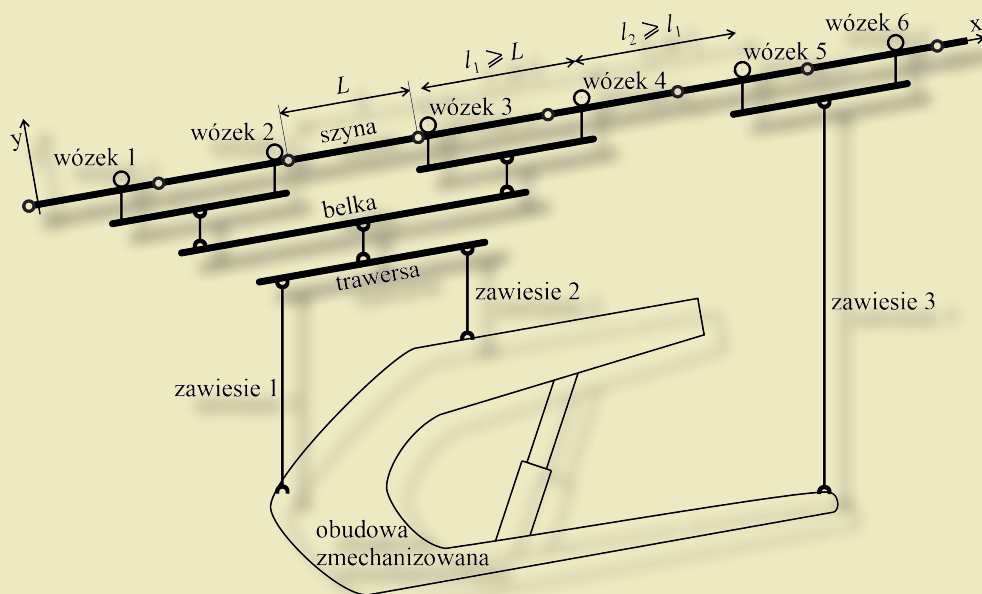




Kazimierz Drozd

Model analityczny i algorytm do obliczania obciążenia elementów torów jezdnych kolejek podwieszonych



Model analityczny i algorytm do obliczania
obciążenia elementów torów jezdnych kolejek
podwieszonych

Monografie – Politechnika Lubelska

Rada Naukowa Wydawnictwa Politechniki Lubelskiej

Przewodnicząca:
Agnieszka RZEPKA

Dyrektor CIN-T:
Dorota TKACZYK

Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej:

Magdalena CHOŁOJCZYK
Jarosław GAJDA
Anna KOŁTUNOWSKA
Katarzyna PEŁKA-SMĘTEK

Przedstawiciele Dyscyplin Naukowych Politechniki Lubelskiej:

Marzenna DUDZIŃSKA
Małgorzata FRANUS
Arkadiusz GOLA
Paweł KARCMAREK
Beata KOWALSKA
Anna KUCZMASZEWSKA
Jarosław LATAJSKI
Tomasz LIPECKI
Zbigniew ŁAGODOWSKI
Joanna PAWŁAT
Lucjan PAWŁOWSKI
Natalia PRZESMYCKA
Magdalena RZEMIENIAK
Mariusz ŚNIADKOWSKI

Przedstawiciele honorowi:

Zhihong CAO, Chiny
Miroslav GEJDOŠ, Słowacja
Karol HENSEL, Słowacja
Hrvoje KOZMAR, Chorwacja
Frantisek KRCMA, Czechy
Sergio Lujan MORA, Hiszpania
Dilbar MUKHAMEDOVA, Uzbekistan
Sirgii PAWŁOW, Ukraina
Natalia SAVINA, Ukraina
Natia SHENGELIA, Gruzja
Daniele ZULLI, Włochy

Kazimierz Drozd

Model analityczny i algorytm do obliczania
obciążenia elementów torów jezdnych kolejek
podwieszonych



POLITECHNIKA
LUBELSKA
WYDAWNICTWO

Lublin 2022

Recenzenci:

dr hab. inż. Arkadiusz Kowalski, prof. Politechniki Wrocławskiej

dr hab. inż. Jarosław Latański, prof. Politechniki Lubelskiej

Wydanie monografii zostało sfinansowane z Projektu Politechnika Lubelska – Regionalna Inicjatywa Doskonałości ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego na podstawie umowy nr 030/RID/2018/19

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2022

ISBN: 978-83-7947-524-7

Wydawca: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej

www.biblioteka.pollub.pl/wydawnictwa

ul. Nadbystrzycka 36C, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59

Druk: Soft Vision Mariusz Rajski

www.printone.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Książka udostępniona jest na licencji Creative Commons Uznanie autorstwa – na tych samych warunkach 4.0 Międzynarodowe (CC BY-SA 4.0)

Nakład: 30 egz.

Spis treści

Streszczenie	7
Summary	8
Wykaz symboli	9
Wstęp	21
1. Modele obciążenia elementów trasy	25
1.1. Przykład zabudowy wyrobiska korytarzowego	25
1.2. Założenia budowy modeli	27
1.3. Obciążenie elementów trasy przez jeden wózek	29
1.4. Dwa wózki znajdują się na dwóch szynach	33
1.4.1. Na jednej szynie występuje jeden wózek	33
1.4.2. Dwa wózki mieszczą się na jednej szynie	37
1.4.3. Warunki granicznego obciążenia szyny na zginanie	45
1.5. Trzy wózki generują obciążenie zawiesia	47
1.6. Zginanie szyny przez trzy wózki jezdne	51
1.7. Uwagi dotyczące rozmieszczenia wózków na szynach	57
1.8. Podsumowanie	62
2. Obciążenie trasy przez zestaw transportowy	63
2.1. Parametry dynamiczne kolejki	65
2.2. Wymiary geometryczne kolejki i trasy	67
2.3. Największe obciążenie złącza i zawiesia	71
2.4. Obciążenie trasy przy niekorzystnym położeniu zestawu	77
2.5. Wózki zapewniające dynamikę kolejki na trasie	79
2.6. Napęd zestawu kolejki podwieszanej	82
2.7. Obciążenie trasy siłą napędową	87
2.7.1. Napęd podczas jazdy po upadzie	89
2.7.2. Napęd (hamowanie) przy jeździe po wzniosie (upadzie)	101
2.8. Uwagi odnośnie obciążenia trasy podczas hamowania	107

2.9. Analiza przewozów wysokoobciążalnych	109
2.9.1. Odległości między wózkami jezdnyymi.	110
2.9.2. Korzyści wynikające z zastosowania trawersy	112
2.9.3. Możliwości uproszczenia obliczeń	116
2.10. Obciążenie szyny momentem zginającym	119
2.11. Podsumowanie	127
3. Schemat blokowy programu	129
3.1. Moduł główny i inne wielokrotnie wykorzystywane	130
3.1.1. Wprowadzanie danych kolejki i trasy	131
3.1.2. Kontrola wartości i przeliczanie jednostek	135
3.1.3. Obliczenia parametrów dynamicznych	136
3.2. Moduł obliczeniowy	137
3.2.1. Ustalenie położenia zestawu na trasie	137
3.2.2. Wyznaczanie maksymalnego obciążenia zawiesia	144
3.2.3. Niekorzystne położenie zestawu	158
3.3. Uwzględnienie wpływu napędu kolejki na obciążenie trasy	173
3.3.1. Siła generowana przez wózki napędowo-hamulcowe	173
3.3.2. Jazda kolejki po trasie poziomej lub upadzie	180
3.3.3. Kolejka poruszająca się po wzniosie (upadzie)	198
3.4. Obliczenia uproszczone dla przewozów wysokoobciążalnych	209
3.5. Moduł obliczeń obciążenia szyny momentem zginającym	212
3.6. Przykładowe dane wejściowe i wyniki	226
3.7. Podsumowanie	229
4. Wnioski	230
Bibliografia	233

Streszczenie

Model analityczny i algorytm do obliczania obciążenia elementów torów jezdnych kolejek podwieszonych

Celem pracy było zaproponowanie algorytmu, którego implementacja umożliwiłaby przeprowadzenie obliczeń inżynierskich obciążenia elementów trasy przez poruszający się po niej zestaw transportowy. Problem ten został podjęty z powodu braku kompleksowego opracowania tego typu w literaturze krajowej a jednocześnie wprowadzenia w 2017 roku przepisów prawa, w których określona została graniczna wartość obciążenia pojedynczych odrzwi obudowy wyrobiska. W zależności od rzeczywistej wartości sił, generowanych głównie w zawiesiu trasy, ustawodawca przewidział konieczność podjęcia dodatkowych działań lub dopuścił możliwość ich pominięcia.

W treści pracy przedstawiono oryginalny sposób obliczania obciążenia zawiesia, uwzględniający wyniki dotychczas przeprowadzonych przez autora badań na obiekcie rzeczywistym, a także wyniki badań dynamiki modeli poszczególnych zespołów dostępne w literaturze. Na pośrednim etapie obliczeń, przygotowany algorytm umożliwia oszacowanie obciążenia złączy szyn, dla którego nie ma wyników badań eksperymentalnych. Program uzupełniono o moduł wyznaczania momentu zginającego szynę przez maksymalnie trzy wózki jezdne. Moduł ten umożliwia identyfikację wózków, które istotnie wpływają na wartość tego momentu oraz wskazanie najbardziej niekorzystnego położenia tych wózków ze względu na obciążenie szyny. Interfejs użytkownika, w tym wprowadzanie danych niezbędnych do przeprowadzenia obliczeń oraz wizualizację ich wyników, rozpatrywano tylko przy okazji, gdyż uznano, że mogą być one zrealizowane za pomocą ogólnie znanych rozwiązań.

Sprawdzenie poprawności działania opracowanego algorytmu polegało na zbudowaniu schematu blokowego, który umożliwiał nie tylko przesłanie toku obliczeń ale również wygenerowanie wyników, dla testowych danych wejściowych, a w efekcie kontrolę ich poprawności. Jądro tego algorytmu może posłużyć nawet do budowy arkusza kalkulacyjnego.

Słowa kluczowe: poziomy transport w kopalni, zestaw transportowy, obciążenie zawiesi, zginanie szyny

Summary

Analytical model and software solution for calculating loads on suspended monorail route elements

The objective of this study was to propose an algorithm for calculating load exerted on transport route elements by a suspended monorail transport unit. This problem was undertaken due to a lack of comprehensive studies in Polish literature and, at the same time, in view of a 2017 law which specifies the limit load on a single excavation set. Depending on the actual values of forces, which are predominantly generated in the sling of the route, the legislator introduced the requirement to take additional measures or allowed the possibility of their omission.

This monograph presents an original method for calculating sling loads, taking into account the results of previous studies conducted by the author on a real object as well as the results of studies on the dynamics of individual assembly models reported in the literature. At an intermediate stage of calculations the developed algorithm can be used to estimate rail joint loads—a problem for which there are no experimental results in the literature. The program was supplemented with a module for determining rail bending moment induced by up to three carts. This module makes it possible to identify carts that exert a critical effect on the moment value as well as to indicate the most unfavourable position of these carts in terms of rail load. The user interface, including input data required for the calculations and results visualization, were only considered occasionally, because it was decided that they could be analysed by means of generally known solutions.

Running of the developed algorithm was validated by designing a flowchart which enables tracking the calculation procedure and generates results for input test data and thus to check their correctness. The kernel of this algorithm can even be used to create a spreadsheet.

Keywords: underground auxiliary transport, transport unit, sling load, I-beam bending

Wykaz symboli

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
b	mm	nominalna szerokość dolnej półki szyny
b_F	mm	odległość punktu przyłożenia wektora siły nacisku koła na półkę od krawędzi szyny
D_{12}		współczynnik dynamiczny obciążenia zawiesi przy jeździe zadaną prędkością
D_{13}		współczynnik dynamiczny obciążenia zawiesi przy hamowaniu od zadanej prędkości początkowej
D_{14}	mm	łączny wymiar zestawu transportowego od przyjętej bazy wymiarowej do bieżącego wózka n
D_{15}		liczba wózków znajdujących się na dwóch kolejnych szynach łącznie z wózkiem n
D_{16}		liczba wózków, które mogą znajdować na szynie z lewej strony wózka n , gdy ten jest na końcu szyny
D_{17}		liczba wózków, oprócz wózka n , które mogą znajdować na szynie z prawej strony, gdy wózek n jest na jej początku
D_{18}	kN	maksymalna siła ciężkości, występująca na złączu i od mas wózków w liczbie D_{16} , obciążających lewą szynę
D_{19}	kN	maksymalna siła ciężkości, występująca na złączu i , od mas wózków w liczbie D_{17} , obciążających prawą szynę
D_{20}	kN	maksymalna składowa pionowa, występująca na złączu i , od mas wózków znajdujących się na dwóch sąsiednich szynach
D_{20im}		najmniejszy numer wózka, dla którego występuje wartość $D_{20\max}$

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
$D_{20\max}$	kN	największa wartość siły występująca w tablicy D₂₀
D₂₁	mm	skorygowane położenie wózka n , ze względu na występowanie maksymalnej siły obciążającej złącze
D_{21k}	mm	skorygowane położenie pierwszego wózka zestawu transportowego
D_{22A}		numer szyny, na złączu której znajduje się wózek najbardziej obciążający to złącze, po skorygowaniu położenia zestawu
D_{22B}		numer szyny i złącza, na którym znajduje się wózek najbardziej obciążający to złącze, po skorygowaniu położenia zestawu
D₂₃		numer szyny, na której znajduje się wózek n po skorygowaniu położenia zestawu
D_{23B}		liczba szyn bez wózków pomiędzy szyną, na której znajduje się bieżący wózek, a szyną z wózkiem poprzednim
$D_{23\text{bez}}$		łączna liczba szyn, na których nie ma żadnego wózka pomimo, że znajdują się one pomiędzy krańcowymi wózkami zestawu
$D_{23\max}$		numer szyny, na której znajduje się ostatni wózek zestawu transportowego
D₂₄	kN	siła ciężkości od masy wózka n , znajdującego się na szynie lub złączu D₂₃
D₂₅	mm	położenie wypadkowej siły F_N względem lewego złącza szyny i
D₂₆		liczba wózków napędowo-hamulcowych, znajdujących się na szynie o numerze i
D_{26c}		łączna liczba wózków napędowo-hamulcowych o napędzie ciernym
D_{26z}		łączna liczba wózków napędowo-hamulcowych o napędzie zębatym
D₂₇		kolejny numer wózka napędowo-hamulcowego, znajdującego się na szynie D₂₃

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
D₂₈		rodzaj pierwszego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, występującego na szynie <i>i</i>
D₂₉		rodzaj drugiego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, występującego na szynie <i>i</i>
D₃₀		rodzaj trzeciego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, występującego na szynie <i>i</i>
D₃₁	kN	składowa siły ciężkości wózka <i>n</i> , obciążająca prawe złącze szyny, na której znajduje się ten wózek
D₃₂	kN	składowa siły ciężkości wózka <i>n</i> , obciążająca lewe złącze szyny, na której znajduje się ten wózek
D₃₃	kN	składowa siły ciężkości od masy wózków, które znajdują się na prawej szynie od złącza <i>i</i>
D₃₄	kN	składowa siły ciężkości od masy wózków, które znajdują się na lewej szynie od złącza <i>i</i> lub na złączu <i>i</i>
D₃₅	kN	łączna siła pionowa, występująca na złączu <i>i</i> , od mas wszystkich wózków, znajdujących się na szynach sąsiadujących z tym złączem
D₃₆		liczba wózków nośnych, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D₃₇		liczba wózków napędowo-hamulcowych oraz z dodatkowym hamulcem, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D_{37K}		kolejny numer wózka hamulcowego, jeśli znajduje się on na tej samej szynie co poprzedni
D₃₈		liczba wózków nośnych-hamulcowych, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D₃₉		liczba wózków pozostałych ogółem, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D₄₀	kg	łączna masa wózków napędowo-hamulcowych oraz z dodatkowym hamulcem, znajdujących się na szynie <i>i</i>

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
D₄₁	kg	łączna masa wózków nośnych-hamulcowych, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D₄₂	kg	łączna masa pozostałych wózków, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D₄₃	kg	łączna masa wszystkich wózków, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D₄₄		czy wózek 2 jest cięższy od wózka 1: (0) nie; (1) tak
D₄₅		czy wózek 2 jest cięższy od wózka 3: (0) nie; (1) tak
D₄₆	kN	nominalna siła uciągu pierwszego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, znajdującej się na szynie <i>i</i>
D₄₇	kN	nominalna siła uciągu drugiego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, znajdującej się na szynie <i>i</i>
D₄₈	kN	nominalna siła uciągu trzeciego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, znajdującej się na szynie <i>i</i>
D₄₉	kN	łączna nominalna siła uciągu wózków napędowo-hamulcowych, znajdujących się na szynie <i>i</i>
D₅₀	kN	składowa siła pozioma (dodatnia – w dół trasy) działająca na szynę o numerze <i>i</i>
D₅₁	kN	wypadkowa siła od mas i załączonych napędów, działająca na szynę o numerze <i>i</i> , zawsze dodatnia
D₅₂	°	kąt od kierunku pionowego (dodatni – w dół trasy) działania na szynę o numerze <i>i</i> wypadkowej D₅₁
D₅₃	°	kąt od płaszczyzny obudowy podatnej (dodatni – w dół trasy) działania na szynę o numerze <i>i</i> wypadkowej D₅₁
D₅₄	kN	składowa styczna (wzdłuż trasy) sił działających na szynę o numerze <i>n</i>

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
D₅₅	kN	składowa normalna (w płaszczyźnie odrzwi obudowy) sił działających na szynę o numerze n
D₅₆	kN	składowa pozioma (horyzontalna) sił działających na zawiesie o numerze i ; dodatnia ma zwrot w dół wyrobiska
D₅₈	°	kąt od pionu (ujemny – w dół trasy) działania na złącze o numerze i wypadkowej Q_{zn}
D₅₉	°	kąt zawiesia α (dodatni – w górę trasy), potrzebny do przeniesienia całej składowej siły wzdłużnej przez tylko jedno, bieżące zawiesie o numerze i
D₆₀		czy lewa część szyny do wózka bieżącego jest pusta: (-1) nie; (1) tak
D₆₁		czy prawa część szyny od wózka bieżącego jest pusta: (-2) nie; (1) tak
D₆₂		czy na lewej części szyny do wózka bieżącego może być inny wózek: (-1) nie; (2) tak
D₆₃		czy na prawej części szyny od wózka bieżącego może być inny wózek: (-2) nie; (2) tak
D₆₄		czy na lewej części szyny do wózka bieżącego może być trzeci wózek: (-1) nie; (3) tak
D₆₅		czy na prawej części szyny od wózka bieżącego może być trzeci wózek: (-2) nie; (3) tak
D₆₇	kN	składowa siła pozioma (dodatnia – w dół trasy), działająca na szynę o numerze i
D₆₈	kN	składowa siła pionowa (dodatnia – w dół trasy), działająca na szynę o numerze i
D₆₉	kN	wypadkowa siła od mas i załączonych napędów, działająca na szynę o numerze i , zawsze dodatnia
D₇₀	°	kąt od kierunku pionowego (dodatni – w dół trasy) działania na szynę o numerze i wypadkowej D₆₉

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
D₇₁	°	kąt od płaszczyzny obudowy podatnej (dodatni – w dół trasy) działania na szynę o numerze <i>i</i> wypadkowej D₆₉
D₇₂	kN	składowa styczna (wzdłuż trasy) sił działających na szynę o numerze <i>i</i>
D₇₃	kN	składowa normalna (w płaszczyźnie odrzwi obudowy) sił, działających na szynę o numerze <i>n</i>
D₇₄	kN	składowa pozioma (horyzontalna) sił, działających na zawiesie o numerze <i>i</i> ; dodatnia ma zwrot w dół wyrobiska
D₇₅	kN	składowa pionowa (wertykalna) sił, działających na zawiesie o numerze <i>i</i> ; dodatnia ma zwrot w dół wyrobiska
D₇₇	°	kąt od pionu (ujemny – w dół trasy), działania na złącze o numerze <i>i</i> wypadkowej Q_{zn}
D₇₈	°	kąt zawiesia α (ujemny – w dół trasy), potrzebny do przeniesienia całej składowej siły wzdłużnej przez tylko jedno, bieżące zawiesie o numerze <i>i</i>
D₇₉	kN	rzeczywista siła w zawiesiu o numerze <i>i</i> , wynikająca tylko z obciążenia pionowego
D₈₁	kN	składowa pozioma siły w zawiesiu o numerze <i>i</i> ; ujemna ma zwrot w górę trasy i dodatkowo obciąża wzdłużnie złącze szyny, przez co odciąża odciąg
D₈₄	N m	moment zginający szynę, generowany przez jeden, bieżący wózek jezdny
D₈₅	N m	moment zginający szynę, generowany przez dwa lewe wózki jezdne, w tym bieżący
D₈₆	N m	moment zginający szynę, generowany przez dwa prawe wózki jezdne, w tym bieżący
D₈₇	N m	moment zginający szynę, generowany przez trzy wózki jezdne, gdy bieżący jest środkowym

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
D_{88}	mm	położenie (odległość od złącza) jednego wózka jezdneho, gdy tylko ten obciąża szynę na zginanie
D_{89}	mm	położenie (odległość od złącza) cięższego (pierwszego z lewej, jeśli masy wózków są takie same) z dwóch wózków jezdnych, jeżeli tylko one obciążają szynę na zginanie
D_{90}	mm	położenie (odległość od złącza) cięższego (drugiego od lewej, jeśli masy wózków są takie same) z dwóch wózków jezdnych, jeżeli tylko one obciążają szynę na zginanie
D_{91}	mm	położenie (odległość od złącza) środkowego z trzech wózków jezdnych, jeżeli one razem obciążają szynę na zginanie
F	kN	siła ogólnie; siła ciężkości przenoszona na szynę przez jeden wózek jezdny za pośrednictwem czterech kół toczących się po dolnych jej półkach
F_1	kN	siła pionowa, generowana przez masę jednego wózka jezdneho w modelu zginania szyny; $F_1 \neq F_2 \neq F_3$
F_2	kN	siła pionowa, generowana przez masę jednego wózka jezdneho w modelu zginania szyny; $F_2 \neq F_1 \neq F_3$
F_3	kN	siła pionowa, generowana przez masę jednego wózka jezdneho w modelu zginania szyny; $F_3 \neq F_1 \neq F_2$
F_H	kN	siła hamowania (działająca wzdłuż szyny), generowana przez jeden wózek hamulcowy podstawowego układu hamowania awaryjnego
F_{HS}	kN	siła hamowania (działająca wzdłuż szyny), generowana przez wszystkie wózki hamulcowe, podstawowego układu hamowania awaryjnego, znajdujące się na tej samej szynie
F_h	kN	siła styczna, działająca wzdłuż szyny, generowana przez wózek hamulcowy

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
F_{hz}	kN	łączna nominalna siła hamowania, generowana przez wszystkie wózki hamulcowe zestawu
$\mathbf{F}_N$	kN	siła ciężkości od mas wszystkich wózków, znajdujących się na szynie lub złączu o numerze i
F_o	kN	siła generowana w odciągu
$\mathbf{F}_{PN}$	kN	składowa pionowa (w płaszczyźnie odrzwi obudowy) sił, działających na złącze o numerze i
F_t	N kg^{-1}	względna siła oporu (tarcia tocznego), występująca podczas jazdy zestawu po trasie kolejki podwieszanej
$\mathbf{F}_U$	kN	siła uciągu, generowana przez jeden wózek, zapewniająca pozostawanie w spoczynku (lub jazdę) wózka wzdłuż trasy; dodatnia w kierunku jazdy
$\mathbf{F}_{US}$	kN	łączna siła uciągu, generowana przez wszystkie wózki znajdujące się na jednej szynie, zapewniająca pozostawanie w spoczynku (lub jazdę) zestawu wzdłuż trasy
F_{u1}	kN	rzeczywista siła uciągu, generowana podczas poruszania się zestawu po trasie kolejki podwieszanej przez wózki napędowo-hamulcowe cierne
F_{u2}	kN	rzeczywista siła uciągu, generowana podczas poruszania się zestawu po trasie kolejki podwieszanej przez wózki napędowo-hamulcowe zębate
F_{uz}	kN	zapotrzebowanie na siłę uciągu podczas poruszania się zestawu po trasie kolejki podwieszanej
$\mathbf{F}_{WN}$	kN	składowa w kierunku stycznym (wzdłuż trasy) sił działających na złącze o numerze i ; dodatnia ma zwrot w dół trasy; nie jest równoważona przez zawiesie

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
F_{w1}	kN	siła działająca na wózek poprzez cięgło, generowana przez wózki występujące przed nim w kierunku jazdy
F_{w2}	kN	siła działająca na wózek poprzez cięgło, generowana przez wózki występujące za nim, w kierunku przeciwnym do jazdy
F_{zn}	kN	łączna nominalna siła napędowa, generowana przez wszystkie wózki napędowe zestawu
g	m s^{-2}	przyspieszenie ziemskie
h	mm	nominalna wysokość przekroju poprzecznego szyny
I_y	cm^4	główny centralny moment bezwładności przekroju względem osi y układu współrzędnych kartezjańskich
i		numeracja szyn od numeru jeden oraz złączy szyn (szyna numer jeden jest pomiędzy złączami numer jeden i dwa, itd.); również zmienna iteracyjna
j		numer wózka napędowego (jednostki napędowej), niezależny od numeru zespołu/ podzespołu zestawu; również zmienna iteracyjna
j_c		numer wózka napędowego (jednostki napędowej o oznaczeniu kodowym 1), niezależny od numeru zespołu/ podzespołu zestawu
j_{h3}		numer wózka wyłącznie hamulcowego (jednostki hamulcowej dodoatkowej o oznaczeniu kodowym 3), niezależny od numeru zespołu/ podzespołu zestawu
j_{h4}		numer wózka wyłącznie hamulcowego (jednostki hamulca awaryjnego o oznaczeniu kodowym 4), niezależny od numeru zespołu/ podzespołu zestawu

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
j_z		numer wózka napędowego (jednostki napędowej zębatej o oznaczeniu kodowym 2), niezależny od numeru zespołu/ podzespołu zestawu
k		zmienna iteracyjna
L	mm	długość szyny
l_1	mm	odległość między osiami kół wózków jezdnych numer 1 i 2 zespołu transportowego
L_2	mm	odległość między osiami dwóch wózków jezdnych (należących do dwóch sąsiadujących wózków transportowych) zespołu transportowego
l_2	mm	odległość między osiami kół wózków jezdnych numer 2 i 3 zespołu transportowego
L_3	mm	odległość pomiędzy rolkami jednego wózka jezdnych kolejki podwieszanej
l_3	mm	odległość między osiami kół wózków jezdnych numer 3 i 4 zespołu transportowego
L_Z	mm	długość łańcucha zawiesia
M	kg	masa poszczególnych wózków zestawu transportowego wraz z przypadającą na nie częścią ładunku
M_g	N m	moment zginający
M_{gA}	N m	moment zginający rozpatrywany względem punktu A na lewym końcu szyny
M_{gB}	N m	moment zginający rozpatrywany względem punktu B na prawym końcu szyny
M_{gC}	N m	moment zginający rozpatrywany względem punktu C
M_{gD}	N m	moment zginający rozpatrywany względem punktu D
M_{gs}	N m	moment zginający szynę przez wózek o numerze n , ewentualnie wraz z innymi wózkami, które mogą być na tej samej szynie
$M_{gs \max}$	N m	największy moment zginający szynę o długości L przez wózek/ wózki rozpatrywanego zestawu

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
m_p	kg	łączna masa zestawu transportowego wraz z ładunkiem
n		numer wózka obciążonego masą, niezależny od numeru wózka napędowego j
N_{gs}		liczba wózków łącznie z bieżącym, które obciążają szynę na zginanie
Q	kN	obciążenie nominalne (nośność) zawiesia
Q_C	kN	siła generowana w zawiesiu C
Q_n	kN	rzeczywista siła w zawiesiu o numerze i powiększona o współczynnik dynamiczny
Q_{zn}	kN	wypadkowa siła, działająca na złącze o numerze i
R_A	kN	siła reakcji występująca w punkcie A
R_B	kN	siła reakcji występująca w punkcie B
R_C	kN	siła reakcji występująca w punkcie C
R_{CA}	kN	składowa siła reakcji pochodząca od obciążenia z lewej strony punktu C
R_{CB}	kN	składowa siła reakcji pochodząca od obciążenia z prawej strony punktu C
s	mm	nominalna szerokość środnika szyny
T_{yp}		oznaczenie kodowe typu wózka zgodne z konwencją przedstawioną na stronie 75
u	różne	lokalna zmienna tymczasowa
v	m s^{-1}	prędkość liniowa jazdy zestawu do obliczeń lub prędkość początkowa zestawu przy hamowaniu
w		liczba wszystkich wózków w zestawie transportowym; również zmienna iteracyjna
$w_{\max}$		liczba wszystkich wózków zestawu transportowego (tylko przy wprowadzaniu danych)
w_y	cm^3	wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie względem osi y układu współrzędnych
x	różne	bieżąca zmienna niezależna
x_1	mm	odległość wózka 1 od początku układu współrzędnych, przy której występuje największy moment zginający szynę

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
x_2	mm	odległość wózka 2 od początku układu współrzędnych, przy której występuje największy moment zginający szynę przez dwa wózki
x_3	mm	odległość wózka 2 od początku układu współrzędnych, przy której występuje największy moment zginający szynę przez trzy wózki
X_{gs}	mm	odległość od złącza do bieżącego wózka (lub cięższego z dwóch) przy analizie obciążenia szyny na zginanie
y	mm	bieżąca zmienna odległość wzdłuż osi y układu współrzędnych
α	°	kąt odchylenia łańcucha zawiesia od płaszczyzny normalnej, zawierającej łuk obudowy; konwencję znaku, zależną od modelu i konstrukcji zawiesia, opisano w tekście
α_o	°	kąt odchylenia łańcucha odciagu od płaszczyzny normalnej, zawierającej łuk obudowy; zawsze dodatni
γ	°	kąt odchylenia łańcucha odciagu od płaszczyzny poziomej, stycznej do szyny; zawsze dodatni
Δ	°	kąt nachylenia ciągu szyn trasy kolejki podwieszanej w kierunku wzdłuż wyrobiska; wartość dodatnia przy jeździe po wzniosie
μ_t	mm	współczynnik tarcia tocznego
σ_g	MPa	łączne naprężenia zginające szynę
σ_r	MPa	naprężenia rozciągające
φ_A	°	kąt zawiesia (ciąga) A, łączącego ładunek z wciągarką lub belką, mierzony od kierunku pionowego
φ_B	°	kąt zawiesia (ciąga) B, łączącego ładunek z wciągarką lub belką, mierzony od kierunku pionowego

Wstęp

Współcześnie, w podziemnych zakładach górniczych, znaczna część transportu poziomego ludzi i ładunków realizowana jest kolejkami podwieszonymi. Zestawy transportowe poruszają się po trasach złożonych z jednego ciągu szyn, które poprzez zawiesia są podłączone do obudowy chodnika lub wyrobiska. Siły ciężkości wózków zestawu wraz z ładunkiem są więc przenoszone przez szyny na zawiesia, a stąd na odrzwia obudowy łukowej podatnej, na które działają dynamicznie [20]. Należy zauważyć, że do tych samych odrzwi mogą być podwieszone, a więc obciążać je, również inne elementy, zespoły i instalacje, które znajdują się w tym samym wyrobisku.

Jeżeli odrzwia obudowy są obciążone wyłącznie siłami generowanymi przez wózki zestawu transportowego, to racjonalnym jest pełne wykorzystanie nośności zawiesia, która wynosiła dotychczas 40 kN, a na trasach nowo zabudowanych nawet 50 kN. W takim przypadku nominalnego obciążenia zawiesia, największe obciążenie obudowy ma miejsce dla szczególnej konfiguracji zestawów, z dużym rozstawem wózków, przewożących ładunki wysokoobciążalne. Dla transportu na nowych trasach, nawet z wykorzystaniem wspomnianych zestawów, należy przeprowadzić dodatkowe obliczenia łącznej siły obciążającej obudowę korytarzową. Często zdarza się jednak, że do tych samych odrzwi obudowy podatnej, co trasa kolejki podwieszanej, podłączone są inne urządzenia lub układy, których duża liczba znajduje się w wyrobiskach. W takim przypadku, znaczące obciążenie obudowy siłą może nastąpić nawet przy transporcie mniejszych ładunków, dla których odległości pomiędzy wózkami są zwykle mniejsze. Dla obydwu wyszczególnionych przypadków obciążenia opracowano oryginalny, uniwersalny algorytm, który wielostronnie analizowano od strony naukowej i zweryfikowano przy użyciu rzeczywistej konstrukcji zestawu, a przy tym dla różnej geometrii trasy.

Celem pracy było opracowanie algorytmu, który mógłby zostać wykorzystany do obliczeń inżynierskich obciążenia elementów trasy kolejki przez poruszający się po niej zestaw transportowy. Konieczność rozwiązania tego problemu wynika z dwóch faktów:

- braku kompleksowego opracowania tego zagadnienia w literaturze,
- wprowadzenia w 2017 roku rozporządzenia [32], w którym określona została graniczna wartość obciążenia pojedynczych odrzwi obudowy wyrobiska.

