenie wartości brzegowych przyspieszeń działających na pasażerów podczas maksymalnego wychylenia krzesła. Posłużą one do oceny procesów symulacyjnych w aspekcie działania sił bezwładności.

### **IX.2.3 Symulacja procesów hamowania kolei linowej przy regulowanej sile hamowania**

Powyższe symulacje numeryczne procesów hamowania kolei linowej nie spełniły założonych celów redukcji oddziaływań dynamicznych na pasażerów przy zwiększonym średnim opóźnieniu całego układu.

Ostatni etap badań symulacyjnych polegał na aktywnym regulowaniu siły hamowania. Należy nadmienić, że w rozwiązaniach technicznych kolei linowych takie rozwiązania nie są stosowane ze względu na przepisy bezpieczeństwa [82].

Do symulacji numerycznych został wykorzystany opracowany i zweryfikowany model dynamiczny jednolinowej kolei krzesetkowej.

Badania symulacyjne zostały oparte na najbardziej dynamicznej procedurze hamowania Stop Niebezpieczeństwo 100%/0% i zostały podzielone na dwa rodzaje:

- *regulowana siła jednego zespołu hamulcowego,*
- *regulowana siła dwóch zespołów hamulcowych.*

*Mimo iż wykazano, że przy warunkach granicznych średnie opóźnienie hamowania kolei linowej jest większe podczas procedury Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%, to do samych symulacji przyjęto 80-90% wartości granicznych sił hamowania, co spowodowało wybranie procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0% jako najbardziej dynamicznej.*

#### **a). Regulowana siła tylko jednego zespołu hamulcowego**

Symulacje dotyczące regulowania siły hamowania tylko jednym hamulcem mechanicznym zostały przeprowadzone ze względu na zapewnienie dopuszczalnego poziomu bezpieczeństwa pasażerów. Oceniając prawdopodobieństwo zdarzenia awarii zespołu zasilająco-sterującego układem hamulcowym należy, w sytuacji regulacji siły hamowania dwoma zespołami hamulcowymi, przyjąć możliwość awarii blokującej spadek ciśnienia układu (hamulce przestają działać biernie i pozostają w stanie otwartym).

Konstrukcja układu napędowego stacji i względy bezpieczeństwa jednoznacznie wskazują na zespół, który powinien być wybrany do aktywnej regulacji siły hamowania. Ze względu na położenie

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

hamulców ruchowych przed przekładnią (podczas awarii przekładni zespół HR staje się bezużyteczny) istnieje mniejsze prawdopodobieństwo ich poprawnego zadziałania.

Jednak z analizy procedury hamowania „Stop-Awaria” wynika, że powyższe założenie nie może być spełnione, ponieważ regulowana byłaby siła pochodząca od jednego zespołu hamulców czynnie biorącego udział w procesie hamowania. Dlatego autor sugeruje pominięcie procedury hamowania Stop-Awaria na kolei linowej. Zakłada się, że proces opóźniania kolei może być realizowany przez procedurę Stop, a w sytuacjach zagrożenia tylko przez procedurę Stop-Niebezpieczeństwo.

### Założenia:

- Analiza, ze względu na udział dwóch zespołów hamulcowych, przeprowadzana jest dla procedury „Stop-Niebezpieczeństwo”.
- Prędkość kolei: -  $2,12 \frac{m}{s}$ .

Siła hamowania zespołu hamulców ruchowych (89% wartości maksymalnej):

270,00kN (zredukowana na średnicę działania HG),  
230,62kN (zredukowana na średnicę koła napędowego)

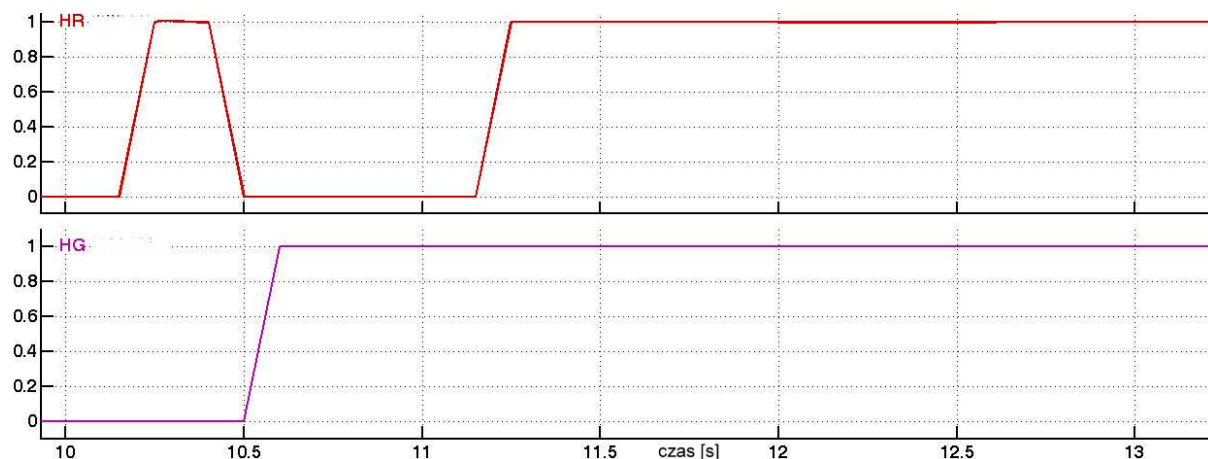
- Siła hamowania zespołu hamulców głównych (81% wartości maksymalnej):

100,00kN (zredukowana na średnicę działania HG),  
85,41kN (zredukowana na średnicę koła napędowego)

- Czas spadku ciśnienia w układzie wraz z reakcją hamulca został określony na podstawie badań przemysłowych i wynosi minimalnie 0,05 s, natomiast czas reakcji odhamowania został przyjęty na minimalnym poziomie 0,1 s.

Przebiegi generowanych sił hamowania były ustawiane metodą prób i błędów, gdzie po każdym ustawieniu następowała symulacja numeryczna i porównanie z przyjętymi wartościami wyjściowymi dla procedury SN 100%/0% (średnia wartość opóźnienia  $1,25 \text{ m/s}^2$ ) i SN 50%/0% przy nieregulowanej sile hamowania. Najbardziej optymalne ustawienie sił hamowania zostało przedstawione na rysunku (rys.IX.24.).

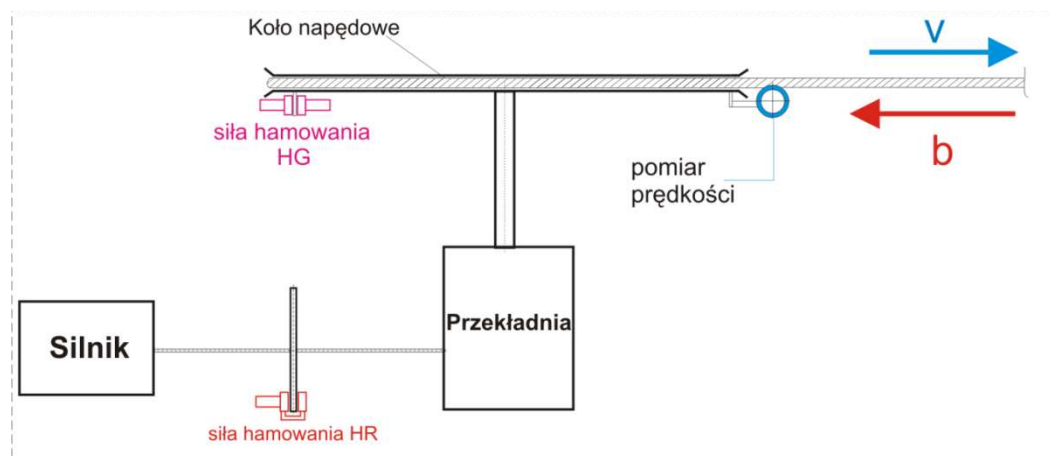
## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych



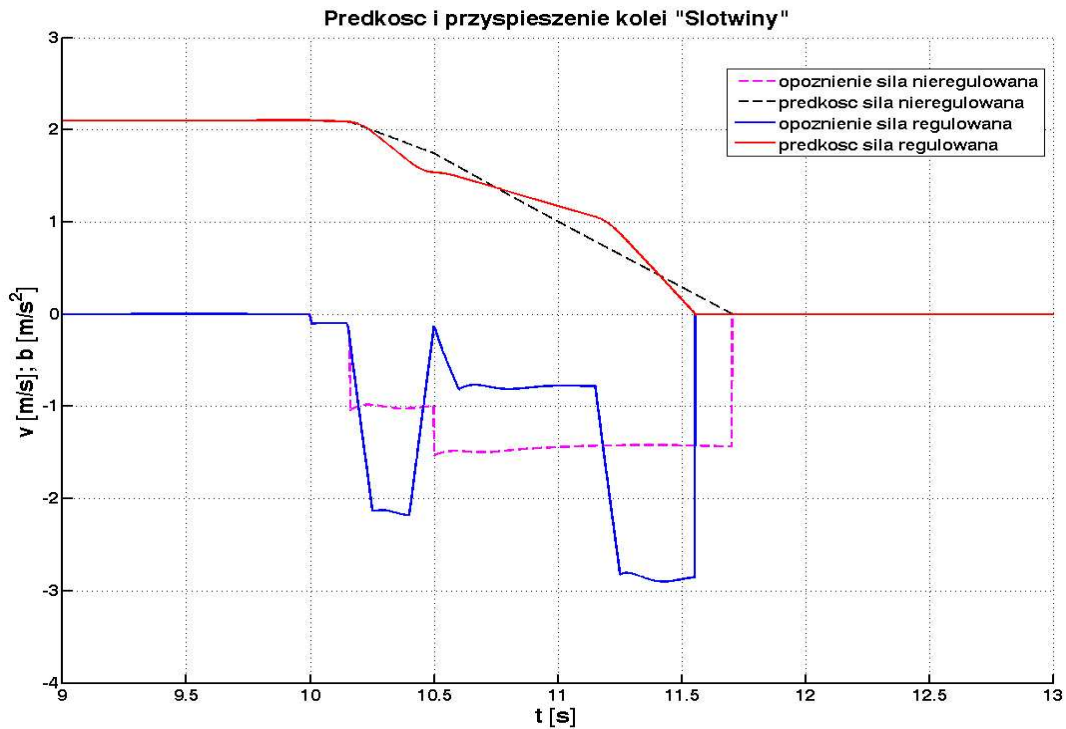
Rys.IX.24. Charakterystyki generowanych sił hamowania w programie Simulink – regulowana siła hamowania HR.

- **Procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%**

Symulacje procesów hamowania określoną charakterystyką regulowanej siły hamowania (rys.IX.24.) przeprowadzono dla dwóch stanów obciążenia pojazdów. Zasymulowane wartości średnie opóźnienia kolei i jej prędkość (rys.IX.26), podczas eksploatacji na obiekcie rzeczywistym rejestrowane są na stacji napędowej (rys.IX.25).

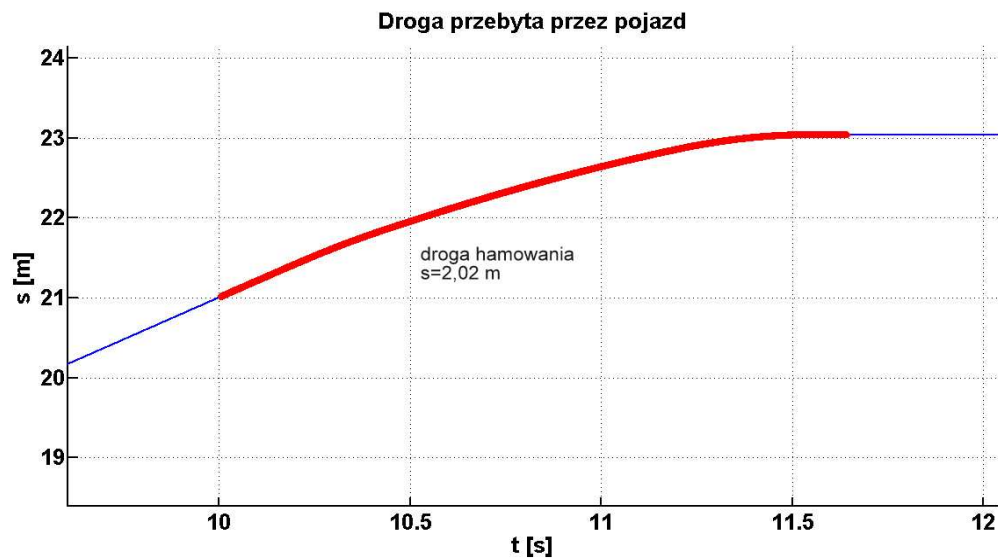


Rys.IX.25. Schemat poglądowy stacji napędowej z zaznaczonymi hamulcami mechanicznymi i miejscem rejestracji prędkości.



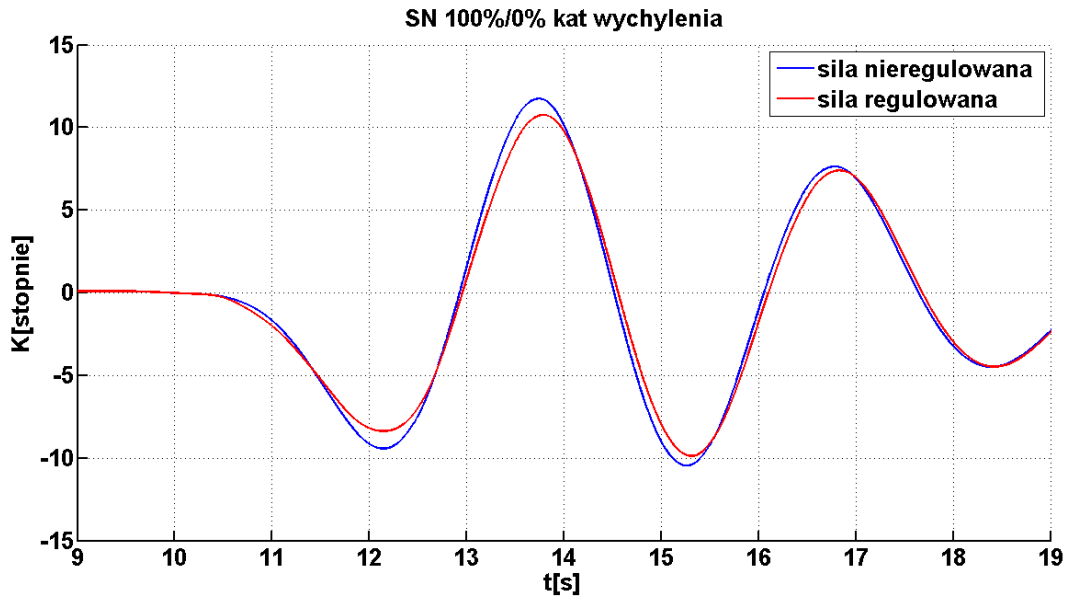
Rys.IX.26. Porównanie zasymulowanych wartości opóźnienia i prędkości kolei przy regulowanej sile hamowania, z wartościami dla siły nieregulowanej.

Na podstawie rysunków (rys.IX.28-30) można stwierdzić, że wartość średniego opóźnienia kolei się zwiększyła, natomiast wartości kąta wychylenia pojazdu oraz przyspieszenia działającego na krzesło są mniejsze niż przy procedurze bazowej. Dodatkowo przedstawiono zasymulowaną drogę hamowania dla powyższych parametrów kinematycznych (rys.IX.27.).