Możliwość obciążenia odrzwi siłą o wartości większej niż 40 kN, na którą decydujący wpływ ma siła generowana w zawiesiu trasy kolejki podwieszanej, jest dopuszczona przez prawo tylko pod warunkiem przeprowadzenia dodatkowych obliczeń stateczności obudowy. Wynika stąd, że niezależnie od wartości siły przenoszonej przez zawiesie trasy na odrzwia obudowy konieczne jest obliczenie tej wartości. Jako konsekwencja braku algorytmów obliczeniowych, o których w przepisach więcej się nie wspomina, obserwowane są dwa podejścia praktyczne:

- wpływ dynamiki kolejki podwieszanej na obciążenie elementów konstrukcji wyrobiska jest zupełnie ignorowany,
- unika się składania zestawów transportowych w takie konfiguracje, dla których siła ciężkości jednego wózka wraz z ładunkiem mogłaby przekroczyć 40 kN.

Celem obydwu tych wariantów praktycznych jest uniknięcie prowadzenia obliczeń stateczności obudowy, ponieważ niezbędną dla nich daną wejściową byłaby znowu siła generowana w zawiesiu. Wychodząc naprzeciw temu problemowi zaproponowano teoretyczny model, który rozwiązano z użyciem aparatu matematycznego, a na jego podstawie zbudowano podstawy algorytmu numerycznego, który następnie zweryfikowano na przykładach, z których jeden tu zamieszczono.

W treści pracy przedstawiono oryginalny sposób obliczania obciążenia zawiesia. Model kolejki i trasy uwzględnia wyniki dotychczas przeprowadzonych przez autora badań na obiekcie rzeczywistym, które były pierwszymi wykonanymi w takiej skali w kraju i opublikowanymi, a także wyniki badań dynamiki mniejszych, pojedynczych zespołów dostępne w literaturze. Założono ogólny przypadek trasy zabudowanej w wyrobisku korytarzowym podziemnego zakładu górniczego. Analizowano model obciążenia elementów trasy kolejki przez wózki, znajdujące się na co najwyżej dwóch szynach, w różnych wariantach konfiguracyjnych. Podjęto również próbę wyznaczenia wartości siły dynamicznej, która powoduje obserwowane w warunkach trakcyjnych i mierzalne, wzdłużne przemieszczenia trasy wraz ze znajdującym się na niej zestawem transportowym.

Na pośrednim etapie obliczeń, przygotowany algorytm umożliwia oszacowanie obciążenia złączy szyn, dla którego nie ma możliwości odniesienia do rzeczywistości z powodu braku publikacji z wynikami badań eksperymentalnych. Program uzupełniono o moduł wyznaczania momentu zginającego szynę przez co najwyżej trzy wózki jezdne. Moduł ten umożliwia identyfikację wózków, które istotnie wpływają na wartość tego momentu oraz

wskazanie najbardziej niekorzystnego położenia tych wózków ze względu na obciążenie szyny. Interfejs użytkownika, w tym wprowadzanie danych niezbędnych do przeprowadzenia obliczeń oraz wizualizację ich wyników, rozpatrywano tylko przy okazji, ponieważ uznano, że mogą być one zrealizowane za pomocą ogólnie znanych rozwiązań.

W celu oceny funkcjonalności opracowanego algorytmu zbudowano schemat blokowy, który umożliwiał nie tylko śledzenie toku obliczeń ale również wygenerowanie wyników, dla testowych danych wejściowych, a w efekcie kontrolę poprawności jego działania. Wyniki obliczeń otrzymanych po uruchomieniu przygotowanego schematu w środowisku Raptora posłużyły do walidacji zarówno modelu obliczeniowego jak i samego algorytmu numerycznego poprzez porównywanie ich z danymi eksperymentalnymi opublikowanymi wcześniej, głównie przez autora. Weryfikacja ta potwierdziła wysoką zgodność opracowanego modelu z wynikami badań na obiektach rzeczywistych. Jądro algorytmu zamieszczonego w pracy może posłużyć chociażby do budowy arkusza kalkulacyjnego.

Treść monografii została podzielona na trzy zasadnicze rozdziały, z których każdy kończy się krótkim podsumowaniem. Po nich zamieszczono wnioski i spis bibliografii, które również stanowią rozdziały w strukturze pracy. Pełny opis symboli używanych w pracy wraz z wykorzystanym systemem jednostek miar znajduje się przed niniejszym rozdziałem.

Pierwszy z głównych rozdziałów monografii, zatytułowany „Modele obciążenia elementów trasy”, obejmuje teoretyczną analizę modeli statycznych, których użyto do charakteryzowania obciążenia głównych elementów toru jezdnego. Rozważania prowadzono na bazie klasycznej belki wieloprzęsłowej Eulera-Bernouiego, na której umieszczano wózki jezdne w różnych konfiguracjach geometrycznych i wielu wariantach położenia względem końca szyny. Wózki te były jedynym uwzględnianym podczas analizy źródłem obciążenia toru, znajdującego się w wyrobisku korytarzowym, co wynikało z przyjętych uproszczeń modeli względem obiektu rzeczywistego. Wszystkie założenia wstępne, przyjęte do budowy i analizy modeli przedstawionych w tej części pracy, zostały zamieszczone na początku rozdziału pierwszego.

W rozdziale drugim, którego tytuł brzmi „Obciążenie trasy przez zestaw transportowy”, zaprezentowano aparat matematyczny, który może posłużyć do wyznaczenia obciążenia dynamicznego wybranych elementów toru jezdnego przez kolejki podwieszone. Tego typu środki transportowe są aktualnie powszechnie używane do realizacji poziomego transportu ładunków i personelu w podziemnych zakładach górniczych. Zamiast prowadzić ana-

lizę przemieszczania kolejki wzdłuż trasy z założonym krokiem i jej wpływu na obciążenie elementów toru, zdecydowano ograniczyć te obliczenia tylko do potencjalnie najbardziej niekorzystnego położenia zestawu na trasie. Taki sposób analizy jest charakterystyczny dla modeli kinetostatycznych. To krytyczne usytuowanie, oddzielnie dla analizy obciążenia zawiesi (złączy) oraz szyn, zostało wstępnie wytypowane w rozdziale pierwszym, a w drugim – zaimplementowano je do charakteryzowania sił i momentów generowanych przez wszystkie wózki zestawu. Opracowany algorytm jest na tyle uniwersalny, że umożliwia prowadzenie obliczeń dla wielu przypadków trakcyjnych i dowolnej konfiguracji zestawów transportowych, w tym zestawów wysoko-obciążalnych.

W treści trzeciego rozdziału, zatytułowanego „Schemat blokowy programu”, przedstawiono schematy blokowe kompletnego kodu oraz główne wyniki obliczeń, wykonane dla wybranego zestawu do transportu ładunków, wykorzystywanego w praktyce. Zarówno budowę schematów jak i weryfikację poprawności działania kodu a także same obliczenia zrealizowano w tym samym środowisku programistycznym. Zaproponowane oprogramowanie zawiera wszystkie elementy algorytmu opisanego w rozdziale drugim oraz, niezbędne do jego działania, dwa alternatywne moduły wprowadzania danych, charakteryzujących analizowaną kolejkę i geometrię elementów trasy, po której ma się ona poruszać.

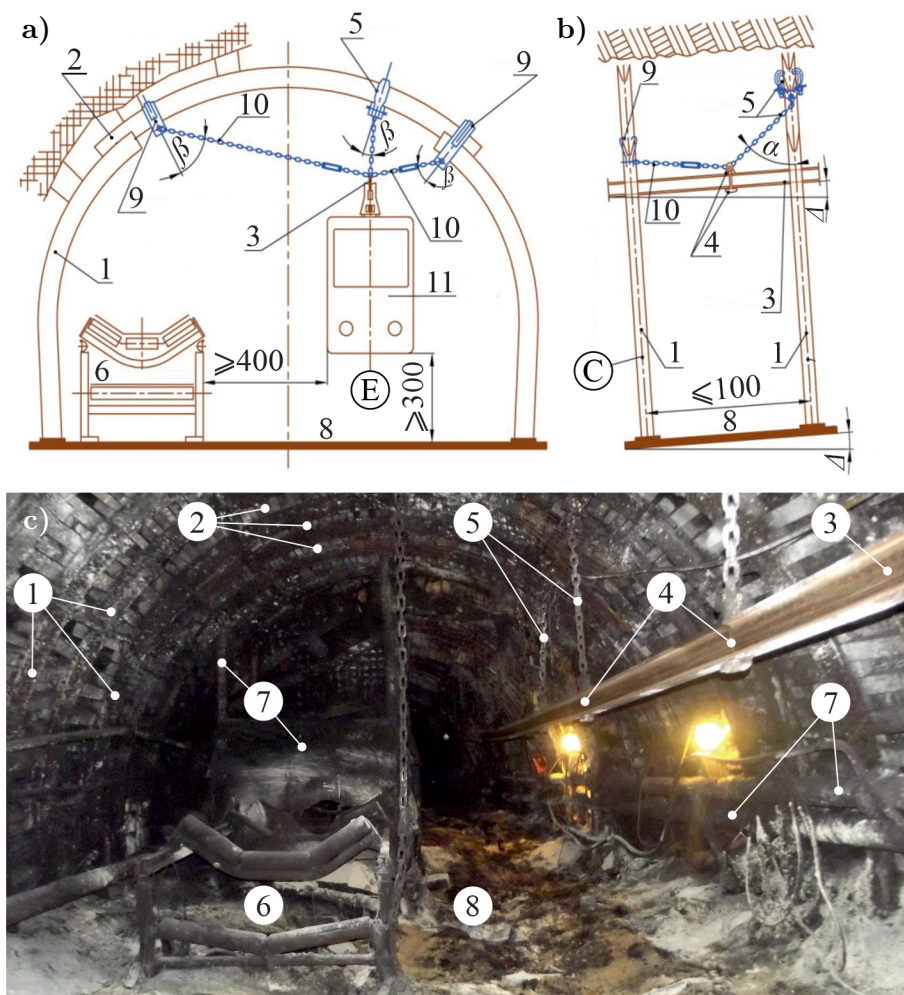
1. Modele obciążenia elementów trasy

Rozważania dotyczące obciążenia elementów maszyn, nawet tych obciążonych dynamicznie, rozpoczyna się od modelu statycznego, który następnie podlega weryfikacji. Celem tej weryfikacji często bywa wyznaczenie wartości pewnego współczynnika. Następnie jego wykorzystanie pozwala na przybliżenie wartości sił dynamicznych, z dokładnością z góry założoną i akceptowalną. Bazą do takich analiz są modele statyczne, dla których siły reakcji są łatwe do obliczenia metodami analitycznymi. Niniejszy rozdział poświęcono właśnie opracowaniu takich modeli kinetostatycznych. Zawierają one jak najmniejszą liczbę elementów, które są niezbędne do lokalnego opisu obciążenia części toru jezdnego.

1.1. Przykład zabudowy wyrobiska korytarzowego

Sposób zabudowy wyrobiska korytarzowego może znacznie różnić się w zależności od potrzeb i jego położenia na planie podziemnego zakładu górniczego. Wiele urządzeń i instalacji wyszczególniono na fotografii oraz schematach, przedstawionych na rysunku 1.1. Elementy zabudowy wyrobiska, o ile nie są posadowione na spągu 8 jak przenośnik 6, zaczepiane są w różny sposób do kształtowników 1 i 2, stanowiących obudowę wyrobiska. O wartości obciążenia łuków obudowy decyduje więc liczba zawiesi zaczepionych do poszczególnych kształtowników oraz łączna masa instalacji wraz z mediami, przypadająca na jedno zawiesie. Łatwo zauważyć, że obciążenie niektórych układów może zmieniać się w czasie, gdyby np. wystąpiły przerwy zapotrzebowania na tłoczenie pewnego medium. W obydwu wyszczególnionych przypadkach, obliczenie obciążenia łuku nie jest skomplikowane, a ponadto wartości sił są małe względem nominalnej nośności kształtownika (min 118 kN m^{-1} [22]), z którego montuje się łuk obudowy.

Największe wartości obciążenia łuków generowane są przez systemy transportu podwieszonego. Obciążenie obudowy powodowane przez kolejkę podwieszoną ma charakter zmienny, podobnie jak przy transporcie mediów. Poprzez zawiesia 5 (rys. 1.1), zaczepione do złączy szyn 4, wózki jezdne generują obciążenie łuków obudowy korytarzowej tylko podczas przejazdu kolejki 11 po konkretnych szynach toru jezdnego 3.

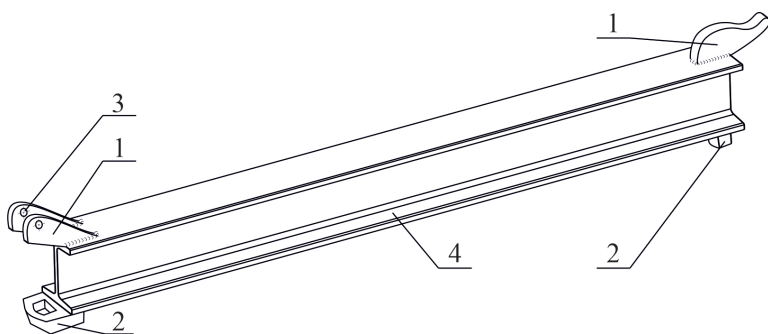


Rys. 1.1. Sposób zabudowy wyrobiska: a) przekrój w płaszczyźnie łuku obudowy ©; b) przekrój w płaszczyźnie wzdłużnej E; c) fotografia wyrobiska nieeksploatowanego: 1 – łuk ociosowy obudowy, 2 – łuk stropnicowy, 3 – szyna toru jezdnego, 4 – złącze szyny, 5 – zawiesie, 6 – przenośnik taśmowy, 7 – instalacje i urządzenia podwieszone do obudowy, 8 – spąg, 9 – zaczep, 10 – odciąg, 11 – kolejka podwieszona

Siły ciężkości elementów trasy (widocznych na rys. 1.1 szyn 3, odciągów 10, zawiesi 5 i zaczepów 9), których masa jest znacznie mniejsza niż masa samej kolejki wraz z przewożonym ładunkiem, można pominąć. Nie można jednak wyznaczyć obciążenia obudowy poprzez zawiesia 5 (rys. 1.1c),

jeśli nie zostanie określona wartość sił ciężkości poszczególnych wózków kolejki.

Głównym elementem toru jezdnego są szyny, które są łączone między sobą złączami 1 i 2 (rys. 1.2) oraz zaczepione łańcuchami 5 i 10 (rys. 1.1) do obudowy wyrobiska. Konstrukcja toru jezdnego kolejki podwieszanej jest taka, że każde z zawiesi znajduje się pomiędzy dwiema szynami. Ciężar wózków, które podczas przejazdu kolejki znajdują się na tych dwóch szynach sąsiadujących z konkretnym zawiesiem, ma wpływ na obciążenie zawiesia. Wynika stąd, że analizę sił obciążających zawiesie, a poprzez nie obudowę wyrobiska, można ograniczyć do układu dwóch szyn i zawiesia zaczepionego do ich wspólnego złącza. Uproszczone w ten sposób modele obciążenia trasy zostały rozpatrzone w dalszej części tego rozdziału.



Rys. 1.2. Przykład konstrukcji szyny z wyszczególnionymi miejscami jej współpracy z innymi elementami trasy jezdnej: 1 – złącze górne szyny; 2 – złącze dolne szyny; 3 – otwór na śrubę do mocowania zawiesia i odciągów; 4 – dolna półka, po której toczą się koła wózka

1.2. Założenia budowy modeli

Podstawowym modelem trasy kolejki podwieszanej jest model z szynami znajdującymi się na poziomym odcinku wyrobiska, dla którego wartość kąta nachylenia trasy $\Delta = 0^\circ$. W takim przypadku dostateczną stabilizację trasy mogą zapewniać dodatkowe ciągną zawiesi umieszczone w odstępach porównywalnych z długością zestawu transportowego. Model taki był analizowany w pracy [12]. W tym podrozdziale został przedstawiony model ogólny, charakteryzujący się niezerową wartością kąta nachylenia trasy kolejki podwieszanej.

Na obciążenie zawiesia ma wpływ masa wszystkich wózków jezdnych znajdujących na dwóch szynach zamontowanych po obu stronach tego zawiesia. Do dalszych rozważań przyjęto, że:

- siła ciężkości przenoszona przez wózek jezdny jest skupiona w połowie jego długości L_3 , czyli uproszczono rozdział tej siły na cztery koła wózka (porównaj model przedstawiony na stronie 64),
- siły oporów ruchu wózka jezdnego, działające wzdłuż trasy, mają wartości znacznie mniejsze niż siły ciężkości, dlatego je pominięto,
- wózek nie generuje sił napędowych ani hamujących, przez co oddziaływanie pomiędzy kołami wózka a szyną trasy następuje wyłącznie w kierunku normalnym do półki szyny,
- w ogólności odległości pomiędzy wózkami zestawu nie powtarzają się i wynoszą: l_1 – wymiar liniowy za wózkiem 1 do wózka 2, l_2 – odległość od wózka 2 do wózka 3, itd.,
- szyny sąsiadujące z rozpatrywanym zawiesiem mają takie same długości L ,
- zawiesie jest zamontowane w taki sposób, że tworzy z płaszczyzną łuku obudowy kąt α , w ogólności o niezerowej wartości,
- zawiesia są cięgnami, które mogą się obracać wokół punktu mocowania znajdujących się na obudowie wyrobiska,
- każdy z wózków jezdnych zestawu transportowego może charakteryzować się innej wartości masą, która generuje siłę ciężkości F_1 , F_2 , F_3 , itd.,
- łączna masa szyny (do $34,5 \text{ kg m}^{-1}$ [11, 28]) i innych elementów, wchodzących w skład toru jezdnego i mających wpływ na obciążenie obudowy wyrobiska, jest wielokrotnie mniejsza niż dopuszczalna ładowność jednego wózka analizowanego zestawu transportowego,
- złącze szyn (rys. 1.2) jest połączeniem przegubowym (zawiasowym, o ograniczonym zakresie przemieszczeń), w którym każda z szyn częściowo opiera się na drugiej, dlatego przyjęto, że złącze jest obciążone siłami ciężkości wózków oraz średnią wartością sił stycznych (wzdłużnych), działających na szyny wchodzące w skład tego złącza.

Choć ostatnie założenie mogłoby wydawać się wątpliwe, to można je łatwo uzasadnić używając modelu jednej obciążonej szyny. Obciążenie wzdłużne każdego z dwóch złączy tej szyny musi być równe połowie obciążenia wzdłużnego szyny, ponieważ przy innym założeniu suma sił obciążających złącza nie byłaby równa sile rzeczywiście obciążającej szynę w kierunku wzdłuż trasy. Taki sam dowód można przeprowadzić dla układu bardziej złożo-

nego, składającego się z większej liczby szyn oraz złączy. Jedynie z powodu oddziaływania wzdłużnego pomiędzy wózkami a szyną można wnioskować o obciążeniu wzdłużnym złączy. Aktualnie nie są dostępne wyniki badań, które mogłyby być podstawą lepszego przybliżenia wzdłużnego obciążenia złączy.

1.3. Obciążenie elementów trasy przez jeden wózek

Na rysunku 1.3a przedstawiono przypadek obciążenia elementów trasy przez jeden wózek jezdny. Wózek numer 1 występuje na początku zestawu transportowego i, w położeniu przedstawionym na tym rysunku, powoduje obciążenie szyny numer 1 a także złączy i zawiesi znajdujących się na końcach tej szyny. Warunek obciążenia zawiesia 2 przez siłę ciężkości tylko jednego wózka jeznego jest opisany wzorem (1.1).

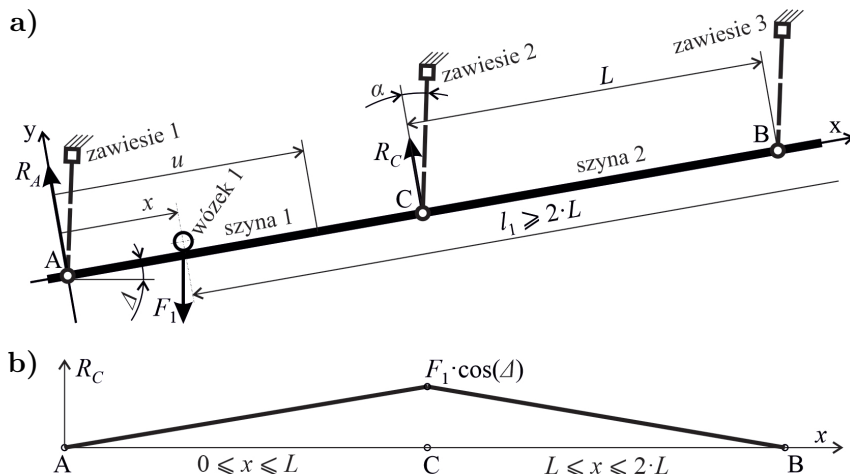
$$l_1 \geq 2 \cdot L \quad (1.1)$$

Jeśli pominąć oddziaływanie wózka z szyną spowodowane oporami tocznienia kół po półce, pomiędzy wózkiem a szyną występują wyłącznie siły normalne do powierzchni półki. Uproszczenie takie nie wiąże się z istotną zmianą charakteru modelu, ponieważ wartość współczynnika tarcia tocznego, podawana dla dwóch elementów wykonanych ze stali, nie przekracza $\mu_t = 0,05$ mm. Co prawda powierzchnia półki, po której toczą się koła wózka, charakteryzuje się 14% pochyleniem [28] (zobacz rysunek 2.2 na stronie 65), ale spowodowane tym faktem zwiększenie wartości sił ciężkości rzutowanych na płaszczyznę pionową, zgodnie z wynikiem zależności (1.2), nie przekracza 1%.

$$\frac{1}{\cos [\arctg (0,14)]} = 1,00975 \quad (1.2)$$

Maksymalna siła reakcji R_C (rys. 1.3a) nie jest tą, która występuje w zawiesiu 2, ponieważ zawiesie to jest zainstalowane pod kątem α do płaszczyzny normalnej do szyny. Wartość siły generowanej w zawiesiu Q_C jest większa i można ją wyznaczyć ze wzoru (1.3), przy czym wartość ta nie może przekraczać nominalnej nośności zawiesia Q , podawanej przy uwzględnieniu współczynnika bezpieczeństwa o wartości 4,0 [32].

$$Q_C = \frac{R_{C\max}}{\cos(\alpha)} \leq Q \quad (1.3)$$



Rys. 1.3. Obciążenie złącza przez jeden wózek jezdny: a) schemat; b) linia wpływu siły ciężkości F_1 wózka jezdnego na wartość reakcji R_C

Ze wzoru (1.3) wynika, że w celu wyznaczenia obciążenia zawiesia nie ma znaczenia czy efektem obliczeń będzie siła generowana w zawiesiu Q_C czy też siła normalna do szyny R_C . W tym drugim przypadku, dla konkretnego kąta zawiesia α , który ma z góry znaną wartość konstrukcyjną, wystarczy skorygować nośność nominalną zawiesia o wartość funkcji $\cos(\alpha)$.

Z przebiegu linii wpływu zamieszczonej na rysunku 1.3b wynika, że spełnienie zależności (1.1) spowodowało, że maksymalna wartość reakcji (1.4) występuje wyłącznie w chwili, gdy wózek 1 mija złącze C.

$$R_{C\max} = F_1 \cdot \cos(\Delta) \quad (1.4)$$

W skrajnych położeniach wózka (punkty A i B) w rozpatrywanym modelu obciążenie zawiesia 2 siłą ciężkości wózka zmniejsza się do zera. Taki przebieg obciążenia jest niekorzystny ze względu na niewielkie wykorzystanie trasy przez większość czasu przejazdu zestawu. Zgodnie z założeniem sformułowanym na stronie 28, największe obciążenie złącza 2 wynosi (1.5) i następuje w tej samej chwili co maksymalna siła w zawiesiu.

$$Q_{zn}[2] = R_{C\max} \quad (1.5)$$

Jeżeli siła ciężkości wózka F_1 ma odpowiednio dużą wartość lub długość szyny L nie jest zbyt mała, to na wyężenie materiału szyny mają wpływ głównie naprężenia zginające. Z równania równowagi momentów względem

punktu A (1.6), według wzoru (1.7) można obliczyć wartość reakcji zawiesia 2 (rys. 1.3a), która jest funkcją położenia wózka x .

$$\sum M_{gA} = R_C \cdot L - F_1 \cdot x \cdot \cos(\Delta) = 0 \quad (1.6)$$

$$R_C(x) = F_1 \cdot \frac{x}{L} \cdot \cos(\Delta) \quad (1.7)$$

Moment zginający szynę również zależy od położenia wózka, opisywanego zmienną x , i został obliczony z zależności (1.8).

$$M_g(x) = R_C(x) \cdot (L - x) = F_1 \cdot x \cdot \cos(\Delta) - F_1 \cdot \frac{x^2}{L} \cdot \cos(\Delta) \quad (1.8)$$

Przyrównanie wyniku pochodnej zupełnej momentu zginającego po położeniu wózka (1.9) do zera ma na celu wyznaczenie takiej wartości x_1 , przy której moment ten osiąga maksimum. Zgodnie z przewidywaniami, największa wartość momentu zginającego szynę 1 występuje w chwili, gdy wózek 1 znajduje się w połowie jej długości L . Z uwagi na to, że wózek ten może przemieszczać się po szynie podczas jazdy wraz z kolejką podwieszoną, ogólna zależność do wyznaczania najbardziej niekorzystnego położenia wózka 1 na szynie o dowolnej długości przyjmuje postać (1.11).

$$\frac{dM_g(x)}{dx} = F_1 \cdot \cos(\Delta) - 2 \cdot F_1 \cdot \frac{x}{L} \cos(\Delta) = 0 \quad (1.9)$$

$$x_1 = \frac{L}{2} \quad (1.10)$$

$$\frac{|x| \bmod L}{L} = \frac{1}{2} \quad (1.11)$$

Można byłoby wysnuć wniosek, że wystarczającą odległością pomiędzy kolejnymi wózkami l_1 (rys. 1.3), żeby zginanie szyny było powodowane tylko przez ten wózek, jest x_1 wynikające z zależności (1.10), czyli (1.12). W podrozdziałach 1.4.2 i 1.4.3 zostało jednak wykazane, że wniosek taki byłby błędny. Przy rozważaniu największego obciążenia szyny na zginanie spełnienie warunków (1.12) jest konieczne ale niewystarczające, dlatego zależności te mogą być traktowane jako kryterium wstępne.

$$\begin{cases} l_1 \geq x_1 \end{cases} \quad (1.12a)$$

$$\begin{cases} l_1 + x_1 \geq L \end{cases} \quad (1.12b)$$

Moment zginający dla dowolnej współrzędnej u na długości szyny został obliczony z zależności (1.13), a jego maksimum wyniesie (1.14), co odpowiada położeniu $u = x_1$.

$$M_g(u) = R_C(x_1) \cdot (L - u) \quad (1.13)$$

$$M_{g_{\max}} = M_g(u = x_1) = \frac{F_1 \cdot L}{4} \cdot \cos(\Delta) \quad (1.14)$$

Wartość maksymalnych naprężeń zginających dla dowolnej współrzędnej u na długości szyny została obliczona z zależności (1.15). Uwzględniono w niej relację (1.16) pomiędzy wskaźnikiem wytrzymałości przekroju na zginanie oraz jego momentem bezwładności. Moment bezwładności przekroju I_y i wysokość h są charakterystycznymi parametrami profilu szyny specjalnej, podawanymi przez producenta zgodnie z odpowiednimi normami [11, 24, 28].

$$\sigma_g(u) = \frac{M_g(u)}{w_y} \quad (1.15)$$

$$w_y = \frac{I_y}{\frac{h}{2}} = \text{const} \quad (1.16)$$

Po podstawieniu $M_g(u)$ ze wzoru (1.13), gdy wózek znajduje się w najbardziej niekorzystnym położeniu $u = x_1$, ze wzoru (1.17) obliczono największą wartość naprężeń zginających szynę.

$$\sigma_{g_{\max}} = \sigma_g(u = x_1) = \frac{F_1 \cdot L}{4} \cdot \frac{h}{2 \cdot I_y} \cdot \cos(\Delta) \quad (1.17)$$

Do wytwarzania szyn wykorzystuje się technologię walcowania na gorąco, która może prowadzić do generowania naprężeń własnych w materiale. Wyniki badań opublikowane w pracy [1] potwierdzają występowanie naprężeń własnych, o charakterze rozciągania-ściskania, w symetrycznych dwuteownikach. Każdy rodzaj obciążenia elementu powoduje powstawanie naprężeń rozciągających lub ściskających, dla których łatwo jest przeprowadzić badania i modelowanie. Dla szyn istotną rolę odgrywają naprężenia rozciągające środnik, które można wyliczyć ze wzoru (1.18). W zależności tej jako symbolu siły ciężkości użyto oznaczenia F zamiast F_1 , ponieważ może być ono użyte do oszacowania naprężenia dla wszystkich modeli omawianych w tym rozdziale. Genezę tego równania oraz problem występującej w nim niezgodności jednostek omówiono w pracy [12].

$$\sigma_{r\max} = \frac{F}{2000} \cdot \frac{\cos(\Delta)}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot s} \quad (1.18)$$

Rozpatrywanie naprężeń generowanych w szynach wyłącznie jako rozciągających/ ściskających umożliwiło opracowanie zależności empirycznych, które uwzględniają występowanie naprężeń własnych w szynach [3, 9]. Wyniki symulacji, które opublikował Cvijović [10] świadczą jednak o tym, że zastosowanie empirycznych wzorów do obliczania maksymalnych naprężeń w materiale szyny obciążonej za pośrednictwem dolnych pólek może prowadzić do błędów, jeżeli profil analizowanej szyny jest inny niż ten, który był obiektem badań.

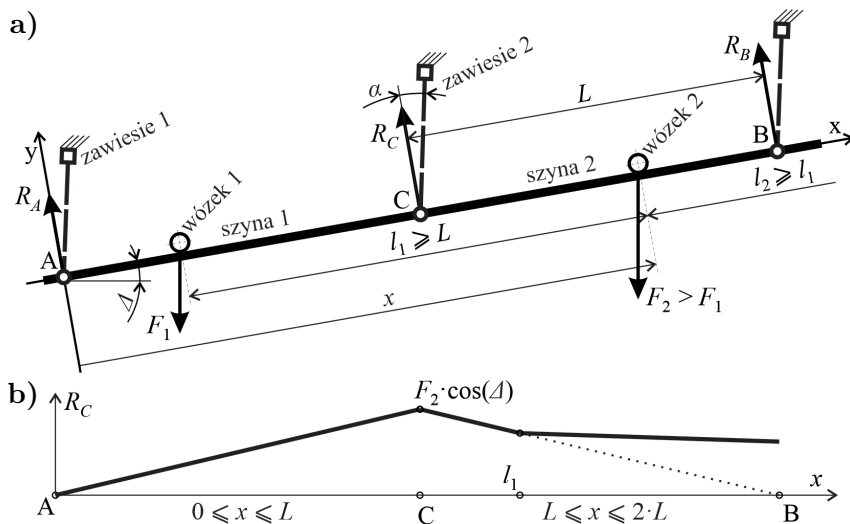
1.4. Dwa wózki znajdują się na dwóch szynach

Model obciążenia elementów trasy przez dwa wózki, które mogą znajdować się na dwóch sąsiadujących szynach, jest bliższy rzeczywistości i bardziej skomplikowany od modelu, w którym występował tylko jeden wózek. W zależności od odległości pomiędzy tymi wózkami, można wyróżnić różne przypadki obciążenia elementów trasy:

- na jednej szynie występuje tylko jeden wózek i wpływ na obciążenie zawiesia ma siła ciężkości jednego (cięższego) wózka,
- wózki są rozmieszczone w sposób zapewniający optymalne (równomierne) obciążenie zawiesia dla pewnego zakresu (a nie tylko punktu) położenia,
- dopuszcza się występowanie dwóch wózków na jednej szynie, przy czym wygenerowane przez nie obciążenie szyny na zginanie jest nie większe niż przez jeden wózek,
- dwa wózki występują na jednej szynie, a ich siły ciężkości jednocześnie mają wpływ na obciążenie szyny na zginanie.

1.4.1. Na jednej szynie występuje jeden wózek

Na rysunku 1.4a przedstawiono model złącza dwóch szyn i zawiesia, obciążonych dwoma wózkami. Założono, że siła F_2 generowana przez wózek 2 ma wartość większą niż siła ciężkości przypisana do wózka 1. Odległość $l_1 = \text{const}$, pomiędzy tymi wózkami, spełnia zależność (1.19a) względem długości szyny L , a wymiar pomiędzy kolejnymi wózkami zdefiniowano wzorem (1.19b). Bieżąca zmienna niezależna x określa położenie cięższego wózka względem początku układu współrzędnych, wzdłuż osi odciętych.



Rys. 1.4. Obciążenie trasy przez dwa wózki jezdne gdy $l_1 \geq L$: a) model; b) zmiana wartości reakcji R_C w zależności od położenia wózka 2

$$\begin{cases} L \leq l_1 \leq 2 \cdot L & (1.19a) \\ l_2 \geq l_1 & (1.19b) \end{cases}$$

Linie wpływu sił ciężkości wózków na wartość reakcji R_C przedstawiono na rysunku 1.4b. Przeprowadzono analizę przemieszczania układu wózków w kierunku zwiększania wartości zmiennej niezależnej x . Do chwili, gdy wózek 2 mija złącze szyn w punkcie C, obciążenie zawiesia narasta liniowo według zależności (1.20a), ponieważ jest ono obciążone wyłącznie siłą ciężkości tego wózka. Następnie obciążenie złącza zmniejsza się, z powodu oddalania się tego wózka od złącza szyn, liniowo zgodnie ze wzorem (1.20b). W czasie gdy wózek 1 mija złącze A, dodatkowo siła ciężkości wózka 1 wpływa na wartość reakcji R_C według równania (1.20c).

$$R_C(x) = \begin{cases} F_2 \cdot \frac{x}{L} \cdot \cos(\Delta) & \text{dla } 0 \leq x \leq L & (1.20a) \\ F_2 \cdot \frac{2 \cdot L - x}{L} \cdot \cos(\Delta) & \text{dla } L \leq x \leq l_1 & (1.20b) \\ \left(F_2 \cdot \frac{2 \cdot L - x}{L} + F_1 \cdot \frac{x - l_1}{L} \right) \cdot \cos(\Delta) & \text{dla } l_1 \leq x \leq 2 \cdot L & (1.20c) \end{cases}$$

Z linii wpływu przedstawionej na rysunku 1.4b oraz ze wzoru (1.20) wynika, że największe obciążenie złącza występuje w chwili, gdy cięższy wózek miją punkt C. Wartość siły reakcji wynosi wtedy (1.21).

$$R_{C\max} = F_2 \cdot \cos(\Delta) \quad (1.21)$$

Analizując maksymalne obciążenie zawiesia, rozpatrywany przypadek wystąpienia dwóch wózków nie różni się zatem od opisanego w podrozdziale 1.3 poza tym, że tamten model był ograniczony tylko do jednego wózka, a tutaj należy wziąć pod uwagę wózek o największym ciężarze. Prosta znajdująca się na prawo od wymiaru l_1 na rysunku 1.4b jest opadająca. Można wyciągnąć więc podobny wniosek, jak dla obciążenia elementów trasy przez wyłącznie jeden wózek: jeżeli położenie wózków na trasie spełnia geometryczny warunek (1.19), to obciążenie elementów zmienia się podczas przejazdu tych wózków, a więc nie jest to przypadek optymalnego wyłączenia materiału zawiesia. Korzystniej byłoby, gdyby wartość reakcji R_C , w czasie kiedy mają na nią wpływ siły ciężkości obydwu wózków (1.20c), nie zmieniała się, a najlepiej – gdyby była równa (1.21). Porównanie to zapisano w postaci zależności (1.22).

$$\left(F_2 \cdot \frac{2 \cdot L - x}{L} + F_1 \cdot \frac{x - l_1}{L} \right) \cdot \cos(\Delta) = F_2 \cdot \cos(\Delta) \quad (1.22)$$

Równanie (1.22) można rozwiązać ze względu na nieznaną odległość x lub wyznaczyć zależność pomiędzy wartościami sił ciężkości. Jego rozwiązanie ze względu na położenie wózka zapisano jako wzór (1.23).

$$x = \frac{F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot L}{F_1 - F_2} \quad (1.23)$$

Wykorzystując dziedzinę zmiennej niezależnej x , która została określona w równaniu (1.20c), prawą stronę równania (1.23) zapisano jako układ nierówności (1.24).

$$\left\{ \begin{array}{l} l_1 \leq \frac{F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot L}{F_1 - F_2} \end{array} \right. \quad (1.24a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_1 \cdot l_1 - F_2 \cdot L}{F_1 - F_2} \leq 2 \cdot L \end{array} \right. \quad (1.24b)$$

Po uporządkowaniu, układ (1.24) przekształcono do postaci (1.25).

$$\left\{ \begin{array}{l} l_1 \geq L \end{array} \right. \quad (1.25a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{F_2}{F_1} \leq 2 - \frac{l_1}{L} \end{array} \right. \quad (1.25b)$$

Obydwie nierówności (1.25) powinny być spełnione jednocześnie, co jest możliwe tylko w jednym, szczególnym przypadku. O ile nierówność (1.24a) nie budzi wątpliwości, to gdyby przyjąć, że $l_1 > L$, co zostało potwierdzone nierównością (1.19a), to iloraz tych dwu wymiarów, zapisany w końcu wzoru (1.25b) byłby większy niż jeden. W takim razie prawa strona ostatnio wspomnianej nierówności zawierałaby się w przedziale $(0; 1)$, a siła F_2 powinna mieć mniejszą wartość niż F_1 . Byłoby to niezgodne z prawdą, ponieważ założono na wstępie, że $F_2 > F_1$. Zatem jedyna możliwa kombinacja wartości spełniających równanie (1.22) jest zawarta w układzie równań (1.26)

$$\begin{cases} l_1 = L \\ F_2 = F_1 \end{cases} \quad (1.26a)$$

$$\begin{cases} F_2 = F_1 \end{cases} \quad (1.26b)$$

Do takich samych wniosków, dotyczących relacji pomiędzy wartościami sił i wymiarów charakteryzujących układ dwóch wózków na dwóch szynach, można dojść po wyznaczeniu ilorazu (1.27) ze wzoru (1.22).

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{x - l_1}{x - L} \quad (1.27)$$

Jeszcze łatwiej przeprowadzić dowód na podstawie analizy przebiegu reakcji R_C przedstawionego na rysunku 1.4b. W zakresie pomiędzy L i l_1 wykres jest opadający tylko dlatego, że wymiar l_1 ma zbyt dużą wartość. Wystarczyłoby aby wymiar l_1 był równy długości szyny L , a wtedy ta część wykresu, o dużym spadku siły reakcji, nie występowałaby w ogóle. Gdyby natomiast dodatkowo wartości sił F_1 i F_2 były równe, to w całym przedziale $l_1 \leq x \leq 2 \cdot L$ wartość reakcji R_C byłaby niezmienna. Fakt, że prosta na wykresie byłaby pozioma w takim przypadku, można potwierdzić różniczkując $\frac{dR_C}{dx}$ równanie (1.20c) a następnie przyrównując jego wynik do zera i wyznaczając $F_1 = F_2$. Ostatecznie jedynym rozwiązaniem konstrukcji dwóch wózków, zapewniającym optymalne wykorzystanie wytrzymałości materiału zawiesia, są relacje zapisane w postaci układu równań (1.26).

Znając siłę reakcji R_C , która została wyrażona zależnością (1.20), na podstawie wzoru (1.3) można obliczyć wartość siły obciążającej łańcuch zawiesia. Maksymalna siła obciążająca złącze 2 została obliczona z zależności (1.28) i jest równa największej sile reakcji występującej w tym złączu (zawiesiu).

$$Q_{zn} [2] = R_{C_{max}} \quad (1.28)$$

Z powodu dużej wartości wymiaru l_1 pomiędzy wózkami jezdny, którego relację do długości szyny L zapisano jako zależność (1.19a), przedstawiony tutaj model obciążenia szyny nie różni się zasadniczo od modelu analizowanego w podrozdziale 1.3. Jedynie w miejsce siły F_1 , występującej we wzorach (1.6)–(1.18), należałoby wstawić wartość F_2 , która jest większa. Dla modelu przedstawionego na rysunku 1.4, obliczenia należy rozpocząć od zapisania równania równowagi momentów względem punktu B. Ze względu na wspomniane analogie, tok tych obliczeń nie będzie tutaj kontynuowany.

1.4.2. Dwa wózki mieszczą się na jednej szynie

Przypadek rozpatrywany w podrozdziale 1.4.1 stanowi tylko jeden z możliwych modeli układu, gdy na dwóch sąsiadujących szynach znajdują się dwa wózki. Innym przykładem takiej konfiguracji jest wersja przedstawiona na rysunku 1.5a. Założono tutaj, że wózek 2 jest cięższy od wózka 1, a wymiary pomiędzy kolejnymi wózkami spełniają kryteria określone układem równań (1.29). Nierówność (1.29a) należy rozumieć w ten sposób, że różnica pomiędzy tymi wymiarami nie jest duża, lecz wózki są oddalone od siebie o wymiar większy od połowy długości szyny (1.29b). Jednocześnie wymiar l_2 ma wartość (1.29c) wystarczająco dużą, żeby na tych dwóch szynach nie występowało łącznie więcej wózków niż dwa.

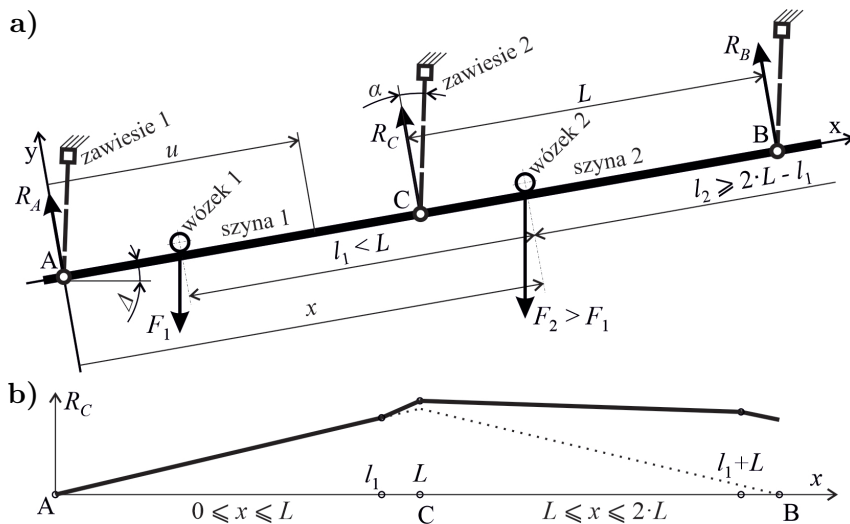
$$\begin{cases} l_1 < L & (1.29a) \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_1 > \frac{L}{2} & (1.29b) \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_2 \geq 2 \cdot L - l_1 & (1.29c) \end{cases}$$

Na rysunku 1.5b przedstawiono zależność reakcji R_C od zmiennej x , która określa położenie wózka 2 na trasie. Można na nim wyróżnić cztery przedziały zmienności tej siły, dla których sformułowano zależność (1.30).

$$R_C = \begin{cases} F_2 \cdot \frac{x}{L} \cdot \cos(\Delta) & \text{dla } 0 \leq x \leq l_1 & (1.30a) \\ \left(F_2 \cdot \frac{x}{L} + F_1 \cdot \frac{x - l_1}{L} \right) \cdot \cos(\Delta) & \text{dla } l_1 \leq x \leq L & (1.30b) \\ \left(F_2 \cdot \frac{2 \cdot L - x}{L} + F_1 \cdot \frac{x - l_1}{L} \right) \cdot \cos(\Delta) & \text{dla } L \leq x \leq l_1 + L & (1.30c) \\ F_1 \cdot \frac{2 \cdot L + l_1 - x}{L} \cdot \cos(\Delta) & \text{dla } l_1 + L \leq x \leq 2 \cdot L & (1.30d) \end{cases}$$



Rys. 1.5. Obciążenie trasy przez dwa wózki jezdne gdy $l_1 < L$: a) model; b) zmiana wartości reakcji R_C w zależności od położenia wózka 2

Z rysunku 1.5b można zauważyć, że największa reakcja R_C jest generowana w chwili, gdy cięższy wózek o numerze 2 znajduje się na złączu szyn. Zmienna niezależna ma wtedy wartość $x = L$. Na maksymalną wartość reakcji R_C ma jednak wpływ nie tylko siła ciężkości najcięższego wózka, lecz także ciężar wózka o numerze 1, który w tej samej chwili znajduje się na szynie 1, sąsiadującej z rozpatrywanym złączem. Matematyczny opis tej relacji został zapisany w postaci wzoru (1.30b) oraz (1.30c), ponieważ znajduje się on na wspólnej części zakresów zmiennej niezależnej przypisanych do tych wzorów.

Rozważania zawarte w poprzednim akapicie, a także wykres zmiany wartości reakcji (rys. 1.5b), przeczą tezom wysuwany w pracy [7] a także grafice opisanej jako rys. 7b. Bołoz, Ciepliński i Roman twierdzą tam: „zdarza się, że najmniej korzystny przypadek (obciążenia zawiesia – autor) występuje w innym położeniu” wózka niż na złączu szyn, choć nie podają założeń swoich rozważań. W świetle przedstawionych w niniejszej pracy zależności matematycznych zapis ten wydaje się błędny. Wspomniani autorzy ilustrują swoje spostrzeżenie modelem podobnym do przedstawionego na rysunku 1.5a, lecz prawdopodobnie mają na myśli układ, który zostanie poddany analizie w podrozdziale 1.5.

Pomiędzy położeniami $x = L$ oraz $x = l_1 + L$ wykres przedstawiony na rysunku 1.5b jest opadający. Występuje więc zróżnicowane, niepełne obciążenie

żenie zawiesia 2. Warunkiem uzyskania bardziej korzystnego, równomiernego przebiegu obciążenia zawiesia w tym zakresie jest zapewnienie stałej wartości reakcji, liczonej według równania (1.30c). Kryterium to zapisano jako zależność (1.31), a jej rozwiązaniem jest równość sił ciężkości wózków $F_1 = F_2$, co nie jest zaskakujące jeśli zauważyć, że odległość l_1 pomiędzy wózkami jest wymiarem stałym.

$$\frac{dR_C(x)}{dx} = \frac{d}{dx} \left(F_2 \cdot \frac{2 \cdot L - x}{L} + F_1 \cdot \frac{x - l_1}{L} \right) \cdot \cos(\Delta) = 0 \quad (1.31)$$

Wartość siły obciążającej zawiesie Q_C obliczono z zależności (1.3), do czego wykorzystano wzór (1.30b) lub (1.30c) dla $R_{C\max} = R_C(x = L)$. Obciążenie Q_{zn} [2] złącza o numerze 2 wyznaczono według zależności (1.28).

Następnie obliczono wartość momentu zginającego szynę. Z powodu założonych na wstępie relacji (1.29a) i (1.29b), moment ten rozpatrzono dla dwóch przypadków położenia wózków na szynach według rysunku 1.5:

- cięższy wózek o numerze 2 znajduje się na środku szyny 2, podczas gdy wózek 1 nie mieści się na tej samej szynie, co zachodzi dla zmiennej niezależnej o wartości $x = 1,5 \cdot L$,
- obydwa wózki mieszczą się na tej samej szynie 1, co ma miejsce dla zmiennej niezależnej w granicach $l_1 < x < L$.

Przypadki rozmieszczenia wózków na szynie analizowano na odrębnych schematach. Pierwszy z wymienionych modeli obciążenia szyny (rys. 1.6a) jest taki sam jak przedstawiony w poprzednim podrozdziale, który – zgodnie z wyjaśnieniem zamieszczonym na stronie 37 – zasadniczo nie różni się od modelu analizowanego w podrozdziale 1.3. Największa wartość momentu zginającego występuje przy położeniu wózka określonym wzorem (1.10).

Dla przypadku, gdy obydwa wózki mogą zająć położenie na tej samej szynie (rys. 1.6b), początkowo wyznaczono wartość reakcji R_C . W tym celu zapisano równanie (1.32) równowagi momentów względem punktu A, znajdującego się na lewym złączu szyny. W efekcie wartość reakcji na złączu C szyny, jako funkcja położenia cięższego wózka, wyniosła (1.33).

$$\sum M_{gA} = R_C \cdot L - F_1 \cdot (x - l_1) \cdot \cos(\Delta) - F_2 \cdot x \cdot \cos(\Delta) = 0 \quad (1.32)$$

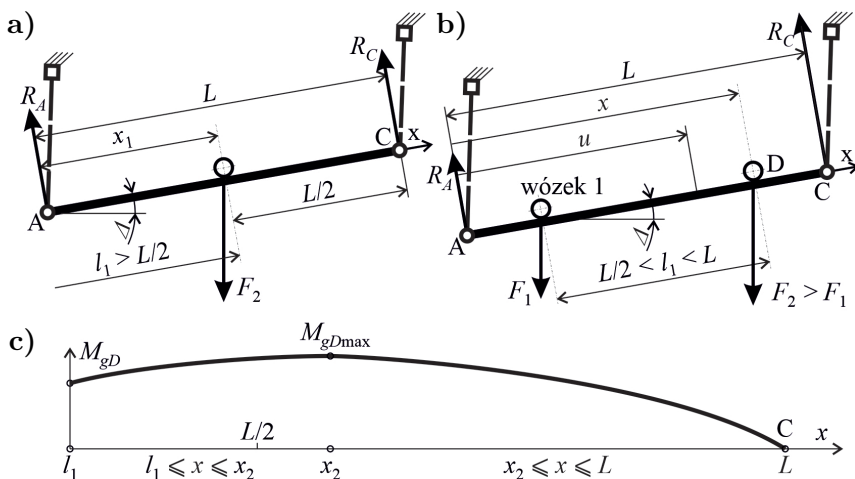
$$R_C(x) = \left[\frac{F_1}{L} \cdot (x - l_1) + \frac{F_2}{L} \cdot x \right] \cdot \cos(\Delta) \quad (1.33)$$

Moment zginający szynę w miejscu położenia wózka D (rys. 1.6b), odległym o wymiar $l_1 \leq x \leq L$ od początku układu współrzędnych, można obliczyć ze wzoru (1.34). Zależność ta jest równaniem drugiego stopnia.

$$M_{gD}(x) = R_C(x) \cdot (L - x) = \left[\frac{F_1}{L} \cdot (x - l_1) + \frac{F_2}{L} \cdot x \right] \cdot (L - x) \cdot \cos(\Delta) \quad (1.34)$$

Największą wartość momentu działającego w punkcie D obliczono przyrównując pochodną funkcji (1.34), opisującej moment zginający, do zera według wzoru (1.35).

$$\begin{aligned} \frac{dM_{gD}(x)}{dx} = \frac{d}{dx} \left(F_1 \cdot x - \frac{F_1}{L} \cdot x^2 - F_1 \cdot l_1 + \right. \\ \left. + \frac{F_1}{L} \cdot l_1 \cdot x + F_2 \cdot x - \frac{F_2}{L} \cdot x^2 \right) \cdot \cos(\Delta) = 0 \end{aligned} \quad (1.35)$$



Rys. 1.6. Przypadki obciążenia szyny przy różnym położeniu wózków jezdnych: a) przez jeden wózek; b) przez dwa wózki; c) moment zginający szynę dla różnego położenia x cięższego z dwóch wózków

W wyniku różniczkowania równania (1.35) otrzymano funkcję liniową, z której wyznaczono wymiar x_2 , charakteryzujący położenie wózka 2 (cięższego) na rysunku 1.6b, spełniające kryterium generowania największego momentu zginającego szynę przez dwa wózki. Wartość tego wymiaru wyrażono wzorem (1.36), który odnosi się do ogólnego przypadku różnego ciężaru wózków, przy czym $F_2 > F_1$. Gdyby relacja pomiędzy tymi siłami była odwrotna, to położenie wózka cięższego (o numerze 1) we wzorze (1.36) byłoby mniejsze od $\frac{L}{2}$ przez to, że przed drugim składnikiem byłby znak minus, a wartość F_1 w liczniku należałoby zastąpić przez F_2 .

$$x_2 = \frac{L}{2} + \frac{F_1 \cdot l_1}{2 \cdot (F_1 + F_2)} \quad (1.36)$$

Po wyznaczeniu położenia x_2 wózka cięższego, które jest powiązane z po-
łową długości szyny, należy sprawdzić jeszcze czy jest fizycznie możliwe, że
drugi (lżejszy) wózek znajduje się na tej samej szynie. W tym celu można
zapisać zależność (1.37a), która dotyczy schematu przedstawionego na ry-
sunku 1.6b. Nierówność (1.37b) jest właściwa do ostatecznej weryfikacji
wspomnianego warunku w przypadku, gdyby ciężar wózka 1 był większy.
Układ nierówności (1.37) stanowi zawężenie założenia (1.29), zapisanego
na początku tego podrozdziału, ze względu na obliczone najbardziej nieko-
rzystne położenie x_2 cięższego z dwóch wózków na szynie.

$$\begin{cases} x_2 - l_1 > 0 & (1.37a) \\ x_2 + l_1 < L & (1.37b) \end{cases}$$

Skoro przyjęto, że x_2 określa położenie do wózka cięższego, to nierów-
ność (1.37a) odnosi się do przypadku gdy lżejszy jest wózek o numerze 1,
a więc $x_2 > \frac{L}{2}$. Po podstawieniu zależności (1.36), rozwiązanie nierówności
(1.37a), ze względu na odległość między wózkami l_1 , zapisano jako nierów-
ność (1.38a). Zależność (1.37b) dotyczy zaś przypadku, gdy cięższym jest
wózek numer 1, przez co w równaniu (1.36) zmieniono znak i symbol siły
w liczniku, co było już wcześniej objaśnione. W tym przypadku maksymalną
odległość między wózkami można wyznaczyć z nierówności (1.38b).

$$\begin{cases} l_1 < L \cdot \frac{F_1 + F_2}{F_1 + 2 \cdot F_2} & (1.38a) \\ l_1 < L \cdot \frac{F_1 + F_2}{2 \cdot F_1 + F_2} & (1.38b) \end{cases}$$

Na początku rozważań przyjęto, że siła $F_2 > F_1$, co oznacza, że zwięk-
szanie siły ciężkości wózka 2 powoduje zwiększanie wartości mianownika we
wzorze (1.36). Przy niezmiennych się innych parametrach w tej zależ-
ności, wartość drugiego składnika ulega wtedy zmniejszeniu, efektem czego
jest graniczna wartość funkcji, którą można zapisać jako (1.39a). Oznacza
ona zbliżanie się coraz cięższego wózka do połowy długości szyny, dla kryte-
rium największego jej obciążenia na zginanie. Układ taki sprowadza się do
zależności (1.10), obliczonej dla jednego wózka znajdującego się na dwóch
(a także jednej) szynach. Podobny efekt można zaobserwować przy zmnie-
szaniu odległości pomiędzy wózkami według równania (1.39b). Wtedy dwa
wózki znajdujące się blisko siebie mogłyby być traktowane jak jeden wó-
zek jezdny, jednakże charakteryzujący się siłą ciężkości będącą sumą ich
obydwu.

$$\left\{ \begin{array}{l} \lim_{F_2 \rightarrow \infty} x_2 = \frac{L}{2} \\ \lim_{l_1 \rightarrow 0} x_2 = \frac{L}{2} \end{array} \right. \quad (1.39a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \lim_{F_2 \rightarrow \infty} x_2 = \frac{L}{2} \\ \lim_{l_1 \rightarrow 0} x_2 = \frac{L}{2} \end{array} \right. \quad (1.39b)$$

Warto zauważyć, że gdyby wartości siły ciężkości obydwu wózków były równe, to współrzędna odpowiadająca ekstremalnemu obciążeniu szyny na zginanie, zgodnie ze wzorem (1.40), nie byłby zależna od wartości tej siły. Równość sił oznacza też, że we wzorze tym występują dwa rozwiązania, różniące się wyłącznie znakiem drugiego składnika.

$$x_2(F_1 = F_2) = \frac{L}{2} \pm \frac{l_1}{4} \quad (1.40)$$

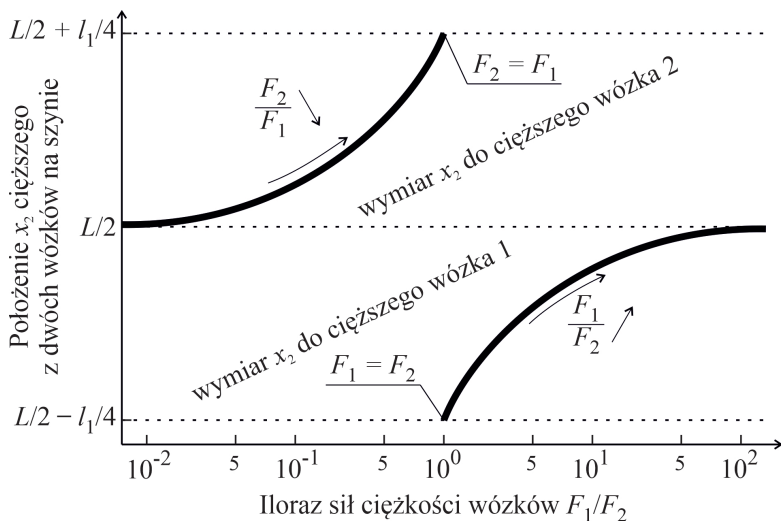
Po tych rozważaniach można zdefiniować zbiór (1.41) możliwych położeń wózków dla wszystkich przypadków ich konfiguracji analizowanych do tej pory: od $F_1 = F_2$, poprzez wzrastającą wartość ilorazu $\frac{F_1}{F_2}$, następnie zmniejszającą się relację $\frac{F_2}{F_1}$, aż do $F_2 = F_1$ (rys. 1.7). Najbardziej niekorzystne położenie x_2 tych dwu wózków określone zostało od lewego końca szyny A (rys. 1.6b) do wózka cięższego (rys. 1.7), którym w ogólności może być każdy z nich.

$$\frac{L}{2} - \frac{l_1}{4} \leq x_2 \leq \frac{L}{2} + \frac{l_1}{4} \quad (1.41)$$

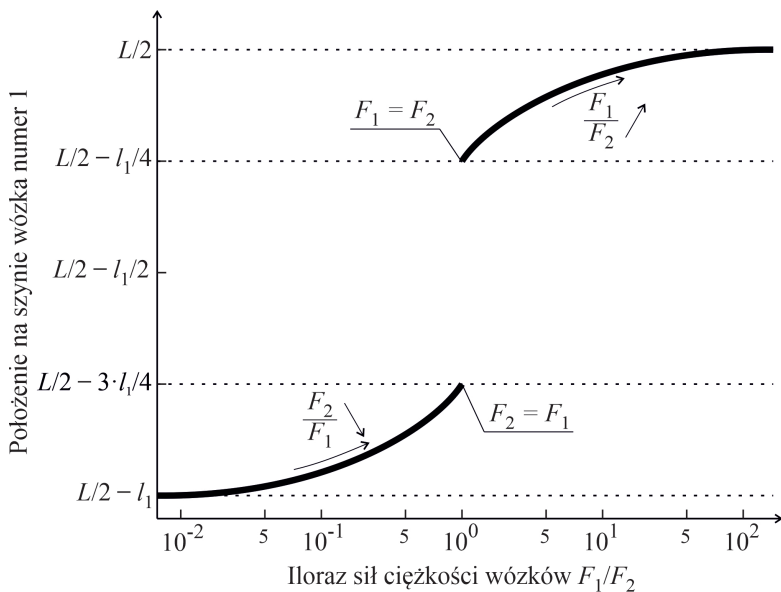
Położenie dwóch wózków na szynie można charakteryzować wymiarem od końca A szyny do wózka numer 1 (rys. 1.6b). Możliwe zmiany tego wymiaru, dla najbardziej niekorzystnych przypadków zginania szyny, obejmowałyby wtedy dwa zakresy przedstawione na rysunku 1.8. Wykres ten nie jest ciągły, ponieważ pomiędzy dwoma położeniami, odpowiadającymi siłom ciężkości wózków o równej wartości $F_1 = F_2$, występuje zakres dozwolonych położeń, przy których jednak nie byłby generowany ekstremalny moment zginający szynę.

Wartość największego momentu zginającego szynę, gdy znajdują się na niej dwa wózki, można obliczyć dwoma sposobami. Bardziej oczywisty z nich polega na wykorzystaniu równania (1.34), do którego w miejsce zmiennej x należy podstawić, wyznaczoną według wzoru (1.36), odległość x_2 cięższego wózka od końca szyny A. Drugi sposób wymaga obrania dodatkowej zmiennej u (rys. 1.6b), oznaczającej położenie na szynie pomiędzy wózkami, więc jej dziedzina opisana jest zależnością (1.42). Przez takie zdefiniowanie wartości tej zmiennej można zyskać pewność, że na szynie znajdują się obydwa wózki.

$$l_1 < u < L \quad (1.42)$$



Rys. 1.7. Zakres najbardziej niekorzystnych położenia na szynie dwóch wózków jezdnych (rys. 1.6b) w zależności od wzajemnej relacji wartości ich sił ciężkości. Wymiar x_2 określa położenie wózka cięższego



Rys. 1.8. Najbardziej niekorzystne położenia na szynie dwóch wózków jezdnych (rys. 1.6b) w zależności od ich obciążenia względnego. Położenie wózków jest określone od końca A szyny do wózka 1

Wartość momentu zginającego w przedziale wymiarów (1.42) jest funkcją (1.43), a po podstawieniu reakcji R_C ze wzoru (1.33) oraz uporządkowaniu – jest określona zależnością (1.44).

$$M_g(u) = R_C(x_2) \cdot (L - u) - F_2 \cdot (x_2 - u) \cdot \cos(\Delta) \quad (1.43)$$

$$M_g(u) = \left[F_1 \cdot (x_2 - l_1) + \right. \\ \left. + \frac{F_1}{L} \cdot (l_1 \cdot u - x_2 \cdot u) - \frac{F_2}{L} \cdot (x_2 \cdot u - L \cdot u) \right] \cdot \cos(\Delta) \quad (1.44)$$

Wcześniej ustalono, że położenie dwóch wózków, przy którym jest generowana największa wartość momentu zginającego, jest określone współrzędną (1.36). Zatem podstawiono tamtą wartość x_2 do wzoru (1.44), który następnie uporządkowano i otrzymano zależność (1.45).

$$M_{g_{\max}} = M_g(u = x_2) = M_{gD_{\max}} = M_{gD}(x_2) = \\ = \frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (F_1 + F_2)} \cdot [F_1 \cdot l_1 - L \cdot (F_1 + F_2)]^2 \quad (1.45)$$

Równanie (1.44) jest liniową funkcją położenia u , dlatego ma zastosowanie jedynie do wyznaczenia maksymalnej wartości momentu zginającego szynę. Opisany tutaj jako drugi sposób wyznaczania ekstremalnej wartości momentu nie umożliwia prowadzenia analizy przebiegu zmian tego momentu w różnych miejscach na długości szyny. Wolny od tej wady jest sposób opisany jako pierwszy, który prowadzi do tego samego wyniku (1.45), a jednocześnie według wzoru (1.34) można śledzić przebieg momentu w zakresie pokazanym na rysunku 1.6c.

W przypadku szczególnym, jeśli przyjąć, że siły ciężkości obydwu wózków są równe, zależność (1.45) można sprowadzić do postaci (1.46).

$$M_g(F_1 = F_2 = F) = \frac{F \cdot \cos(\Delta)}{8 \cdot L} \cdot (l_1 - 2 \cdot L)^2 \quad (1.46)$$

Wartość największych naprężeń zginających szynę należy obliczyć z zależności (1.47), podobnej do (1.15), w której wskaźnik wytrzymałości przekroju jest określony równaniem (1.16), a moment zginający – w ogólnym przypadku obciążenia – wzorem (1.45).

$$\sigma_{g_{\max}} = \sigma_g(u = x_2) = \frac{M_g(u = x_2)}{w_y} \quad (1.47)$$

Gdyby zrezygnować z założenia opisanego nierównością (1.29b), to przedstawiony tutaj przypadek obciążenia zawiesia byłby mniej prawdopodobnym, występującym przez krótszy czas przejazdu zestawu po trasie. Dla $l_1 < \frac{L}{2}$ i przy założeniu obowiązywania zależności (1.29c), częściej dochodziłoby do sytuacji, że dwa wózki znajdowałyby się na jednej szynie, z jednej strony zawiesia. Część środkowa, w okolicy zawiesia C, wykresu zmian siły reakcji (rys. 1.5b) byłaby przesunięta w lewo, a jedynym modelem, właściwym do analizy maksymalnego obciążenia szyny na zginanie byłby ten, zamieszczony na rysunku 1.6b.

Zmniejszenie wymiaru, który występuje pomiędzy wózkiem 2 a kolejnym w rozpatrywanym modelu, sprowadza się do przypadku, gdy na dwóch szynach sąsiadujących z zawiesiem znajdują się trzy wózki jezdne, ponieważ $l_2 < 2 \cdot L - l_1$. Ten przypadek obciążenia elementów trasy został omówiony w podrozdziale 1.5.

1.4.3. Warunki granicznego obciążenia szyny na zginanie

Z treści wcześniejszych podrozdziałów wynika, że obciążenie szyny należy rozpatrywać oddzielnie od sił działających na złącza i zawiesia. Obciążenie zawiesia (złącza) zależy od tego ile wózków znajduje się na dwóch szynach sąsiadujących z tym zawiesiem. W poprzednim podrozdziale rozpatrywany był przypadek, gdy na tych dwóch szynach znajdowały się dwa wózki, lecz niekoniecznie po jednym wózku na każdej z szyn. W rzeczywistości analizowano możliwość zginania każdej z tych dwóch szyn osobno przez jeden lub dwa wózki. W kolejnych krokach obliczeń zawężano warunki geometryczne konieczne do spełnienia, aby szyna była obciążona na zginanie przez jeden lub przez dwa wózki. Można wysnuć wniosek, że granica pomiędzy tymi przypadkami zależy od subtelnej różnicy odległości l_1 pomiędzy wózkami. W tym podrozdziale problem ten zostanie szerzej omówiony, ze względu na jego duże znaczenie praktyczne.