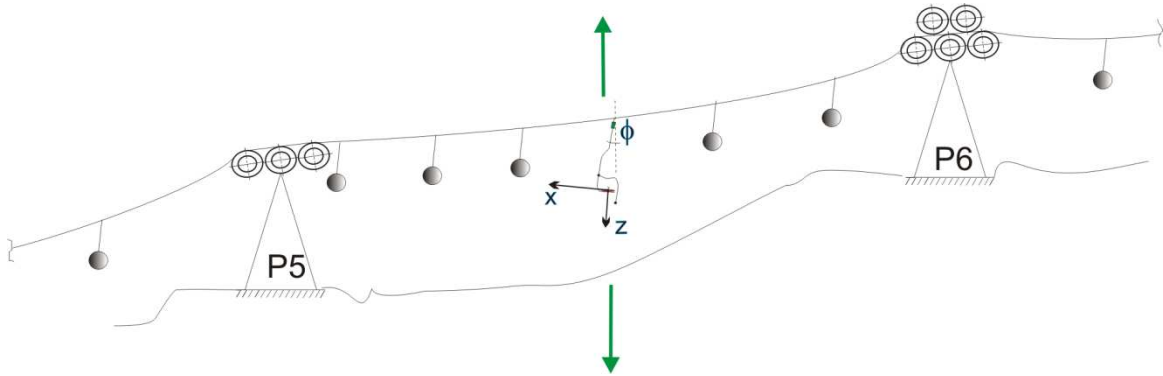


Rys.IX.27. Zasymulowany przebieg drogi hamowania dla regulowanej siły hamowania.

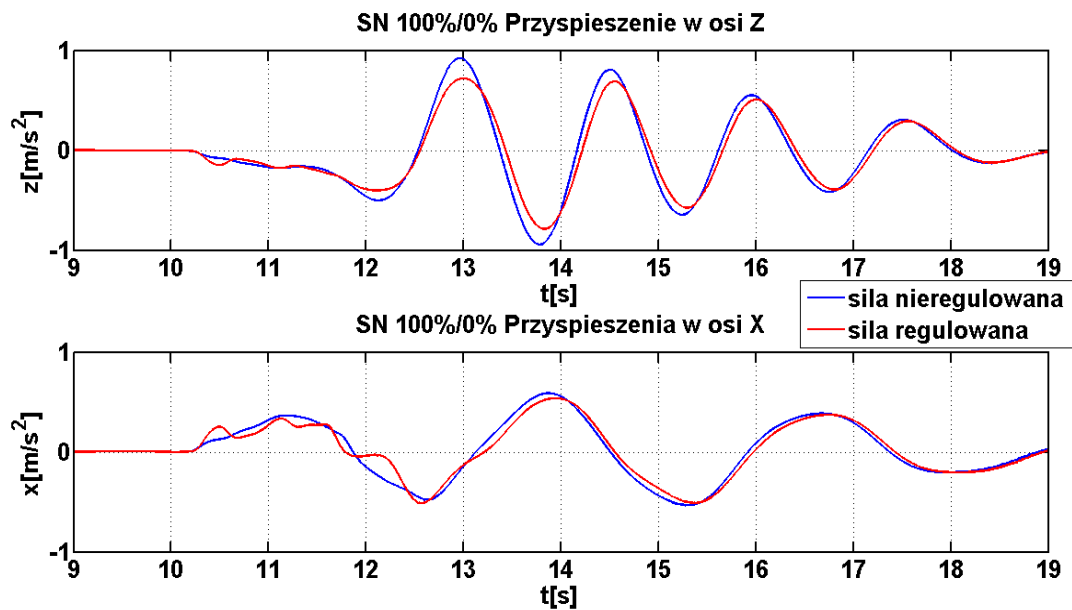




Rys.IX.28. Porównanie wychyleń kątów dla siły regulowanej i nieregulowanej.



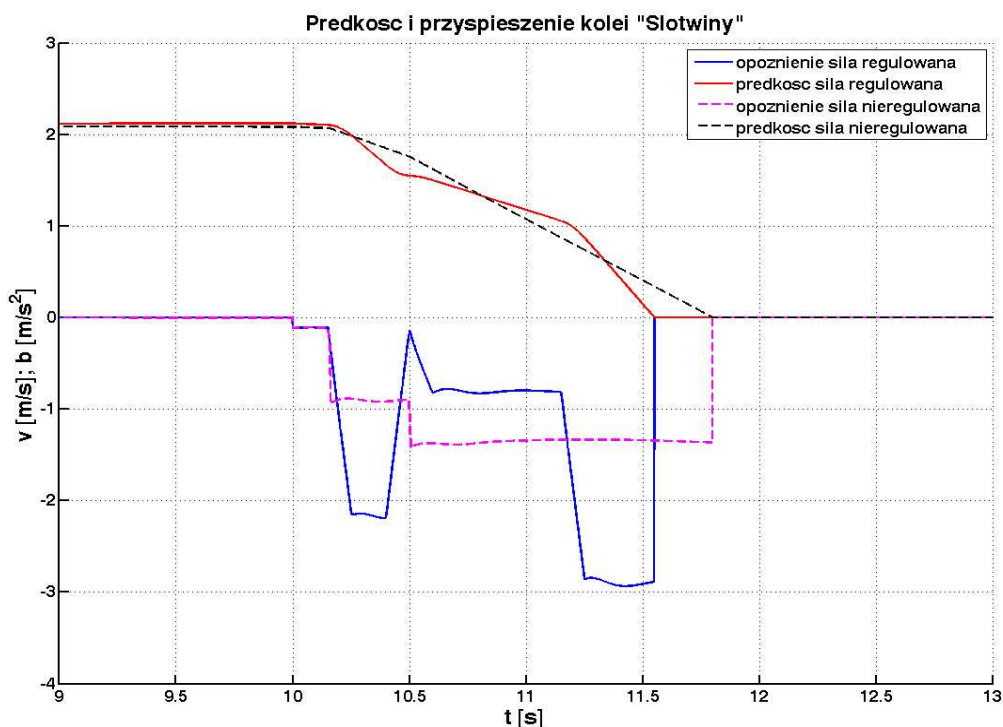
Rys.IX.29. Rysunek wizualizujący miejsce symulowanego sygnału przyspieszeń pojazdu na trasie.



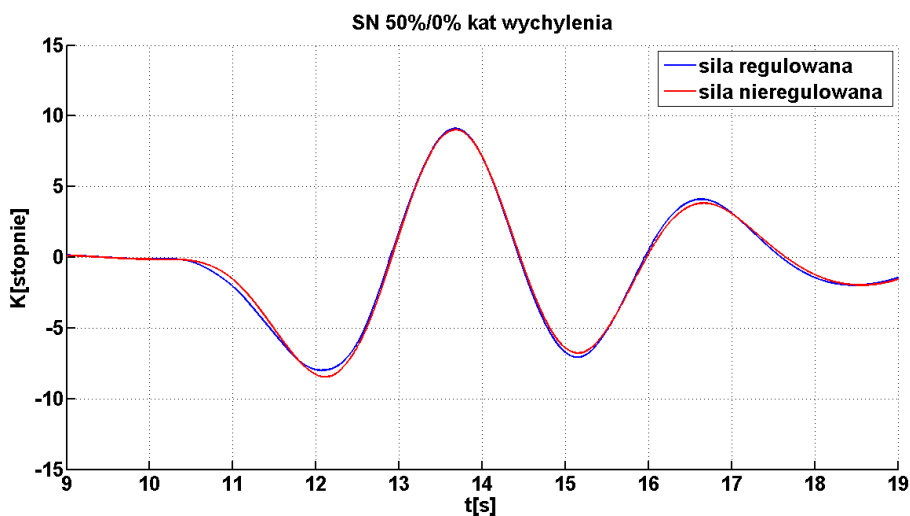
Rys.IX.30. Porównanie przyspieszeń w osiach Z i X dla siły regulowanej i nieregulowanej.

- **Procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%**

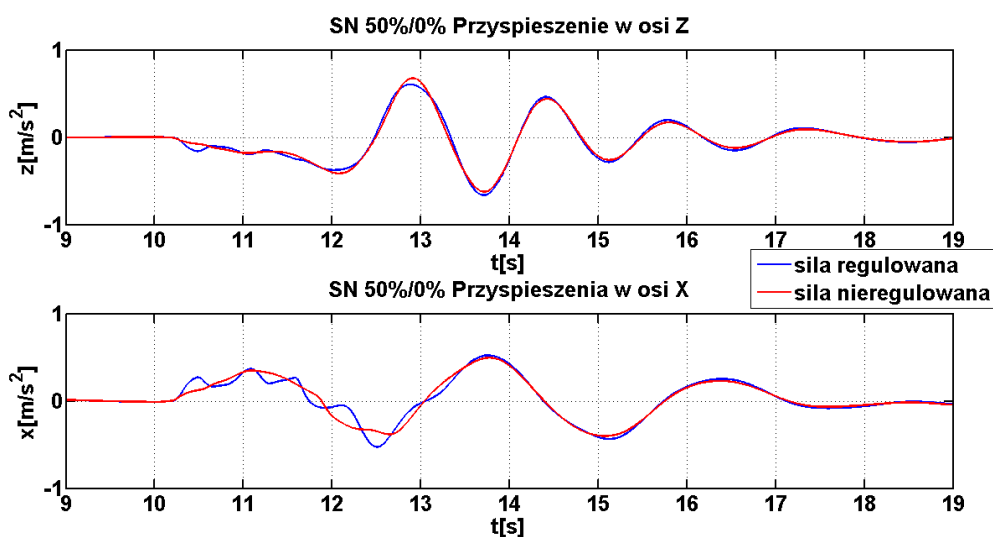
Druga symulacja została przeprowadzona dla tych samych parametrów nastawczych sił hamowania i wartości kinematycznych, jednak dla zmienionego obciążenia (50%). Wyniki analizy numerycznej potwierdziły rezultaty otrzymane dla procedury SN 100%/0%. Tak jak w poprzedniej symulacji udało się uzyskać większe średnie opóźnienie układu kolei (rys.IX.31.). Niemniej jednak oddziaływania dynamiczne na analizowane krzesło (rys. IX.33.) i jego wychylenie (rys. IX.32.) nie są już zdecydowanie mniejsze od wartości bazowych, lecz z nimi porównywalne.



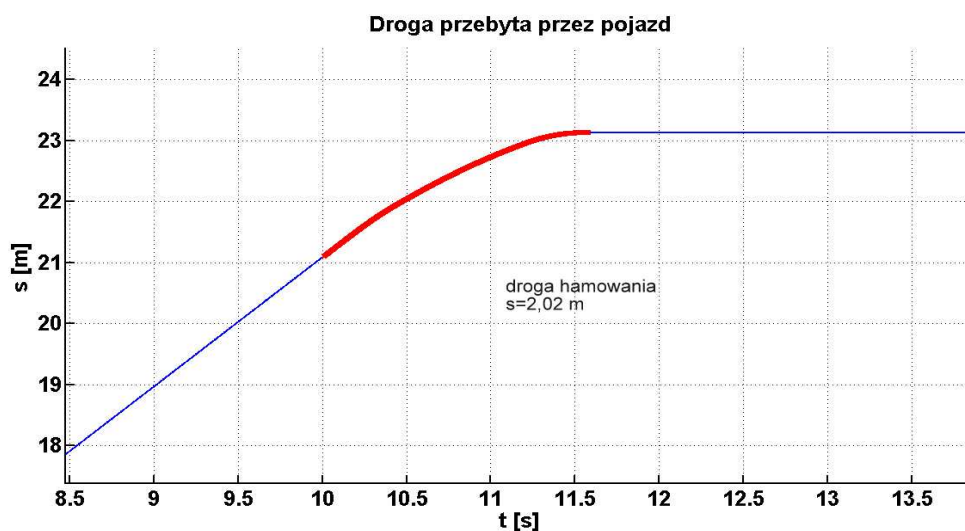
Rys.IX.31. Zasymlowane wartości średnie opóźnienia kolei oraz jej prędkość porównane z wartościami dla tych parametrów dla procedury SN 50%/0%.



Rys.IX.32. Porównanie kątów wychylenia dla sił hamowania regulowanej i nieregulowanej.



Rys.IX.33. Porównanie przyspieszeń w osiach Z i X dla siły regulowanej i nieregulowanej SN 50%/0%.



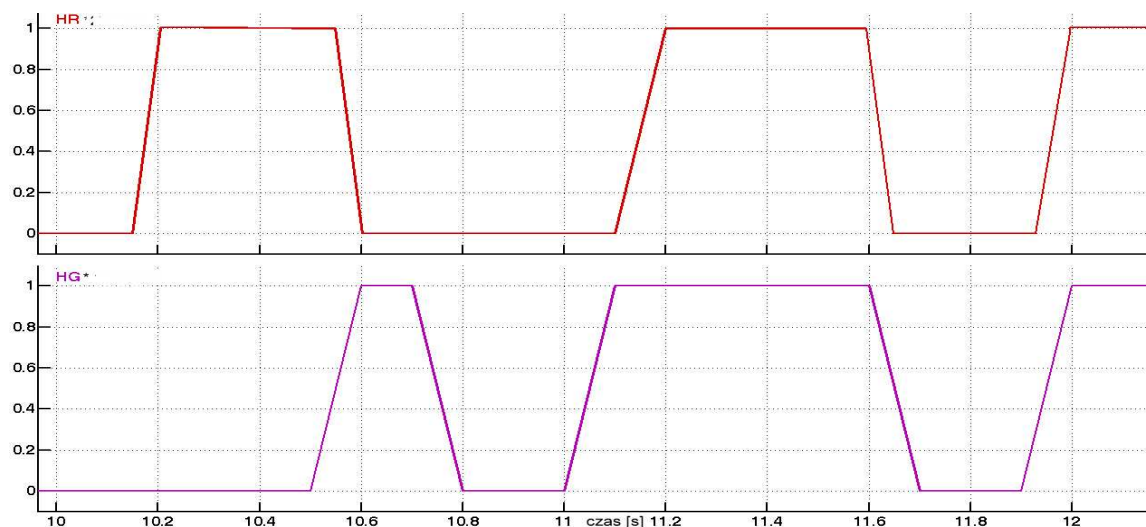
Rys.IX.34. Zasyulowana droga hamowania dla procedury SN 50%/0% – regulowana siła hamowania.

### b). Regulowana siła hamowania obydwóch hamulców

Tak jak w poprzednim punkcie przy doborze przebiegu sił hamowania zastosowano metodę prób i błędów. Po kilkudziesięciu symulacjach wyznaczono najbardziej odpowiedni przebieg ze względu na ogólnie przyjęte kryteria oceny i funkcję celu.

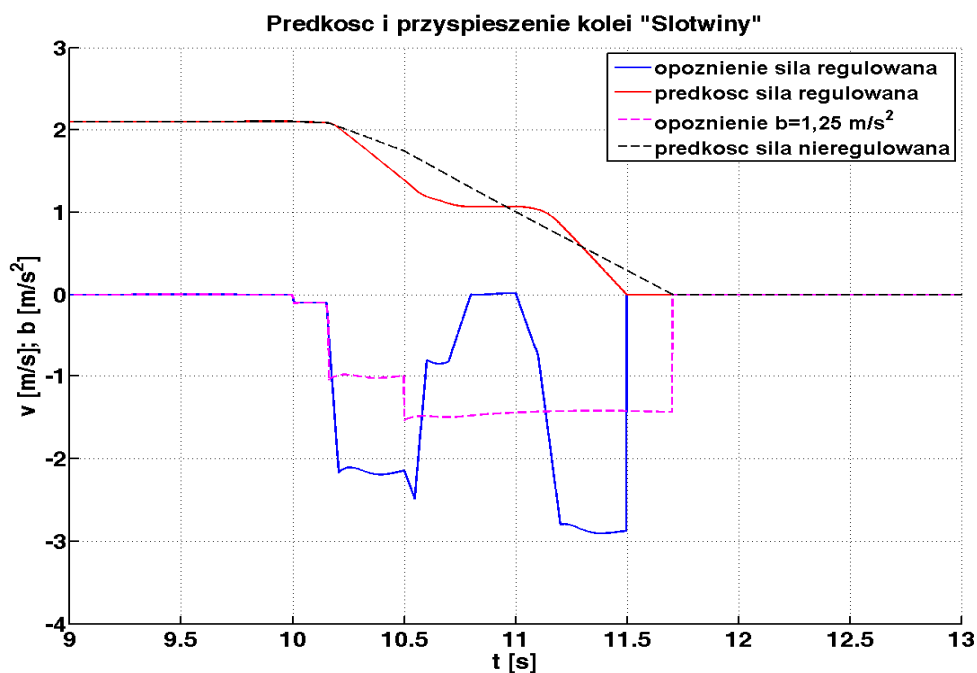
Siły hamowania poszczególnych zespołów zostały określone jako ok. 85-90% maksymalnej możliwej siły do uzyskania z rozprężenia sprężyn talerzowych i śrubowych. Przebieg sił hamowania został przedstawiony na rysunku (rys.IX.35).

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych



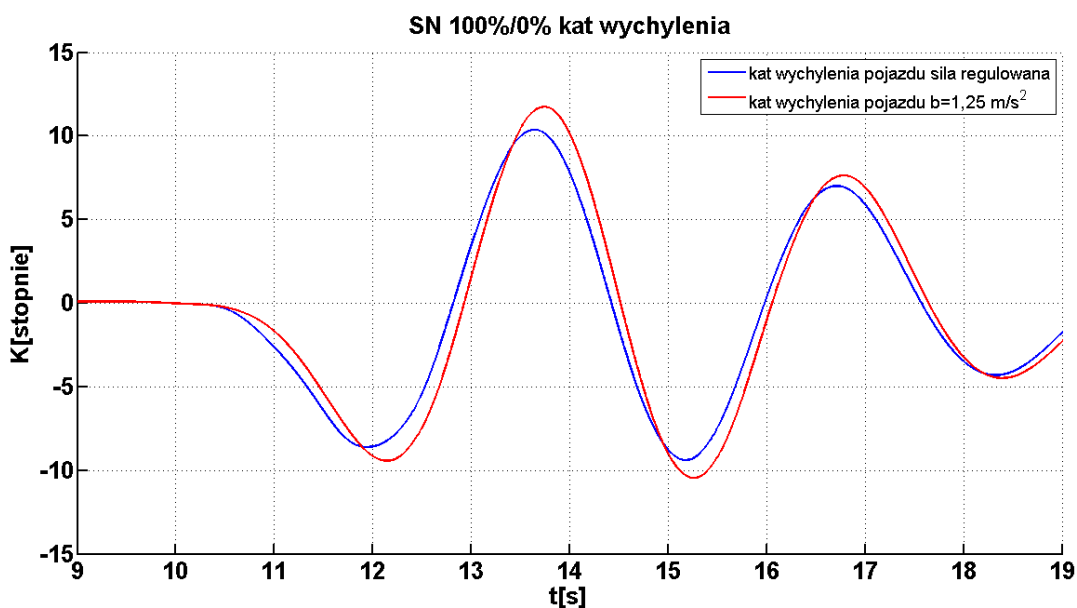
Rys. IX.35. Przebieg sił hamowania dla symulacji aktywnej regulacji dwóch hamulców mechanicznych.

- **Procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%**

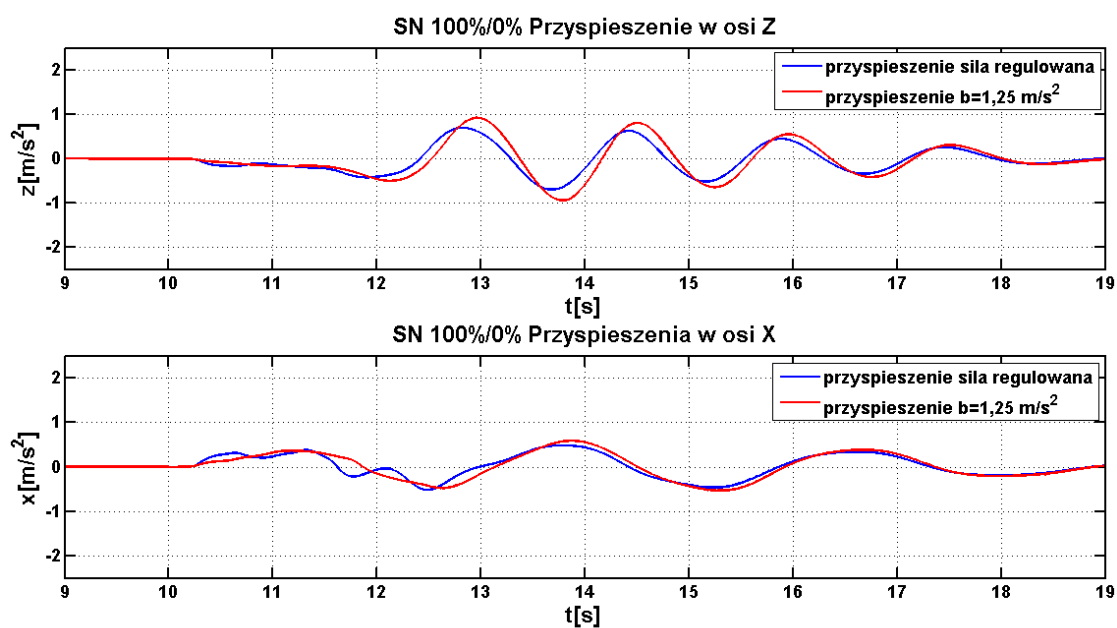


Rys. IX.36. Zasymulowane wartości średnie opóźnienia kolei oraz jej prędkość dla regulowanej siły hamowania porównane z wartościami tych parametrów dla procedury SN 100%/0%.

Wartości opóźnienia i prędkości uzyskane z symulacji numerycznych jednoznacznie wskazują na poprawność wyregulowania siły hamowania w celu uzyskania większego opóźnienia. Średnie opóźnienie kolei linowej jest o 13% większe od dopuszczalnego i wynosi  $1,41 \text{ m/s}^2$  (rys. IX.36.). Również jak pokazują charakterystyki wychylenia kąta oraz przyspieszeń pojazdu (rys. IX.37-38), wartości zasymulowane dla tak wyregulowanych sił hamowania są korzystniejsze.

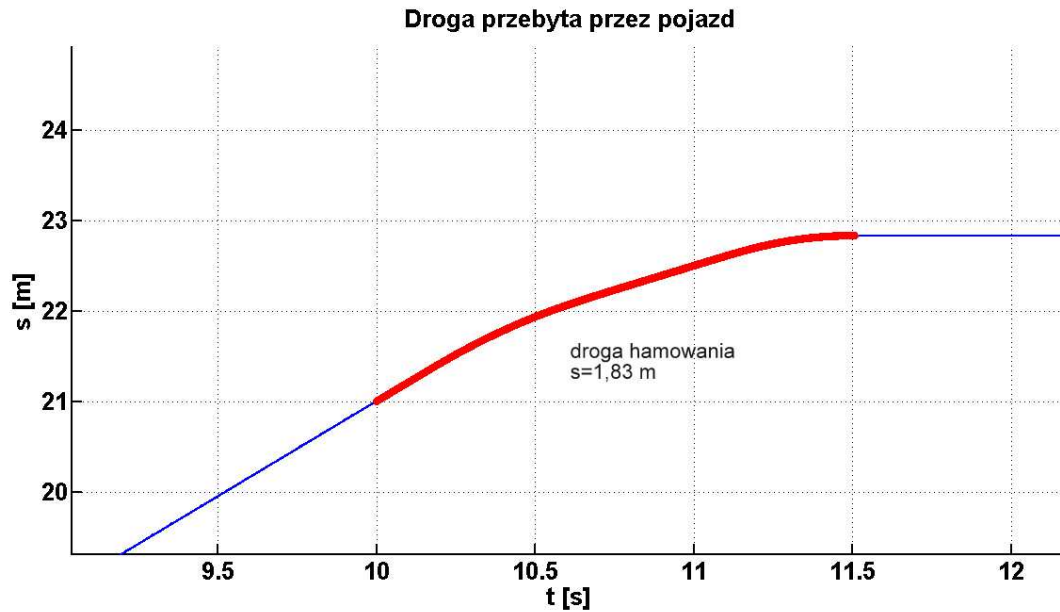


Rys.IX.37. Porównanie kątów wychylenia dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych.



Rys.IX.38. Porównanie przyspieszeń działających na pojazd dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych.

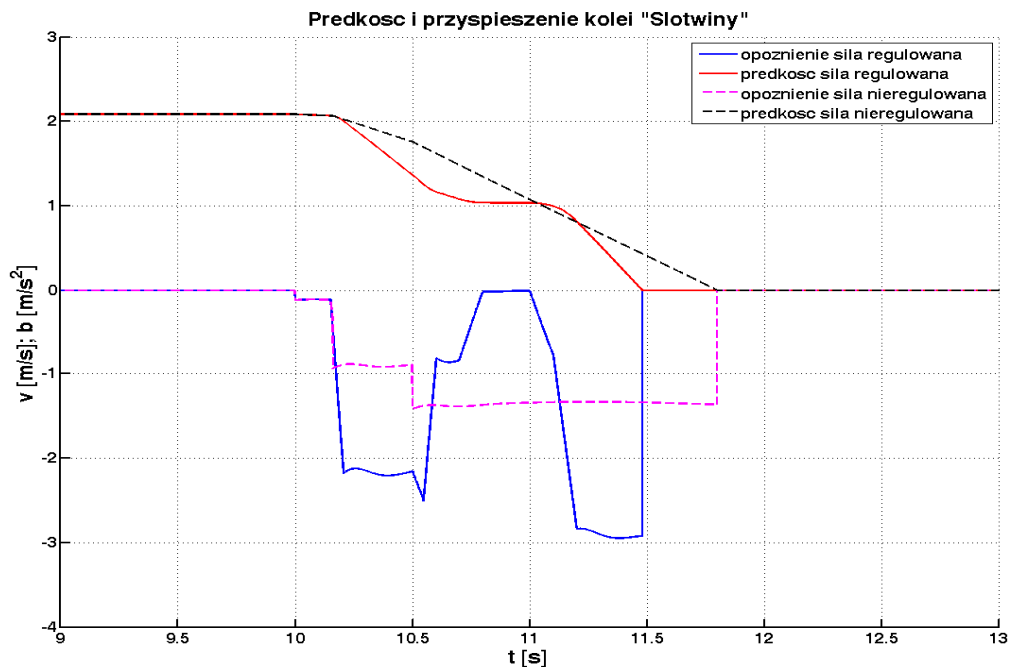
Obliczona na podstawie modelu dynamicznego droga hamowania wynosi 1,83 metra (rys.IX.39.) i jest krótsza od drogi hamowania dla wartości bazowych o ok. 0,2 metra.



Rys.IX.39. Zasymulowana droga hamowania dla procedury SN 100%/0%.

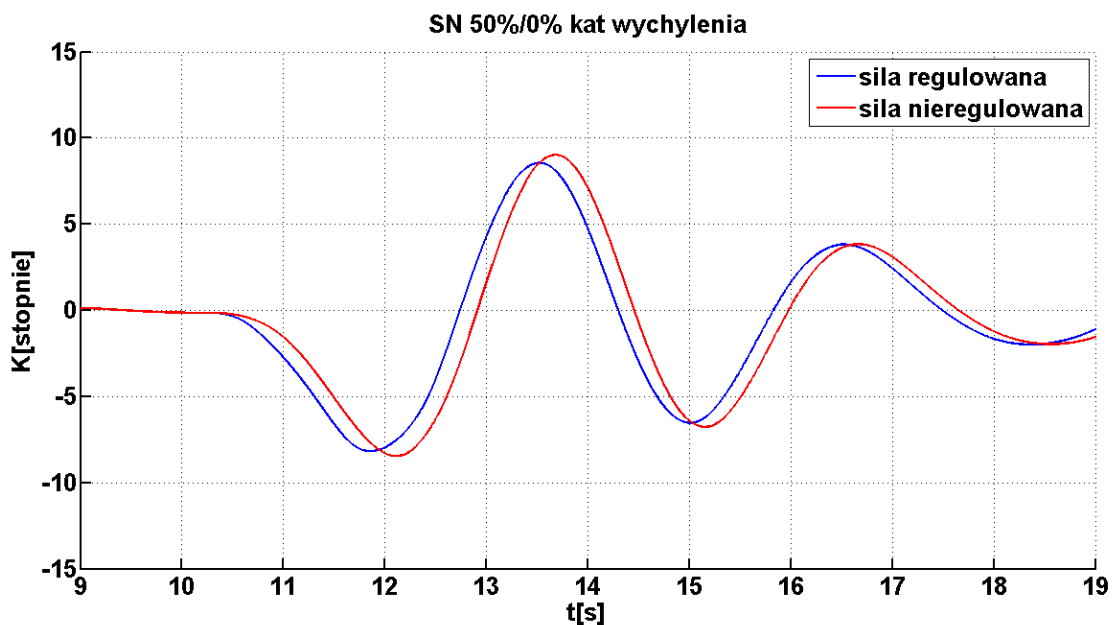
- **Procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%**

Ostatnia symulowana procedura (rys.IX.40.), przy połowie obciążenia toku kolei, potwierdziła wnioski uzyskane przy procedurze SN 100%/0%. Otrzymana wartość średniego opóźnienia nie różni się wartością od opóźnienia dla pełnego załadowania toku jadącego do góry.

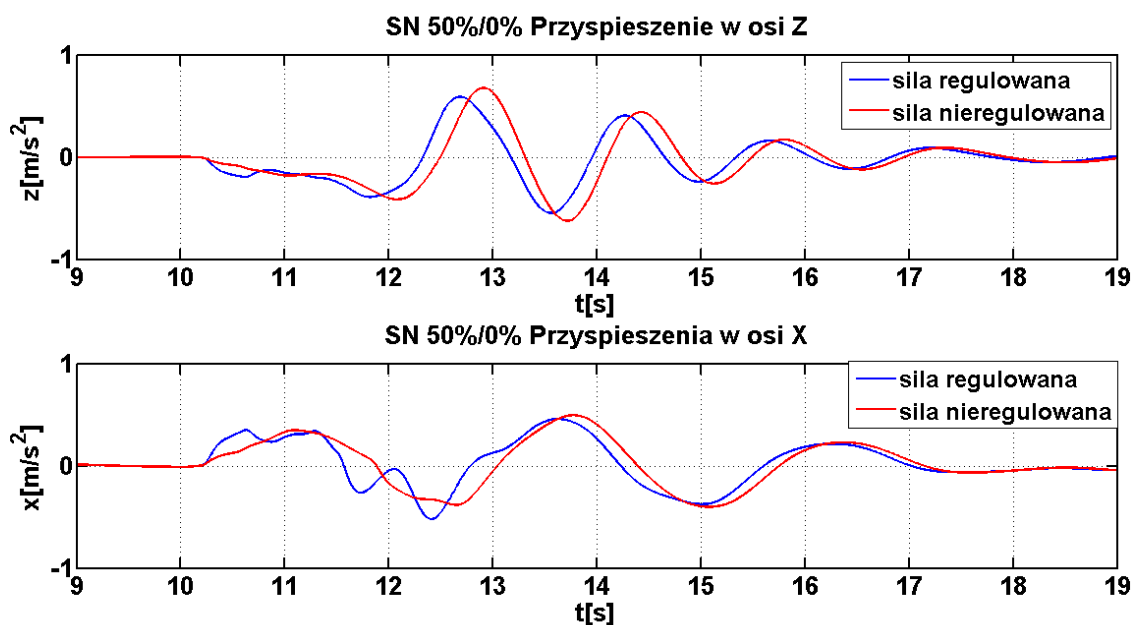


Rys.IX.40. Zasymulowane wartości średnie opóźnienia kolei oraz jej prędkość dla regulowanej siły hamowania porównane z wartościami tych parametrów dla procedury SN 50%/0%.