Gdyby rozpatrzyć wyłącznie obciążenie szyny na zginanie, to istotna z eksploatacyjnego punktu widzenia byłaby możliwość optymalnego wyłączenia materiału szyny. Problem ten sprowadza się do określenia warunków, jakie muszą być spełnione, aby wystąpiło nie większe obciążenie na zginanie szyny przez dwa wózki w sytuacji, gdy ta sama szyna mogłaby być zginana wyłącznie przez jeden wózek jezdny. Matematyczny zapis tego warunku zawiera nierówność (1.48), do sporządzenia której wykorzystano wcześniej wyznaczone zależności (1.14) oraz (1.45). Z uwagi na fakt, że już w podrozdziale 1.4.1 założono, że siła F_2 generowana przez wózek 2 ma wartość większą

niż siła ciężkości przypisana do wózka 1, z lewej strony nierówności (1.48) w miejsce siły F_1 użyto siły F_2 o większej wartości.

$$\frac{F_2 \cdot L}{4} \cdot \cos(\Delta) \geq \frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (F_1 + F_2)} \cdot \left[F_1 \cdot l_1 - L \cdot (F_1 + F_2) \right]^2 \quad (1.48)$$

Nierówność drugiego stopnia (1.48) ma jeden przedział rozwiązań (1.49) ze względu na odległość pomiędzy wózkami l_1 w relacji do długości szyny. Granice tego przedziału różnią się znakiem drugiego składnika, przy czym znaczenie praktyczne ma nierówność (1.49a), o mniejszej wartości. Zakres zmiennych, wymagany do tego aby rozwiązanie miało sens fizyczny jest oczywiście spełniony, w szczególności: $F_1 > 0$, $F_2 > 0$ oraz $L > 0$. Wyznaczone rozwiązanie oznacza, że zaprojektowanie układu z odpowiednio dużą odległością, względem danej długości szyny L , pomiędzy wózkami jezdnyymi o różnym ciężarze zapewni, że moment zginający szynę nie przekroczy wartości, która byłaby wygenerowana przez tylko jeden wózek o ciężarze F_2 .

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{l_1}{L} \geq \frac{F_1 - \sqrt{F_1 \cdot F_2 + F_2^2 + F_2}}{F_1} \end{array} \right. \quad (1.49a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{l_1}{L} \leq \frac{F_1 + \sqrt{F_1 \cdot F_2 + F_2^2 + F_2}}{F_1} \end{array} \right. \quad (1.49b)$$

Choć z analizy samego wzoru nie jest oczywiste, to dla prawej strony nierówności (1.49a) można wykazać, że prawdziwa jest zależność (1.50). Oznacza ona, że przy zwiększaniu siły ciężkości wózka 2, w porównaniu z wózkiem 1 (rys. 1.7), wystarczającym wymiarem względnym pomiędzy wózkami, w celu zachowania wcześniej opisanego kryterium wytrzymałościowego, jest połowa długości szyny. Jako dowód można przytoczyć, że jeden ciężki wózek będzie miał decydujący wpływ na obciążenie szyny na zginanie wtedy, gdy zajmie położenie w połowie długości szyny. Przy takim położeniu lżejszy wózek, aby nie obciążać dodatkowo tej samej szyny, musi znajdować się na jej końcu, czyli w odległości równej połowie jej długości.

$$\lim_{\frac{F_2}{F_1} \rightarrow \infty} \frac{F_1 - \sqrt{F_1 \cdot F_2 + F_2^2 + F_2}}{F_1} = \frac{1}{2} \quad (1.50)$$

Niekiedy przydatne może być rozwiązanie nierówności (1.48) ze względu na siły ciężkości wózków, które zapisano jako nierówność (1.51). Poszcze-

gólne zmienne zawarte w tej nierówności powinny spełniać następujące kryteria: $l_1 > 0$, $l_1 < L < 2 \cdot L$, a także $F_2 > 0$. Interpretacja rozwiązania (1.51) jest taka, że jeżeli iloraz sił ciężkości wózka lżejszego i cięższego będzie zawierał się w zakresie opisanym tym układem nierówności, to naprężenia zginające szynę, generowane przez te dwa wózki, będą nie większe niż powodowane przez tylko jeden, cięższy z nich.

$$0 \leq \frac{F_1}{F_2} \leq \frac{2 \cdot L \cdot l_1 - L^2}{(L - l_1)^2} \quad (1.51)$$

Zakładając że $L > 0$, nierówność (1.51) ma sens fizyczny wtedy, gdy jej licznik jest dodatni. Z warunku $2 \cdot L \cdot l_1 - L^2 > 0$ można wyznaczyć minimalną odległość pomiędzy wózkami $l_1 > \frac{L}{2}$, co jest zbieżne z założeniem (1.29b), poczynionym na początku podrozdziału 1.4.2.

Zależności (1.49a) i (1.51) stanowią ogólne kryteria budowy zestawu, którego zadaniem jest transport ludzi bądź ładunków po trasie zbudowanej z szyn o znanej długości, ze względu na racjonalne wyężnienie szyn na zginanie. W przypadku przewozów wysokoobciążalnych, często dokonuje się podziału obciążenia ładunkiem na kilka wózków, zwykle w sposób równomierny, czyli przy zachowaniu takiej samej wartości sił ciężkości. Dla kryterium geometrycznego, opisanego nierównością (1.49a), zmodyfikowano więc wartości sił do $F_1 = F_2 = F$, przez co otrzymano zależność (1.52). Wynika z niej, że dla wózków jednakowo ciężkich wystarczy zapewnić odległość pomiędzy nimi równą około 60% długości szyny, aby nie tracić pewności, że o obciążeniu tej szyny na zginanie będzie decydować siła ciężkości wyłącznie jednego z tych wózków.

$$\frac{l_1}{L} \geq 2 - \sqrt{2} \approx 0,5858 \quad (1.52)$$

Rozmieszczenie dwóch wózków na jednej szynie – w szczególności w taki sposób, aby powodowały one jej zginanie momentem nie większym niż przez jeden (cięższy) wózek – powinno być bazowym przypadkiem, rozpatrywanym podczas konfiguracji zestawu transportowego, którego zadaniem jest transport personelu lub ładunków po trasie kolejki podwieszanej.

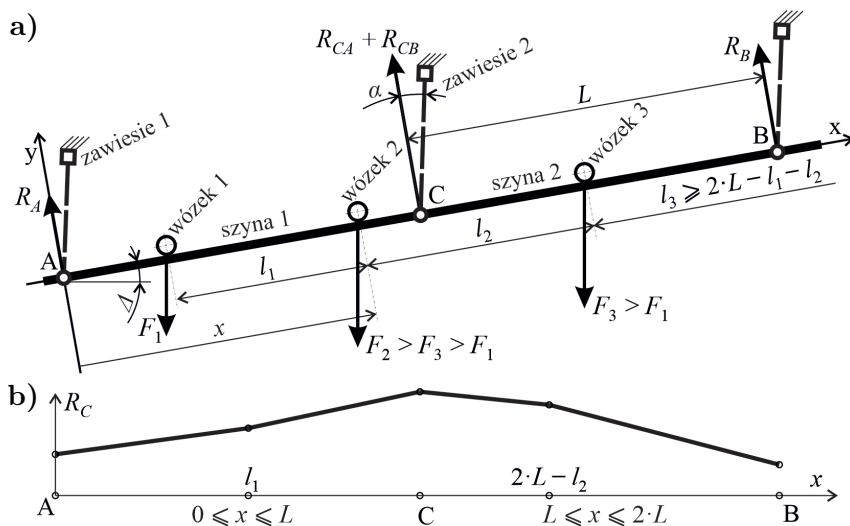
1.5. Trzy wózki generują obciążenie zawiesia

Model trzech wózków jezdnych, które mają wpływ na obciążenie złącza i zawiesia C przedstawiono na rysunku 1.9a. Zmienna niezależna x oznacza

na nim położenie wózka 2 mierzone od początku układu współrzędnych, który jest zaczepiony do złącza szyny. Dziedzinę zmiennej niezależnej opisano układem nierówności (1.53a), a odległości cięgien łączących wózki spełniając nierówność (1.53b). Przy tak określonych wymiarach wystarczyłoby, żeby $l_3 \geq L$, jednak w ogólnym przypadku odległość do kolejnego wózka jezdnego została zdefiniowana jako (1.53c). Relacja pomiędzy wartościami sił ciężkości poszczególnych wózków została opisana wzorem (1.54).

$$\begin{cases} l_1 < x \leq L \\ l_1 + l_2 \geq L \\ l_3 \geq 2 \cdot L - l_1 - l_2 \end{cases} \quad \begin{matrix} (1.53a) \\ (1.53b) \\ (1.53c) \end{matrix}$$

$$F_2 > F_3 > F_1 \quad (1.54)$$



Rys. 1.9. Obciążenie trasy przez trzy wózki jezdne: a) model; b) przebieg zmian wartości reakcji R_C w zależności od położenia wózka 2

Równanie równowagi momentów względem złącza A szyny 1 zapisano w postaci zależności (1.55), gdzie R_{CA} jest siłą reakcji występującą w punkcie C i pochodzącą od obciążenia wózkami jezdnyymi szyny 1 (znajdującej się pomiędzy złączami A i C).

$$\sum M_{gA} = R_{CA} \cdot L - [F_2 \cdot x + F_1 \cdot (x - l_1)] \cdot \cos(\Delta) = 0 \quad (1.55)$$

Na wartość reakcji R_C ma również wpływ siła ciężkości wózka 3. Siłę tą zawiera równanie równowagi momentów względem końca B szyny 2, zapisane jako (1.56), gdzie R_{CB} jest siłą reakcji generowaną w punkcie C, ale pochodzącą od obciążenia szyny 2 wózkiem jeżdżym 3.

$$\sum M_{gB} = R_{CB} \cdot L - F_3 \cdot (2 \cdot L - x - l_2) \cdot \cos(\Delta) = 0 \quad (1.56)$$

Po wyznaczeniu składowych R_{CA} i R_{CB} obliczono ich sumę, która jest funkcją zmiennej x o postaci (1.57).

$$R_C(x) = R_{CA} + R_{CB} = \frac{\cos(\Delta)}{L} \cdot \left[F_1 \cdot (x - l_1) + F_2 \cdot x + F_3 \cdot (2 \cdot L - l_2 - x) \right] \quad (1.57)$$

Bezpośrednio z zależności (1.57) trudno jest wywnioskować o tym z jaką intensywnością poszczególne zmienne wpływają na reakcję R_C . Zgodnie z rozważaniami prowadzonymi w kilku poprzednich podrozdziałach, największej wartości tej reakcji należy spodziewać się dla położenia najcięższego wózka 2 w miejscu złącza szyn C (rys. 1.9). Z uwagi na to, że położenie najcięższego wózka oznaczono zmienną x , można zapisać równanie (1.58).

$$R_{C\max} = R_C(x = L) = \left[F_1 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{L} \right) + F_2 + F_3 \cdot \left(1 - \frac{l_2}{L} \right) \right] \cdot \cos(\Delta) \quad (1.58)$$

Gdyby dodatkowo przyjąć, że siły ciężkości wszystkich wózków znajdujących się na dwóch szynach są takie same co do wartości, to zależność (1.58) sprowadza się do postaci (1.59).

$$R_C(F_1 = F_2 = F_3 = F) = \frac{F \cdot \cos(\Delta)}{L} \cdot (3 \cdot L - l_1 - l_2) \quad (1.59)$$

Można zauważyć, że gdyby zmienna x służyła do opisu położenia wózka innego niż najcięższy wózek 2 (rys. 1.9a) to maksimum reakcji $R_C = f(x)$ na wykresie (rys. 1.9b) przypadłoby w miejscu innym niż złącze C. Przypisanie zmiennej do położenia dowolnego wózka oraz sugerowanie mniejszej liczby wózków obciążających zawiesie było prawdopodobną przyczyną zamieszczenia kontrowersyjnego zapisu w pracy [7], który był dyskutowany tutaj na stronie 38.

Za pomocą nierówności (1.49a) wyznaczono minimalną odległość pomiędzy parą wózków o różnej masie, taką żeby wpływ na zginanie szyny ograniczyć tylko do cięższego wózka i siły jego ciężkości F_2 . Podobną zależność (1.60) można zapisać dla granicznej odległości pomiędzy parą składającą się z wózków 2 i 3 (rys. 1.9a), spośród których cięższym jest również ten charakteryzowany siłą F_2 .

$$\frac{l_2}{L} = \frac{F_2 - \sqrt{F_2 \cdot F_3 + F_2^2 + F_3}}{F_3} \quad (1.60)$$

Równania (1.60) oraz (1.49a) podstawiono do (1.58), które następnie uporządkowano. W wyniku tych działań otrzymano zależność (1.61), w której reakcja R_C jest efektem takiego rozstawienia wózków, charakteryzowanego wymiarami l_1 i l_2 , że o maksymalnym obciążeniu szyny na zginanie będzie decydować wyłącznie siła ciężkości wózka środkowego, najcięższego w tym układzie.

$$R_C = \left(-F_2 + \sqrt{F_1 \cdot F_2 + F_2^2} + \sqrt{F_2^2 + F_2 \cdot F_3} \right) \cdot \cos(\Delta) \quad (1.61)$$

Można zauważyć, że do równania (1.61) mają zastosowanie wszystkie założenia, które zostały przyjęte dla modelu przedstawionego na rysunku 1.9a. W szczególności spełniona jest nierówność (1.53b), co jest potwierdzone wzorem (1.50), z którego wynika, że minimalna odległość pomiędzy dwoma wózkami jest nie mniejsza niż połowa długości szyny, jeśli obciążenie tej szyny na zginanie przez dwa wózki ma być nie większe niż obciążenie szyny przez wózek cięższy. Jeżeli w kontekście wzoru (1.50) to samo rozumowanie przeprowadzić dla pary sił F_2 i F_3 , to nie ma zastrzeżeń do prawdziwości założenia wynikającego z nierówności (1.53b).

Jak wynika z rysunku 1.9, reakcja R_C nie stanowi statycznego obciążenia zawiesia 2. Siłę Q_C generowaną w tym zawiesiu można obliczyć z zależności (1.3), wykorzystując przy tym odpowiednią wartość, wyznaczonej w niniejszym podrozdziale, reakcji normalnej do szyny R_C .

Z zależności (1.62) obliczono największą wypadkową siłę pionową, która działa na zawiesie 2 przedstawione na schemacie 1.9a.

$$Q_{zn}[2] = R_{Cmax} \quad (1.62)$$

Analizę modeli zginania szyn należy przeprowadzić zgodnie z tokiem przedstawionym w podrozdziale 1.4.2. Przy zachowaniu założeń geometrycznych rozmieszczenia wózków (1.53b) i (1.53c), wartość największego momentu zginającego szynę M_g można wyznaczyć z zależności (1.45). Dla pary

składającej się z wózków 1 i 2, które jednocześnie mogą znajdować się na tej samej szynie, położenie x_2 cięższego z nich (wózek 2 na rys. 1.9a) względem końca szyny, w chwili generowania największej wartości momentu zginającego, jest określone zależnością (1.36). W przypadku, gdy na jednej z szyn znajdują się jednocześnie wózki 2 i 3, z których wózek 2 jest cięższy, najbardziej niekorzystne położenie tego wózka jest określone zależnością (1.63).

$$x_2 = \frac{L}{2} + \frac{F_3 \cdot l_2}{2 \cdot (F_2 + F_3)} \quad (1.63)$$

Dla najbardziej prawdopodobnego położenia wózków na szynie podczas jej zginania wartość naprężeń zginających należy obliczyć z zależności (1.47).

Bazowym modelem rozmieszczenia wózków na dwóch szynach powinien być ten, w którym na obciążenie złącza (zawiesia), znajdującego się pomiędzy tymi szynami, mają decydujący wpływ trzy wózki jezdne.

1.6. Zginanie szyny przez trzy wózki jezdne

Model obciążenia szyny przez trzy wózki jezdne przedstawiono na rysunku 1.10a. Trzy wózki mogą jednocześnie znajdować się na jednej szynie wtedy, gdy odległości pomiędzy nimi spełniają zależność (1.64).

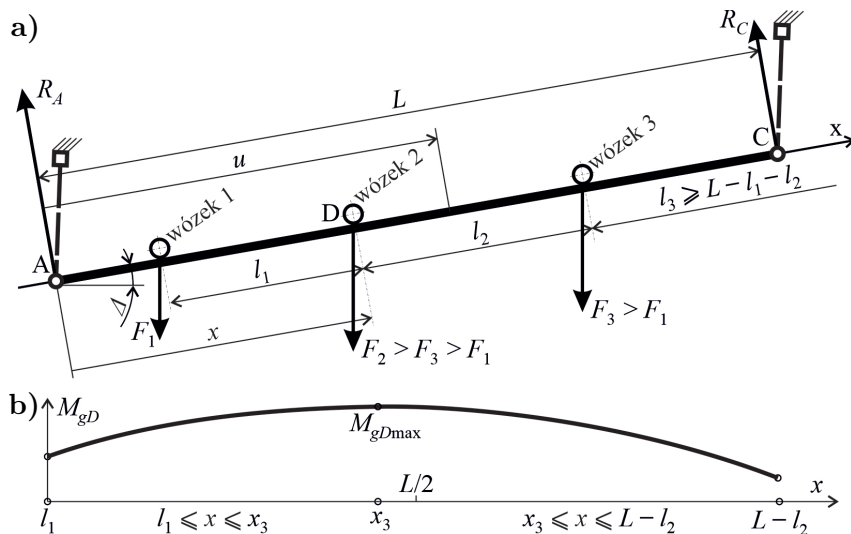
$$\begin{cases} l_1 < x < L - l_2 & (1.64a) \\ l_1 + l_2 < L & (1.64b) \\ l_3 \geq L - l_1 - l_2 & (1.64c) \end{cases}$$

Założono, że wózek 2, który znajduje się pomiędzy wózkami 1 i 3 charakteryzuje się w tym układzie największą siłą ciężkości F_2 . Znajduje się on w odległości x od złącza szyny A. Relacja pomiędzy wartościami sił ciężkości wózków jest taka sama jak zapisana we wzorze (1.54).

Równanie (1.65) zawiera warunek równowagi momentów względem lewego złącza szyny A dla zmiennej niezależnej x określonej nierównością (1.64a). Z równania tego wyznaczono wartość reakcji R_C , która jest funkcją położenia wózków na szynie. Funkcję tą zapisano jako zależność (1.66).

$$\begin{aligned} \sum M_{gA} = R_C \cdot L - F_3 \cdot (x + l_2) \cdot \cos(\Delta) - \\ - F_2 \cdot x \cdot \cos(\Delta) - F_1 \cdot (x - l_1) \cdot \cos(\Delta) = 0 \end{aligned} \quad (1.65)$$

$$R_C(x) = \frac{\cos(\Delta)}{L} \cdot \left[(F_1 + F_2 + F_3) \cdot x - F_1 \cdot l_1 + F_3 \cdot l_2 \right] \quad (1.66)$$



Rys. 1.10. Schemat położenia trzech wózków na szynie a) i przykładowy rozkład największego momentu zginającego szynę w zależności od położenia x wózka najcięższego b)

Ze względu na położenie najcięższego wózka na szynie, można oczekiwać, że największy moment zginający (1.67) wystąpi w punkcie D (rys. 1.10a).

$$M_{gD}(x) = R_C(x) \cdot (L - x) - F_3 \cdot l_2 \cdot \cos(\Delta) \quad (1.67)$$

Po podstawieniu $R_C(x)$ z zależności (1.66) i uporządkowaniu, wartość największego momentu zginającego szynę można obliczyć ze wzoru (1.68).

$$M_{gD}(x) = \frac{\cos(\Delta)}{L} \cdot \left[- (F_1 + F_2 + F_3) \cdot x^2 + \right. \\ \left. + (F_1 \cdot L + F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot L + F_3 \cdot L - F_3 \cdot l_2) \cdot x - F_1 \cdot L \cdot l_1 \right] \quad (1.68)$$

Położenie najcięższego wózka, przy którym jest generowany ten największy moment zginający, obliczono przez różniczkowanie wzoru (1.68) i przyrównanie tego wyniku do zera według zależności (1.69).

$$\frac{dM_{gD}(x)}{dx} = \frac{\cos(\Delta)}{L} \cdot \left[- 2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3) \cdot x + \right. \\ \left. + F_1 \cdot (L + l_1) + F_2 \cdot L + F_3 \cdot (L - l_2) \right] = 0 \quad (1.69)$$

Rozwiązaniem równania (1.69) jest zależność (1.70), w której x_3 oznacza położenie środkowego, najcięższego wózka na szynie w chwili generowania maksymalnej wartości naprężeń zginających szynę przez trzy wózki jezdne. Warunki niezbędne do zachowania sensu fizycznego tego rozwiązania obejmują niezerową sumę wartości sił oraz długość szyny różną od zera.

$$x_3 = \frac{L}{2} + \frac{F_1 \cdot l_1 - F_3 \cdot l_2}{2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3)} \quad (1.70)$$

Trzy wózki mogą zmieścić się na jednej szynie wtedy, gdy po obydwu stronach środkowego wózka 2 na szynie jest dość miejsca na inne wózki. Układ nierówności (1.71) stanowi matematyczny zapis tego warunku.

$$\begin{cases} x_3 - l_1 > 0 & (1.71a) \\ x_3 + l_2 < L & (1.71b) \end{cases}$$

Z nierówności (1.71), po podstawieniu wymiaru x_3 według wzoru (1.70), można wyznaczyć graniczne wartości każdej z sześciu zmiennych (trzech geometrycznych i trzech dynamicznych). Zależności (1.72) wyprowadzono wykorzystując fakt, że wszystkie zmienne mają dodatnie wartości, gdyż w przeciwnym razie wielkości te traciłyby sens fizyczny. W rzeczywistości jednak takie obliczenia są bezcelowe. Jak zostanie wykazane w dalszej części pracy, istotne efekty przynosi jedynie ograniczanie liczby wózków obciążających elementy toru jezdnego. Sposób obliczeń numerycznych, w celu kontroli położenia skrajnych wózków na tej samej szynie co wózek numer 2, został zaproponowany na stronie 125.

$$\begin{cases} L > 2 \cdot l_2 + \frac{F_1 \cdot l_1 - F_3 \cdot l_2}{F_1 + F_2 + F_3} & (1.72a) \\ l_1 < \frac{L \cdot (F_1 + F_2 + F_3) - l_2 \cdot F_3}{F_1 + 2 \cdot F_2 + 2 \cdot F_3} & (1.72b) \\ l_2 < \frac{F_1 \cdot (L - l_1) + L \cdot (F_2 + F_3)}{2 \cdot (F_1 + F_2) + F_3} & (1.72c) \end{cases}$$

Dla założeń przyjętych na rysunku 1.10a, gdzie $F_3 > F_1$ oraz $l_2 \approx l_1$, z równania (1.70) wynika, że położenie $x_3 < \frac{L}{2}$, jak przedstawiono na wykresie (rys. 1.10b). Siła F_2 występuje wyłącznie w mianowniku wzoru (1.70), dlatego prawdziwa jest zależność (1.73). Jeżeli wózek 2 (rys. 1.10a) jest

znacznie cięższy niż pozostałe dwa wózki, to wzór (1.73) oznacza, że najbardziej niekorzystne położenie tego wózka, ze względu na zginanie szyny, ma miejsce w połowie jej długości.

$$\lim_{F_2 \rightarrow \infty} x_3 = \frac{L}{2} \quad (1.73)$$

Podobny efekt niekorzystnego położenia wózka środkowego w połowie długości szyny może zostać zaobserwowany w przypadku, gdy siły ciężkości wózków skrajnych spełniają regułę dźwigni dwustronnej według zależności (1.74). Wynika ona z przyrównania licznika drugiego składnika wzoru (1.70) do zera. Punktem podparcia tej dźwigni jest położenie wózka 2 (rys. 1.10a).

$$F_1 \cdot l_1 = F_3 \cdot l_2 \quad (1.74)$$

W szczególnym przypadku obciążenia szyny, gdyby ciężar wszystkich wózków jezdnych był taki sam, to wzór (1.70) może zostać uproszczony do postaci (1.75).

$$x_3(F_1 = F_2 = F_3) = \frac{L}{2} + \frac{l_1 - l_2}{6} \quad (1.75)$$

Pomimo tego, że we wzorze (1.75) występuje znak plus przed drugim składnikiem, to najbardziej niekorzystne obciążenie szyny może wystąpić dla dwóch położań: $x_3 < \frac{L}{2}$ lub $x_3 > \frac{L}{2}$ (rys. 1.10). O miejscu tym decyduje różnica odległości $l_1 - l_2$ pomiędzy wózkami, która w ogólności może mieć wartość dodatnią lub ujemną. W szczególnym przypadku, gdyby dodatkowo odległości pomiędzy wózkami $l_1 = l_2$, to wspomniana różnica miałaby wartość zero, dlatego najbardziej niekorzystne położenie środkowego z trzech wózków o tym samym ciężarze miałoby miejsce dokładnie w połowie długości szyny. Byłby to efekt taki sam jak rozpatrywany w zależności (1.73), lecz o innej genezie, wynikającej ze szczególnego rozmieszczenia trzech jednakowo ciężkich wózków. W przypadku granicznej wartości (1.73), wszystkie parametry oprócz F_2 traciły znaczenie. Tutaj jednak mają znaczenie wszystkie zmienne, których jest sześć. Ze względu na szczególny przypadek równej wartości sił i, osobno, wymiarów redukują się one do dwóch zmiennych, a nie jednej siły F_2 , jak wynikało ze wzoru (1.73).

Ostatecznie wartość momentu zginającego szynę w nieznanym położeniu u , pokazanym na rysunku 1.10a, wynosi (1.76). Do wzoru tego podstawiono następnie wartość reakcji R_B według zależności (1.66) a także x_3 z równania (1.70), przez co otrzymano (1.77).

$$M_g(u) = R_B(x_3) \cdot (L - u) - F_3 \cdot (x_3 + l_2 - u) \cdot \cos(\Delta) \quad (1.76)$$

$$M_g(u) = \frac{\cos(\Delta)}{6 \cdot L} \cdot \left[F_1 \cdot (L - u) \cdot (3 \cdot L - 5 \cdot l_1 - l_2) + \right. \\ \left. + F_2 \cdot (L - u) \cdot (3 \cdot L + l_1 - l_2) + F_3 \cdot u \cdot (3 \cdot L - l_1 - 5 \cdot l_2) \right] \quad (1.77)$$

Podstawienie $u = x_3$ prowadzi do otrzymania zależności (1.78), w której wszystkie zmienne geometryczne i dynamiczne są znane na etapie projektowania przewozu kolejką podwieszoną po trasie zabudowanej w konkretnym wyrobisku. Prawą stronę równania (1.78) można uzyskać również przez podstawienie $x = x_3$ do wzoru (1.68).

$$M_{g_{\max}} = M_g(u = x_3) = \frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (F_1 + F_2 + F_3)} \times \\ \times \left\{ \left[F_1 \cdot (l_1 - L) - F_2 \cdot L - F_3 \cdot (L - l_2) \right]^2 - 4 \cdot F_1 \cdot F_3 \cdot l_1 \cdot l_2 \right\} \quad (1.78)$$

Gdyby siła ciężkości każdego z wózków znajdujących się na szynie była taka sama ($F_1 = F_2 = F_3 = F$), to moment zginający można obliczyć ze wzoru (1.79), który jest uproszczoną wersją (1.78) dla tego, szczególnego przypadku obciążenia.

$$M_g(F) = \frac{F \cdot \cos(\Delta)}{12 \cdot L} \cdot \left[(3 \cdot L - l_1 - l_2)^2 - 4 \cdot l_1 \cdot l_2 \right] \quad (1.79)$$

Podobnie jak dla innych konfiguracji wózków, wartość naprężeń zginających szynę, przez rozpatrywany układ trzech wózków jezdnych, można obliczyć z zależności (1.15), przyjmując moment wyrażony wzorem (1.78).

Wystąpienie trzech ciężkich wózków na jednej szynie zdarza się rzadko w praktyce, ale może być wymagane, żeby wózki te nie generowały większego momentu zginającego niż tylko dwa cięższe z nich. Kryterium to zapisano jako nierówność (1.80). Do jej sporządzenia użyto zależności (1.78) oraz (1.45), w której w miejsce siły F_1 wstawiono F_3 , ponieważ założono, że ta ma większą wartość. Dodatkowo odległość pomiędzy cięższą parą wózków (rys. 1.10a) wynosi l_2 , której użyto zamiast l_1 , zapisanej we wzorze (1.45). Po uporządkowaniu, nierówność (1.80) przyjmuje postać (1.81).

$$\frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (F_1 + F_2 + F_3)} \times \\ \times \left\{ \left[F_1 \cdot (l_1 - L) - F_2 \cdot L - F_3 \cdot (L - l_2) \right]^2 - 4 \cdot F_1 \cdot F_3 \cdot l_1 \cdot l_2 \right\} \leqslant \quad (1.80) \\ \leqslant \frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (F_2 + F_3)} \cdot \left[F_3 \cdot l_2 - L \cdot (F_2 + F_3) \right]^2$$

$$F_1 \cdot (F_2 + F_3) \cdot (L - l_1)^2 + \left[F_2 \cdot L + F_3 \cdot (L + l_2) \right] \times \quad (1.81)$$

$$\times \left[(F_2 + F_3) \cdot (L - 2 \cdot l_1) - F_3 \cdot l_2 \right] \leq 0$$

Z rysunku 1.10 nie ma pewności czy moment zginający szynę, generowany przez wózki 2 i 3, byłby większy niż powodowany przez wszystkie trzy wózki. Na podstawie zależności (1.80), w której za znakiem nierówności zmieniono F_3 i l_2 odpowiednio na F_1 i l_1 , przygotowano wzór (1.82), który może posłużyć do kontroli efektu zginania szyny przez drugą parę skrajnych wózków. Jeżeli nierówność ta jest prawdziwa, to oznacza, że wózki 1 i 2 mogą zająć takie położenie na szynie, że spowodują wygenerowanie większego momentu zginającego niż gdyby był on spowodowany przez wszystkie trzy wózki.

$$F_3 \cdot \left[-F_1^2 \cdot (2 \cdot L \cdot l_2 + l_1^2 + 2 \cdot l_1 \cdot l_2) - 2 \cdot F_2^2 \cdot L \cdot l_2 + \right. \quad (1.82)$$

$$\left. + L^2 \cdot (F_1 + F_2)^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot l_2 \cdot (2 \cdot L + l_1) + \right.$$

$$\left. + F_3 \cdot (F_1 + F_2) \cdot (L - l_2)^2 \right] \leq 0$$

Rozmieszczenie wózków na szynie, nawet przy zachowaniu odległości spełniających nierówności (1.64) nie daje pewności, że trzy wózki rzeczywiście powodują jej zginanie. Z eksploatacyjnego punktu widzenia istotna może być taka konstrukcja zestawu transportowego, żeby obciążenie generowane przez trzy wózki było nie większe niż przez jeden, najcięższy z nich. Warunek ten sformułowano w zależności (1.83), którą sporządzono używając wzorów (1.78) oraz (1.14), przy czym w tym ostatnim siłę F_1 zastąpiono symbolem F_2 , ponieważ ten wózek jest najcięższy w układzie składającym się z trzech wózków na jednej szynie.

$$\left\{ \left[F_1 \cdot (l_1 - L) - F_2 \cdot L - F_3 \cdot (L - l_2) \right]^2 - 4 \cdot F_1 \cdot F_3 \cdot l_1 \cdot l_2 \right\} - \quad (1.83)$$

$$- F_2 \cdot L^2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3) \leq 0$$

Trzy ostatnio zapisane wzory, choć wydają się teoretycznymi rozważaniami, mają duże znaczenie praktyczne. Jeśli na szynie mogą fizycznie zmieścić się trzy wózki jezdne, to należy sprawdzić prawdziwość nierówności (1.81) oraz (1.82), dla których wynik fałszywy oznacza, że trzy wózki w sposób istotny obciążają szynę na zginanie. Wtedy właściwym wzorem do wyznaczenia wartości momentu zginającego jest w ogólności (1.78). Jeżeli jest spełniona nierówność (1.81) lub (1.82), to w kolejnym kroku konieczna

jest weryfikacja nierówności (1.83), której prawdziwość oznacza, że obciążenie szyny na zginanie można obliczyć ze wzoru (1.14), przy uwzględnieniu jedynie wózka o największym ciężarze, który generuje ekstremalny moment zginający szynę. Gdyby obliczenia według nierówności (1.83) dały wynik fałszywy, to oznacza, że dwa wózki jezdne obciążają szynę na zginanie bardziej niż trzy. W takim przypadku, wzorem odpowiednim do obliczenia momentu zginającego jest (1.45), przy czym należy go użyć dwukrotnie, dla dwóch par wózków, z których każda składa się z wózka środkowego (najcięższego na szynie) i jednego z pozostałych.

1.7. Uwagi dotyczące rozmieszczenia wózków na szynach

Modele zawierające większą niż 3 liczbę wózków znajdujących się na dwóch szynach sąsiadujących z jednym złączem (zawiesiem) nie były szczegółowo rozpatrywane od strony analitycznej. Zauważono, że dalsze zwiększanie liczby wózków wiąże się z koniecznością wyróżniania coraz większej liczby możliwych wersji rozwiązań. Również większa od 3 liczba wózków, które mogą w sposób istotny wpływać na obciążenie szyny na zginanie, prowadzi do rozwiązań bardziej złożonych, a więc trudniejszych do interpretacji. Przy takiej inflacji wariantów, z których wszystkie powinny zostać poddane weryfikacji, łatwiej jest je opisywać korzystając z algorytmów numerycznych, co zostało zaprezentowane w treści rozdziału 2.

Pakiety zależności, z których wyznaczono wartości poszczególnych parametrów charakteryzujących złącze i zawiesie zestawiono w tabeli 1.1. Zostały one pogrupowane ze względu na liczbę wózków, które mogą jednocześnie zajmować dwie szyny sąsiadujące ze złączem (i zawiesiem), znajdującym się pomiędzy nimi. Dla każdej liczby wózków zdefiniowanej w ten sposób podano również, odpowiadającą jej, liczbę wózków, które mogą istotnie wpływać na wartość obciążenia jednej szyny na zginanie. Z tabeli tej można zauważyć, że parametr właściwy dla konkretnej liczby wózków, które obciążają złącze (zawiesie) powinien być obliczany z dedykowanej zależności. Nie dotyczy to siły obciążającej zawiesie Q_C w tym sensie, że można użyć tego samego wzoru do jej obliczenia, dla różnej liczby wózków znajdujących się na dwóch szynach, lecz wartość składowej R_C , niezbędnej do tego działania, jest dla każdego przypadku wyznaczana z innego wzoru.

Tab. 1.1. Zbiory nierówności służące do obliczania największych wartości parametrów, związanych z obciążeniem złącza 2 i zawiesia 2, dla ogólnego przypadku konfiguracji zestawu

Liczba wózków obciążających		Charakterystyczny parametr			
		kryterium geometryczne	składowa R_C	siła Q_C	obciążenie złącza Q_{zn} [2]
złącze	szynę*	Numer wzoru do wyznaczenia wartości parametru			
1	1	(1.1)	(1.4)	(1.3)	(1.5)
2	max 2	(1.19)	(1.21)	(1.3)	(1.28)
3	max 3	(1.53)	(1.58)	(1.3)	(1.62)

* – zależności odnoszące się do obliczenia parametrów szyny zestawiono w tabeli 1.2

Obliczenia inżynierskie często prowadzi się dla kilku przypadków obciążenia elementu, z których następnie wybierany jest najmniej korzystny. Nasuwa się więc pytanie dlaczego nie zastosować tej zasady do obliczenia największego obciążenia szyny na zginanie, szczególnie w przypadku gdy fizycznie trzy wózki mogą znaleźć się jednocześnie na jednej z nich. Można byłoby obliczyć jedną wersję dla trzech wózków obciążających szynę, dwa warianty – dla dwóch wózków, i trzy wersje obejmujące po jednym wózku istotnie obciążającym szynę. W kolejnym kroku można byłoby wybrać największą z wyznaczonych wartości i wskazać odpowiednią liczbę wózków. Niestety postępowanie takie byłoby ryzykowne, ponieważ – jak stwierdzono w poprzednich podrozdziałach – dla każdej z tych wersji niekorzystne położenie wózków na szynie musi być inne, a dodatkowo zawsze jest ono zależne od odległości pomiędzy wózkami i ich ciężaru. Jest to powodem, dla którego wspomniana zasada inżynierska nie może być tutaj zastosowana wprost.

W tabeli 1.2 zestawiono numery wzorów wykorzystywanych do obliczania parametrów charakteryzujących obciążenie szyny na zginanie. Założono, że największa liczba wózków, które mogą jednocześnie znajdować się na jednej szynie wynosi trzy. Kryterium geometryczne wystąpienia konkretnej liczby wózków na szynie jest ściśle wyłącznie dla przypadku, gdy chodzi o jeden wózek. Pozostałe warunki zawarte w tej kolumnie tabeli są wyłącznie szacunkowe w tym sensie, że nie są tożsame z kryterium najbardziej niekorzystnego obciążenia szyny na zginanie przez liczbę wózków wyznaczoną według tych zależności.

Tab. 1.2. Nierówności niezbędne do obliczania parametrów, odpowiadających największemu obciążeniu szyny na zginanie, dla ogólnego przypadku konfiguracji zestawu

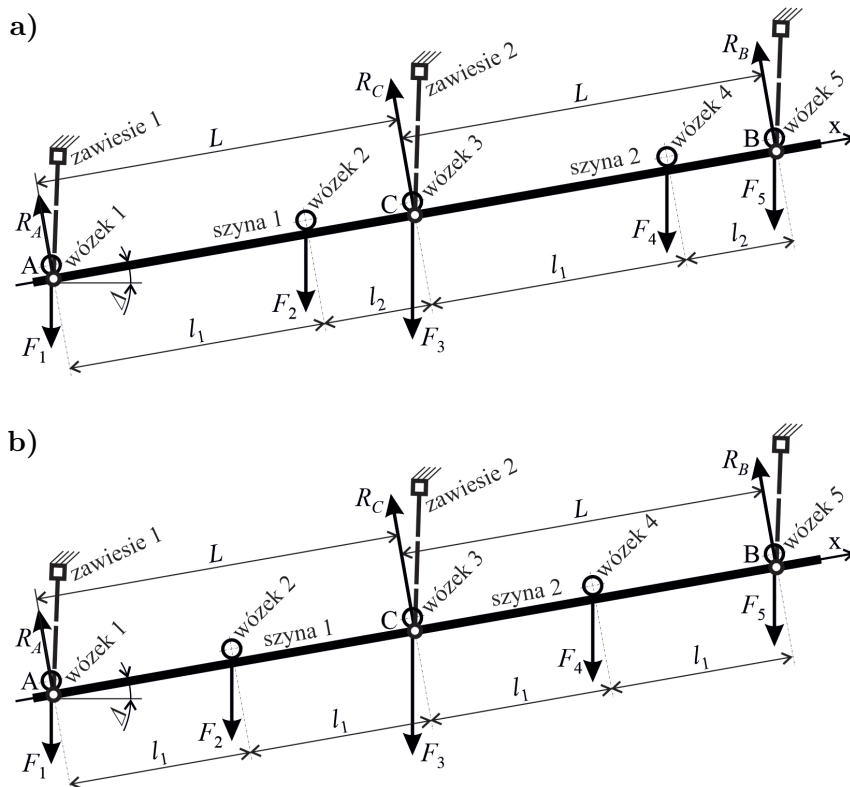
Liczba wózków obciążających		Charakterystyczny parametr			
		kryterium geometryczne	moment M_g	współrzędna x	naprężenia σ_g
szynę	złącze*	Numer wzoru do wyznaczenia wartości parametru			
1	min 1	(1.49a)	(1.14)	(1.10)	(1.15)
2	min 2	(1.37)	(1.45)	(1.36), (1.63)	(1.15)
3	min 3	(1.71)	(1.78)	(1.70)	(1.15)

* – zależności odnoszące się do obliczenia parametrów złącza zestawiono w tabeli 1.1

Prawidłowy tok obliczeń momentu zginającego generowanego przez bieżący wózek (ewentualnie łącznie z sąsiednimi), z wykorzystaniem wzorów zamieszczonych w odpowiednich kolumnach tabeli 1.2, jest następujący:

- wyznaczenie współrzędnej położenia x względem końca szyny, przy którym różna liczba wózków maksymalnie obciążałaby tę szynę na zginanie, przy założeniu, że szyna jest wystarczająco długa, żeby przyjęta liczba wózków mogła się na niej zmieścić,
- sprawdzenie kryterium geometrycznego – czy przy położeniu wyznaczonym w poprzednim kroku na tej samej szynie mogą jednocześnie zmieścić się inne wózki oraz opcjonalnie w jakiej liczbie,
- obliczenie momentu zginającego szynę M_g dla każdej liczby wózków wyznaczonej w poprzednim kroku,
- wybranie największego momentu spośród obliczonych wartości,
- w zależności od tego dla jakiej liczby wózków moment zginający jest największy, wskazanie właśnie tej liczby wózków jako najbardziej niekorzystnie obciążających szynę na zginanie.

Jak wynika z przedstawionej procedury, każda zmiana odległości pomiędzy wózkami jezdnyymi ma wpływ na obciążenie szyny. Zwiększanie tej odległości powoduje zmniejszanie obciążenia szyny na zginanie, jednak nie jest możliwe zmniejszenie momentu zginającego bardziej niż wartość obliczona ze wzoru (1.14). Obliczanie naprężeń zginających szynę, a także nieomówionego szerzej rozciągania środka, może być prowadzone z użyciem tych samych wzorów dla wszystkich przypadków opisanych w tabeli.

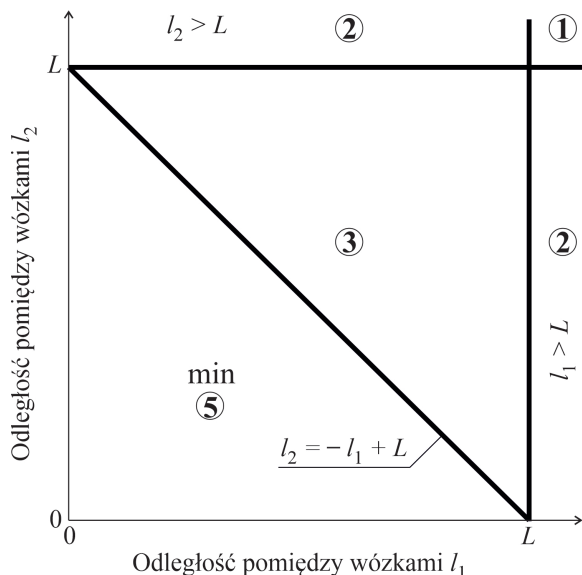


Rys. 1.11. Schemat położenia wózków na dwóch szynach, dla którego zawiesie 2 może być obciążone tylko przez liczbę wózków:
a) różną od wielokrotności liczby cztery; b) nieparzystą

Wykorzystując fakt, że największe obciążenie zawiesia ma miejsce wtedy, gdy ciężki wózek znajduje się w miejscu podłączenia tego zawiesia do złącza, można wyróżnić szczególne przypadki rozmieszczenia wózków oraz wynikające z tego konsekwencje. Jeśli odległości pomiędzy kolejnymi wózkami jezdnyymi powtarzają się na przemian, to liczba wózków mających wpływ na obciążenie zawiesia 2, w okolicy którego znajduje się ciężki wózek 3, może być tylko różna od wielokrotności liczby cztery. Schemat poglądowy takiego układu przedstawiono na rysunku 1.11a. Wynika z niego, że każda zmiana wartości wymiaru l_1 i/ lub l_2 spowoduje, że na dwóch szynach sąsiadujących z zawiesiem 2 będą mogły zmieścić się trzy wózki bądź pięć wózków. Wykres zależności geometrycznych dla takiego rozmieszczenia wózków na dwóch szynach przedstawiono na rysunku 1.12. Wymiar l_1 potraktowano jako zmienną niezależną, a L oznacza dowolną długość szyny. Ze wspomniania-

tego rysunku wynika, że poniżej prostej opisanej równaniem (1.84), siła obciążająca zawieszę jest generowana przez co najmniej 5 wózków jezdnych.

$$l_2 = -l_1 + L \quad (1.84)$$



Rys. 1.12. Zależność liczby wózków obciążających zawieszę 2, przedstawione na schemacie 1.11a, od powtarzających się wymiarów pomiędzy wózkami

Inny szczególny przypadek rozmieszczenia wózków został przedstawiony na rysunku 1.11b. Założono, że odległości pomiędzy kolejnymi wózkami są jednakowe i wynoszą l_1 , a najcięższy wózek o numerze 3 znajduje się pod zawieszem 2. Można zauważyć, że niezależnie od wartości wymiaru l_1 , zawieszę to może być obciążane tylko przez nieparzystą liczbę wózków. Takie powtarzające się odległości pomiędzy wózkami stanowią nie tylko rodzaj analitycznych ćwiczeń, ponieważ mogą zdarzać się przy przewozach wysokoobciążalnych, jeżeli zbyt duża siła ciężkości niepodzielnego ładunku musi być rozłożona na większą liczbę wózków jezdnych. Zależności wyprowadzone w tym rozdziale, które służą do obliczenia obciążenia poszczególnych elementów trasy kolejki podwieszanej dla przypadków ogólnych, mogą być użyte do wyznaczenia wartości parametrów wytrzymałościowych również dla wyszczególnionych tutaj wersji rozmieszczenia wózków zestawu.

1.8. Podsumowanie

Parametry charakteryzujące obciążenie elementów trasy kolejki podwieszanej analizowano dla dwóch grup: złącza wraz z zawiesiem oraz szyny. Podział taki był spowodowany faktem, że na obciążenie zawiesia mają wpływ siły ciężkości wózków jednocześnie znajdujących się na dwóch szynach sąsiadujących z tym zawiesiem. Obciążenie szyny zaś jest generowane wyłącznie przez wózki, które mieszczą się na tej, jednej szynie.

W treści tego rozdziału wyróżniono trzy podstawowe przypadki obciążenia zawiesi, w zależności od liczby wózków (od 1 do 3), które znajdowały się na sąsiadujących szynach w poszczególnych modelach. Taki sposób obciążenia trasy najczęściej ma miejsce w praktyce eksploatacyjnej, szczególnie jeśli wózki służą do transportu ciężkich ładunków. Analizę obciążenia zawiesia należy zatem rozpocząć od ustalenia liczby wózków potencjalnie znajdujących się na szynach.

Największe obciążenie zawiesia występuje wtedy, gdy jeden z wózków, najcięższy spośród wszystkich w zestawie, znajduje się dokładnie pod tym zawiesiem. Liczba wszystkich wózków obciążających zawiesie zależy od wymiarów pomiędzy wózkami jezdny. Zauważono, że jest możliwe takie rozmieszczenie dwóch wózków na dwóch szynach, które gwarantuje optymalne wykorzystanie zawiesia polegające na tym, że dla pewnego zakresu położenia wózków nie zmienia się wartość jego obciążenia. Jeśli obciążenie to jest równe nośności zawiesia to można mówić o nominalnym wyciążeniu materiału.

Liczba wózków, które w sposób istotny wpływają na obciążenie szyny nie jest tak oczywista do wskazania jak reakcja zawiesia w układzie dwóch szyn. Przy dużej sile ciężkości przypadającej na jeden wózek, o obciążeniu szyny decyduje występowanie naprężeń zginających. Wykazano, że jest możliwe takie rozmieszczenie wózków, że o obciążeniu szyny momentem zginającym decyduje mniejsza ich liczba niż fizycznie znajdujące się na tej szynie. Kryterium to wykorzystano następnie do wyznaczenia zakresów wymiarów pomiędzy dwoma wózkami w celu redukcji momentu zginającego do wartości nie większej niż generowana przez tylko jeden wózek jezdny, najcięższy z tych, które występują w składzie zestawu.

2. Obciążenie trasy przez zestaw transportowy

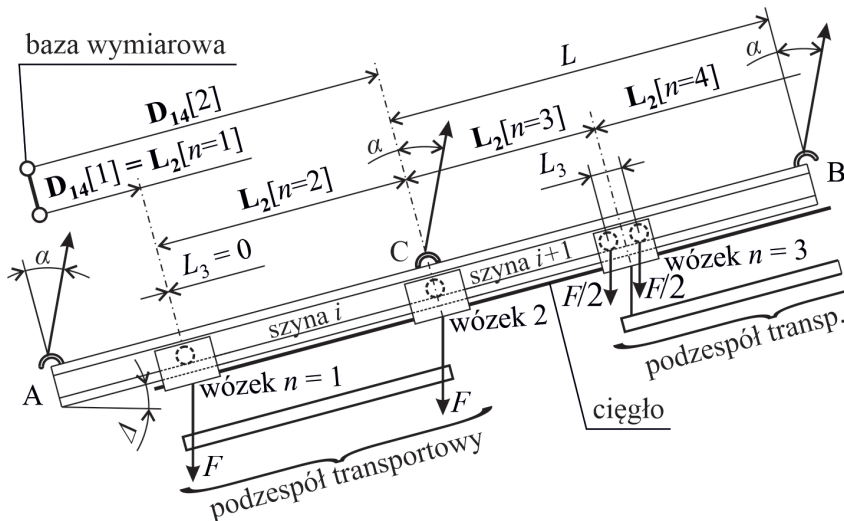
Do analizy obciążenia trasy posłużył model, którego fragment zawiera maksymalnie trzy wózki jezdne znajdujące się na jednej lub dwóch szynach, z których każda ma długość L . Model taki został przedstawiony na rysunku 2.1. Każdy z wózków jednych przenosi na szynę część siły ciężkości ładunku oraz ciężar samego wózka, poprzez koła toczące się po półce szyny. Model wózka jezdnego $n = 3$ zawiera wszystkie elementy kinematyczne występujące w rzeczywistej konstrukcji. Z każdej strony środka szyny posiada on po dwa koła, oddalone od siebie o wymiar L_3 . Na każde z tych kół przypada po połowie siły widocznej na rysunku, czyli $\frac{F}{4}$. Jeżeli jeden podzespół transportowy zawieszony na dwu wózkach jest sztywny (jak zespół silnika), to wózki jezdne wchodzące w skład tego zespołu nie muszą być dodatkowo połączone. W każdym innym przypadku (np. gdy ładunek jest zawieszony na łańcuchach), wózki jezdne muszą być połączone w kierunku ruchu elementem o charakterze ciągłym, które umożliwia przenoszenie sił równoległych do kierunku szyny (wzdłuż trasy).

Wiele zmiennych skalnych i tablicowych, użytych do sporządzenia algorytmu, wykorzystywanych było tylko tymczasowo lub mają one mniejsze znaczenie praktyczne, dlatego ich oznaczenie składa się z litery D oraz dwucyfrowej liczby. Wielkości, które uznano za ważne z punktu widzenia efektu obliczeniowego, przyjęto oznaczać przy użyciu innej litery początkowej.

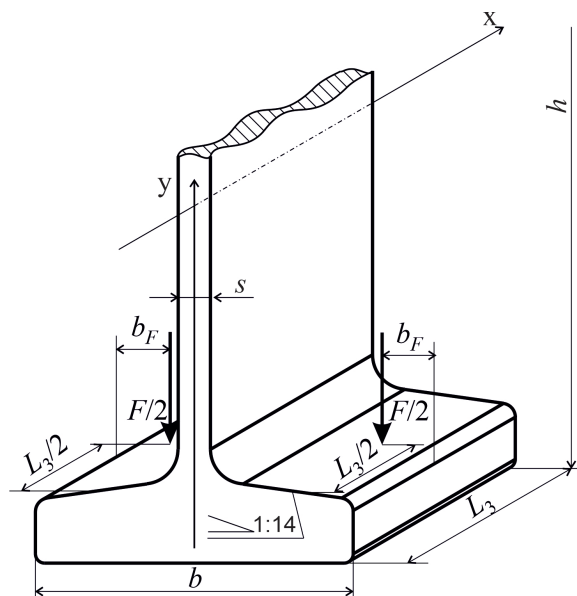
Podczas analizy geometrycznej i fizycznej zestawu transportowego, przyjęto następujące założenia, upraszczające rozkład mas i sposób kontaktu pomiędzy poszczególnymi parami kinematycznymi, które częściowo zilustrowano na rysunku 2.1:

- rozkład sił ciężkości od masy całego podzespołu przyjęto w taki sposób, żeby każdy z wózków tego podzespołu (np. $n = 1$ i 2) był obciążony siłą o takiej samej wartości,
- odległości pomiędzy parami kół nośnych wózka podzespołu zestawu transportowego L_3 pominięto i następnie traktowano w taki sposób, jakby wózek zawierał tylko jedną parę kół (jak wózki $n = 1$ i 2), z których każde toczy się po półce znajdującej się z innej strony środka szyny,

- w widoku z boku wyrobiska (zestawu transportowego), jedno z kół (wózka 1 lub 2) zasłania to drugie, a te dwa koła łącznie oddziałują na szynę trasy całą wartością siły F , przypadającą na ten wózek podzespołu,
- w uproszczeniu położenie koła wózka przyjęto w połowie odległości L_3 , pomiędzy parami kół nośnych wózka rzeczywistego $n = 3$ na rysunku 2.1 oraz w miejscu przedstawionym na rysunku 2.2,
- nie uwzględniano przemieszczeń masy (środku masy) podzespołu względem wózka (podzespołu) podczas ruchu zestawu po trasie, co analizował Gutarevych [19] – ale tylko dla jednego zespołu,
- wszystkie zawiesia są zamontowane pod kątem α o tej samej wartości, takiej samej jak największy kąt zawiesia występujący na rozpatrywanym odcinku trasy,
- obciążenie elementów trasy podczas jazdy kolejki analizowano w oparciu o bazowy model statyczny (kinetostatyczny), a skutki dynamiczne symulowano przez wprowadzenie współczynników dynamicznych, opisanych w podrozdziale 2.1. Taki sposób postępowania jest przyjęty w literaturze przedmiotu [31].



Rys. 2.1. Płaski schemat fragmentu kolejki podwieszanej – z wózkiem dokładnie odwzorowanym ($n = 3$) oraz podzespołem transportowym uproszczonym, z ładunkiem rozłożonym na wózki 1 i 2 – znajdującego się na dwóch szynach



Rys. 2.2. Schemat obciążenia półki szyny przez wózek o uproszczonej geometrii

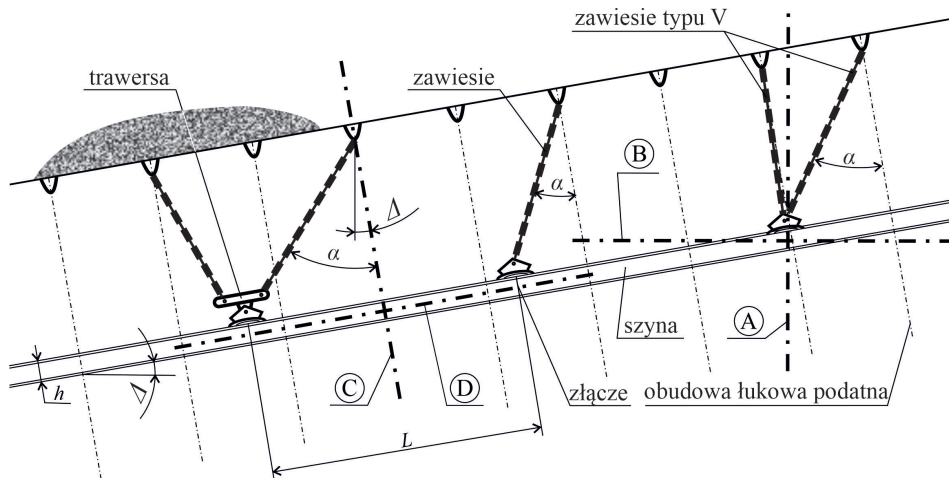
2.1. Parametry dynamiczne kolejki

Siły obciążające trasę rozpatrywano w dwóch płaskich układach współrzędnych (układach płaszczyzn). Jednym z nich był układ, w którym oś pionowa ① pokrywa się z kierunkiem siły ciężkości, jak to pokazano na rysunku 2.3. Na rysunku tym linia punktowa ① reprezentuje również ślad płaszczyzny ① na wzdłużnym przekroju wyrobiska oznaczonym ⑤. Płaszczyzna (oś) pozioma, geometryczna, jest prostopadła do ① i ma kierunek horyzontalny ②. Drugi układ współrzędnych (płaszczyzn) odróżnia się od tego pierwszego tym, że oś (płaszczyzna) styczna, nazywana również poziomą, ma kierunek trasy kolejki podwieszanej ④. Ponadto oś (płaszczyzna) normalna ③, nazywana też pionową, zawiera łuk obudowy podatnej. Wymienione płaszczyzny są parami prostopadłe, czyli ①⊥② oraz ③⊥④. Układ płaszczyzn ③–④ jest obrócony względem układu ①–② o kąt nachylenia trasy Δ . Dla przedstawionych na rysunku 2.3 kierunków nie obrano zwrotów osi, ponieważ konwencja znaków poszczególnych sił jest różna, w zależności od kierunku jazdy zestawu po upadzie lub wzniosie (porównaj rysunki 2.12 i 2.13 zamieszczone na stronie 88).

Pierwszym parametrem dynamicznym, charakteryzującym ruch kolejki podwieszanej w wyrobisku, jest prędkość jej przejazdu (w przypadku jazdy ze stałą prędkością) lub początkowa prędkość v zestawu przy jego hamowaniu. Wektor prędkości kolejki ma kierunek ⑤ według rysunku 2.3. Z powodu treści zawartych w odpowiednich przepisach prawa [26, 32, 33], maksymalna prędkość jazdy jest ograniczona do 2 m s^{-1} , a hamulce awaryjne załączają się automatycznie przy zwiększeniu się prędkości do $3,2 \text{ m s}^{-1}$.

Współczynnik dynamiczny, zwiększający wartość siły w elementach trasy podwieszanej, charakterystyczny dla przypadku przejazdu kolejki ze stałą prędkością, obliczono z empirycznego wzoru (2.1). Ze względu na ciągle opracowywane nowe wyniki badań, ma on formę rozszerzoną w porównaniu z propozycjami opublikowanymi dotychczas, w szczególności w literaturze krajowej [12, 13, 23], i liczony jest dla bezwymiarowej prędkości, odpowiadającej jednostce m s^{-1} .

$$D_{12} = 0,01 \cdot v^2 + 0,04 \cdot v + 1,16 \quad (2.1)$$



Rys. 2.3. Przekrój w płaszczyźnie ⑤ wzdłuż wyrobiska z widocznymi płaszczyznami (kierunkami, osiami), wykorzystywanymi do rzutowania sił podczas obliczeń: pionową ①; horyzontalną (geometryczną) ②; łuku obudowy podatnej (normalną do szyny, trasy) ③; styczną do szyny (poziomą, wzdłuż trasy, szyny) ④

Na podstawie dostępnej literatury [23, 39], można przyjąć wartość współczynnika dynamicznego (2.2), którego zastosowanie umożliwi oszacowanie

wartości sił działających w zawiesiach podczas hamowania zestawu transportowego.

$$D_{13} = 1,2 \cdot D_{12} = 0,012 \cdot v^2 + 0,048 \cdot v + 1,392 \quad (2.2)$$

Po podstawieniu możliwych prędkości do wzorów (2.1) i (2.2) obliczono zakresy zmiany wartości współczynników dynamicznych, które zestawiono w tabeli 2.1.

Tab. 2.1. Współczynniki dynamiczne do obliczenia zwiększonego obciążenia zawiesia w efekcie wpływu sił napędowych i hamujących zestawu transportowego

Prędkość zestawu $v, \text{ m s}^{-1}$	Wartość współczynnika dynamicznego dla, –	
	napędu D_{12}	hamowania D_{13}
0,5	1,1825	1,419
1,0	1,21	1,452
1,5	1,2425	1,491
2,0	1,28	1,536

2.2. Wymiary geometryczne kolejki i trasy

Dla znanych wymiarów geometrycznych trasy i kolejki konieczne jest ustalenie wzajemnego położenia poszczególnych elementów i zespołów, aby było możliwe znalezienie najbardziej niekorzystnego ich względnego usytuowania z uwagi na obciążenia elementów trasy. Założono przy tym, że wszystkie szyny, znajdujące się na pewnym odcinku trasy, mają taką samą długość L . Wbrew pozorom, przyjęcie tego założenia nie ogranicza możliwości analizy bardziej ogólnych torów jezdnych, ponieważ:

- jest możliwa ingerencja w tok obliczeń, która pozwoliłaby uwzględnić różną długość szyn,
- w przypadku najbardziej ogólnym, wystarczy przeprowadzić obliczenia dla tej szyny, która jest najdłuższa na całej trasie przejazdu,
- zwykle trasy są budowane w ten sposób, że w ciągu szyn o tej samej długości znajduje się jedna bądź kilka szyn krótszych, lecz nie dłuższe.

Na początku ważne jest ustalenie położenia zestawu, które następnie będzie służyło do określenia odległości do poszczególnych jego wózków. Do tego celu obrano bazę wymiarową (rys. 2.1), która powinna znajdować się w odległości mniejszej niż długość szyny L od pierwszego wózka zestawu

(o numerze $n = 1$), tzn. wymagane jest spełnienie układu nierówności (2.3). Odległości poszczególnych wózków w chwili rozpoczęcia analizy, mierzone od tej bazy, wypełniają tablicę jednowierszową (jednowymiarową) $\mathbf{D}_{14}$, której wyrazy obliczono z zależności (2.4). Tablica ta zawiera więc liczbę elementów równą liczbie wszystkich wózków w należących do tego zestawu. Liniową skalę wartości dwóch pierwszych elementów tablicy $\mathbf{D}_{14}$ przedstawiono na rysunku 2.1.

$$\begin{cases} \mathbf{D}_{14}[1] > 0 \\ \mathbf{D}_{14}[1] < L \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\mathbf{D}_{14} = \{\mathbf{D}_{14}[1] \quad \mathbf{D}_{14}[2] \quad \mathbf{D}_{14}[3] \quad \dots \quad \mathbf{D}_{14}[n] \quad \dots \quad \mathbf{D}_{14}[w]\} \quad (2.4)$$

Ogólnie, wartości poszczególnych elementów tablicy $\mathbf{D}_{14}$ obliczono według zależności (2.5), w której $\mathbf{L}_2$ jest tablicą jednowymiarową (jednowierszową), zawierającą odległości pomiędzy wózkiem poprzednim i bieżącym zestawu, utworzoną podczas wprowadzania danych. Odległość ostatniego wózka rozpatrywanego zestawu transportowego, mierzona od wspomnianej bazy, stanowi ostatni element tablicy.

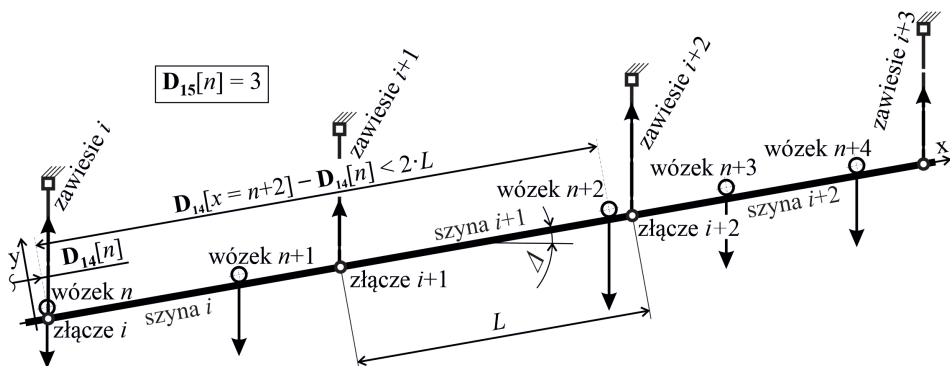
$$\mathbf{D}_{14}[n] = \sum_1^n \mathbf{L}_2[n] \quad (2.5)$$

Na obciążenie zawiesia, znajdującego się pomiędzy szynami, mają wpływ masy wszystkich wózków, które jednocześnie mogą znajdować się na tych szynach. Największe obciążenie tego zawiesia następuje wtedy, gdy wózek znajduje się bezpośrednio pod tym zawiesiem (np. wózek 2 w miejscu złącza C na rysunku 2.1), a jednocześnie obciążają je częściowo wózki znajdujące się na obydwu sąsiednich szynach. W celu obliczenia największego obciążenia zawiesia, należy przeliczyć osobno takie położenia zestawu transportowego, dla których każdy z wózków n zestawu występuje na złączu szyn. Założono więc, że każdy kolejny wózek znajduje się na złączu i sprawdzono z warunków geometrycznych, czy na sąsiadujących z tym zawiesiem szynach mogą, przy takim założeniu, wystąpić inne wózki.