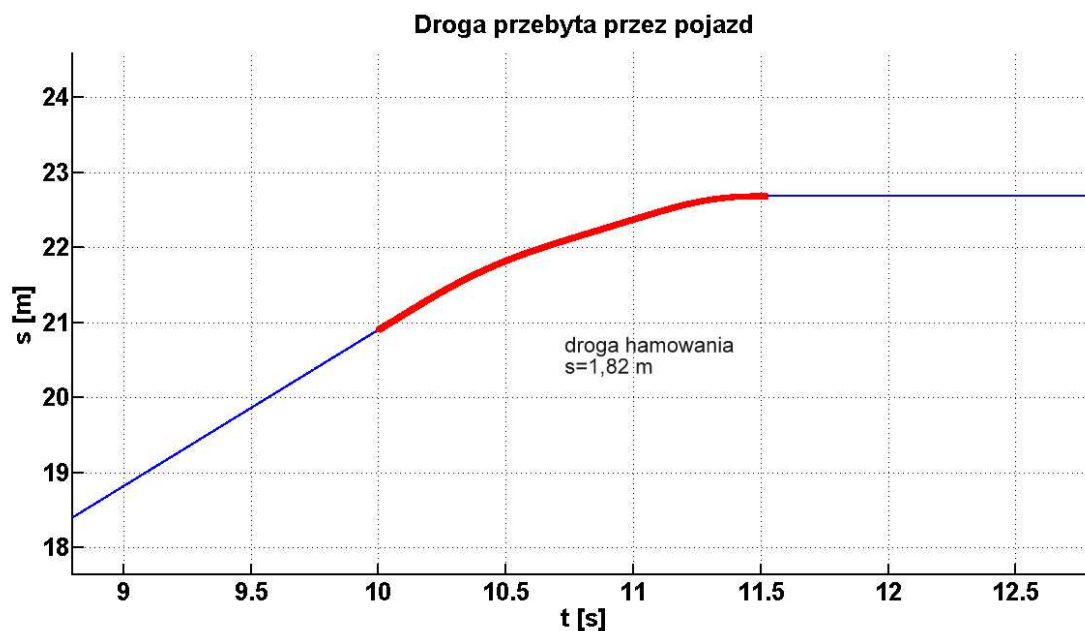
Z analizy wartości kąta wychylenia i przyspieszeń działających na pasażera (rys. IX.41-42) wynika, że są one minimalnie mniejsze niż przy procedurze hamowania dla wartości warunków określonych w normie zharmonizowanej. Droga hamowania w przypadku SN 100% i 50% (rys.IX.43.) jest taka sama.



Rys.IX.41. Porównanie kątów wychylenia dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych.



Rys.IX.42. Porównanie przyspieszeń działających na pojazd dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych.



Rys.IX.43. Droga hamowania SN 50%/0% – zasymulowana.

- **Podsumowanie**

Przeprowadzone symulacje procedur hamowania systemu niewyprzęganej kolei linowej wykazały, że przy aktywnej regulacji siły pochodzącej od zespołów hamulców mechanicznych można osiągnąć wyższe wartości średniego opóźnienia kolei linowej przy jednoczesnej redukcji oddziaływań dynamicznych na pasażerów będących na trasie. Pominięcie procedury Stop Awaria, wydaje się w świetle przedstawionych wyników symulacyjnych zasadne.

Obydwa przypadki regulowania siły hamowania (z zastosowaniem jednego lub dwóch zespołów hamulców) spełniają cel dysertacji, a wybór pomiędzy nimi, ze względu na implementację przemysłową, powinien zależeć jedynie od indywidualnych celów stawianych rozpatrywanym kolejom linowym.

### **IX.3 Ocena proponowanych procedur hamowania na kolei linowej krzesetkowej**

Proces oceny zaproponowanych procedur hamowania został przeprowadzony ze względu na określone wartości średnie opóźnień kolei linowej oraz na wpływ oddziaływań dynamicznych na pojazdy wraz z pasażerami.

Zaproponowane przebiegi siły hamowania zespołami hamulców mechanicznych spełniają założenie zwiększenia wartości opóźnienia układu – mniejsza droga hamowania, przy jednoczesnej redukcji wpływu dynamiki na pasażerów – mniejsze wartości przyspieszenia oddziaływujące na pojazd.



## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

Dodatkowym aspektem, który został oceniony, był wpływ wartości sił bezwładności działających na pasażerów podczas początkowych wychyleń krzesła w procesie hamowania. Ocena ta została podjęta ze względów bezpieczeństwa, w szczególności przy uwzględnieniu najmłodszych pasażerów i rowerzystów.

Pierwsza grupa osób jest narażona na wypadnięcie z krzesła ze względu na brak zastosowanych specjalnych zabezpieczeń (nie są wymagane) oraz w związku z indywidualnymi warunkami fizycznymi (niedostateczna długość ciała). Natomiast rowerzyści stanowią grupę ryzyka ze względu na sposób przewożenia rowerów – trzymają je przed sobą przy podniesionym pałąku zabezpieczającym.

W tym celu dla wszystkich przeprowadzonych symulacji w pkt. IX.2.1, IX.2.2 i IX.2.3 określono wartości przyspieszeń działających na pasażerów znajdujących się w analizowanym krześle w czasie jego maksymalnych wychyleń (tab. IX 1.).

Tab.IX.1. Wartości przyspieszeń działających na pojazd w punktach wychylenia krzesła dla poszczególnych procedur hamowania.

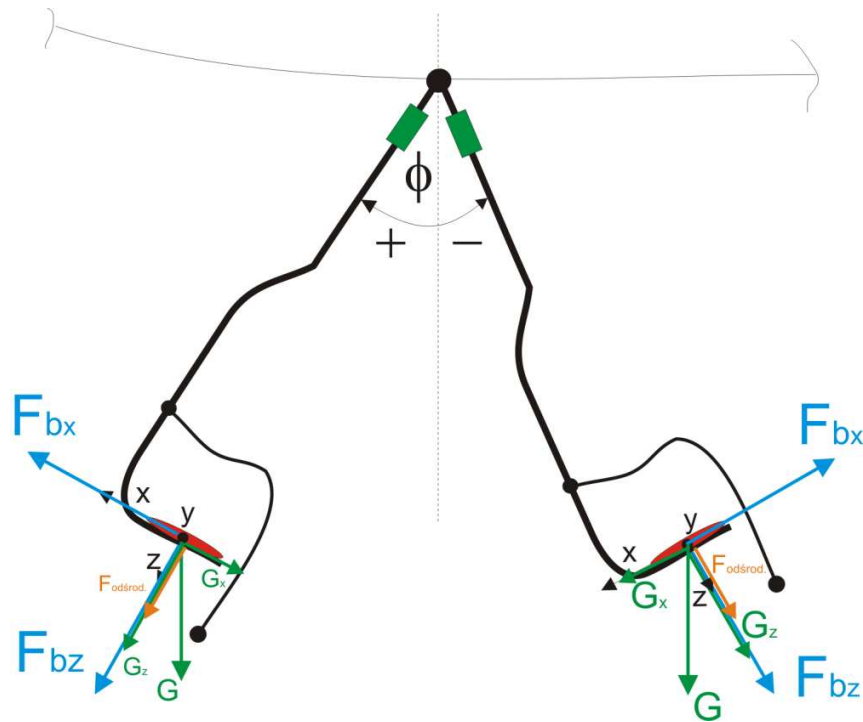
Procedura hamowania	Czas symulacji dla wychylenia krzesła [s]	Kąt wychylenia [°]	Przyspieszenie w osi Z [m/s <sup>2</sup> ]	Przyspieszenie w osi X [m/s <sup>2</sup> ]
<b>SN 100%/0%</b> (śred. op. 1,25m/s <sup>2</sup> )	12,16	-9,42	-0,50	-0,26
	13,71	11,73	-0,90	0,55
	15,27	-10,47	-0,65	-0,53
	16,75	7,63	-0,42	0,38
<b>SN 50%/0%</b> (śred. op. 1,25m/s <sup>2</sup> dla SN 100%/0%)	12,05	-8,85	-0,45	-0,29
	13,60	9,85	-0,77	0,57
	15,03	-7,31	-0,33	-0,44
	16,53	4,02	-0,13	0,22
<b>SA 100%/0%</b> (śred. op. 1,25m/s <sup>2</sup> dla SN 100%/0%)	12,15	-6,55	-0,3	-0,10
	13,94	5,9	-0,18	0,22
	15,58	-5,33	-0,24	-0,16
	17,21	4,22	-0,11	0,19
<b>SA 50%/0%</b> (śred. op. 1,25m/s <sup>2</sup> dla SN 100%/0%)	12,05	-5,40	-0,20	-0,08
	14,08	2,82	0,01	0,06
	15,81	-2,63	-0,04	-0,12
	17,31	2,11	0,11	-0,05
<b>SN 100%/0%</b> (śred. op. 1,25m/s <sup>2</sup> zast. stany pośrednie ster. sił. ham.)	12,28	-9,45	-0,50	-0,25
	13,88	12,07	-1,00	0,60
	15,40	-10,80	-0,71	-0,55
	16,89	7,91	-0,45	0,40
<b>SN 100%/0%</b> (graniczne wart. hamowania)	11,83	-12,81	-0,97	-0,63
	13,35	16,80	-1,93	0,85
	14,85	-14,31	-1,25	-0,75
	16,35	9,97	-0,72	0,52
<b>SN 50%/0%</b> (graniczne wart. hamowania)	11,75	-11,75	-0,84	-0,76
	13,16	13,85	-1,60	0,83
	14,63	-9,75	-0,58	-0,65

Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

	16,05	4,89	-0,25	0,32
<b>SA 100%/0%</b> <i>(graniczne wart. hamowania)</i>	11,88	-12,13	-0,83	-0,45
	13,39	15,92	-1,73	0,80
	14,89	-13,66	-1,15	-0,72
	16,39	9,60	-0,67	0,49
<b>SA 50%/0%</b> <i>(graniczne wart. hamowania)</i>	11,79	-11,20	-0,73	-0,55
	13,21	13,15	-1,40	0,79
	14,71	-9,30	-0,51	-0,60
	16,13	4,75	-0,19	0,27
<b>SN 100%/0%</b> <i>(regulowana siła zesp. HR)</i>	12,15	-8,36	-0,40	-0,03
	13,81	10,76	-0,78	0,52
	15,32	-9,87	-0,57	-0,51
	16,81	7,39	-0,28	0,37
<b>SN 50%/0%</b> <i>(regulowana siła zesp. HR)</i>	12,11	-8,45	-0,41	-0,25
	13,64	9,00	-0,61	0,47
	15,14	-6,76	-0,26	-0,40
	16,62	3,80	-0,12	0,21
<b>SN 100%/0%</b> <i>(regulowana siła zesp. HR+HG)</i>	11,90	-8,61	-0,42	-0,14
	13,64	10,38	-0,69	0,46
	15,17	-9,35	-0,52	-0,46
	16,76	6,97	-0,33	0,33
<b>SN 50%/0%</b> <i>(regulowana siła zesp. HR+HG)</i>	11,86	-8,71	-0,38	-0,25
	13,58	8,49	-0,55	0,45
	15,00	-6,52	-0,24	-0,38
	16,61	3,78	-0,11	0,16

Siła bezwładności była obliczana z rozkładu sił działających na krzesło podczas procesu hamowania (rys.IX.44.). W obliczeniach uwzględniono składowe siły grawitacji oraz siłę odśrodkową działającą na pasażerów.

Z punktu widzenia bezpieczeństwa pasażerów siła bezwładności w osi x musi być mniejsza od siły tarcia pomiędzy krzesłem a pasażerem. Siła tarcia pochodzi od siły nacisku pasażera na krzesło. Natomiast na siłę nacisku składają się siła odśrodkowa i składowa siły grawitacji.



Rys.IX.44. Rozkład sił działających na krzesło podczas procesu hamowania.

Rzutuując powyższe siły na odpowiednie osie x (zwrot zaznaczony poprzez  $F_{bx}$ ) i z, otrzymujemy nierówności określające warunek bezpieczeństwa pasażerów.

Dla dodatniego („+”) wychylenia kąta:

$$F_{bx} + (F_{odsrod.} + G_z + F_{bz}) \cdot \mu_{pas-krzes.} - G_x > 0 \quad (IX.1)$$

Dla ujemnego („-”) wychylenia kąta:

$$-F_{bx} - (F_{odsrod.} + G_z + F_{bz}) \cdot \mu_{pas-krzes.} - G_x < 0 \quad (IX.2)$$

W równaniu (IX.2) uwzględniono różnicę pomiędzy zaznaczonym zwrotem siły bezwładności a wartością przyspieszenia siły bezwładności poprzez umieszczenie znaku „-” przed  $F_{bx}$ .

Rozpisując warunki (IX.1) i (IX.2) bardziej szczegółowo, otrzymujemy jedynie wartości przyspieszeń działających na pasażerów (IX.3-4).

Dla dodatniego („+”) wychylenia kąta:

$$a_x + \mu_{pas-krzes.} (g \cdot \cos \varphi \pm a_z) - g \cdot \sin \varphi > 0 \quad (IX.3)$$

Dla ujemnego („-”) wychylenia kąta:

$$-a_x - \mu_{pas-krzes.} \cdot (g \cdot \cos \varphi \pm a_z) - g \cdot \sin \varphi < 0 \quad (IX.4)$$

Niewiadomą w obydwóch nierównościach jest wartość współczynnika tarcia pomiędzy pasażerem a powierzchnią krzesła. Jego wyznaczenie nie było przedmiotem badań podjętych w dysertacji. Dlatego też pominięto obliczanie wszystkich procedur przedstawionych w tabeli (tab.IX.1.), a obliczono jedynie minimalny wymagany współczynnik tarcia dla wartości siły hamowania dla średniego dopuszczalnego opóźnienia kolei oraz dla procedury obejmującej regulowane siły hamowania (w tab.IX.1. zostały one oznaczone zieloną ramką).

Wyniki z obliczeń zostały przedstawione w tabeli (tab.IX.2.).

Tab.IX.2. Obliczenia wymaganego współczynnika tarcia pary pasażer-krzesło.

Procedura hamowania	Czas symulacji dla wychylenia krzesła [s]	Kąt wychylenia [°]	Przyspieszenie w osi Z [m/s <sup>2</sup> ]	Przyspieszenie w osi X [m/s <sup>2</sup> ]	$\mu_{pas-krzes.}$
<b>SN 100%/0%</b> (regulowana siła zesp. HR+HG)	11,90	-8,61	-0,42	-0,14	0,143
	13,64	10,38	-0,69	0,46	0,146
	15,17	-9,35	-0,52	-0,46	0,124
	16,76	6,97	-0,33	0,33	0,091
<b>SN 100%/0%</b> (śred. op. 1,25m/s <sup>2</sup> )	12,16	-9,42	-0,498	-0,259	0,147
	13,71	11,73	-0,903	0,55	0,166
	15,27	-10,47	-0,65	-0,53	0,139
	16,75	7,63	-0,42	0,38	0,099

Ostatnim kryterium oceny prawidłowego doboru wartości regulacji sił hamowania jest sprawdzenie warunku na poślizg pomiędzy linią nośno-napędową a wykładziną koła napędowego. Do obliczeń przyjęto dwie chwilowe wartości opóźnienia: 3 m/s<sup>2</sup> oraz 3,6 m/s<sup>2</sup>. Były one maksymalnymi wartościami uzyskanymi w symulowanych procedurach.

Do obliczenia wymaganego współczynnika tarcia pomiędzy linią a wykładziną koła napędowego wykorzystano wzór Eulera (IX.5).

$$e^{\mu_{knapobl} \cdot \alpha_{op}} = S_{zredn} - S_{zredo} \quad (IX.5)$$

gdzie:  $\mu_{knapobl}$  – współczynnik tarcia pomiędzy liną a wykładziną koła (obliczeniowy),  $\alpha_{op}$  – kąt opasania (w kolejach niewyprzęganych wynosi on  $180^\circ$ ).

Przekształcając wzór (IX.5) oraz obliczając siły osiowe z równań quasi-dynamicznych i przyjmując jako opóźnienie średnie największą wartość chwilową w zasymulowanych procesach, otrzymamy wymaganą wartość współczynnika tarcia.