Na dwóch kolejnych szynach, tzn. na tej samej szynie i , na której znajduje się bieżący wózek n , oraz na kolejnej szynie (o numerze $i + 1$), położonej z prawej strony względem tej pierwszej, może jednocześnie zmieścić się $\mathbf{D}_{15}[n]$ wózków (rys. 2.4). $\mathbf{D}_{15}$ jest tablicą jednowymiarową (jednowierszową), zawierającą tyle elementów ile wózków wchodzi w skład zestawu

transportowego. Sposób obliczenia wartości elementów tej tablicy przedstawiono we wzorze (2.6). Zmienna $x \in \mathbb{N}$ oznacza każdy kolejny wózek znajdujący się po prawej stronie względem wózka n . Wartość $x > n$, narastająca w kolejnych iteracjach, reprezentuje numer wózka coraz bardziej oddległego od wózka n , z założenia znajdującego się na lewym złączu pierwszej z szyn. Ponadto, zarówno zmienna x jak i n reprezentują wspólny początek i synchroniczną numerację wózków.

$$\mathbf{D}_{15}[n] = \begin{cases} 1 & \text{dla } \begin{cases} x = n + 1 \\ \mathbf{D}_{14}[x] - \mathbf{D}_{14}[n] > 2 \cdot L \end{cases} \\ \max(x) - n + 1 & \text{dla } \mathbf{D}_{14}[x] - \mathbf{D}_{14}[n] \leq 2 \cdot L \end{cases} \quad (2.6)$$



Rys. 2.4. Schemat wyznaczania liczby wózków D_{15} , które mogą znajdować się na dwóch kolejnych szynach

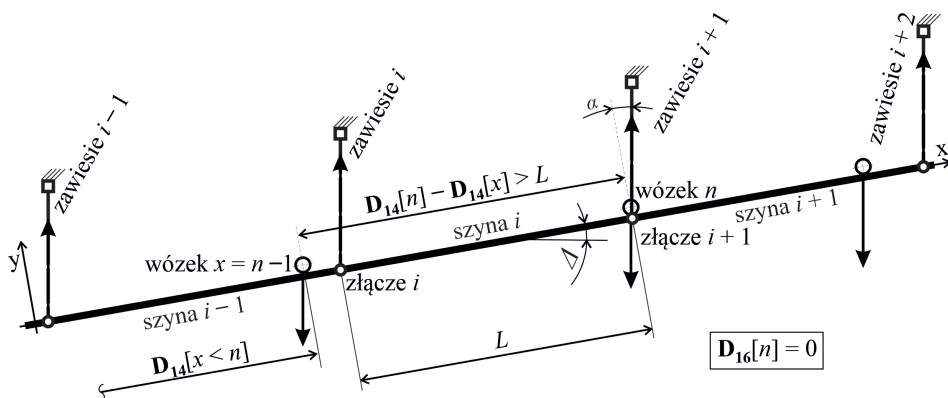
Jeśli rozpatrywany wózek n zestawu znajduje się na złączu, pomiędzy szynami o numerach i oraz $i + 1$ (rys. 2.5), to – oprócz tego wózka – na szynie i może jednocześnie znajdować się liczba $\mathbf{D}_{16}[n]$ wózków. Elementy tej tablicy można wyznaczyć ze wzoru (2.7). Zmienna $x < n$, której wartość z każdym kolejnym krokiem obliczeń zmniejsza się o jeden, oznacza każdy kolejny wózek po lewej stronie względem wózka n . Założono przy tym, że wózek o numerze n znajduje się na prawym złączu szyny.

$$\mathbf{D}_{16}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } \begin{cases} x = n - 1 \\ \mathbf{D}_{14}[n] - \mathbf{D}_{14}[x] > L \end{cases} \\ n - \min(x) & \text{dla } \mathbf{D}_{14}[n] - \mathbf{D}_{14}[x] \leq L \end{cases} \quad (2.7)$$

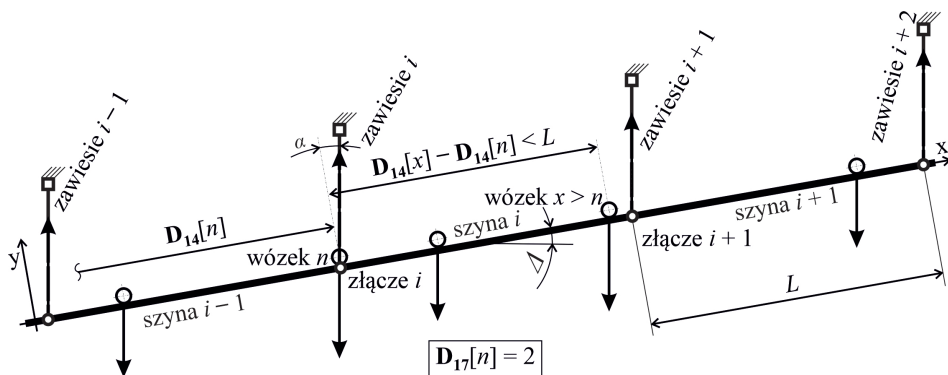
Podobnie z zależności (2.8) można obliczyć jaką największą liczbą wózków $\mathbf{D}_{17}[n]$, bez uwzględniania bieżącego wózka o numerze n , może znaj-

dować się jednocześnie na prawej szynie wtedy, gdy bieżący wózek jest na wspólnym złączu szyn o numerach $i - 1$ oraz i (rys. 2.6). W tym przypadku $x > n$ oznacza kolejny wózek po prawej od wózka n , którego położenie ustalono na lewym złączu.

$$\mathbf{D}_{17}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } \begin{cases} x = n + 1 \\ \mathbf{D}_{14}[x] - \mathbf{D}_{14}[n] > L \end{cases} \\ \max(x) - n & \text{dla } \mathbf{D}_{14}[x] - \mathbf{D}_{14}[n] \leq L \end{cases} \quad (2.8)$$



Rys. 2.5. Schemat wyznaczania liczby wózków $\mathbf{D}_{16}$, występujących na tej samej szynie z lewej strony wózka o numerze n



Rys. 2.6. Schemat wyznaczania liczby wózków $\mathbf{D}_{17}$, występujących na tej samej szynie, z prawej strony wózka o numerze n

2.3. Największe obciążenie złącza i zawiesia

Największą wartość siły pionowej, działającej na złącze i jako efekt sił ciężkości wózków w liczbie $\mathbf{D}_{16}[n]$, które obciążają lewą szynę sąsiadującą z tym złączem, można obliczyć z równania (2.9). Tablica $\mathbf{D}_{18}$ zawiera tyle elementów ile wózków wchodzi w skład zestawu transportowego, ponieważ zapisywane są w niej wartości sił odpowiadające takiemu położeniu zestawu, gdy wózek o numerze n znajduje się na złączu szyn.

$$\mathbf{D}_{18}[n] = \left(\sum_{x=1}^{\mathbf{D}_{16}[n]} \frac{\mathbf{M}[n] \cdot \{L - \mathbf{D}_{14}[n] + \mathbf{D}_{14}[n-x]\}}{L} \right) \cdot \frac{g}{1000} \quad (2.9)$$

Źródłem składowej siły pionowej, występującej na złączu o numerze i , są wózki zestawu w liczbie $\mathbf{D}_{17}[n]$. Obciążają one prawą szynę sąsiadującą ze wspomnianym złączem. Wartość tej siły można obliczyć ze wzoru (2.10). Wbrew pozorom, we wzorze tym zmienna n jest numerem wózka a nie szyny, ponieważ wartości są obliczane dla takiego położenia zestawu, gdy każdy z kolejnych wózków n znajduje się na złączu szyn.

$$\mathbf{D}_{19}[n] = \left(\sum_{x=1}^{\mathbf{D}_{17}[n]} \frac{\mathbf{M}[n] \cdot \{L + \mathbf{D}_{14}[n+x] - \mathbf{D}_{14}[n]\}}{L} \right) \cdot \frac{g}{1000} \quad (2.10)$$

Po obliczeniu składowych $\mathbf{D}_{18}[n]$ oraz $\mathbf{D}_{19}[n]$, można obliczyć łączną wartość składowej pionowej, działającej na każde ze złączy trasy podwieszanej. W zapisanym w tym celu wzorze (2.11), w ostatnim składniku uwzględniono fakt, że do tej pory pominięto wpływ na obciążenie złącza tego wózka n , który znajduje się bezpośrednio na złączu szyn.

$$\mathbf{D}_{20}[n] = \mathbf{D}_{18}[n] + \mathbf{D}_{19}[n] + \mathbf{M}[n] \cdot \frac{g}{1000} \quad (2.11)$$

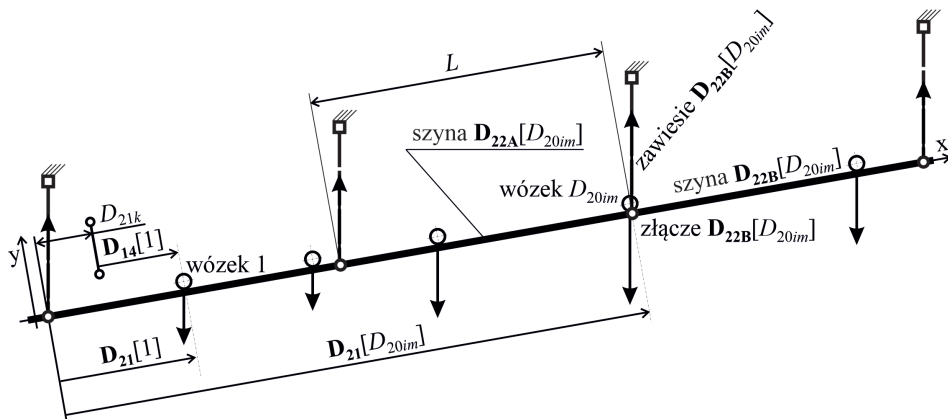
Co najmniej jedna spośród wartości występujących w zbiorze $\mathbf{D}_{20}$ jest największa i została ona oznaczona $D_{20\max}$. Biorąc pod uwagę pierwszą z tych wartości, które spełniają warunek $\mathbf{D}_{20}[n] = \sup(\mathbf{D}_{20}) = D_{20\max}$, numer wózka n , dla którego ona występuje oznaczono jako D_{20im} . Odpowiada ona takiemu położeniu zestawu transportowego na trasie, że wózek o numerze $n = D_{20im}$ znajduje się na złączu szyn. Zatem ze wzoru (2.12) można obliczyć położenie każdego z wózków zestawu transportowego ze względu

na najbardziej niekorzystne obciążenie jednego ze złączy szyn podczas jazdy kolejki podwieszanej. Położenie wózków jest określone (skorygowane) względem bazy wymiarowej, na wstępie przyjętej do obliczeń jak na rysunku 2.1. $\mathbf{D}_{21}$ jest tablicą jednowymiarową (jednowierszową), która zawiera tyle elementów ile wózków wchodzi w skład zestawu transportowego.

$$\mathbf{D}_{21}[n] = \begin{cases} \mathbf{D}_{14}[n] - \mathbf{D}_{14}[D_{20im}] \bmod L & \text{dla } \mathbf{D}_{14}[D_{20im}] \bmod L < \mathbf{D}_{14}[1] \\ L - \mathbf{D}_{14}[D_{20im}] \bmod L + \mathbf{D}_{14}[n] & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.12)$$

Dodatkowa zmienna D_{21k} , obliczana według równania (2.13), oznacza wymiar o jaki należy przemieścić cały zestaw transportowy, względem wymiaru $\mathbf{D}_{14}[1]$, przyjętego na początku obliczeń. Położenie wynikające z tego przemieszczenia spełnia kryterium, że co najmniej w jednym z zawiesi trasy występuje największe możliwe obciążenie siłą podczas przejazdu całego zestawu po trasie. Graficzną interpretację korekty położenia zestawu na trasie przedstawiono na rysunku 2.7.

$$D_{21k} = \mathbf{D}_{21}[1] - \mathbf{D}_{14}[1] \quad (2.13)$$



Rys. 2.7. Schemat usytuowania zestawu na trasie kolejki po skorygowaniu jego położenia w celu największego obciążenia złącza

Dla sprawdzenia poprawności dotychczasowych rozważań obliczono, czy po skorygowaniu położenia któryś z wózków n zestawu znajduje się na złączu

po między szynami. W tym celu weryfikowano prawdziwość arytmetyki modulo $\mathbf{D}_{21}[n] \bmod L = 0$. Wózek, który najbardziej obciąża zawiesie znajduje się bezpośrednio pod tym zawiesiem, które podłączone jest na złączu dwóch szyn. Numer pierwszej z tych szyn można obliczyć z zależności (2.14). Niezerowy element tablicy $\mathbf{D}_{22A}$ występuje tylko dla tych wózków, które przy najbardziej niekorzystnym – pod względem obciążenia trasy – położeniu zestawu znajdują się pod zawiesiem (w miejscu złącza szyn).

$$\mathbf{D}_{22A}[n] = \begin{cases} \frac{\mathbf{D}_{21}[n]}{L} & \text{dla } \mathbf{D}_{21}[n] \bmod L = 0 \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.14)$$

Numer drugiej szyny, podłączonej do wspólnego złącza z tą obliczoną ze wzoru (2.14), jest o jeden większy i występuje dla tego samego wózka (indeksu n tablicy $\mathbf{D}_{22A}$). Numer złącza, na którym znajduje się wózek, jest taki sam jak numer tej wspomnianej drugiej szyny, dlatego obydwie te wartości (numer szyny i złącza) zawarto w tablicy $\mathbf{D}_{22B}$, której wyrazy obliczono według zależności (2.15). Tablica ta jest jednowierszowa (jednowymiarowa) i zawiera tyle elementów ile wózków wchodzi w skład zestawu transportowego.

$$\mathbf{D}_{22B}[n] = \begin{cases} \mathbf{D}_{22A}[n] + 1 & \text{dla } \mathbf{D}_{21}[n] \bmod L = 0 \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.15)$$

Wykorzystując niezerowe wartości zawarte w tabelach $\mathbf{D}_{22A}$ i $\mathbf{D}_{22B}$ można stwierdzić, że w chwili największego obciążenia zawiesia, wózek o numerze n znajduje się na złączu $\mathbf{D}_{22B}[n]$ pomiędzy szynami o numerach $\mathbf{D}_{22A}[n]$ i $\mathbf{D}_{22B}[n]$. Stwierdzenie to jest równoznaczne z bardziej ogólnym, że wózek o numerze D_{20im} znajduje się na złączu $\mathbf{D}_{22B}[D_{20im}]$ pomiędzy szynami o numerach $\mathbf{D}_{22A}[D_{20im}]$ i $\mathbf{D}_{22B}[D_{20im}]$, co zilustrowano na rysunku 2.7.

Ostatecznie, po skorygowaniu położenia zestawu transportowego w taki sposób, żeby obciążenie jednego z zawiesi siłą ciężkości wózków było największe, z zależności (2.16) obliczono na której szynie znajduje się wózek o numerze n .

$$\mathbf{D}_{23}[n] = \left\lfloor \frac{\mathbf{D}_{21}[n]}{L} \right\rfloor + 1 \quad (2.16)$$

Może się zdarzyć tak, że odległości pomiędzy kolejnymi wózkami zestawu transportowego są większe niż długość szyny L . Jak wykazano w pracy [12],

celem takiej konfiguracji zestawu może być wyłącznie dążenie do maksymalnego wykorzystania nominalnej nośności zawiesi. W takim przypadku, na niektórych szynach może nie znajdować się żaden z wózków. Wynik sprawdzenia czy pomiędzy wózkiem bieżącym a poprzednim znajduje się szyna wolna (bez wózków) zapisano w tablicy $\mathbf{D}_{23B}$, której elementy są obliczane według wzoru (2.17). Ostatni wózek rozpatrywanego zestawu transportowego znajduje się na szynie o numerze $D_{23\max} = \sup(\mathbf{D}_{23})$.

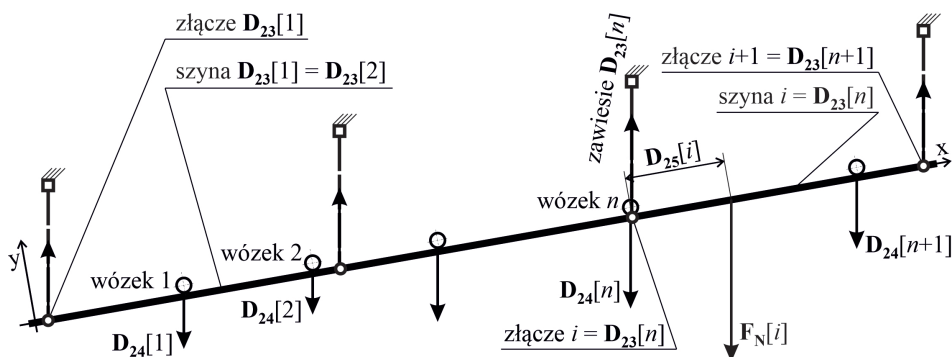
$$\mathbf{D}_{23B}[n] = \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] - \mathbf{D}_{23}[n-1] - 1 & \text{dla } \mathbf{D}_{23}[n] - \mathbf{D}_{23}[n-1] > 1 \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.17)$$

Jako odrębną zmienną $D_{23\text{bez}}$ zapisano łączną liczbę szyn, które pozostają puste (bez wózków) pomimo tego, że znajdują się one w części trasy pomiędzy krańcowymi wózkami zestawu. Wartość tej zmiennej jest sumą (2.18) elementów występujących w tablicy $\mathbf{D}_{23B}$.

$$D_{23\text{bez}} = \sum_n \mathbf{D}_{23B}[n] \quad (2.18)$$

Siła ciężkości pochodząca od masy wózka o numerze n , znajdującego się na szynie o numerze $\mathbf{D}_{23}[n]$ lub na złączu (rys. 2.8) o tym samym numerze wynosi (2.19).

$$\mathbf{D}_{24}[n] = M[n] \cdot \frac{g}{1000} \quad (2.19)$$



Rys. 2.8. Siły ciężkości wózków zestawu obciążające szynę trasy

Sumaryczna siła ciężkości (działająca w kierunku pionowym ① według rysunku 2.3) od mas wszystkich wózków, znajdujących się na szynie o numerze i lub na złączu o tym samym numerze wynosi (2.20). Tablica $\mathbf{F}_N$ jest

jednowymiarowa (jednowierszowa) i zawiera tyle elementów ile szyn znajduje się pomiędzy skrajnymi wózkami zestawu transportowego.

$$\mathbf{F}_N[i] = \begin{cases} \sum_n \mathbf{D}_{24}[n] & \text{dla } \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.20)$$

Punkt przyłożenia siły $\mathbf{F}_N[i]$ na szynie określono wykorzystując równowagę momentów względem prawego złącza $i + 1$ szyny i (rys. 2.8). Moment generowany przez siłę $\mathbf{F}_N$ musi być równy sumie momentów wszystkich innych sił $\mathbf{D}_{24}$, występujących na jednej szynie. Wymiar $\mathbf{D}_{25}$, obliczony według wzoru (2.21), określa położenie tej wypadkowej względem lewego złącza szyny.

$$\mathbf{D}_{25}[i] = \begin{cases} L - \frac{\sum_n \{\mathbf{D}_{24}[n] \cdot (L - \mathbf{D}_{21}[n] \bmod L)\}}{\mathbf{F}_N[i]} & \text{dla } \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.21)$$

Typ wózka jest zapisywany z chwilą zbierania danych wejściowych dotyczących zestawu transportowego i zapisywany w jednowierszowej tablicy $\mathbf{T}_{yp}$. Zawiera ona tyle elementów ile wózków wchodzi w skład rozpatrywanego zestawu transportowego. Oznaczenie kodowe wózka wprowadzono w celu identyfikacji zadania, jakie może pełnić konkretny wózek z punktu widzenia dynamiki układu zestaw transportowy-trasa podwieszona. Przyjęto następującą konwencję oznaczeń typu dla wózka:

- jednostki napędowo-hamulcowej, wykorzystującej na rozpatrywanym odcinku trasy napęd cierny, przyjęto oznaczać cyfrą 1 ($\mathbf{T}_{yp}[n] = 1$), a grupę takich wózków – symbolem j_c ,
- jednostki napędowo-hamulcowej, która na rozpatrywanym odcinku trasy wykorzystuje napęd zębaty – cyfrą 2, a grupę takich wózków oznaczono symbolem j_z ,
- pełniącego wyłącznie rolę hamulca oznaczono cyfrą 3, a zbiór tego typu wózków – symbolem j_{h3} ,
- mającego za zadanie hamowanie awaryjne – cyfrą 4, a zbiór tego typu wózków – symbolem j_{h4} .

Według wzoru (2.22) obliczono ile wózków napędowo-hamulcowych, które przyjęto oznaczać kodem 1 lub 2 (w tablicy $\mathbf{T}_{yp}$), znajduje się na szynie o numerze i . Dodatkowo, w postaci zmiennych D_{26c} oraz D_{26z} zapamiętano łączne liczby wózków napędowych, odpowiednio ciernych i zębatych.

$$\mathbf{D}_{26}[i] = \begin{cases} \sum_{j_c} j + \sum_{j_z} j & \text{dla} \quad \begin{cases} i = \mathbf{D}_{23}[n] \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2\} \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.22)$$

Założono, że największa liczba wózków, które mogą jednocześnie znajdować się na jednej szynie wynosi 3. Kolejny numer wózka napędowo-hamulcowego (o oznaczeniu kodowym 1 lub 2) spośród wszystkich wózków znajdujących się na szynie o numerze $\mathbf{D}_{23}[n]$ obliczono z zależności (2.23).

$$\mathbf{D}_{27}[n] = \begin{cases} x = \langle 1; \mathbf{D}_{26}[i] \rangle & \text{dla} \quad \begin{cases} i = \mathbf{D}_{23}[n] \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2\} \\ \sum_{j=1}^{\mathbf{D}_{26}[i]} (j_c + j_z) = x \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.23)$$

Rodzaj pierwszego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, występującego na bieżącej szynie o numerze $i = \mathbf{D}_{23}[n]$, został zapisany jako element w tablicy $\mathbf{D}_{28}$. Elementy tej tablicy obliczono z zależności (2.24). Jest to tablica jednowierszowa (jednowymiarowa), zawierająca tyle elementów ile szyn znajduje się pomiędzy skrajnymi wózkami zestawu transportowego.

$$\mathbf{D}_{28}[\mathbf{D}_{23}[n]] = \begin{cases} \mathbf{T}_{yp}[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2\} \\ \mathbf{D}_{27}[n] = 1 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.24)$$

Drugi wózek jednostki napędowo-hamulcowej występujący na bieżącej szynie o numerze $i = \mathbf{D}_{23}[n]$ został scharakteryzowany w tablicy $\mathbf{D}_{29}$.

$$\mathbf{D}_{29}[\mathbf{D}_{23}[n]] = \begin{cases} \mathbf{T}_{yp}[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2\} \\ \mathbf{D}_{27}[n] = 2 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.25)$$

W tablicy $\mathbf{D}_{30}$ zawarto kod rodzaju trzeciego wózka jednostki napędowo-hamulcowej zestawu transportowego obliczony według wzoru (2.26).

$$\mathbf{D}_{30}[\mathbf{D}_{23}[n]] = \begin{cases} \mathbf{T}_{yp}[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2\} \\ \mathbf{D}_{27}[n] = 3 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.26)$$

Przy obliczeniach elementów tablic według wzorów (2.24)–(2.26) pominięto wózki o przeznaczeniu wyłącznie do hamowania, dla których – przy wprowadzaniu danych zestawu – przypisano oznaczenie kodowe $\mathbf{T}_{yp}[n] > 2$. Ich wpływ na dynamikę rozpatrywanego układu jest oczywisty, dlatego powinny one zostać uwzględnione przy rozpatrywaniu przypadku hamowania zestawu.

2.4. Obciążenie trasy przy niekorzystnym położeniu zestawu

W celu uzyskania wartości sił obciążających poszczególne elementy trasy kolejki po skorygowaniu położenia zestawu, do takiego, przy którym generowana jest największa wartość siły obciążającej złącze (zawiesie), obliczenia wartości sił należy przeprowadzić ponownie. Siłę pionową, której źródłem jest masa bieżącego wózka o numerze n , występującą na złączu z lewej strony tego wózka (oznaczonym A na rysunku 2.9), obliczono z zależności (2.27). Wynika ona z warunku równowagi momentów względem punktu B, znajdującego się na złączu po przeciwnej stronie szyny.

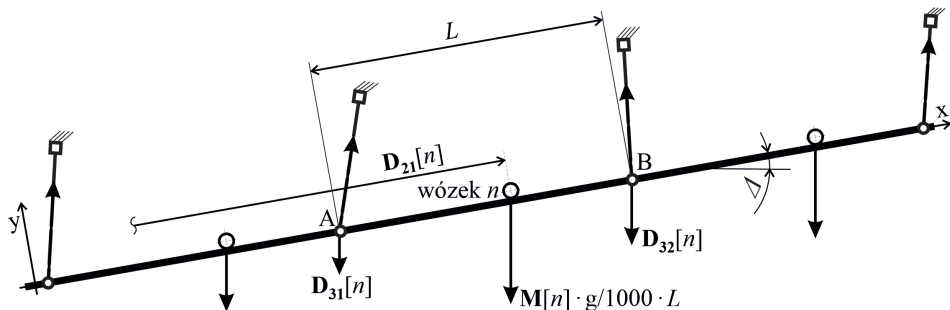
$$\mathbf{D}_{31}[n] = (L - \mathbf{D}_{21}[n] \bmod L) \cdot \frac{\mathbf{M}[n] \cdot g}{1000 \cdot L} \quad (2.27)$$

Ze wzoru (2.28) wyznaczono wartość siły pionowej, pochodzącej od masy bieżącego wózka o numerze n , która jest generowana na złączu B szyny, przedstawionym na rysunku 2.9. Złącze to znajduje się z prawej strony wspomnianego wózka.

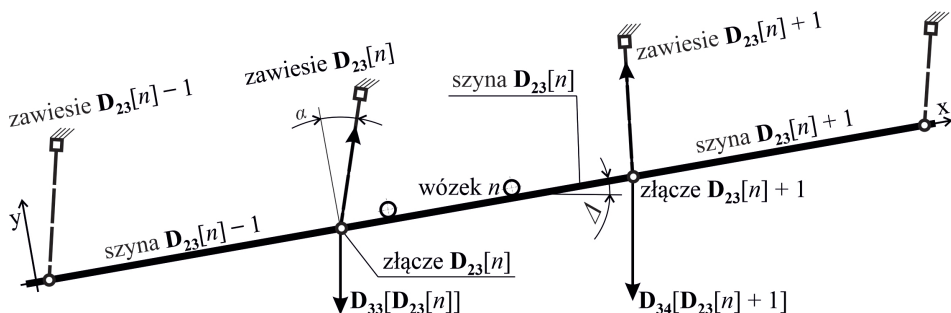
$$\mathbf{D}_{32}[n] = (\mathbf{D}_{21}[n] \bmod L) \cdot \frac{\mathbf{M}[n] \cdot g}{1000 \cdot L} \quad (2.28)$$

Mając dwie ostatnio wyznaczone wartości, ze wzoru (2.29) obliczono siłę pionową, pochodzącą od mas wózków zestawu transportowego, które znajdują się na prawej szynie względem złącza o numerze $\mathbf{D}_{23}[n]$, przedstawionego na rysunku 2.10. Tablica $\mathbf{D}_{33}$ zawiera tyle samo elementów co liczba szyn, znajdujących się pomiędzy skrajnymi wózkami zestawu transportowego.

$$\mathbf{D}_{33}[\mathbf{D}_{23}[n]] = \sum_i \mathbf{D}_{31}[n] \quad \text{dla } i = \mathbf{D}_{23}[n] \quad (2.29)$$



Rys. 2.9. Wpływ siły ciężkości wózka o numerze n na obciążenie złączy szyny, na której znajduje się ten wózek



Rys. 2.10. Obciążenie złączy szyny o numerze $D_{23}[n]$ siłami ciężkości wózków znajdujących się na tej szynie

Siłę pionową od mas wózków, które znajdują się na lewej szynie względem złącza o numerze $D_{23}[n] + 1$ lub na tym złączu (rys. 2.10) obliczono z zależności (2.30).

$$D_{34}[D_{23}[n] + 1] = \sum_i D_{32}[n] \quad \text{dla } i = D_{23}[n] + 1 \quad (2.30)$$

Liczba elementów tablic D_{33} i D_{34} jest różna, ponieważ zakres numerów złączy szyn, reprezentowanych w tych tablicach, jest inny. Wynika to z faktu, że każda szyna ma dwa złącza (końce), więc nie ma potrzeby analizować obciążenia prawej szyny, poza końcowym złączem, na której nie ma już wózków zestawu i element tablicy D_{33} byłby zerowy. Podobnie dla pierwszej szyny, na której znajduje się wózek zestawu, element tablicy jest zawsze zerowy ($D_{34}[1] = 0$). Łączna siła pionowa, występująca na złączu o numerze i , pochodząca od mas wszystkich wózków znajdujących się na szynach sąsiadujących z tym złączem, została obliczona ze wzoru (2.31).

Tablice $\mathbf{D}_{34}$ i $\mathbf{D}_{35}$ zawierają więc o jeden element więcej niż liczba szyn $(D_{23\max} + 1)$ pomiędzy szynami, na których znajdują się skrajne wózki zestawu, ponieważ złącza występują na obydwu końcach każdej z szyn.

$$\mathbf{D}_{35}[i] = \mathbf{D}_{33}[i] + \mathbf{D}_{34}[i] \quad (2.31)$$

Liczbę wózków nośnych (dowolnego typu), znajdujących się na szynie o numerze i , obliczono z zależności (2.32). Liczba ta jest równa zero jeżeli pomiędzy kolejnymi wózkami zestawu znajduje się co najmniej jedna pusta szyna (bez wózka), co zostało wcześniej zakodowane w tablicy $\mathbf{D}_{23B}$.

$$\mathbf{D}_{36}[\mathbf{D}_{23}[n]] = \begin{cases} 0 & \text{dla } \mathbf{D}_{23B}[n] > 0 \\ \sum_i \mathbf{D}_{23}[n] & \text{dla } \mathbf{D}_{23}[n] = i \end{cases} \quad (2.32)$$

2.5. Wózki zapewniające dynamikę kolejki na trasie

Dla potrzeb analizy dynamiki trasy jako reakcji na manewr hamowania zestawu, konieczne jest również wyznaczenie liczby wózków, które generują siłę hamującą i znajdują się na konkretnej szynie trasy. Wartość tej liczby wyznaczono ze wzoru (2.33) i zapisano jako elementy tablicy $\mathbf{D}_{37}$. Tablica ta jest jednowymiarowa (jednowierszowa) i zawiera tyle elementów ile szyn znajduje się pomiędzy skrajnymi wózkami zestawu transportowego.

$$\mathbf{D}_{37}[i] = \begin{cases} \sum_n \mathbf{T}_{yp}[n] & \text{dla } \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2; 3\} \end{cases} \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.33)$$

Wózkom zapewniającym możliwość hamowania, a jednocześnie występującym na tej samej szynie, zostały przypisane kolejne numery, wyliczone według wzoru (2.34). Tablica $\mathbf{D}_{37K}$, którą sporządzono w wyniku obliczeń, zawiera tyle elementów ile wózków wchodzi w skład analizowanego zestawu transportowego.

$$\mathbf{D}_{37K}[n] = \begin{cases} x = \langle 1; \mathbf{D}_{37}[i] \rangle & \text{dla} \begin{cases} i = \mathbf{D}_{23}[n] \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2; 3\} \\ \sum_{j=1}^{\mathbf{D}_{37}[i]} (j_c + j_z + j_{h3}) = x \end{cases} \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.34)$$

Jeżeli nominalna siła hamowania poszczególnych wózków jednostek wyposażonych w hamulce ma taką samą wartość ($F_h = \text{const}$), to wykorzystując tablicę $\mathbf{D}_{37}$, z zależności (2.35) można obliczyć łączną siłę wzdłużną generowaną na poszczególnych szynach trasy podczas hamowania. W ogólnym przypadku, gdyby siła hamowania dla różnych wózków tego samego zestawu była różna, do obliczeń należy użyć tablicy przygotowanej na etapie wprowadzania danych.

$$\mathbf{F}_{HS}[i] = \begin{cases} \mathbf{D}_{37}[i] \cdot F_h & \text{dla} \begin{cases} F_h = \text{const} \\ \mathbf{D}_{37}[i] > 0 \end{cases} \\ \sum_{\mathbf{D}_{37K}[n]} \mathbf{F}_H[\mathbf{D}_{23}[n]] & \text{dla} \begin{cases} F_h \neq \text{const} \\ \mathbf{D}_{37}[i] > 0 \\ \mathbf{D}_{23}[n] = i \end{cases} \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.35)$$

Tablica $\mathbf{F}_{HS}$ jest jednowierszowa i zawiera tyle elementów ile szyn znajduje się pomiędzy skrajnymi wózkami analizowanego zestawu transportowego. Siła $\mathbf{F}_{HS}$ nie została przedstawiona na schemacie szyn, ponieważ może być przypisana tylko do całej szyny oraz jej zwrot jest nieznanym do chwili określenia kierunku jazdy zestawu. Kierunek działania siły hamowania na szynę jest zgodny ze śladem ① przedstawionym na rysunku 2.3.

Nierozpatrywany dotychczas typem wózka jest jednostka hamowania awaryjnego z grupy j_{h4} , która generuje siłę hamującą w warunkach przekroczenia bezpiecznej prędkości przez wózki transportowe. Liczbę wózków tego typu, znajdujących się na jednej szynie trasy i , obliczono z zależności (2.36) i zapisano jako elementy tablicy $\mathbf{D}_{38}$.

$$\mathbf{D}_{38}[i] = \begin{cases} \sum_n \mathbf{T}_{yp}[n] & \text{dla} \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = 4 \end{cases} \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.36)$$

Liczbę wózków pozostałych, niezapewniających możliwości wytworzenia siły wzdłużnej, a znajdujących się na jednej szynie o numerze i , obliczono z zależności (2.37) jako różnicę pomiędzy elementami tablic $\mathbf{D}_{36}$ oraz $\mathbf{D}_{37}$ i $\mathbf{D}_{38}$. Wśród jednostek należących do tej grupy, najcięższe są wózki (jezdne) transportowe, do których bezpośrednio lub pośrednio podwieszone są ładunki przewożone przy użyciu analizowanego zestawu.

$$\mathbf{D}_{39} = \mathbf{D}_{36} - \mathbf{D}_{37} - \mathbf{D}_{38} \quad (2.37)$$

Łączna masa wózków napędowo-hamulcowych (oznaczenie typu cyfrą 1 lub 2) oraz z dodatkowym hamulcem (typu 3), znajdujących się na szynie o numerze i , wynosi (2.38). Wózki wspomnianych typów zostały już wcześniej zidentyfikowane i zapisane w tablicy $\mathbf{D}_{37K}$.

$$\mathbf{D}_{40}[i] = \begin{cases} \sum_n \mathbf{M}[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{D}_{37K}[n] > 0 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.38)$$

Masa wózków hamulców awaryjnych (o oznaczeniu typu cyfrą 4), znajdujących się na szynie o numerze i , została obliczona z zależności (2.39).

$$\mathbf{D}_{41}[i] = \begin{cases} \sum_n \mathbf{M}[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = 4 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.39)$$

Masa łączna pozostałych wózków, nie generujących sił w kierunku $\textcircled{D}$ (rys. 2.3) wzdłuż trasy kolejki, znajdujących się na szynie o numerze i , wynosi (2.40).

$$\mathbf{D}_{42}[i] = \begin{cases} \sum_n \mathbf{M}[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = 0 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.40)$$

Ostatecznie masę wszystkich wózków znajdujących się na konkretnej szynie $\mathbf{D}_{43}$ można obliczyć na dwa sposoby:

- wykorzystując liczby wózków zawarte w elementach wcześniej obliczonej tablicy $\mathbf{D}_{36}$ i równania podobne do trzech ostatnich,

- sumując wartości z tablic sporządzonych według wzorów oznaczonych numerami (2.38)–(2.40).

Ten drugi sposób obliczeń, jako że jest bardziej oczywisty, został zapisany w postaci zależności (2.41).

$$\mathbf{D}_{43} = \mathbf{D}_{40} + \mathbf{D}_{41} + \mathbf{D}_{42} \quad (2.41)$$

Tablice oznaczone $\mathbf{D}_{38}$ – $\mathbf{D}_{43}$ nie zostały wykorzystane w dalszej części przedstawionego algorytmu. Zdecydowano o ich zamieszczeniu z powodów informacyjnych oraz możliwości krzyżowej kontroli wartości innych obliczanych parametrów.

Podczas wprowadzania danych zestawu transportowego, według zależności (2.42) przewidziano możliwość zliczenia łącznej masy wszystkich wózków zestawu.

$$m_p = \sum_n \mathbf{M}[n] \quad (2.42)$$

2.6. Napęd zestawu kolejki podwieszanej

Nominalna siła uciągu pierwszego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, znajdującego się na szynie o numerze i , została wyznaczona z zależności (2.43) na podstawie tablicy $\mathbf{F}_U$, którą sporządzono na etapie wprowadzania danych zestawu.

$$\mathbf{D}_{46}[i] = \begin{cases} \mathbf{F}_U[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{D}_{27}[n] = 1 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.43)$$

Nominalna siła uciągu drugiego wózka jednostki napędowo-hamulcowej, znajdującego się na szynie o numerze i została wyznaczona z zależności (2.44).

$$\mathbf{D}_{47}[i] = \begin{cases} \mathbf{F}_U[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{D}_{27}[n] = 2 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.44)$$

Z doświadczenia eksploatacyjnego wynika, że na jednej szynie mogą zmieścić się co najwyżej trzy wózki napędowo-hamulcowe. Dla trzeciego z tych

wózków, nominalna siła uciągu, jeśli znajduje się on na szynie o numerze i , została wyznaczona z zależności (2.45).

$$\mathbf{D}_{48}[i] = \begin{cases} \mathbf{F}_U[n] & \text{dla} \quad \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{D}_{27}[n] = 3 \end{cases} \\ 0 & \text{dla} \quad \text{pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.45)$$

Dla każdej szyny o numerze i , z zależności (2.46) wyznaczono łączną siłę uciągu, którą nominalnie mogą wygenerować wózki napędowe. Siła ta działa wzdłuż każdej szyny (kierunek $\textcircled{D}$ na rysunku 2.3), na której znajdują się wózki jednostek napędowo-hamulcowych.

$$\mathbf{D}_{49} = \mathbf{D}_{46} + \mathbf{D}_{47} + \mathbf{D}_{48} \quad (2.46)$$

Siłę uciągu możliwą do wygenerowania przez wszystkie wózki jednostek napędowo-hamulcowych zestawu łącznie obliczono według wzoru (2.47). Obliczenia te zostały wykonane w trakcie wprowadzania parametrów charakteryzujących zestaw transportowy.

$$F_{zn} = \sum_n \mathbf{F}_U[n] \quad (2.47)$$

Wartość siły F_{zn} decyduje o ładowności zestawu z uwagi na ograniczone możliwości trakcyjne podczas jego poruszania się na trasie zabudowanej w wyrobisku po konkretnym upadzie/ wzniosie.

Zapotrzebowanie na siłę uciągu zestawu transportowego zależy od jego masy, w tym masy przewożonego ładunku, oraz kąta nachylenia trasy, znajdującej się w wyrobisku, a także współczynnika tarcia. W czasie postoju zestawu istotny jest współczynnik tarcia statycznego, którego wartość można oszacować na około (0,15–0,17), jeżeli stalowa rolka wózka i półka stalowej szyny są suche, oraz nie więcej niż 0,10, gdy występuje zanieczyszczenie tych elementów, w szczególności olejem. W warunkach jazdy kolejki po trasie występuje przypadek tarcia tocznego, które jest charakteryzowane przez współczynnik mający wartość około 0,005 mm. Dla potrzeb obliczeń tutaj prowadzonych przyjęto wskaźnik oporów toczenia, który może być łatwo uwzględniony przy wyznaczaniu zapotrzebowania na siłę uciągu.

Po uwzględnieniu oporów ruchu zestawu po trasie, charakteryzowanych przez zmienną $F_t = 0,35 \text{ N kg}^{-1}$, minimalną wartość siły uciągu zestawu F_{uz} obliczono ze wzoru (2.48). We wzorze tym użyto zmiennej Δ , opisującej kąt

nachylenia trasy, która jest niezależna od szyny (zawiesia) i charakteryzuje całą trasę. Chociaż wartość tego kąta może się zmieniać na pewnym odcinku trasy, to należy przyjąć tę z nich, która stanowi największą wartość bezwzględną. Wynika to stąd, że czynnik przy funkcji $\cos$ ma wartość mniejszą od 0,05 więc wpływ tego iloczynu na wartość sumy w nawiasie jest niewielki w porównaniu ze zwiększającą się wartością funkcji $\sin$ wraz ze zwiększaniem kąta Δ .

$$F_{uz} = \frac{m_p \cdot g}{1000} \cdot \left[\sin(\Delta) + \frac{F_t}{g} \cdot \cos(\Delta) \right] \quad (2.48)$$

Siła uciągu zestawu F_{uz} ma wartość dodatnią, jeśli kolejka porusza się po wzniosie, gdy wartość kąta nachylenia trasy $\Delta > 0$.

Ze wzoru (2.48) wynika, że jazda po trasie poziomej, lub upadzie o niedużej wartości bezwzględnej kąta Δ , również wiąże się z koniecznością wygenerowania siły uciągu. Przypadek taki został przedstawiony na rysunku 2.11 dla jednego wózka napędowo-hamulcowego, na który musi działać dodatniej wartości (w kierunku upadu) siła uciągu $\mathbf{F}_U[n]$. Konieczność wygenerowania siły uciągu wynika z relacji pomiędzy składową wzdłużną siły ciężkości wózka wraz z ładunkiem, oznaczoną jako $\mathbf{D}_{24}[n] \cdot \sin(\Delta)$, a siłą oporów ruchu kół wózka po półce szyny F_t . Opory jazdy wózka są spowodowane działaniem siły reakcji szyny R_A na koła wózka.

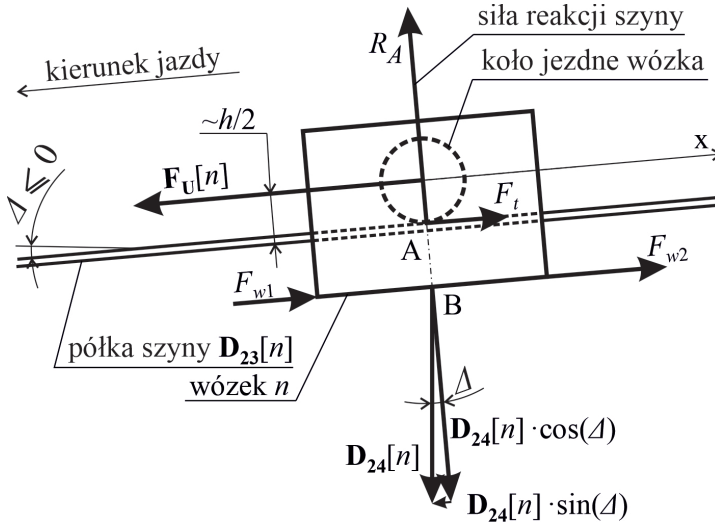
Cały zestaw pozostawałby w równowadze tylko wtedy, gdyby suma w nawiasie kwadratowej zależności (2.48) była zerowa. W takim przypadku kąt Δ , w mierze łukowej, musiałaby spełniać zależność (2.49). Ujemna wartość zapotrzebowania na siłę uciągu F_{uz} oznacza konieczność hamowania silnikiem, gdy zestaw stacza się po upadzie.

$$\Delta = \arctg\left(-\frac{F_t}{g}\right) \quad (2.49)$$

W rzeczywistości problem wyznaczenia zapotrzebowania zestawu transportowego na siłę uciągu rozwiązano inaczej. Sprawdzone przy jakiej wartości kąta nachylenia trasy zestaw transportowy pozostaje w równowadze i stąd wyznaczono względną wartość siły oporów ruchu F_t przypadającą na jednostkę masy zestawu. Ze względu na to, że kąt ten wynosił około (-2°) , z zależności (2.49) oszacowano wartość jednostkowej siły oporów jazdy F_t .

Na rysunku 2.11, oprócz sił wynikających z dynamiki przedstawionego wózka, występują siły działające wzdłuż trasy, oznaczone F_{w1} i F_{w2} . Siły te są efektem oddziaływania innych wózków, wchodzących w skład tego samego

zestawu, na każdy wózek rozpatrywany, niezależnie od typu tego wózka. W bilansie sił, którymi obciążony jest wózek, powinny one być uwzględnione, lecz poza koniecznością generowania odpowiedniej siły napędowej przez wózki jednostek napędowo-hamulcowych, nie mają one bezpośredniego wpływu na obciążenie elementów trasy kolejki podwieszanej. Siła F_{w1} nie działa jedynie na wózek, który jest pierwszym w całym zestawie, ponieważ przed nim nie ma wózków. Podobnie siła F_{w2} działa na wszystkie wózki wchodzące w skład zestawu z wyłączeniem ostatniego. Po uwzględnieniu uwag zawartych w dwóch poprzednich zdaniach można stwierdzić, że każdy wózek napędowo-hamulcowy jest obciążony wszystkimi siłami opisanymi na rysunku 2.11, a na pozostałe wózki nie działa siła F_U .



Rys. 2.11. Siły działające na wózek napędowy o numerze n podczas jazdy po szynie o numerze $D_{23}[n]$, znajdującej się na trasie poziomej lub zabudowanej po upadzie, gdy jest konieczne generowanie siły napędowej

W podziemnych zakładach górniczych, do obliczeń trakcyjnych wykorzystuje się nomogramy, które są przygotowywane przez producentów lokomotywy (zespołu napędowego) kolejki podwieszanej. Nomogramy takie służą do określania maksymalnej masy ładunku, który może być transportowany przy użyciu konkretnego zespołu napędowego na odcinku trasy o znanym przebiegu, konstrukcji i geometrii. Pozwalają one również oszacować prędkość zestawu transportowego, charakteryzującego się znaną konfiguracją, podczas jazdy po wzniosie o danym kącie nachylenia trasy.

Lokomotywa kolejki podwieszanej, używana do realizacji typowych przewozów, najczęściej jest wyposażona w wózki napędowo-hamulcowe cierne. Wartość siły napędowej, generowanej przez wózki tego typu, obliczono z zależności (2.50). Przy dużym kącie nachylenia trasy Δ , konieczna jest zabudowa szyn zębatych oraz użycie zespołu napędowego wyposażonego w wózki, umożliwiające wykorzystanie obydwu typów napędu – cierne i/ lub zębatego [17]. Zależność (2.50) może być wykorzystana do obliczeń w ogólnym przypadku konfiguracji ciągnika kolejki podwieszanej, który może zawierać zarówno wózki napędowo-hamulcowe cierne, jak i zębate.

$$F_{u1} = \begin{cases} \frac{F_{uz}}{D_{26c} + D_{26z}} & \text{dla } \frac{F_{uz}}{D_{26c} + D_{26z}} < F_{u1\max} \\ F_{u1\max} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.50a)$$

Jeżeli zapotrzebowanie na siłę uciągu F_{uz} , odniesione do jednego wózka napędowego, czyli podzielone przez sumę $D_{26c} + D_{26z}$ (2.51b), jest większe niż nominalna siła napędowa jednego wózka napędowego cierne $F_{u1\max}$, to wózki napędowe cierne generują nominalną siłę napędową (2.50b), a wózki napędowe zębate (pod warunkiem, że mogą być załączone) – siłę (2.51c), większą niż nominalna siła napędowa wózków ciernych lecz nie większą niż nominalna wartość siły napędowej wózków zębatych $F_{u2\max}$. Efektywność napędu zębatego jest zwykle większa o około 40% od napędu wykorzystującego siły tarcia kół napędowych o średnik szyny, czyli $F_{u2\max} = 1,4 \cdot F_{u1\max}$ [34, 36]. Z zależności (2.51) można wyznaczyć wartość siły napędowej generowanej przez jeden wózek napędowy zębata dla wszystkich możliwych przypadków konfiguracji zestawu.

$$F_{u2} = \begin{cases} 0 & \text{dla } D_{26z} = 0 \\ \frac{F_{uz}}{D_{26c} + D_{26z}} & \text{dla } \frac{F_{uz}}{D_{26c} + D_{26z}} \leq F_{u1\max} \\ \frac{F_{uz} - D_{26c} \cdot F_{u1\max}}{D_{26z}} & \text{dla } F_{u1\max} < \frac{F_{uz} - D_{26c} \cdot F_{u1\max}}{D_{26z}} < F_{u2\max} \\ F_{u2\max} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.51a)$$

$$F_{u2} = \begin{cases} \frac{F_{uz}}{D_{26c} + D_{26z}} & \text{dla } \frac{F_{uz}}{D_{26c} + D_{26z}} \leq F_{u1\max} \\ \frac{F_{uz} - D_{26c} \cdot F_{u1\max}}{D_{26z}} & \text{dla } F_{u1\max} < \frac{F_{uz} - D_{26c} \cdot F_{u1\max}}{D_{26z}} < F_{u2\max} \\ F_{u2\max} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.51b)$$

$$F_{u2} = \begin{cases} \frac{F_{uz} - D_{26c} \cdot F_{u1\max}}{D_{26z}} & \text{dla } F_{u1\max} < \frac{F_{uz} - D_{26c} \cdot F_{u1\max}}{D_{26z}} < F_{u2\max} \\ F_{u2\max} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.51c)$$

Gdyby zapotrzebowanie zestawu na siłę uciągu F_{uz} było większe niż możliwości wygenerowania tej siły przez wszystkie wózki jednostek napędowo-hamulcowych, to masa ładunku, który został przewidziany do przewozu

przy użyciu obliczanego zestawu, musiałaby zostać odpowiednio zmniejszona. Innym możliwym rozwiązaniem tego problemu jest dodanie do konfiguracji zestawu dodatkowych wózków napędowo-hamulcowych, ale tylko pod warunkiem, że użyta do napędu zestawu lokomotywa dysponuje odpowiednią nadwyżką mocy. Projektowanie przewozów w podziemnych zakładach górniczych, pod tym względem, odbywa się na podstawie obliczeń trakcyjnych [7, 35].

Rzeczywista wartość siły uciągu, która działa na jedną szynę trasy, została obliczona z zależności (2.52). Siła ta działa w kierunku $\textcircled{D}$, którego ślad jest widoczny na rysunku 2.3.

$$\mathbf{F}_{\text{US}}[i] = \begin{cases} \sum_n (F_{u1} + F_{u2}) & \text{dla } \begin{cases} \mathbf{D}_{23}[n] = i \\ \mathbf{T}_{yp}[n] = \{1; 2; 3\} \end{cases} \\ 0 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.52)$$

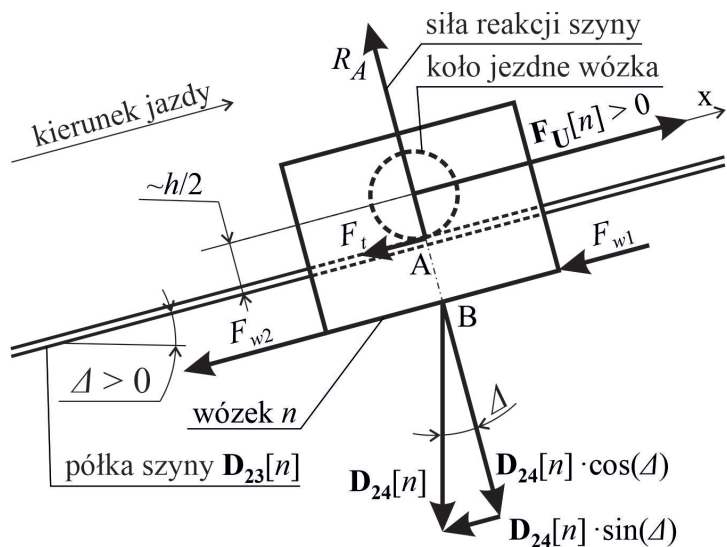
2.7. Obciążenie trasy siłą napędową

Podczas analizowania fazy jazdy kolejki po trasie podwieszanej należy wyróżnić trzy przypadki obciążenia wzdłużnego trasy, ze względu na występowanie sił uciągu:

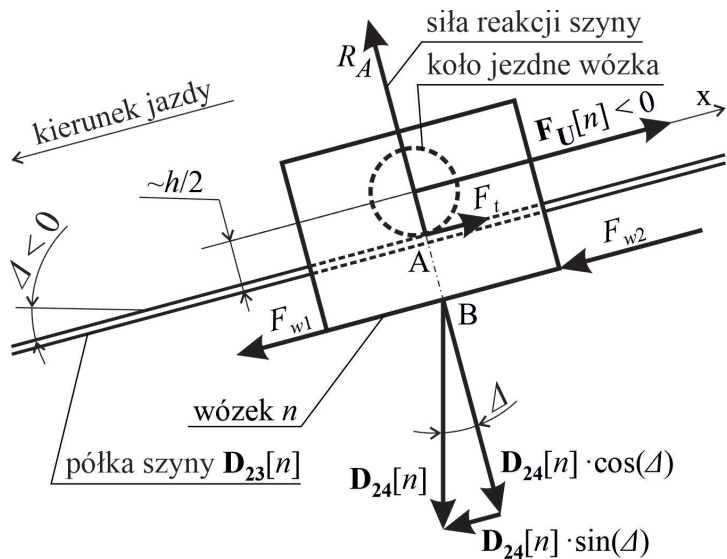
- przy jeździe po niewielkim upadzie występuje dodatnie (w kierunku jazdy) zapotrzebowanie na siłę uciągu zestawu (rys. 2.11),
- ruch zestawu po wzniosie wiąże się z występowaniem zapotrzebowania na siłę uciągu, która ma wtedy wartość dodatnią (rys. 2.12),
- zjazd kolejki po upadzie o odpowiednio dużym nachyleniu trasy wymaga hamowania silnikiem, co można opisać jako ujemną siłę uciągu w sposób przedstawiony na rysunku 2.13.

Te dwa ostatnie przypadki, pod względem obliczeniowym, różnią się nieznacznie, dlatego zostały rozpatrzone razem.

Schemat zjazdu wózka po upadzie (rys. 2.13) jest podobny do przedstawionego na rysunku 2.12, przy czym na tym ostatnim zmieniono zwrot jazdy oraz opisano kąt upadu $\Delta < 0$. Wraz ze zmianą kierunku jazdy zestawu, zwrot siły oporów ruchu F_t również jest różny na tych dwóch schematach. Ponadto, położenie sił wzdłużnych F_{w1} i F_{w2} , których charakterystykę podano na stronie 85, zostało zmienione z powodu zmiany orientacji kierunku jazdy.

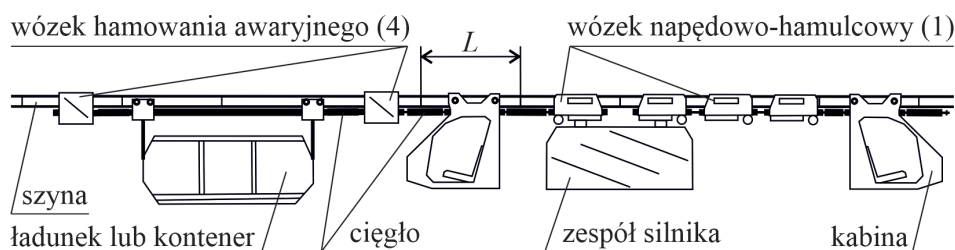


Rys. 2.12. Siły działające na wózek napędowy o numerze n podczas jazdy po szynie o numerze $D_{23}[n]$, zabudowanej po wzniosie o kącie Δ



Rys. 2.13. Siły działające na wózek napędowy o numerze n podczas jazdy po szynie o numerze $D_{23}[n]$, zabudowanej po upadzie o kącie Δ

Modele wózka przedstawione na rysunkach 2.11–2.13 stanowią kineto-statyczną charakterystykę sił działających na wózek jednostki napędowo-hamulcowej, dla której został aktywowany napęd. Na każdy z wózków zestawu transportowego, niezależnie od jego typu, mogą dodatkowo oddziaływać siły wzdłużne o kierunku równoległym do śladu ① widocznego na rysunku 2.3. Źródłem tych sił jest działanie na bieżący wózek sił oporów ruchu wózków znajdujących się w dalszej części zestawu oraz sił napędowych przenoszonych na każdy z wózków poprzez łączące je ciągła, które są widoczne również na rysunku 2.14. Liczba i długości tych ciągł mogą być odpowiednio dobierane dla potrzeb konfiguracji konkretnego zestawu, uzupełnienia go o wózki hamowania awaryjnego oraz w zależności od wymiarów przewożonego ładunku. Przekazywanie sił poprzez ciągła, zainstalowane pomiędzy wózkami jezdny, jest konieczne z tego powodu, że zespół silnika i jednostki napędowo-hamulcowe są zwykle zintegrowane na jednym z końców zestawu transportowego. Ruch i dynamika wszystkich wózków, niezależnie od ich typu, są możliwe dzięki łączącym je ciągłom. Ciągło nie musi być zainstalowane tylko pomiędzy takimi wózkami, które są połączone innym elementem (zespołem), charakteryzującym się wystarczającą sztywnością. Na rysunku 2.14 rolę takiego złącza, zastępującego ciągło, pełni zespół silnika wraz dwoma z wózkami napędowo-hamulcowymi.



Rys. 2.14. Schemat zestawu transportowego, z charakterystycznym rozmieszczeniem zespołów i wózków, na trasie składającej się z szyn.

W nawiasie podano oznaczenie kodowe wózka w tablicy T_{yp}

2.7.1. Napęd podczas jazdy po upadzie

Przy jeździe po trasie poziomej lub po upadzie o niewielkim nachyleniu występuje konieczność wygenerowania sił napędowych F_U , których zwrot jest zgodny z kierunkiem ruchu (rys. 2.11). Jednocześnie na te szyny trasy, na których znajdują się jednostki napędowe, działają siły reakcji o zwrocie przeciwnym. Składowa pozioma siły napędowej (leżąca w płaszczyźnie ②)

według rysunku 2.3), działającej na szynę o numerze i , została obliczona ze wzoru (2.53) w oparciu o wcześniej wyznaczoną siłę uciągu, generowaną przez wózki napędowo-hamulcowe znajdujące się na odpowiednich szynach. Dla zwrotu siły napędowej w kierunku wzniosu wyrobiska przyjęto wartość ujemną – wtedy szyna jest ciągnięta „w górę”. Tablica $\mathbf{D}_{67}$ jest jednowymiarowa (jednowierszowa) i zawiera tyle elementów na ilu szynach znajduje się zestaw transportowy w położeniu takim, że jedno z zawiesi jest najbardziej niekorzystnie obciążone w trakcie przejazdu zestawu po całej trasie.

$$\mathbf{D}_{67}[i] = \mathbf{F}_{\text{US}}[i] \cdot [-\cos(\Delta)] \quad (2.53)$$

Prostopadła do ostatnio wyznaczonej, składowa pionowa (o kierunku $\textcircled{\text{A}}$ według rysunku 2.3) sił działających na szynę o numerze i , została obliczona ze wzoru (2.54). Dodatni znak wartości tej składowej przyjęto zgodnie ze zwrotem przyspieszenia ziemskiego.

$$\mathbf{D}_{68}[i] = |\mathbf{F}_{\text{US}}[i] \cdot \sin(\Delta)| + \mathbf{F}_{\text{N}}[i] \quad (2.54)$$

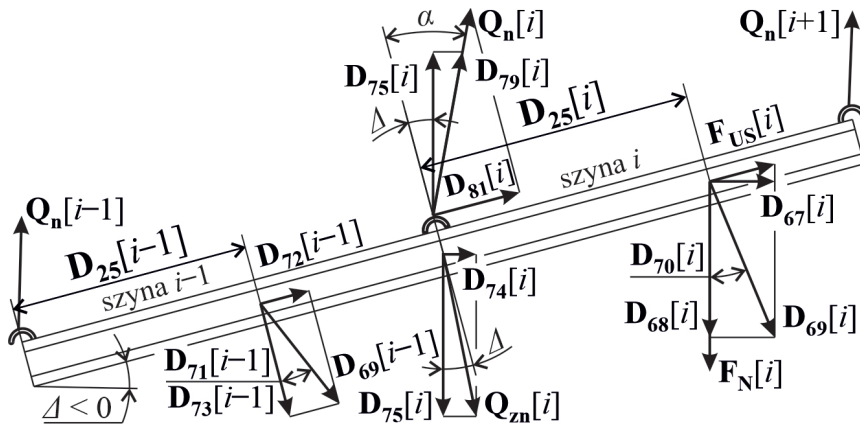
Wypadkową siłę działającą na szynę o numerze i obliczono z kolejnego wzoru (2.55).

$$\mathbf{D}_{69}[i] = \sqrt{(\mathbf{D}_{67}[i])^2 + (\mathbf{D}_{68}[i])^2} \quad (2.55)$$

Dane niezbędne do obliczeń prowadzonych w tym podrozdziale są zawarte w dwóch tablicach: $\mathbf{F}_{\text{US}}$ i $\mathbf{F}_{\text{N}}$, które razem występują we wzorze (2.54). Na rysunku 2.15, na którym przedstawiono dwie szyny, siły te umownie przyłożono do ich środków, w połowie długości każdej z nich. Siły działające na złącze i przedstawiono w taki sposób, że punkt przyłożenia mają również w połowie wysokości tego złącza. W rzeczywistości nie zachodzi kontakt pomiędzy szynami w tym miejscu, lecz są one połączone na dwóch wieśszakach, które zapewniają pewną swobodę ruchu względnego, znajdujących się pod i nad półkami [15]. Dla szyny oraz złącza o numerze i przedstawiono również kąty i wektory sił, które w dalszej kolejności zostały wykorzystane w toku obliczeń. Nie należy przez to rozumieć, że wszystkie te siły działają jednocześnie na elementy trasy – wręcz przeciwnie, większość z nich stanowi jedynie ilustrację ułatwiającą śledzenie omawianego algorytmu.

Kierunek wypadkowej $\mathbf{D}_{69}$ można opisać za pomocą kąta $\mathbf{D}_{70}$, którego wartość, mierzona od kierunku pionowego, obliczono z zależności (2.56).

$$D_{70}[i] = \begin{cases} 90 & \text{dla } D_{68}[i] = 0 \\ \arctg\left(\frac{D_{67}[i]}{D_{68}[i]}\right) & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.56)$$



Rys. 2.15. Model zawierający zmienne, które zostały wyznaczone w toku obliczeń obciążenia złącza i zawiesia o numerze i

Dla wyznaczonej wypadkowej siły D_{69} działającej na szynę i , ze wzoru (2.57) został obliczony kąt, mierzony od płaszczyzny odrzwi obudowy podatnej (ślad © na rysunku 2.3) do tej wypadkowej. Dodatnia wartość tego kąta oznacza, że wypadkowa D_{69} działa w kierunku upadu trasy, czyli szyna jest ciągnięta „w dół”.

$$D_{71}[i] = D_{70}[i] - \Delta \quad (2.57)$$

Na szynę o numerze i działa składowa styczna D_{72} siły wypadkowej D_{69} , której wartość obliczono z zależności (2.58). Znak tej składowej jest ujemny dla jej zwrotu w kierunku wzniosu trasy, co odpowiada przemieszczaniu trasy „w górę” wyrobiska.

$$D_{72}[i] = D_{69}[i] \cdot \sin(D_{71}[i]) \quad (2.58)$$

Składowa normalna, działająca w płaszczyźnie obudowy podatnej (ślad © na rysunku 2.3), sił obciążających szynę o numerze i została obliczona ze wzoru (2.59).

$$D_{73}[i] = D_{69}[i] \cdot \cos(D_{71}[i]) \quad (2.59)$$

Złącze (a także zawiesie) jest obciążone częścią wartości sił pionowych oraz połową składowej sił wzdłużnych obciążających szyny występujące po

obydwu stronach tego złącza. Składowa pozioma (ślad ⑥ na rysunku 2.3), działająca na zawieszce o numerze i , została obliczona z zależności (2.60). Ma ona wartość dodatnią w przypadku zwrotu jej wektora w kierunku upadu trasy. Liczba elementów tablicy $\mathbf{D}_{74}$ jest o jeden większa niż łączna liczba szyn, które znajdują się pomiędzy skrajnymi wózkami zestawu. Wyjaśnienie dotyczące wielkości tablicy $\mathbf{D}_{74}$ jest takie samo jak dla tablicy $\mathbf{D}_{35}$, dla której zostało ono podane na stronie 79.

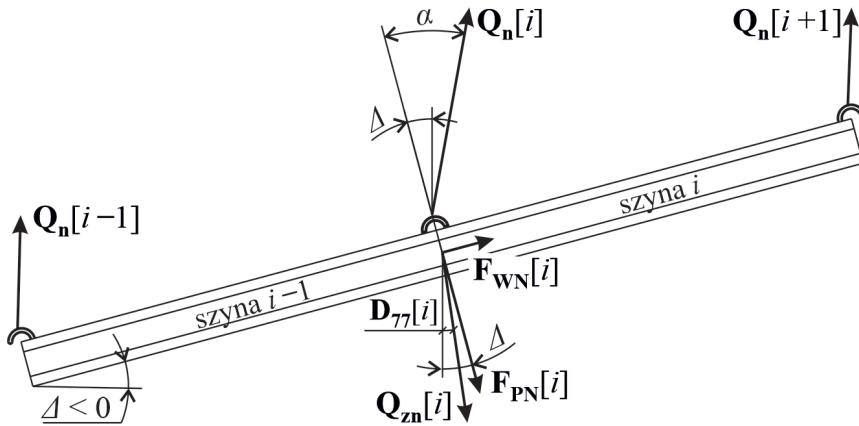
$$\mathbf{D}_{74}[i] = \begin{cases} \mathbf{D}_{67}[i] \cdot \frac{L - \mathbf{D}_{25}[i]}{L} & \text{dla } i = 1 \\ \mathbf{D}_{67}[i-1] \cdot \frac{\mathbf{D}_{25}[i-1]}{L} & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \\ \mathbf{D}_{67}[i] \cdot \frac{L - \mathbf{D}_{25}[i]}{L} + \\ \quad + \mathbf{D}_{67}[i-1] \cdot \frac{\mathbf{D}_{25}[i-1]}{L} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.60)$$

Zatem składowa pionowa (o kierunku ⑦ według rysunku 2.3), która obciąża zawieszce (jak również złącze szyn) o numerze i , może zostać obliczona z równania (2.61). Dodatnia wartość tej składowej oznacza, że ma ona zwrot w kierunku upadu trasy.

$$\mathbf{D}_{75}[i] = \begin{cases} \frac{\mathbf{F}_{\text{US}}[i]}{2} \cdot \sin(\Delta) + \mathbf{D}_{35}[i] & \text{dla } i = 1 \\ \frac{\mathbf{F}_{\text{US}}[i-1]}{2} \cdot \sin(\Delta) + \mathbf{D}_{35}[i] & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \\ \frac{\mathbf{F}_{\text{US}}[i] + \mathbf{F}_{\text{US}}[i-1]}{2} \cdot \sin(\Delta) + \mathbf{D}_{35}[i] & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.61)$$

Wartość wypadkowej siły $\mathbf{Q}_{\text{zn}}$, działającej na złącze szyn o numerze i , została obliczona według zależności (2.62) na podstawie sił ostatnio wyznaczonych. Schemat sił działających na złącze i zawieszce, które zostały obliczone jako wynikowe, przedstawiono na rysunku 2.16.

$$\mathbf{Q}_{\text{zn}}[i] = \sqrt{(\mathbf{D}_{74}[i])^2 + (\mathbf{D}_{75}[i])^2} \quad (2.62)$$



Rys. 2.16. Siły obciążające złącze i zawiesie o numerze i , wyznaczone według przedstawionego algorytmu, gdy kolejka jedzie po niewielkim upadzie

Mogłoby się wydawać, że siła Q_{zn} działa na złącze i zawiesie jednocześnie, taka sama pod względem wartości liczbowej i kierunku, jednak nie jest tak z dwóch, następujących powodów:

- zawiesie jest cięgnem, czyli może przenosić wyłącznie siły rozciągające, jeśli występują one pomiędzy punktami zamocowania tego zawiesia,
- maksymalna siła rozciągająca zawiesie jest generowana jako efekt sił ciężkości wózków, które wraz z ładunkiem podwieszonym do nich obciążają to zawiesie, oraz kąta zawiesia α ,
- składowe styczne (ślad ① na rysunku 2.3) sił Q_{zn} i Q_n nie mogą być równe co do wartości, jeżeli kierunki wektorów tych sił nie są równoległe.