Obliczone wymagane współczynniki tarcia:

- dla maksymalnego chwilowego opóźnienia  $3 \text{ m/s}^2$  (procedura z zaproponowanymi maksymalnymi wartościami sił hamowania, rys.IX.40)

$$\mu_{knapobl} = 0,145,$$

- dla maksymalnego chwilowego opóźnienia  $3,6 \text{ m/s}^2$  (procedura z ustawionymi maksymalnymi wartościami parametrów hamulców, rys.IX.17)

$$\mu_{knapobl} = 0,185.$$

Średnia wartość wynikająca z rodzaju materiału stosowanego na okładzinach koła napędowego waha się w granicach  $0,20 - 0,22$ . Zatem można przyjąć, że przy zwiększonych parametrach hamowania nie zajdzie zjawisko poślizgu liny.

## **IX.4 System rejestracji parametrów opracowany i zainstalowany na obiekcie technicznym**

Ze względu na zakres badań, ograniczoną liczbę powtórzeń oraz wymaganą pełną kontrolę i dokładność procesów hamowania hamulcami mechanicznymi kolei opracowano i zainstalowano niezależny system rejestrujący. Prototyp został zainstalowany w maju 2012 roku i jest testowany na kolei linowej „Słotwiny” w Krynicy-Zdroju.

### **IX.4.1 Rejestrator parametrów procesów hamowania**

Zadaniem systemu jest ciągłe monitorowanie procesów hamowania podczas normalnej eksploatacji kolei. Opracowanie systemu i zaimplementowanie go w układ urządzenia transportu linowego pozwala na bezpośredni podgląd poszczególnych mierzonych wartości oraz umożliwia ich analizę pod kątem poprawności procesów hamowania. Rejestrator służy również do celów statystycznych: pozwala określić liczbę, rodzaj oraz przyczynę wywołania odpowiedniej procedury opóźniania kolei, co może mieć znaczenie przy określaniu ustawień parametrów sterujących zespołami hamulców mechanicznych.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

Wartościami rejestrowanymi są:

- **sygnał analogowy:** prędkość kolei, zmiana ciśnienia w zespole hamulców ruchowych i głównych oraz wartość ciśnienia w agregacie hamulcowym;
- **sygnał cyfrowy** (miejsce uruchomienia procedury):
  - **SN:** stacja napędowa, stacja przewojowa, obwód dodatkowy, rolki wprowadzające, HR podparty, kontrola rzeczywista prędkości,
  - **SA:** zapad HG1 i HG2, przycisk na rozdzielni w stacji, obwód trasy, kontrola zatrzymania STOP, skok obciążenia, przeciążenie silnika, zapad HR1 i HR2,
  - **STOP:** stacja napędowa, stacja przewojowa, ciśnienie napinania +/- 8%, pozycja wózka napinania.

Zainstalowany wyświetlacz HMI, na którym wykreślane są charakterystyki wartości rejestrowanych sygnałów analogowo-cyfrowych, pozwala obsłudze kolei na szybką ocenę poprawności procedury hamowania (rys.IX.45.). Funkcja ta może być rozpatrywana jako wskaźnik diagnostyczny dla układu hamowania kolei linowej.



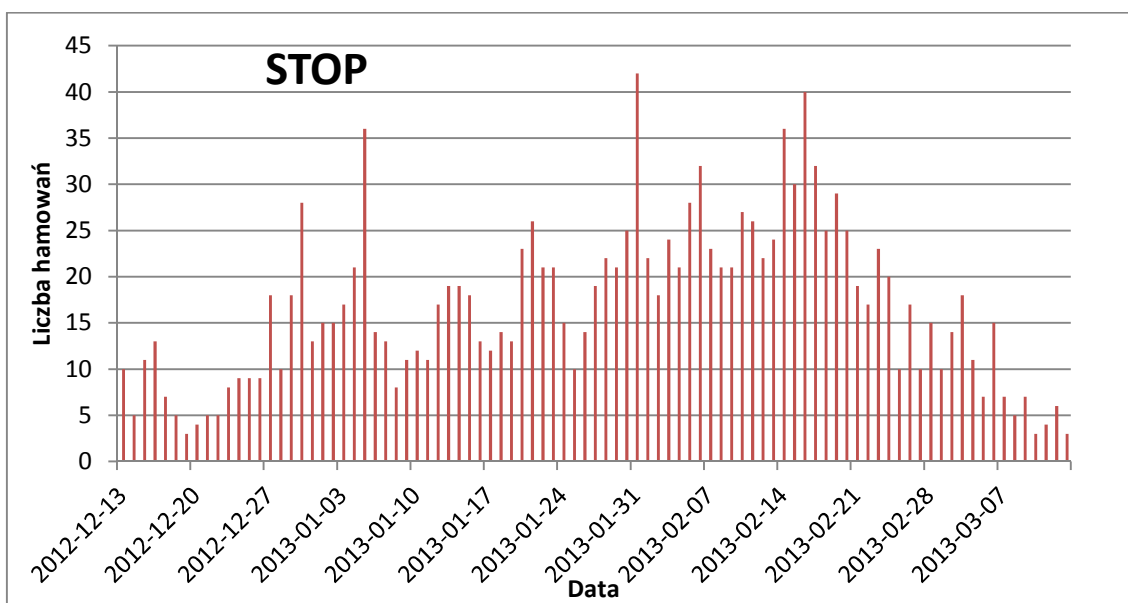
Rys.IX.45. Panel sterujący rejestratorem procesów hamowania kolei linowej.

Istnieje również możliwość podłączenia panelu do sieci Ethernet lub zainstalowania modemu bezprzewodowego (rys.IX.45.), co umożliwi przesłanie plików z rejestracji do analizy w jednostce naukowej.

### **IX.4.2 Analiza statystyczna zarejestrowanych procedur hamowania w sezonie zimowym 2012/13**

Podczas pierwszego sezonu pracy urządzenia na kolei linowej zostało zarejestrowanych 108 dni, w których procedury hamowania były wyzwalane. Do analizy ilościowej przyjęto 3 miesiące, w których kolei była eksploatowana codziennie (91 dni) (rys.IX.46-49.).

- **procedura STOP**

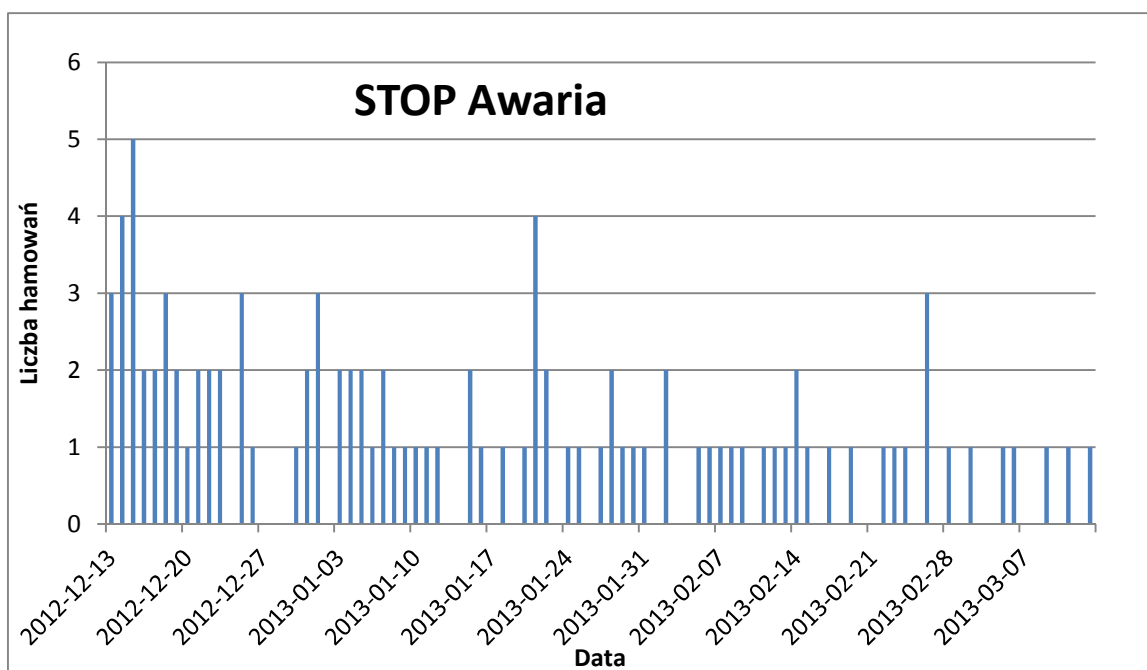


Rys.IX.46. Liczba uruchomień procedury STOP w analizowanym okresie.

Wyznaczona mediana dla procedury STOP:

$M_{STOP} = 16$ , natomiast obliczone odchylenie standardowe  $\sigma_{STOP} = 8,711$ .

- **procedura Stop Awaria**



Rys.IX.47. Liczba uruchomień procedury Stop Awaria w analizowanym okresie.

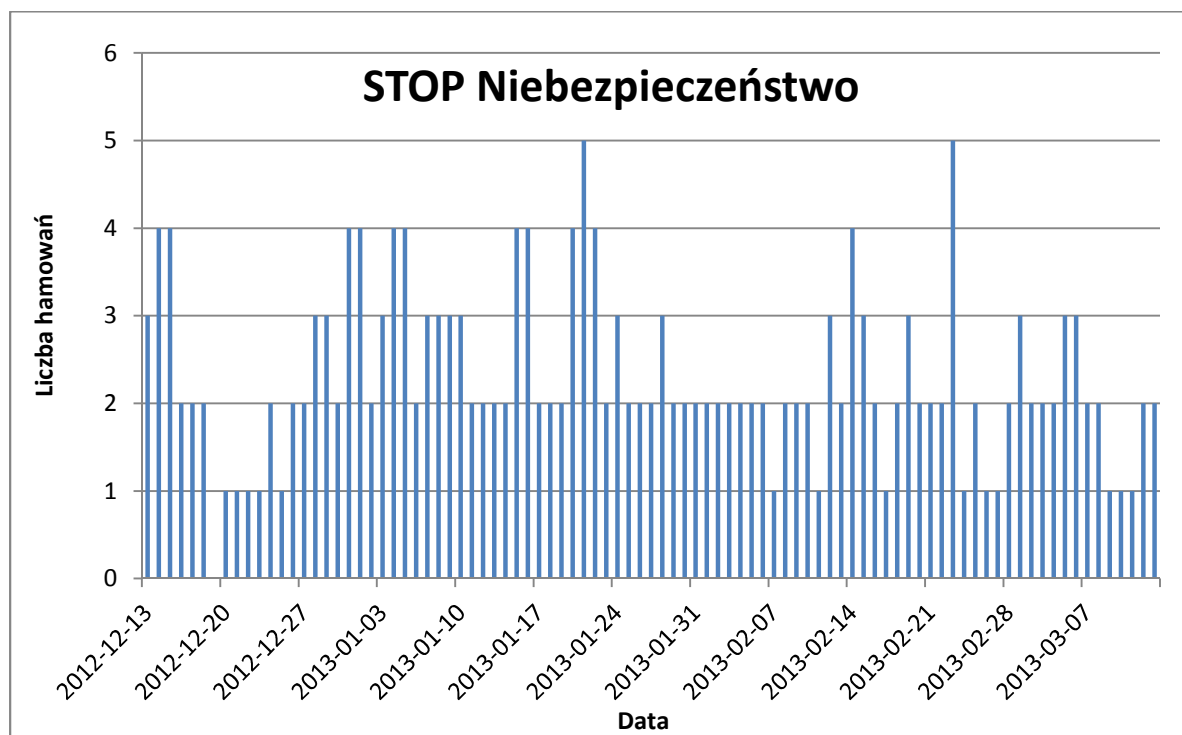
Wyznaczona mediana dla procedury Stop-Awaria:

$M_{SA} = 1$ , natomiast obliczone odchylenie standardowe  $\sigma_{SA} = 1,039$ .

- **procedura Stop Niebezpieczeństwo**

Wyznaczona mediana dla procedury Stop-Niebezpieczeństwo:

$M_{SN} = 2$ , natomiast obliczone odchylenie standardowe  $\sigma_{SN} = 0,985$ .

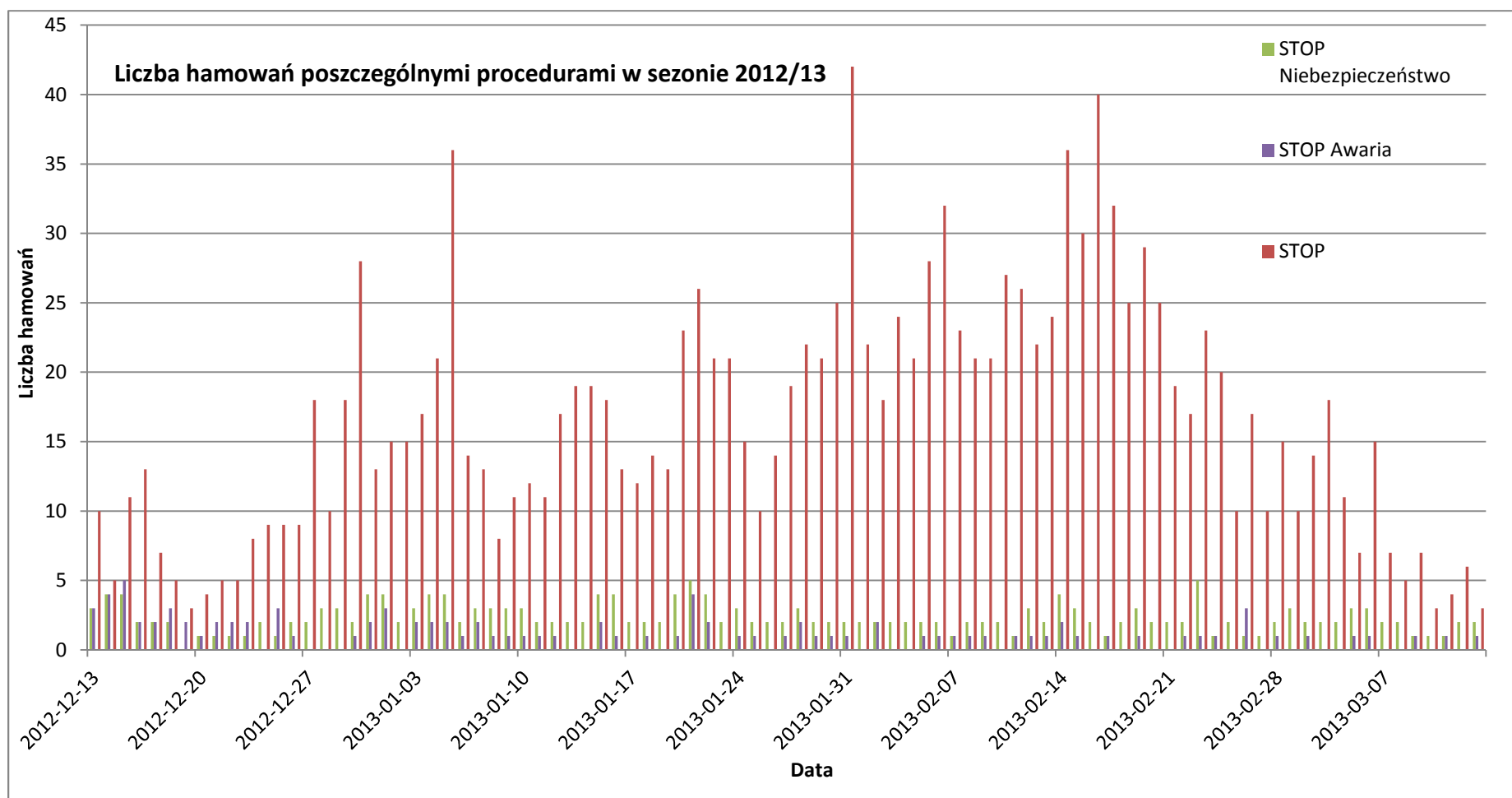


Rys.IX.48. Liczba uruchomień procedury SN w analizowanym okresie.

Analizując wyniki dla poszczególnych procedur w sezonie zimowym 2012/13, można zauważyć zdecydowane zwiększenie liczby przypadków użycia procedury hamowania STOP w okresach ferii zimowych i dni wolnych (od 20.I-28.II oraz np. 6.I). Natomiast mediana hamowania hamulcami mechanicznymi jest bardzo niska, co może wynikać z dobrej pracy obsługi kolei (antycypacja zagrożeń poprzez uruchomienie procedury STOP) lub/oraz małego natężenia ruchu pasażerów.



Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych



Rys.IX.49. Liczba hamowań poszczególnymi procedurami w analizowanym okresie.

## X. Podsumowanie

### X.1 Wnioski końcowe

Badania przeprowadzone w ramach niniejszej dysertacji wykazały, że:

- możliwe jest określenie procedur regulacji siły hamowania hamulcami mechanicznymi (na etapie symulacji) w celu zmniejszenia czasu procesu hamowania, przy jednoczesnej redukcji obciążeń działających na pasażerów na wybranym krześle.
- możliwe jest opracowanie procedur nastawczych hamulców mechanicznych w celu redukcji oddziaływań dynamicznych (poprzez zmniejszenie prób hamowania przy pełnym obciążeniu) na elementy kolei linowej podczas prób odbiorczych urządzenia.

Przeprowadzona analiza i ocena procesów hamowania pozwoliła na określenie sposobu modelowania charakterystyk sił hamowania poszczególnych hamulców mechanicznych kolei w celu redukcji kąta wychylenia pojazdu i oddziaływań dynamicznych na pasażerów. Została ona jednak określona jedynie na drodze symulacyjnej. Empiryczna walidacja symulacji numerycznych nie jest możliwa bez ingerencji w budowę układu sterującego zespołami hamulców mechanicznych. Bez udziału firm produkujących koleje linowe i odpowiedniego wkładu finansowego nie jest to obecnie możliwe. Dlatego zakończenie działań pracy doktorskiej obejmowało promocję osiągniętych wyników na arenie międzynarodowej. Jako element tych działań przedstawione zostały prezentacje w głównej siedzibie firmy POMA w Voreppe (Francja) oraz na uniwersytecie Ecole Centrale de Lyon, a dodatkowo praca doktorska zostanie przetłumaczona na język angielski.

Opracowany model matematyczny kolei linowej, mimo iż bardzo uproszczony, w sposób wystarczający odwzorowuje zjawiska dynamiczne zarejestrowane podczas pomiarów przemysłowych. Ponadto zastosowana metoda oceny wizyjnej procesów hamowania może być wykorzystywana do wstępnej oceny parametrów ruchowych krzesła nawet w trudnych warunkach terenowych.

Uniwersalnie przedstawiona metodyka ustawiania zespołów hamulców mechanicznych ze względu na wymagane wartości opóźnień przez jednostkę dozoruującą może być stosowana na różnych kolejach linowych o ruchu okrężnym, nie tylko na kolejach niewyprzęganych.

Z punktu widzenia komercjalizacji wyników pracy największy potencjał wdrożeniowy posiadają metoda ustawiania hamulców oraz rejestrator procesów hamowania. Na podstawie zarejestrowanych wartości istnieje możliwość szybkiego przeprowadzenia wstępnej analizy poprawności procesów hamowania przez obsługę kolei.

## **X.2 Kierunki dalszych działań**

Opracowany uproszczony model dynamiczny niewyprężanej kolei linowej odwzorowuje w sposób wystarczający analizowane zjawiska podczas procesów hamowania. Jednak w celu uzyskania pełnej odpowiedzi dynamicznej układu należałoby również rozpatrzyć bardziej szczegółowo proces tłumienia drgań występujących po zahamowaniu (uwzględnienie rolek baterii krążkowych jako osobnego elementu, podzielenie cięgna na mniejsze elementy). W szczególności należałoby wdrożyć podejście falowe w modelu matematycznym ze względu na zaobserwowane podczas pomiarów zjawiska rezonansu w niektórych przęsłach. Pozwoliłoby to na lepsze określenie złożonego zjawiska przejścia energii falowej przez podpory różnego typu.

Kolejnym krokiem powinno być dostosowanie bądź opracowanie modelu matematycznego odwzorowującego przemieszczenie cięgna wraz krzesłami w osi pionowej. Podjęta w dysertacji próba oceny tego zjawiska metodą wizyjną dała jedynie częściowo zadowalające wyniki. Natomiast przy zastosowaniu sprzętu umożliwiającego rejestrację obrazu wyższej jakości możliwe będzie uchwycenie punktów pomiarowych (znaczników) w lepszej rozdzielczości, co pozwoli na pełniejszą i dokładniejszą analizę, w oparciu o którą możliwe będzie opracowanie metody szybkiej oceny zmiany zjawiska tzw. „pompowania”.

Chcąc rozwinąć bardziej szczegółowo zagadnienie bezpieczeństwa i komfortu transportu pasażerów, analizy powyższych zjawisk będzie można rozszerzyć o dokładniejszą rejestrację przyspieszeń. Do tego celu będzie można użyć specjalnie dostosowanego manekina pomiarowego wyposażonego w system akcelerometrów umieszczonych w jego poszczególnych częściach.

Dużym udogodnieniem przy prowadzeniu badań naukowych w tej dziedzinie byłaby możliwość weryfikacji symulacji numerycznych na testowym obiekcie technicznym. Pozwoliłoby to na przeprowadzenie zdecydowanie większej liczby doświadczeń oraz sprawdzenie zasymulowanych stanów granicznych.

Rozwinięciem analizowanego tematu mogłoby być opracowanie, po wcześniejszym dostosowaniu układu napędowego kolei linowej, procedur ciągłego sterowania siłą hamowania w zależności od rozmieszczenia rzeczywistego ciężaru znajdującego się na tokach kolei.

Determinantą dalszych badań naukowych związanych z regulowanymi procesami hamowania kolei linowych jest zainteresowanie nimi przedsiębiorstw produkujących urządzenia transportu linowego i wprowadzanie odpowiednich rozwiązań technicznych już na etapie ich projektowania.

## Bibliografia

### Monografie:

- [1]. Czitary E.: *Seilschwebbahnen*. Springer-Verlag, Wien 1962.
- [2]. Doppelmayr A.: *Warunki projektowania napowietrznych kolei linowych o ruchu okrężnym*. KTL-AGH, Wolfurt 1997.
- [3]. Feyrer K.: *Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit*. Springer DE, Stuttgart 2000.
- [4]. Głuszko M.F.: *Stalnyje kanaty*. Wyd. Technika Kijów, 1966.
- [5]. Gunthner A., Liedl S. i inni: *Seilbahntechnik*. Technische Universität München, Monachium 1999.
- [6]. Hajduk J., Osiecki J.: *Ustroje ciągnowe: teoria i obliczanie*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1970.
- [7]. Hankus J.: *Budowa i własności mechaniczne lin stalowych*. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 1990.
- [8]. Hansel J., Maj Z. i inni: *Warunki bezpiecznej eksploatacji wykładzin bębnow linowych Modar®*. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL nr 42, KTL-AGH, Kraków 2012.
- [9]. Knop H.: *Elektryfikacja i mechanizacja górnictwa i hutnictwa*. Zeszyty Naukowe AGH nr 67, Kraków 1975.
- [10]. Krzemiński-Freda H.: *Łożyska toczne*. PWN, Warszawa 1985.
- [11]. Löhr M.: *Adams simulation for ropeway technology*. LOHR&PARTNER Verlag, Technische Universität München 2002.
- [12]. Löscher R.: *Pumpschwingungen bei Einseilumlaufbahnen*. Praca doktorska, Technische Universität Wien, Wiedeń 1997.
- [13]. Morrisson F.: *Sztuka modelowania układów dynamicznych: deterministycznych, chaotycznych, stochastycznych*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.
- [14]. Pałkowski Sz.: *Konstrukcje ciągnowe*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1994.
- [15]. Pieczonka T.: *Dylatometryczna metoda wyznaczania liniowego współczynnika rozszerzalności termicznej ciał stałych*. AGH –WIMiP, Kraków 2010.
- [16]. Richter T.: *Schlingungsverhalten von einseil-umlaufbahnen beim anfahren und bremsen*. Praca doktorska, ETH Zurich, Zurych 1989.
- [17]. Rutkowski A.: *Części maszyn*. WSiP S.A. wyd.14., Warszawa 2009.
- [18]. Schneigert Z.: *Napowietrzne koleje linowe*, Wydawnictwa Komunikacyjne, Warszawa 1957.
- [19]. Schneigert Z.: *Wojskowe koleje linowe*, MON Warszawa 1966.
- [20]. Sedivy P.: *Seilbahnbau*. Universität Innsbruck, Innsbruck 2012.
- [21]. Słoma W.: *Wpływ wybranych parametrów urządzeń do awaryjnego hamowania na dynamikę górniczych wyciągów szybowych*. Praca doktorska, AGH, Kraków 2012.
- [21a]. Szulej J.: *Wyznaczenie ekwiwalentnego wiskotycznego tłumienia drgań w konstrukcjach wielomateriałowych*. Praca doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin 2010.
- [22]. Tytko A.: *Eksploatacja lin stalowych*. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 2003.
- [23]. Uhl T., Lisowski W.: *Eksploatacyjna analiza modalna i jej zastosowania*. Wydaw. Katedry Dynamiki Maszyn i Robotyki AGH, Kraków 1999.
- [24]. Więcek A.: *Analiza dynamiczna procesu hamowania jednolinowej kolei krzesetkowej*. Praca magisterska AGH, Kraków 2005.
- [25]. Winkler G.: *Rechenmodell zur Simulation der Statik und Dynamik von Trageilen bei Grosskabinen-Seilschwebbahnen*. Praca doktorska, TU München, Monachium 1993.
- [26]. Wolny S., Siemieniec A.: *Wytrzymałość materiałów. Część 1. Teoria. Zastosowanie*. Wydawnictwo AGH, Kraków 2008.
- [27]. Working Group 1 of the Joint Committee for Guides in Metrology: *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*, ISO, Switzerland 2010.
- [28]. Wójcik M.: *Awaryjne hamowanie górniczych wyciągów szybowych urządzeniami ciernymi: teoria, badania i aplikacje przemysłowe*. Wydawnictwo Inst. Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią PAN, Kraków 2002.
- [29]. Zespół Roboczy powołany w celu przeprowadzenia nowelizacji dokumentu WECC Doc. 19-1990, z ramienia Komitetu 2 EAL: *Wyrażanie niepewności pomiaru: Przewodnik*, Główny Urząd Miar, Warszawa 1999.
- [30]. Zweifel O.: *Zugkraft messung in Drahtseilen mit Transversalwellen*. Schweizerische Bauzeitung 79, Zurych 1961.

**Artykuły naukowe:**

- [31]. Brownjohn J.: Dynamics of aerial cableway system. Engineering Structures vol.20, Singapore 1998, s.826-836.
- [32]. Bruno D., Leonardi A.: *Nonlinear structural models in cableway transport systems*. Simulation Practice and Theory, no.7, Rome 1999. s.207-218.
- [33]. Bryja D., Knawa M.: *Dynamic of inclined cableway with moving cars: modeling and computation method*. Proceedings of 12th European Conference on Civil, Structural and Environmental Engineering Computing, Stirlingshire 2009 s. 4045-4046.
- [34]. Bryja D. Knawa M.: *Vibrations of carrying cable of ropeway system loaded by passenger carriers modeled by series of moving pendulums*. Proceedings of 7th European Conference on Structural Dynamic, Southampton, Great Britain 2008 No. E115.
- [35]. Buchacz A., Żółkiewski S.: *Analysis of mechanical systems with transversal vibrations in transportation*. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering vol.31, Gliwice 2008, s.434-441.
- [36]. Canale R.: *Schwingungen bei Seilbahnen (Teil 5.)*. International Seilbahn Rundschau VI/2010, Wien, s.24-26.
- [37]. Czitary E.: *Transversalschwingungen einer Schiene, die durch eine Druckkraft und eine bewegte Einzellastbelastet ist*. Institutsheft TU Vienna 8, Wiedeń 1980, s. 1-11.
- [38]. Engel E., Löscher R.: *Fahrgastbeschleunigung beim Bremsen von Umlauf-Seilschwebbahnen*. Institutsheft TU Vienna, 34 (2006), s.1-12.
- [39]. Engel E., Löscher R.: *Schwingungen beim abbremesen eines standseilbahnwagen*, Institutsheft TU Vienna, 23, Wiedeń 1996 s.11-17.
- [40]. Engel E., Löscher R.: *Seilauslenkung durch boigen seitewind*. Institutsheft 31 - Schwerpunkt Seilbahnen, Technische Universität Wien, Wiedeń 2003, s. 9-14.
- [41]. Engel E., Löscher R.: *Zwei arten von pumpschwingungen*, International Seilbahn Rundschau VI/2005, Wien, s.12-13.
- [42]. Giergiel M., Kohut P.: *Optyczny pomiar amplitudy drgań maszyn wibracyjnych*. Modelowanie Inżynierskie nr 35, Gliwice 2008, s.51-58.
- [43]. Hoffmann K.: *Oscillation effects of ropeways caused by cross-wind and other influences*. FME Transactions no.37, Belgrade, 2009, s.175-184.
- [44]. Hoffmann K.: *Recent developments in cable-drawn urban transport systems*. FME Transactions 34, Belgrade 2006 s.205-212.
- [45]. Jamroziak K.: *Wpływ tarcia suchego na dyssypację energii uderzenia*. Zeszyty Naukowe Wybrane problemy inżynierskie nr 2, Gliwice 2011, s.139-144.
- [46]. Kawashima S., Kimura H.: *Measurement of the internal friction of metal wires and metal wires ropes through the longitudinal vibrations*. Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, vol.27, Kyoto 1952 s.119-130.
- [47]. Kolenda J.: *Równania konstytutywne materiałów lepko sprężystych poddanych obciążeniom złożonym*, Zeszyty naukowe akademii Marynarki Wojennej rok XLVIII nr 2 (169) 2007 s.31-40.
- [48]. Kowal J., Snamina J. i inni: *Static and dynamic analysis of the cableway*. The Archive of Mechanical Engineering Vol. IV, Kraków 2008, s. 357-368.
- [49]. Kopanakis G.: *Schwingungen bei Seilbahnen (II)*. International Seilbahn Rundschau II/2010 Wien, s. 32-34.
- [50]. Kopanakis G.: *Schwingungen bei Seilbahnen (Teil 2.)*. International Seilbahn Rundschau III/2010, Wien, s.10-11.
- [51]. Kopanakis G.: *Schwingungen bei Seilbahnen (Teil 3.)*. International Seilbahn Rundschau IV/2010, Wien, s.16-17.
- [52]. Kopanakis G.: *Schwingungen bei Seilbahnen (Teil 4.)*. International Seilbahn Rundschau V/2010, Wien, s.24-27.
- [53]. Kopanakis G.: *Schwingungen bei Seilbahnen (Teil 6.)*. International Seilbahn Rundschau I/2011 Wien, s. 20-22.
- [54]. Kopanakis G.: *Schwingungen bei Seilbahnen (Teil 7.)*. International Seilbahn Rundschau II/2011, Wien, s.58-59.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- [55]. Kopanakis G., Kovacs G.: *Schwingungen bei Seilbahnen (Teil 8.)*. International Seilbahn Rundschau III/2011, Wien, s. 42-44.
- [56]. Liedl S.: *Motions and forces in the rope system of aerial ropeways during operation*. 8th International Congress for Transportation by Rope (OITAF), Innsbruck 1999, s.1-13.
- [57]. Magiera T., Rząsa K.: *Czy koleje linowo-terenowe mogą stać się częścią transportu miejskiego?* Transport Miejski i Regionalny nr 3, SiiTK RP, Kraków 2011 s. 29–32.
- [58]. Michalczyk J., Cieplik G., Bednarski Ł.: *Forcing the startup of vibratory machines by means of small power*. The archive of mechanical engineering VOL. LIII 2006 No.4, Warszawa, s.325-341.
- [59]. Mwape C.J., Hong T., Wu W.: *Static studies of a steel chain ropeway section using Msc Adams*. Advanced Materials Research, Guandong 2011, s.328-330.
- [60]. Nawrocki A., Labrosse M.: *A finite element model for simple straight wire rope strands*. Computers and Structures 77, 2000, s. 345-359.
- [61]. Nejez J.: *Schwingungen bei Seilbahnen (I)*. International Seilbahn Rundschau I/2010 Wien, s. 22-25.
- [62]. Nejez J.: *When to hit the emergency stop button*. International Seilbahn Rundschau (English special) IV/2005, Wien s.12.
- [63]. Park Y., Viet L.: *Vibration control of the axisymmetric spherical pendulum by dynamic vibration absorber moving in radical direction*. Journal of Mechanical Science and Technology no. 25, KSME&Springer, Seoul, s. 1703-1709.
- [64]. Patarara D.: *The calculation of rope-rod structures of ropeways on the basis of the new approach*. OITAF Congress, Rio de Janeiro 2011, s.1-11.
- [65]. Petrova R.: *Dynamic analysis of chair ropeway exposed to random wind loads*. FME Transactions no.33, Belgrade 2005, s.123-128.
- [66]. Potempa P.: *Analiza drgań kolejki linowej spowodowanej rozruchem i hamowaniem oraz ich wpływ na organizm człowieka*. Majówka Młodych Biomechaników, Szczyrk 2007, s. 160-167.
- [67]. Renezeder H.C., Steindl A. i inni: *On the dynamics of circulating monocable aerial ropeways*. Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, vol.5, Luxembourg 2005, s. 123-124.
- [68]. Renezeder H., Steindl A., i inni: *Three-Dimensional Simulation of a Circulating Monocable Ropeway*. PAMM Proc. Appl. Math. Mech. no.6, Berlin, 2006, s. 327-328.
- [69]. Sofi A., Muscolino G.: *Dynamic analysis of suspended cables carrying moving oscillators*. International Journal of Solids and Structures. vol. 44., 2007 s. 6725–6743.
- [70]. Sirtori S.: *Finite element static analysis of stretched ropes on winded spans*. Meccanica - An International Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Torino 1975, s.290-299.
- [71]. Syposz J., Laska M.: *Walidacja i weryfikacja modelu*. XIII international Conference Air and Heat, Politechnika Wroclawska 2011, (brak określonych nr stron).
- [72]. Szulej J.: *Wyznaczenie ekwiwalentnego wiskotycznego tłumienia drgań w konstrukcjach wielomateriałowych*. Budownictwo i Architektura nr 5, Warszawa 2009, s. 39-59.
- [73]. Qing D., Biswas S.: *Nonlinear feedback control of a dual-cable ropeway system*. Naval Engineers Journal, Philadelphia 2010, s. 21-28.
- [74]. Urbanowicz J.: *Uregulowania prawa polskiego dotyczące transportu linowego w świetle obowiązujących przepisów Unii Europejskiej*. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL-AGH nr 33, Kraków 2004, s. 33-38.
- [75]. Wang Y.: *The transient dynamics of a cable-mass system due to the motion of an attached accelerating mass*. International Journal of Solids and Structures, vol. 37 Chunghua, Taiwan 2000, s. 221-244.
- [76]. Williams P.: *Dynamics of a cable with an attached sliding mass*. Australian Mathematical Society, (Bundoora) Melbourne 2006, s. 86-100.
- [77]. Vanderveldt H.H., Gilheany J.J.: *Propagation of Longitudinal Pulse In Wire Ropes under Axial Loads*. Experimental Mechanics, Kluwer Academic Publishers, Boston 1970, s. 401-407.
- [78]. Viet L.D., Anh N.D., Matsuhisa H.: *The effective damping approach to design a dynamic vibration absorber using Coriolis force*. Journal of Sound and Vibration 330, 2011 s.1904-1916.
- [79]. Zhu S., Ma K-K.: *A new diamond search algorithm for fast block-matching motion estimation*. IEEE Transaction On Image Processing 2000, 9(2) s.287–290.

### **Akty prawne:**

- [80]. Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2000/9/WE z dnia 20 marca 2000 r. odnosząca się do urządzeń kolei linowych przeznaczonych do przewozu osób.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- [81]. Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2006/42/WE z dnia 17 maja 2006 r., w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE.
- [82]. Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 11 grudnia 2003 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla kolei linowych przeznaczonych do przewozu osób. (Dz. U. Nr 166, poz. 1360, z późn. zm.).
- [83]. Rozporządzenie Ministra Transportu z dn. 1 czerwca 2006 r. w sprawie warunków technicznych dozoru technicznego w zakresie projektowania, wytwarzania, eksploatacji, naprawy i modernizacji urządzeń transportu linowego (Dz. U. nr 106 z dnia 26 czerwca 2006 r.).

### **Normy techniczne:**

- [84]. Norma techniczna PN-EN 12930:2006: Wymagania bezpieczeństwa dla osobowych kolei linowych – obliczenia. PKN 2006.
- [85]. Norma Techniczna PN-EN 13223:2006: Wymagania bezpieczeństwa dla osobowych kolei linowych, Układy napędowe i inne urządzenia mechaniczne. PKN 2006.
- [86]. Norma Techniczna PN-EN 1709:2006. *Wymagania bezpieczeństwa dla osobowych kolei linowych -- Badanie przed przekazaniem do eksploatacji, konserwacja, kontrole ruchowe i prowadzenia*. PKN 2006.
- [87]. Norma Techniczna PN-EN 12929:2006. *Wymagania bezpieczeństwa dla osobowych kolei linowych -- Wymagania ogólne -- Część 1: Wymagania dotyczące wszystkich urządzeń*. PKN 2006.
- [88]. Norma techniczna PN-M-80707:1973. *Sprężyny talerzowe*. PKN 1973.

### **Źródła internetowe:**

- [89]. Badania statystyczne przeprowadzone przez firmę Estymator, wyd. internetowe, [http://www.estymator.com.pl/WYNIKI/WAGA\\_I\\_NADWAGA\\_POLAKOW\\_\\_komunikat.pdf](http://www.estymator.com.pl/WYNIKI/WAGA_I_NADWAGA_POLAKOW__komunikat.pdf)
- [90]. FATZER A.G.: Katalog lin stalowych, 01/2009, <http://www.fatzer.com/contento/Portals/1/Fatzer/Dokumente/Tabelles%20de%20cables.pdf>
- [91]. Materiały informacyjne i obliczenia pakietów sprężyn talerzowych przez firmę Valley Springs, England. <http://www.valleyspring.com/3-18.pdf>
- [92]. Materiały promocyjne firmy BRIDON: *Steel Rope Technical Information*. [http://files.engineering.com/download.aspx?folder=febf3fd4-c7c3-49eb-89a5-b200e577a03&file=steel\\_technica\\_l.pdf](http://files.engineering.com/download.aspx?folder=febf3fd4-c7c3-49eb-89a5-b200e577a03&file=steel_technica_l.pdf)
- [93]. Materiały promocyjne firmy Leitner. <http://en.leitner-ropeways.com/>
- [94]. Materiały promocyjne firmy Svendborg [www.svendborg-brakes.com/](http://www.svendborg-brakes.com/)
- [95]. Portal narciarski skionline, <http://www.skionline.pl>
- [96]. Materiały dot. pomocy w programie Matlab <http://www.mathworks.com/help/matlab/ref/help.html>
- [97]. Materiały dotyczące obsługi kamery termowizyjnej FLIR, [www.flir.com/cvs/americas/en/view/?id=53132](http://www.flir.com/cvs/americas/en/view/?id=53132)

### **Pozostałe opracowania:**

- [98]. Magiera T.: *Raport z badania procesów hamowania na KL „Słotwiny –TAB” grudzień 2011*, Kraków, 2011-dok. wewnętrzny.
- [99]. Magiera T.: *Raport z badania procesów hamowania na KL „Słotwiny –TAB” wrzesień 2012*, Kraków 2012 – dok. Wewnętrzny.
- [100]. Łączkowski M. Instrukcja obsługi systemu wyzwalania procesów hamowania, Nowy Sącz 2012, dok. wewnętrzny.
- [101]. Wójcik M.: *Wykłady autorskie z przedmiotu kolej linowe i wyciągi narciarskie*, Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie.
- [102]. Wójcik M., Konieczny J. i inni: *Raport z pomiarów ustawiania siły hamowania zespołami hamulcowymi na kolei linowej „Słotwiny-Tab”*, Kraków 2009
- [103]. Dane statystyczne OITAF: O.I.T.A.F. Aerial Tramway and Funicular Statistics 2006 – 2008. Bohmann Druck & Verlag, Wien 2009.

- [104]. *Dokumentacja techniczna akcelerometru firmy Piezotronics.*
- [105]. *Dokumentacja techniczna inklinometru firmy di-soric.*
- [106]. *Dokumentacja Techniczna kolei linowej „Azoty”, Katedra Transportu Linowego, Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie, 2009.*
- [107]. *Dokumentacja Techniczna kolei linowej „KL Gąsienicowa”, Katedra Transportu Linowego, Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie, 2009.*
- [108]. *Dokumentacja Techniczna kolei linowej „Słotwiny-Tab”, Katedra Transportu Linowego, Akademia Górniczo-Hutnicza im. St. Staszica w Krakowie, 2009.*
- [109]. *Opinia Katedry Transportu Linowego Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, biegłego w sprawie, Sygnatura akt I C 211/07, Kraków 2008.*
- [110]. *Opinia Katedry Transportu Linowego Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, biegłych dotycząca możliwości zaistnienia wypadku w sprawie, Sygnatura akt I C 238/09, Kraków 2009.*
- [111]. *Rysunek techniczny: Hamulec główny 50kN nr 29003 D 012010, Doppelmayr Seilbahnen, Wolfurt 2000.*
- [112]. *Raport z badań pakietu sprzężyn talerzowych, AGH-KTL Kraków 2009 – dok. Wewnętrzny.*
- [113]. *Rysunek techniczny: Hamulec ruchowy tarczowy typu D - nr 20006000 D 002201, Doppelmayr Seilbahnen, Wolfurt 2000.*
- [114]. *Streszczenie pracy magisterskiej Krzysztofa Charusty: Wykrywanie i parametryzacja ruchu obiektów na podstawie sekwencji obrazów. Politechnika Wroclawska, Wrocław 2007.*
- [115]. *Streszczenie pracy magisterskiej Pawła Melnarowicza: System wizyjny do analizy ruchu i położenia obiektów. Politechnika Wroclawska, Wrocław 2008.*

## Spis rysunków

- Rys.II.1 a). Zespół hamulców ruchowych(3) tarcza hamulca(1), wał Cardana(2), b). Hamulec ruchowy.
- Rys. II.2. Hamulec główny (schemat(wg [108]) zamontowany na kole napędowym kolei.
- Rys. II.3. Schemat obciążonego toku kolei jadącego do góry.
- Rys.III.1. Schemat kolei linowej z podziałem na podsystemy.
- Rys.III.2. Podsystem I – stacja napędowa.
- Rys.III.3. Trasa kolei linowej z wyszczególnionymi momentami bezwładności dla podsystemu II.
- Rys.III.4. Współrzędne uogólnione  $z_i$  i  $\varphi_i$  dla masy zastępczej w szczegółowo analizowanym przęśle.
- Rys.III.5. Schemat wyzwania poszczególnych procedur hamowania w funkcji czasu.
- Rys.III.6. a). Schemat ogólnego modelu dyskretnego, b). Model fizyczny, c). Schemat modelu dyskretnego szczegółowo analizowanego przęśla kolei (kolor zielony – analizowany pojazd).
- Rys.III.7. Przęsło P5-P6 z zaznaczonymi cięciwami (łamane), po których rozpatrywany jest ruch mas zastępczych w modelu matematycznym.
- Rys.IV.1 Schemat stacji napędowej kolei linowej niewyprzęganej.
- Rys.IV.2. Koło napędowe KL „Słotwiny”.
- Rys.IV.3. Wał Cardana [108].
- Rys.IV.4. Schemat procesu redukcji poszczególnych momentów bezwładności elementów kolei na koło napędowe.
- Rys.IV.5. Koło przewojowe wraz z układem napinania.
- Rys.IV.6. Podpora kolei wraz z bateriami krążkowymi – podpora P11 z baterią krążków 2N+1G+4N+1G+1G.
- Rys.IV.7. Pojazd kolei linowej „Słotwiny” – krzesło 4-osobowe.
- Rys.V.1. Charakterystyka  $v(t)$  i  $l(t)$  dla procesu hamowania kolei linowej dla procedury Stop Niebezpieczeństwo [102].
- Rys.V.2. Charakterystyka prędkości i drogi dla procesu hamowania kolei linowej funkcji czasu z zaznaczoną granicą 0,1 m/s [102].
- Rys.V.3. Charakterystyka  $v(t)$ ,  $HR(t)$  i  $HG(t)$  dla hamowania procedurą SN.



## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- Rys.V.4a. Schemat procedury ustawiania momentów hamujących kolei linowej.
- Rys.V.4b. Schemat procedury ustawiania momentów hamujących kolei linowej.
- Rys.V.4c. Schemat procedury ustawiania momentów hamujących kolei linowej.
- Rys.V.5. Charakterystyka zależności pomiędzy momentami hamowania hamulcami głównymi
- Rys.V.6. Charakterystyka zależności momentów hamowania hamulcami mechanicznymi zgodnymi z warunkami określonymi w normie zharmonizowanej.
- Rys.VI.1. Próba zginania jednostronnie zamocowanego cięgna.
- Rys.VI.2. Próba zginania jednostronnie zamocowanego cięgna z wykorzystaniem metody wizyjnej.
- Rys.VI.3. Charakterystyka kąta wychylenia cięgna w funkcji czasu.
- Rys.VI.4. Charakterystyka siły zginającej cięgno w funkcji czasu.
- Rys.VI.5. Charakterystyka momentu zginającego na jednostkowy kąt ugięcia w funkcji czasu.
- Rys.VI.6. Szczęka zespołu hamulca ruchowego użyta podczas badań na stanowisku laboratoryjnym.
- Rys.VI.7. Schemat stanowiska do wyznaczania współczynnika tarcia.
- Rys.VI.8. Obliczony współczynnik tarcia w funkcji temperatury pary ciernej.
- Rys.VI.9. Termogram fragmentu zespołu hamulca ruchowego wraz z tarczą podczas hamowania (paleta „rain” – linia pomiarowa ustawiona na tarczy hamulcowej z pięcioma punktami pomiarowymi).
- Rys.VI.10. Przebieg czasowy zmiany temperatur w punktach pomiarowych ustawionych na linii pomiarowej.
- Rys.VI.11. Termogram fragmentu zespołu hamulca ruchowego – emisja energii cieplnej zaraz po zatrzymaniu tarczy.
- Rys.VII.1. Zestaw baterii krążkowych na podporze P2 z zaznaczonym czujnikiem indukcyjnym.
- Rys.VII.2. Tor pomiarowy na stacji napędowej.
- Rys.VII.3. Tor pomiarowy wartości mierzonych na krześle.
- Rys.VII.4. Krzesło pomiarowe z zamontowanym układem mierzaco-rejestrującym (lipiec 2012).
- Rys.VII.5. Pojazdy obciążone 100% góra/ 0% dół podczas prób hamulcowych (grudzień 2012).
- Rys.VII.6. Panel sterujący taśmą rozpędzającą – tryb wyboru.
- Rys.VII.7. Tryb „AGH” – możliwość wyboru rodzaju hamowania i ustawienia pozycji pojazdu, w której wyzwalana jest odpowiednia procedura.
- Rys.VII.8. Charakterystyka filtra Butterwortha rzędu IV, częstotliwość ucinania 5Hz.
- Rys.VII.9. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SN 100%/0%.
- Rys.VII.10. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SA 100%/0%.
- Rys.VII.11. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SN 0%/0%.
- Rys.VII.12. Szybka transformata Fouriera dla sygnałów procedury SA 0%/0%.
- Rys.VII.13. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 100%/0%, kolor czerwony – niepewność pomiaru prędkości.
- Rys.VII.14. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnień czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SN 100%/0%, kolor czerwony – niepewność pomiaru prędkości.
- Rys.VII.15. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SN 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.16. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SN 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.17. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SN 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.18. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SA 100%/0%
- Rys.VII.19. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnień czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SA 100%/0%
- Rys.VII.20. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SA 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- Rys.VII.21. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SA 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.22. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SA 100%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.23. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 50%/0%.
- Rys.VII.24. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnień czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SN 50%/0%.
- Rys.VII.25. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SN 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.26. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SN 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.27. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SN 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.28. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SA 50%/0%.
- Rys.VII.29. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnień czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SA 50%/0%.
- Rys.VII.30. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SA 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.31. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SA 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.32. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SA 50%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.33. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 0%/0%.
- Rys.VII.34. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnień czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SN 0%/0%.
- Rys.VII.35. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SN 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.36. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SN 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.37. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SN 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.38. Charakterystyka prędkości kolei i poboru prądu dla procedury hamowania SN 0%/0%.
- Rys.VII.39. Charakterystyka prędkości kolei i ciśnień czynnika roboczego w hamulcach HR i HG podczas procedury hamowania SA 0%/0%.
- Rys.VII.40. Pomiar kąta wychylenia dla procedury hamowania SA 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.41. Pomiar przyspieszenia w osi Z dla procedury hamowania SA 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VII.42. Pomiar przyspieszenia w osi X dla procedury hamowania SA 0%/0%, sygnał czerwony – odfiltrowany, szary – zarejestrowany.
- Rys.VIII.1. Charakterystyka porównawcza wartości prędkości kolei linowej dla procedury 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo (kolor niebieski – wartości zarejestrowane; kolor czerwony – dane pochodzące z modelu numerycznego).
- Rys.VIII.2. Charakterystyka porównania kątów wychylenia pojazdu zamodelowanego (kolor czerwony) i wartości otrzymanych podczas rejestracji (kolor niebieski) dla procedury hamowania 100%/0% Stop Niebezpieczeństwo.
- Rys.VIII.3. Porównanie wartości przyspieszeń w osiach X i Z akcelerometru dla procesu hamowania procedurą „Stop-Niebezpieczeństwo” (kolor niebieski – wartości zarejestrowane, kolor czerwony i zielony – wartości zamodelowane).

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- Rys.VIII.4. Charakterystyka porównawcza wartości prędkości kolei linowej dla procedury 50%/0% Stop Awaria (kolor niebieski – wartości zarejestrowane; kolor czerwony – dane pochodzące z modelu numerycznego).
- Rys.VIII.5. Charakterystyka porównania kątów wychylenia pojazdu zamodelowanego (kolor czerwony) i wartości otrzymanych podczas rejestracji (kolor niebieski) dla procedury hamowania 50%/0% Stop Awaria.
- Rys. VIII.6. Porównanie wartości przyspieszeń w osiach X i Z akcelerometru dla procesu hamowania procedurą „Stop-Awaria” (50%/0%) (kolor niebieski – wartości zarejestrowane, kolor czerwony i zielony – wartości zamodelowane).
- Rys.VIII.7. Charakterystyka porównawcza wartości prędkości kolei linowej dla procedury 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo (kolor niebieski – wartości zarejestrowane; kolor czerwony – dane pochodzące z modelu numerycznego).
- Rys.VIII.8. Charakterystyka porównania kątów wychylenia pojazdu zamodelowanego (kolor czerwony) i wartości otrzymanych podczas rejestracji (kolor niebieski) dla procedury hamowania 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo.
- Rys.VIII.9. Porównanie wartości przyspieszeń w osiach X i Z akcelerometru dla procesu hamowania procedurą Stop-Niebezpieczeństwo 0%/0% (kolor niebieski – wartości zarejestrowane, kolor czerwony i zielony – wartości zamodelowane).
- Rys.VIII.10. Wyznaczenie trajektorii ruchu dwóch śledzonych punktów.
- Rys.VIII.11. Wyznaczenie kąta wychylenia śledzonego pojazdu.
- Rys.VIII.12. Śledzone punkty podczas procesu hamowania Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%.
- Rys.VIII.13. Porównanie wyników analizy wizyjnej z symulacjami z modelu dynamicznego (Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%).
- Rys.VIII.14. Śledzone punkty podczas procesu hamowania SA 100%/0%.
- Rys.VIII.15. Porównanie wyników analizy wizyjnej, z symulacjami z modelu dynamicznego (SA 100%/0%).
- Rys.VIII.16. Porównanie wyników przemieszczenia pionowego masy zredukowanej w punkcie połączenia krzesła z linią dla analizy wizyjnej z symulacją z modelu dynamicznego (Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%).
- Rys.IX.1. Schemat przeprowadzania symulacji numerycznych.
- Rys.IX.2. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony) i przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy założonym średnim opóźnieniu  $1,25 \text{ m/s}^2$ .
- Rys.IX.3. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołów hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy założonym średnim opóźnieniu  $1,25 \text{ m/s}^2$ .
- Rys.IX.4. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X (kolor niebieski) i Z (kolor zielony) dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%.
- Rys.IX.5. Charakterystyka symulacji prędkości kolei (kolor niebieski) i opóźnień (kolor czerwony) pochodzących od zespołów hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%.
- Rys.IX.6. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony) i przyspieszeń w osi X (kolor niebieski) i Z (kolor zielony) dla procedury Stop Awaria 100%/0%.
- Rys.IX.7. Charakterystyka symulacji prędkości kolei (kolor niebieski) i opóźnień (kolor czerwony) pochodzących od zespołu hamulców ruchowych – procedura Stop Awaria 100%/0%.
- Rys.IX.8. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X (kolor niebieski) i Z (kolor zielony) dla procedury Stop Awaria 50%/0%.
- Rys.IX.9. Charakterystyka symulacji prędkości kolei (kolor niebieski) i opóźnień (kolor czerwony) pochodzących od zespołu hamulców ruchowych – procedura SA 50%/0%.
- Rys IX.10. Charakterystyki zmiany siły hamowania. a). obecnie stosowane rozwiązania – bez stanów pośrednich; b). zasymulowane stany pośrednie regulacji siły hamowania.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- Rys.IX.11. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy zastosowaniu stanów pośrednich siły hamowania(rys.10 b).).
- Rys.IX.12. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy zastosowaniu stanów pośrednich siły hamowania(rys.10 b).).
- Rys.IX.13. Porównanie przyspieszeń działających na pojazd, dla sił hamowania regulowanej i nieregulowanej dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%.
- Rys.IX.14. Porównanie kątów wychylenia pojazdów dla sił hamowania regulowanej i nieregulowanej.
- Rys.IX.15. Charakterystyka przyspieszeń i prędkości dla siły hamowania regulowanej i nieregulowanej dla procedury SN 100%/0%.
- Rys.IX.16. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.
- Rys.IX.17. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.
- Rys.IX.18. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.
- Rys.IX.19. Charakterystyka symulacji prędkości kolei i opóźnień pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Niebezpieczeństwo 50%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.
- Rys.IX.20. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Awaria 100%/0%, przy granicznych wartościach siły hamowania.
- Rys.IX.21. Charakterystyka symulacji prędkości i opóźnień kolei pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Awaria 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.
- Rys.IX.22. Charakterystyka zasymulowanych wartości kąta wychylenia analizowanego pojazdu (kolor czerwony), przyspieszeń w osi X i Z dla procedury Stop Awaria 50%/0%, przy granicznych wartościach siły hamowania.
- Rys.IX.23. Charakterystyka symulacji prędkości i opóźnień kolei pochodzących od zespołu hamulców mechanicznych – procedura Stop Awaria 100%/0%, przy granicznych wartościach sił hamowania.
- Rys.IX.24. Charakterystyki generowanych sił hamowania w programie Simulink – regulowana siła hamowania HR.
- Rys.IX.25. Schemat poglądowy stacji napędowej z zaznaczonymi hamulcami mechanicznymi i miejscem rejestracji prędkości.
- Rys.IX.26. Porównanie zasymulowanych wartości opóźnienia i prędkości kolei przy regulowanej sile hamowania, z wartościami dla siły nieregulowanej.
- Rys.IX.27. Zasymulowany przebieg drogi hamowania dla regulowanej siły hamowania.
- Rys.IX.28. Porównanie wychyleń kątów dla siły regulowanej i nieregulowanej.
- Rys.IX.29. Rysunek wizualizujący miejsce symulowanego sygnału przyspieszeń pojazdu na trasie.
- Rys.IX.30. Porównanie przyspieszeń w osiach Z i X dla siły regulowanej i nieregulowanej.
- Rys.IX.31. Zasymulowane wartości średnie opóźnienia kolei oraz jej prędkość, porównane z wartościami dla tych parametrów dla procedury SN 50%/0%.
- Rys.IX.32. Porównanie kątów wychylenia dla sił hamowania regulowanej i nieregulowanej.
- Rys.IX.33. Porównanie przyspieszeń w osiach Z i X dla siły regulowanej i nieregulowanej SN 50%/0%.
- Rys.IX.34. Zasymulowana droga hamowania dla procedury SN 50%/0% - regulowana siła hamowania.
- Rys.IX.35. Przebieg sił hamowania dla symulacji aktywnej regulacji dwóch hamulców mechanicznych.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesetkowych

- Rys.IX.36. Zasymlowane wartości średnie opóźnienia kolei oraz jej prędkość dla regulowanej siły hamowania, porównane z wartościami dla tych parametrów dla procedury SN 100%/0%.
- Rys.IX.37. Porównanie kątów wychylenia dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych.
- Rys.IX.38. Porównanie przyspieszeń działających na pojazd dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych
- Rys.IX.39. Zasymlowana droga hamowania dla procedury SN 100%/0%.
- Rys.IX.40. Zasymlowane wartości średnie opóźnienia kolei oraz jej prędkość dla regulowanej siły hamowania, porównane z wartościami dla tych parametrów dla procedury SN 50%/0%.
- Rys.IX.41. Porównanie kątów wychylenia dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych.
- Rys.IX.42. Porównanie przyspieszeń działających na pojazd dla sił hamowania regulowanych i nieregulowanych.
- Rys.IX.43. Droga hamowania SN 50%/0% - zasymlowana.
- Rys.IX.44. Rozkład sił działających na krzesło podczas procesu hamowania.
- Rys.IX.45. Panel sterujący rejestratorem procesów hamowania kolei linowej.
- Rys.IX.46. Liczba uruchomień procedury STOP w analizowanym okresie.
- Rys.IX.47. Liczba uruchomień procedury Stop Awaria w analizowanym okresie.
- Rys.IX.48. Liczba uruchomień procedury SN w analizowanym okresie.
- Rys.IX.49. Liczba hamowań poszczególnymi procedurami w analizowanym okresie.

## Spis tabel

- Tab.IV.1 Wartości parametrów technicznych trasy [99].
- Tab.V.1. Obciążenia dla poszczególnych procedur hamowania.
- Tab.V.2. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg”.
- Tab.V.3. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg” 50% dla nominalnego obciążenia.
- Tab.V.4. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg” 100% dla nominalnego obciążenia.
- Tab.V.5. Obliczenia dla procedury „wolny wybieg” przy zmienionych masach obciążenia.
- Tab.V.6. Wartości parametrów otrzymane z analizy wyników prób hamulcowych na KL „Słotwiny”,
- Tab.V.7. Momenty hamowania HG dla obliczonej siły obwodowej.
- Tab.V.8. Momenty hamowania HR.
- Tab.V.9. Momenty hamowania „Stop-Niebezpieczeństwo”.
- Tab. V.10. Porównanie wartości pomiędzy procedurami hamowania SN i HG+HR.
- Tab.V.11. Porównanie wartości błędów względnych pomiędzy procedurami hamowania SN i HG+HR.
- Tab.V.12. Czas zwłoki hamulców mechanicznych.
- Tab.V.13. Wartości średnich opóźnień dla poszczególnych procedur hamowania.
- Tab.VI.1 Wartości całki z kwadratu obciążeń w poszczególnych przęsłach kolei linowej „Słotwiny” dla procentowo obciążonych pojazdów.
- Tab.VI.2. Wartości parametrów dotyczących tłumienia liny nośno-napędowej dla poszczególnych procedur hamowania.
- Tab.VI.3. Wartości parametrów dotyczących tłumienia wychyleń pojazdu dla poszczególnych procedur hamowania.
- Tab.VI.4. Wartości sztywności poszczególnych odcinków liny nośno-napędowej.
- Tab.VII.1. Program przeprowadzania prób hamowania na kolei linowej „Słotwiny”.
- Tab.VII.2. Wartości niepewności wzorcowania.
- Tab.VII.3. Wartości całkowitej niepewności standardowej.
- Tab.VII.4. Poprawki wynikające z błędów systematycznych.
- Tab.VII.5. Poprawki wynikające z błędów systematycznych.
- Tab.VIII.1. Porównanie wartości średnich opóźnień generowanych przez poszczególne zespoły hamulców mechanicznych.

## Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzesłkowych

Tab.VIII.2. Porównanie wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła.

Tab. VIII.3. Porównanie wartości średnich opóźnień dla zespołu hamulca ruchowego.

Tab.VIII.4. Porównanie wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła – procedura 50%/0% Stop Awaria.

Tab.VIII.5. Porównanie wartości średnich opóźnień poszczególnych zespołów hamulcowych dla procedury 0%/0% Stop-Niebezpieczeństwo.

Tab. VIII.6. Porównanie wartości przyspieszeń w punktach maksymalnego wychylenia krzesła – procedura Stop-Niebezpieczeństwo 0%/0%.

Tab.IX.1. Wartości przyspieszeń działających na pojazd w punktach wychylenia krzesła dla poszczególnych procedur hamowania.

Tab.IX.2. Obliczenia wymaganego współczynnika tarcia pary pasażer-krzesło.

## **Streszczenie pracy**

### **„Analiza i ocena procesów hamowania jednolinowych kolei krzeselkowych”.**

Zagadnieniem podejmowanym w dysertacji była analiza i ocena procesów hamowania kolei krzeselkowych niewyprzęganych. Założonym celem ogólnym była redukcja oddziaływań dynamicznych na pasażerów podczas procesów hamowania o ich podwyższonych parametrach przy jednoczesnej redukcji czasu ich trwania. W tym celu przeprowadzono kompleksową analizę aktów prawnych i norm zharmonizowanych, opracowano model fizyczny i matematyczny kolei linowej niewyprzęganej wraz z określeniem parametrów wejściowych do równań ruchu. Posłużyły one do opracowania numerycznego modelu, którym symulowano procesy hamowania dla różnych ustawień regulacyjnych hamulców mechanicznych. Model ten został poddany weryfikacji oraz walidacji. Opracowano tory pomiarowe parametrów ruchu kolei oraz wartości charakterystycznych dla hamulców mechanicznych na stacji oraz na specjalnie przystosowanym pojeździe. Badania przemysłowe przeprowadzane były przy zmiennych obciążeniach całego układu oraz przy różnych warunkach pogodowych. Dodatkowo została przeprowadzona analiza wizyjna zachowania się pojazdu podczas procedur hamowania.

Celem użytecznym w pracy było opracowanie procedur ustawiania zespołów hamulcowych dla oczekiwanej wartości średniego opóźnienia układu dla poszczególnych procedur hamowania przy różnych obciążeniach toków kolei.

### **‘Analysis and evaluation of braking processes of chairlifts.’**

The main issue of dissertation was to analyze and evaluate processes of braking chairlifts with fixed grips. The general aim was to reduce dynamic influence on passengers during emergency braking processes with increased braking parameters and decreased time of decelerating.

Due to research the complex analysis of legal acts and European norms was carried out. As well as both mechanical and dynamical models were created with setting initial conditions to equations of motion. Both of them were validated and verified with measured values on the ropeway.

On the selected ropeway the special measuring chains were applied, the first on terminal with drive bullwheel, the latter at a special adapted chair. All research on the ropeway were conducted with various loads of chairs in different weather conditions. Additionally, visual analysis of the chair were done during the emergency braking processes.

Utilitarian goal of the thesis, was to create procedures to set the parameters of mechanical brakes for expected mean values of deceleration for all the braking procedures with different loads applied.