Wniosek z tych rozważań jest następujący: jeśli obciążenie zawiesia siłami ciężkości wózków lub/ oraz kąt zawiesia α miałyby zbyt małe wartości, to może okazać się, że siła Q_n działająca w zawiesiu ma niewystarczającą wartość do tego, aby zrównoważyć obliczoną wypadkową Q_{zn} . Chociaż obliczono według wzoru (2.62), że siła wypadkowa o wartości Q_{zn} działa na złącze szyn i , to jednak – na tym etapie obliczeń – nie ma pewności co do tego, czy bezpośrednio z powodu jej występowania generowana jest siła rozciągająca zawiesie Q_n , ponieważ ta ostatnia może mieć wartość zbyt małą.

Z zależności (2.63) obliczono wartość kąta, mierzonego od kierunku pionowego, działania na złącze o numerze i wypadkowej Q_{zn} . Ujemna wartość tego kąta oznaczałaby, że wektor wypadkowej ma zwrot w kierunku upadu trasy.

$$\mathbf{D}_{77}[i] = \begin{cases} 90 & \text{dla } \mathbf{D}_{75}[i] = 0 \\ \arctg\left(\frac{\mathbf{D}_{74}[i]}{\mathbf{D}_{75}[i]}\right) & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.63)$$

Dla kąta zawiesia α , mierzonego względem płaszczyzny łuku obudowy podatnej, ze wzoru (2.64) można znaleźć taką jego wartość $\mathbf{D}_{78}$, aby wypadkowa $\mathbf{Q}_{zn}$ mogła być zrównoważona przy możliwie jak najmniejszej sile ciężkości, pochodzącej od mas wózków wraz z ładunkiem, obciążającej to zawiesie. Warunek ten jest spełniony w szczególności wtedy, gdy kierunek wyznaczony przez punkty mocowania zawiesia – z jednej strony do łuku obudowy, a z drugiej do złącza szyn – jest taki sam jak kierunek wektora wypadkowej $\mathbf{Q}_{zn}$.

$$\mathbf{D}_{78}[i] = \mathbf{D}_{77}[i] + |\Delta| \quad (2.64)$$

Można zauważyć, że wzór (2.64), a także niektóre kolejne, uległyby nieznacznemu uproszczeniu w sytuacji, gdyby kąt zawiesia α zdefiniować względem płaszczyzny pionowej, oznaczonej ④ na rysunku 2.3, przechodzącej przez jeden z punktów mocowania zawiesia. Nie uczyniono tego jednak, gdyż podjęto decyzję o zachowaniu zgodności konwencji oznaczania tego kąta z opisaną w pracy [13].

Wartość siły obciążającej zawiesie o numerze i , wynikającej wyłącznie z faktu występowania sił pionowych, obliczono z równania (2.65).

$$\mathbf{D}_{79}[i] = \begin{cases} 0 & \text{dla } \alpha - |\Delta| = 90^\circ & (2.65a) \\ \frac{\mathbf{D}_{75}[i]}{2 \cdot \cos(\alpha - |\Delta|)} & \text{dla zawiesia z trawersą} & (2.65b) \\ \frac{\mathbf{D}_{75}[i]}{\cos(\alpha - |\Delta|)} & \text{dla pozostałych przypadków} & (2.65c) \end{cases}$$

W przeciwieństwie do wypadkowej $\mathbf{Q}_{zn}$, dla siły $\mathbf{D}_{79}$ występuje odpowiednio duże obciążenie trasy siłami ciężkości, żeby ta siła mogła w rzeczywistości wystąpić. Siła o wartości $\mathbf{D}_{79}$ wynika wyłącznie ze statycznego oddziaływania masy kolejki na elementy trasy i stanowi jedynie bazę, niezbędną do oszacowania sił dynamicznych. Sposób jej obliczenia jest taki sam dla większości konstrukcji zawiesi stosowanych w praktyce. Dla zawiesi zamontowanych w układzie V (rys. 2.3), którego zadaniem jest wzdłużna stabilizacja trasy, nie ma znaczenia fakt, że do jednego złącza są zamontowane

dwa łańcuchy. W rzeczywistości tylko jeden z nich, ten zainstalowany pod większym kątem α – opisanym na wspomnianym rysunku, przenosi całą siłę przypadającą na ten układ. Właściwą zależnością do obliczenia obciążenia jest (2.65c). Bardziej korzystną konstrukcją pod względem rozkładu obciążenia jest zawiesie z trawersą podłączoną do dwóch łańcuchów (rys. 2.3), z których każdy przenosi dokładnie połowę wartości siły $\mathbf{D}_{75}$, co uwzględniono we wzorze (2.65b).

W mianowniku wzoru (2.65) wykorzystano zmienną α , która jest wielkością skalarną a nie tablicową, co wymaga pewnego wyjaśnienia. Jeśli w tym wzorze przyjąć, że kąt α jest jedyną zmienną, to wartość siły $\mathbf{D}_{79}$ będzie tym większa im większa jest wartość kąta zawiesia. Trasa zainstalowana w wyrobisku zawiera wiele szyn i zawiesi. Jeżeli jednak trasa jest zmontowana w sposób przemyślany, zwykle geometria trasy (wartości kątów zawiesia α oraz długości zawiesi L_Z) są zbliżone, przynajmniej na pewnym odcinku trasy. Gdyby jednak tak nie było, to należy przyjąć największą wartość kąta zawiesia, najlepiej gdyby była ona pomierzona w warunkach obciążenia trasy. Kąt zawiesia można dodatkowo zwiększyć, uwzględniając przemieszczenie trasy o około 30 mm, które wynika z badań opublikowanych w pracy [38], w przypadku gdyby długość zawiesia była mniejsza niż około 1200 mm. Problem zmiany wartości kątów zawiesi po obciążeniu trasy był analizowany w pracy [13].

Ostatecznie należy stwierdzić, że nie ma konieczności przeliczania obciążenia dla wszystkich wartości kątów α – wystarczy wykonać je tylko dla kąta największego. Tablica $\mathbf{D}_{79}$ zawiera więc wartości obciążenia dla każdego z zawiesi, charakteryzowanego przez numer i , w przypadku gdyby to zawiesie było zainstalowane pod największym kątem α , pod którym na tej trasie występuje co najmniej jedno zawiesie. Wartość sumy wszystkich elementów tablicy $\mathbf{D}_{79}$, która powinna być nieco większa od siły ciężkości całego zestawu, może zostać wykorzystana do bieżącej kontroli poprawności obliczeń prowadzonych do tego etapu.

Z zależności (2.66) obliczono siłę, która obciąża zawiesie o numerze i . W wartości tej siły uwzględniono współczynnik dynamiczny, który został zaproponowany w pracy [12], przez co wielkość $\mathbf{Q}_n$ odzwierciedla rzeczywiste obciążenie zawiesia podczas przejazdu kolejki podwieszanej.

$$\mathbf{Q}_n [i] = \mathbf{D}_{79} [i] \cdot D_{12} \quad (2.66)$$

Zgodnie z wnioskowaniem przeprowadzonym w pracy [12] należy spodziewać się, że – co najmniej w 95% przypadków – obciążenie zawiesia zmierzone

na rzeczywistym obiekcie będzie nie większe niż wartość $\mathbf{Q}_n$. Przytoczony poziom prawdopodobieństwa statystycznego wynika z przyjętego w tej literaturze kryterium podwojonego odchylenia standardowego.

Składowa wzdłużna $\mathbf{D}_{81}$, siły działającej w zawiesiu i , leży w płaszczyźnie $\textcircled{E}$, widocznej na rysunkach 1.1a i 2.3. Ma ona znak ujemny, jeżeli jej zwrot jest w kierunku wzniosu trasy. Składowa ta może dodatkowo, niezależnie od występowania innych sił wzdłużnych, obciążać wzdłużnie złącze szyn, jak to przedstawiono na rysunku 2.15. Wartość tej składowej obliczono z zależności (2.67) na podstawie sił statycznego oddziaływania kolejki na elementy trasy.

$$\mathbf{D}_{81} [i] = -\mathbf{D}_{79} [i] \cdot \sin(\alpha) \quad (2.67)$$

Składowa styczna $\mathbf{F}_{WN}$, działająca w kierunku trasy na złączu szyn o numerze i , została obliczona ze wzoru (2.68). Jeżeli ma ona zwrot w kierunku upadu trasy to jej znak jest dodatni oraz nie może zostać zrównoważona przez siłę działającą w zawiesiu, ponieważ kąt zawiesia α ma zbyt dużą wartość. Niezerowa wartość sumy elementów tablicy $\mathbf{F}_{WN}$ oznacza, że cały odcinek trasy, wraz ze znajdującym się na niej zestawem transportowym, zostanie przemieszczony w efekcie działania na niego niezrównoważonych sił dynamicznych. Jak wynika z publikacji [23], liniowe przemieszczenie trasy w kierunku wzdłużnym nie przekracza około 30 mm, od położenia równowagi, nawet podczas hamowania.

$$\mathbf{F}_{WN} [i] = \begin{cases} \frac{\mathbf{D}_{72} [i]}{2} + \mathbf{D}_{81} [i] & \text{dla } i = 1 \\ \frac{\mathbf{D}_{72} [i-1]}{2} + \mathbf{D}_{81} [i] & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \\ \frac{\mathbf{D}_{72} [i]}{2} + \frac{\mathbf{D}_{72} [i-1]}{2} + \mathbf{D}_{81} [i] & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.68a)$$

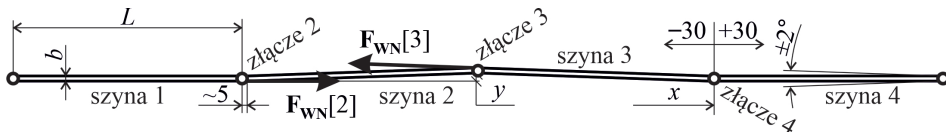
$$(2.68b)$$

$$(2.68c)$$

Producenci szyn, łączonych za pomocą wieszaków, do zabudowy tras kolejek podwieszonych, np. [15] podają, że maksymalny kąt ugięcia szyn na złączu w płaszczyźnie pionowej (śląd $\textcircled{E}$ na rysunku 1.1a) może dochodzić do $\pm 6^\circ$. Jednocześnie z powodu specyficznej konstrukcji złącza, w tym występowania luzu wzdłużnego o wymiarze kilku (około 5) mm oraz możliwości względnych przemieszczeń kątowych sąsiadujących szyn (rys. 2.17), dopuszczalne załamanie (ugięcie) na połączeniu szyn nie może przekraczać $\pm 2^\circ$ [6, 16]. Zakres dodatni i ujemny dopuszczalnych odkształceń kątowych

jest określany względem liniowego przebiegu trasy. Podane wartości kątów dotyczą trasy, dla której przewidziano wyłącznie możliwość wykorzystania napędu ciernego. Dla szyn wyposażonych w zębatkę, która umożliwia zastosowanie odpowiednich wózków napędowo-hamulcowych do wytwarzania siły uciągu na trasach o większym nachyleniu, zalecane graniczne wartości katowe są najczęściej 4-krotnie mniejsze [6]. Maksymalne rzeczywiste ugięcie złącza jest liniową funkcją długości szyny według zależności (2.69). W przypadku trasy wykorzystywanej do napędu ciernego wynosi ono $y \approx 35$ mm dla szyny o długości $L = 1000$ mm oraz $y \approx 112$ mm dla szyny o długości $L = 3200$ mm. Wzdłużne skrócenie trasy, spowodowane maksymalnym ugięciem szyn na jednym ze złączy, jest niedostrzegalne w warunkach eksploatacyjnych, ponieważ nie przekracza 2 mm dla szyn najdłuższych (dokładnie $3200 \text{ mm} \cdot [1 - \cos(2^\circ)]$).

$$y = L \cdot \sin(2^\circ) \quad (2.69)$$



Rys. 2.17. Schemat załamania (ugięcia y na złączu 3) prostego odcinka trasy kolejki podwieszonej widoczej od góry, gdy na złącza szyny 2 działają siły wzdłużne powodujące jej ściskanie (wyboczenie)

Chociaż jest dostępna literatura, w której charakteryzuje się wzdłużną dynamikę wózka poruszającego się po szynie [18, 21, 25], to nie jest tam uwzględniany fakt, że trasa składa się z wielu szyn. Pod tym względem, zaproponowany tutaj algorytm, umożliwiający oszacowanie wartości siły, która powoduje wzdłużną zmianę położenia trasy podczas poruszania się po niej zestawu transportowego, jest nowatorski. Ponadto, jest możliwa łatwa implementacja tego algorytmu do prowadzenia obliczeń o dokładności wystarczającej dla celów inżynierskich.

Przy obliczaniu siły $\mathbf{F}_{WN}$ przyjęto, że poprzez każde z dwóch złączy szyny przenoszone jest po połowie wartości sił wzdłużnych działających na tą szynę, zgodnie ze wzorem (2.68c). Założenie to jest wyłącznie teoretyczne i wynika ze statycznej analizy układu trasa-kolejka. Konstrukcja złączy jest taka (patrz rys. 1.2 na stronie 27), że występują trudności wyznaczenia wartości sił wzdłużnych, działających na złącze, drogą eksperymentalną, dlatego nie jest dostępna literatura w tym zakresie. Z praktyki eksploata-

cyjnej wynika zaś, że nie zdarzają się przypadki zniszczenia złącza szyny z powodu występowania sił wzdłużnych rozciągających to złącze, a tym bardziej – z powodu je ściskających. Nie jest to zaskakujące jeśli zauważyć, że wytrzymałość złącza na zniszczenie siłą rozciągającą wynosi co najmniej 120 kN [6].

Jeżeli pomiędzy siłami wzdłużnego obciążenia złączy i oraz $i + 1$, które ze sobą sąsiadują, występuje duża różnica wartości, to może nastąpić załamanie (ugięcie, a nie pęknięcie) trasy na jednym z tych złączy w płaszczyźnie, której ślad oznaczono ④ na rysunku 2.3. Opisaną sytuację przedstawiono na rysunku 2.17, gdzie na złącza 2 i 3, znajdujące się na końcach szyny 2 (pomiędzy szynami 1 i 3), działają siły o różnym znaku $\left(\frac{\mathbf{F}_{\mathbf{WN}}^{[2]}}{\mathbf{F}_{\mathbf{WN}}^{[3]}} < 0\right)$. Podobny efekt załamania (ugięcia) trasy można zauważyć w płaszczyźnie wzdłużnej wyrobiska opisaniej ⑤ na rysunku 1.1a. Zdarza się on rzadziej, w przypadku jeszcze większej różnicy wartości sił $\mathbf{F}_{\mathbf{WN}}$, np. podczas hamowania. Jest on przez to bardziej gwałtowny i określany mianem „galopowania”. Galopowanie zachodzi dla szyny chwilowo mniej obciążonej siłami ciężkości wózków, jeżeli znajduje się ona wśród (lub obok) szyn silnie obciążonych. Obydwa efekty można zaobserwować na takim złączu, do którego nie są zaczepione odciągi, ponieważ ich zadaniem jest właśnie stabilizacja trasy.

Składowa pionowa sił działających na złącze w płaszczyźnie odrzwi obudowy podatnej, oznaczonej ③ na rysunku 2.3, została obliczona według układu równań (2.70).

$$\mathbf{F}_{\mathbf{PN}}[i] = \begin{cases} \frac{\mathbf{D}_{73}[i]}{2} & \text{dla } i = 1 \\ \frac{\mathbf{D}_{73}[i-1]}{2} & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \\ \frac{\mathbf{D}_{73}[i] + \mathbf{D}_{73}[i-1]}{2} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.70)$$

W niniejszym podrozdziale rozpatrywano siły działające na elementy trasy kolejki podwieszanej w dwóch, prostopadłych do siebie, płaszczyznach. Jedną z tych płaszczyzn była pionowa (ślad ① na rysunku 2.3), w ogólności niezupełnie poprzeczna do wyrobiska, która obejmowała kierunek przyspieszenia grawitacyjnego, oraz pozioma – horyzontalna (ślad ② na tym rysunku). Po transformacji tego układu współrzędnych o kąt Δ , przyjęto płaszczyznę normalną ③ w ten sposób, aby zawierała łuk obudowy podatnej, oraz styczną ④, przebiegającą wzdłuż wyrobiska i zawierającą szyny trasy kolejki podwieszanej. W łańcuchach odcągów, które są

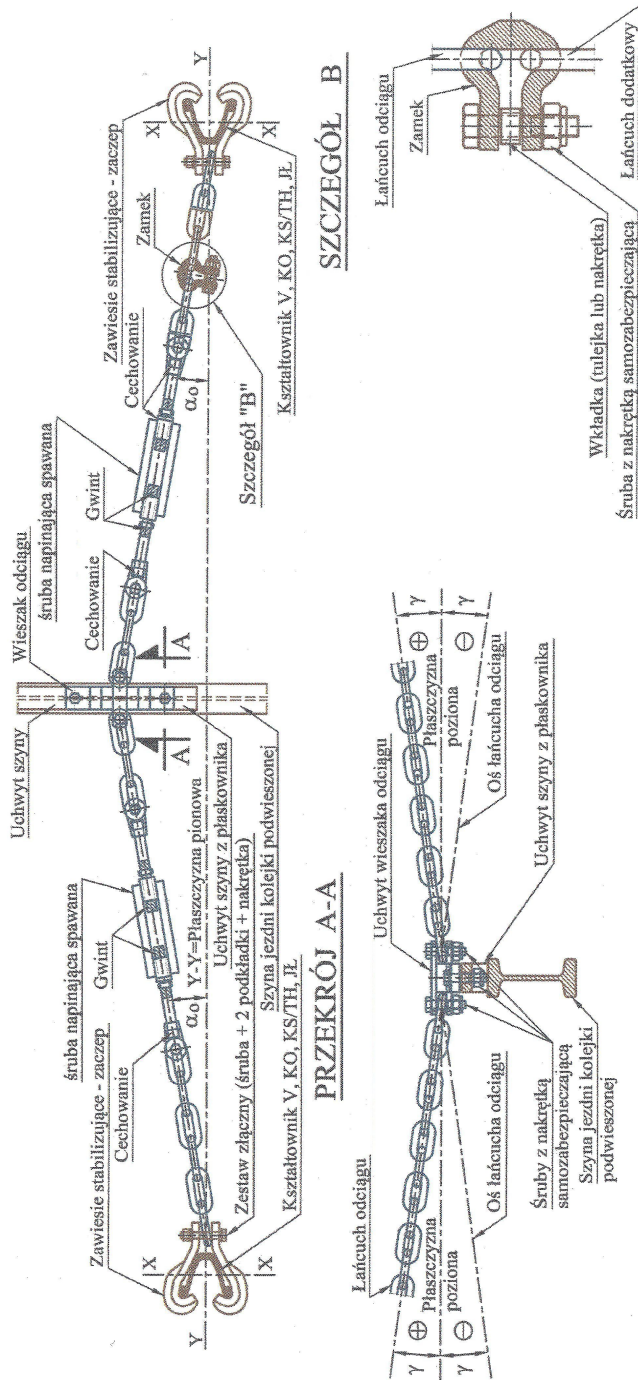
ciągami, działa siła o kierunku prostej przechodzącej przez punkty zamocowania tego odciagu. Dla ogólnego przypadku zainstalowania trasy, kierunek ten nie zawiera się w żadnej z opisanych wcześniej płaszczyzn [12].

Najbliższą płaszczyzną do kierunku, w którym zamontowany jest odciąg stabilizacyjny jest płaszczyzna styczna, zawierająca szyny trasy, której ślad ④ jest widoczny na rysunku 2.3. Producenci odciągów podają różne wartości dopuszczalnego odchylenia kąтового łańcucha od tej płaszczyzny, najczęściej w zakresie do $\pm 15^\circ$ [16, 17, 37]. Jak podano w tabeli 2.2, odchylenie odciagu mierzone w płaszczyźnie pionowej od prostej poziomej, opisywane na rysunku 2.18 jako kąt γ , jest kilkakrotnie mniejsze niż w płaszczyźnie prostopadłej do niej. Gdyby założyć, że odciąg został zamontowany w kierunku takim, że wartości kątów α_o i γ są niezerowe, to wskaźnik wpływu zwiększenia wartości siły w odciagu, spowodowany brakiem prostopadłości kierunku jego zamontowania do linii szyn, można wyznaczyć ze wzoru (2.71).

$$\sqrt{\left[\frac{1}{\cos(\alpha_o)}\right]^2 + \left[\frac{1}{\cos(\gamma)}\right]^2} \quad (2.71)$$

W tabeli 2.2 przedstawiono największe wartości wskaźnika, obliczonego według zależności (2.71), dla odciągów o różnej nominalnej nośności. Wynika z niej, że zamontowanie odciągów pod dopuszczalnym kątem mogłoby spowodować istotne zwiększenie wartości obciążenia łańcucha w porównaniu z sytuacją, gdyby jego kierunek był poziomy ($\gamma = 0$) i prostopadły do płaszczyzny średnika szyny ($\alpha_o = 0$). Chociaż odciągi, montowane w celu stabilizacji trasy kolejki podwieszanej, są projektowane przy zastosowaniu współczynnika bezpieczeństwa o wartości 4, to ich zainstalowanie pod dużym kątem może ten współczynnik znacząco zmniejszyć. W rzeczywistości obciążenie odciągów, zainstalowanych przy bliskiej zerowej wartości kątów α_o i γ , nie przekracza kilku kN [12]. Szacuje się więc, że wartość siły generowanej w odciagu stanowi około trzecią część tej, która obciąża złącze wzdłużnie i nie jest równoważona przez zawiesie. W algorytmie służącym do obliczeń obciążenia elementów trasy zapisano więc zależność (2.72), z której wyznaczono wartość siły w odciagu na podstawie największego obciążenia złącza. Dla ogólnego przypadku zainstalowania odciagu, kąty należałoby pomierzyć, a wartość obliczoną z zależności (2.72) – pomnożyć przez wynik użycia wzoru (2.71).

$$F_o = \frac{\sup(|\mathbf{F}_{\mathbf{WN}}|)}{3} \quad (2.72)$$



SZCZEGÓŁ B

PRZĘKRÓJ A-A

Rys. 2.18. Sposób charakteryzowania położenia odciągów w wyrobisku górnictwym [37]

Tab. 2.2. Wartości parametrów geometrycznych charakteryzujących odciagi stabilizacyjne o różnej nośności nominalnej

Nośność odciagu Q , kN	Kąt według rysunku 2.18, °				Największy wskaźnik według wzoru (2.71), –
	przeciętny		maksymalny		
	α_o	γ	α_o	γ	
17	0–30	0–4	45	15	1,753
30 40	0–45	0–4	60	15	2,252

2.7.2. Napęd (hamowanie) przy jeździe po wzniosie (upadzie)

Nieco inny tok obliczeń należy przeprowadzić dla przypadku jazdy po wzniosie, z powodu odmiennego rozkładu sił na trasie kolejki podwieszonoj. Jeżeli kąt upadu trasy Δ ma odpowiednio dużą wartość bezwzględną, to – pod względem opisu matematycznego – przypadek taki niewiele różni się od tego, rozpatrywanego podczas jazdy po wzniosie. W związku z tym używanie silnika lokomotywy jako aktywnego hamulca zestawu transportowego jadącego po upadzie analizowano razem z przypadkiem napędu zestawu przy jeździe po wzniosie. Tytuł niniejszego podrozdziału należy więc rozumieć w ten sposób, że hamowanie realizowane jest wyłącznie za pomocą silnika spalinowego – a nie dedykowanych do tego celu hamulców, będących podzespołem jednostki napędowo-hamulcowej – i ma miejsce podczas jazdy zestawu po upadzie.

Rozmieszczenie sił, które działają na wózek napędowy generujący siłę wzdłużną, w przypadku jazdy po wzniosie o dowolnym kącie lub upadzie o dużym kącie nachylenia trasy Δ , został przedstawiony na rysunku 2.13 zamieszczonym na stronie 88. Jednocześnie na te szyny trasy, na których znajdują się jednostki napędowe, działają siły uciągu $\mathbf{F}_U$ o zwrocie przeciwnym. Oddziaływanie pomiędzy każdym z wózków zestawu transportowego a szyną opisuje dodatkowo siła F_t , lecz jej wartość jest znacznie mniejsza niż innych analizowanych na tym rysunku. Na elementy trasy podwieszonoj nie działają bezpośrednio siły F_{w1} i F_{w2} , które są przenoszone jedynie pomiędzy poszczególnymi wózkami zestawu, choć niezależnie od typu wózków.

Składowa pozioma siły napędowej (leżąca w płaszczyźnie $\textcircled{B}$ według rysunku 2.3), działającej na szynę o numerze i , została obliczona ze wzoru (2.73) na podstawie wcześniej wyznaczonej siły uciągu, która jest genero-

wana przez wózki napędowe. Dla zwrotu siły napędowej „w górę” wyrobiska (jak $\mathbf{F}_U$ na rys. 2.13) szyna jest ciągnięta „w dół”. Tablica $\mathbf{D}_{50}$ jest jednowymiarowa (jednowierszowa) i zawiera tyle elementów na ilu szynach znajduje się zestaw transportowy w położeniu takim, że co najmniej jedno z zawiesi jest najbardziej obciążone w trakcie przejazdu zestawu po całej trasie.

$$\mathbf{D}_{50}[i] = \left| \mathbf{F}_{US}[i] \cdot \cos(\Delta) \right| \quad (2.73)$$

Prostopadłą do ostatnio wyznaczonej, składową pionową (o kierunku $\textcircled{A}$ według rysunku 2.3) sił działających na szynę o numerze i można obliczyć ze wzoru (2.54). Wzór ten został opracowany dla poprzednio omówionego przypadku jazdy i już był zamieszczony na stronie 90. Znak składowej $\mathbf{D}_{68}$ przyjęto jako dodatni, jeśli ma ona zwrot taki jak przyspieszenie ziemskie.

Wypadkową siłę, działającą na szynę o numerze i , obliczono ze wzoru (2.74). Siły oznaczone $\mathbf{D}_{50}$ i $\mathbf{D}_{51}$ działają na konkretną szynę, lecz nie zostały dla nich wyznaczone punkty przyłożenia.

$$\mathbf{D}_{51}[i] = \sqrt{\left(\mathbf{D}_{50}[i]\right)^2 + \left(\mathbf{D}_{68}[i]\right)^2} \quad (2.74)$$

Kierunek wypadkowej $\mathbf{D}_{51}$ można opisać za pomocą kąta, którego wartość, mierzona od kierunku pionowego oznaczonego literą $\textcircled{A}$ na rysunku 2.3, obliczono z zależności (2.75).

$$\mathbf{D}_{52}[i] = \begin{cases} 90 & \text{dla } \mathbf{D}_{68}[i] = 0 \\ \arctg\left(\frac{\mathbf{D}_{50}[i]}{\mathbf{D}_{68}[i]}\right) & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.75)$$

Na rysunku 2.19 przedstawiono dwie szyny wchodzące w skład trasy, po której porusza się kolejka podwieszona. Zwrot sił działających na szyny świadczy o tym, że kolejka jedzie po wzniosie ($\Delta > 0$ i $\mathbf{F}_{US}$ jest siłą napędową) lub po upadzie – wtedy $\Delta < 0$, a $\mathbf{F}_{US}$ jest efektem hamowania kolejki silnikiem. Oznaczenia tablic $\mathbf{D}_{68}$, $\mathbf{D}_{75}$ i $\mathbf{D}_{79}$ są powtórzone z rysunku 2.15, ponieważ wzory konieczne do ich obliczenia są takie same jak te, zastosowane przy rozwiązywaniu przypadku jazdy po niewielkim upadzie. Siły, których wektory zamieszczono na rysunku, nie działają na rozpatrywany odcinek trasy jednocześnie, lecz zostały zamieszczone jako ilustracja do sporządzenia algorytmu.

Dla wyznaczonej wypadkowej siły $\mathbf{D}_{51}$ działającej na szynę i , ze wzoru (2.76) został obliczony kąt, mierzony od płaszczyzny odrzwi obudowy podatnej (śląd $\textcircled{C}$ na rysunku 2.3) do tej wypadkowej. Dodatnia wartość tego

Ⓑ jest widoczny na rysunku 2.3), działająca na zawieszce o numerze i została obliczona z zależności (2.79). Ma ona wartość dodatnią w przypadku zwrotu jej wektora w kierunku upadu trasy. Liczba elementów tablicy $\mathbf{D}_{56}$ jest o jeden większa niż łączna liczba szyn, które znajdują się pomiędzy skrajnymi wózkami zestawu. Wyjaśnienie dotyczące wielkości tablicy $\mathbf{D}_{56}$ jest takie samo jak dla tablicy $\mathbf{D}_{35}$, podane na stronie 79.

$$\mathbf{D}_{56}[i] = \begin{cases} \mathbf{D}_{50}[i] \cdot \frac{L - \mathbf{D}_{25}[i]}{L} & \text{dla } i = 1 \\ \mathbf{D}_{50}[i-1] \cdot \frac{\mathbf{D}_{25}[i-1]}{L} & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \\ \mathbf{D}_{50}[i] \cdot \frac{L - \mathbf{D}_{25}[i]}{L} + \\ + \mathbf{D}_{50}[i-1] \cdot \frac{\mathbf{D}_{25}[i-1]}{L} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.79)$$

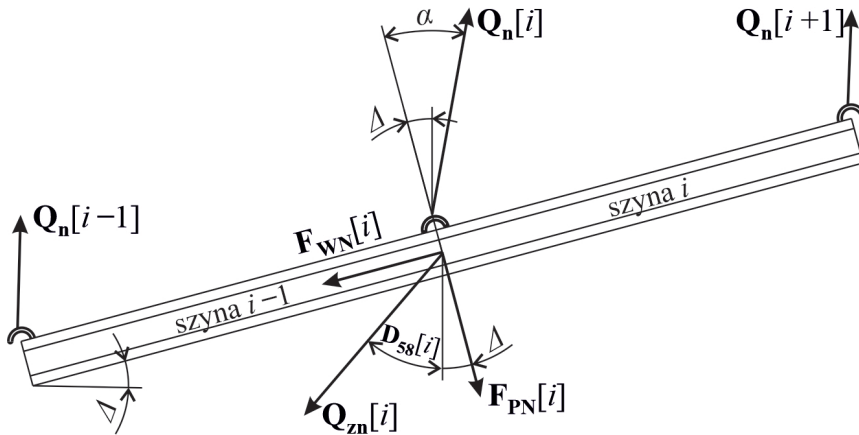
Składowa pionowa $\mathbf{D}_{75}$, która obciąża zawieszce (jak również złącze szyn) o numerze i , może zostać obliczona z równania (2.61), sporządzonego dla analizy przedstawionej na stronie 92. Jej wektor znajduje się na płaszczyźnie, której ślad Ⓐ jest widoczny na rysunku 2.3. Dodatnia wartość tej składowej oznacza, że ma ona zwrot w kierunku upadu trasy.

Wartość wypadkowej siły działającej na złącze szyn o numerze i , została obliczona według zależności (2.80) na podstawie sił ostatnio wyznaczonych. Siła o wartości $\mathbf{Q}_{zn}$ działa na złącze szyn i w sposób przedstawiony na rysunku 2.20, ale siła $\mathbf{Q}_n$ obciążająca zawieszce, które jest podłączone do tego złącza, w ogólności ma inną wartość.

$$\mathbf{Q}_{zn}[i] = \sqrt{(\mathbf{D}_{56}[i])^2 + (\mathbf{D}_{75}[i])^2} \quad (2.80)$$

Z zależności (2.81) obliczono wartość kąta, mierzonego od płaszczyzny, której ślad Ⓐ jest widoczny na rysunku 2.3, działania na złącze o numerze i wypadkowej $\mathbf{Q}_{zn}$. Dodatnia wartość kąta $\mathbf{D}_{58}$ oznacza, że wektor tej siły ma zwrot w kierunku upadu wyrobiska.

$$\mathbf{D}_{58}[i] = \begin{cases} 90 & \text{dla } \mathbf{D}_{75}[i] = 0 \\ \arctg\left(\frac{\mathbf{D}_{56}[i]}{\mathbf{D}_{75}[i]}\right) & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.81)$$



Rys. 2.20. Siły obciążające złącze i zawiesie o numerze i , wyznaczone według przedstawionego algorytmu, gdy kolejka jedzie po dużym upadzie lub wzniosie

Dla kąta zawiesia α , mierzonego względem płaszczyzny łuku obudowy podatnej (śląd © na rysunku 2.3), ze wzoru (2.82) można znaleźć taką jego wartość D_{59} , aby wypadkowa Q_{zn} mogła być zrównoważona przy możliwie jak najmniejszej sile ciężkości, pochodzącej od mas wózków wraz z ładunkiem, które obciążają to zawiesie. Warunek ten jest spełniony wtedy, gdy kierunek wyznaczony przez punkty mocowania zawiesia – z jednej strony do łuku obudowy, a z drugiej do złącza szyn – jest równoległy do kierunku wypadkowej Q_{zn} .

$$D_{59}[i] = D_{58}[i] + |\Delta| \quad (2.82)$$

Wartość siły obciążającej zawiesie o numerze i , wynikającej wyłącznie z faktu występowania sił pionowych, obliczono z równania (2.65), ponieważ jest ona taka sama jak wyznaczona w poprzednim podrozdziale na stronie 94. W przeciwieństwie do wartości Q_{zn} , dla siły D_{79} występuje odpowiednio duże obciążenie trasy siłami ciężkości, żeby ta siła mogła w rzeczywistości wystąpić. Siła o wartości D_{79} wynika wyłącznie ze statycznego oddziaływania masy kolejki na elementy trasy i stanowi jedynie bazę, konieczną do oszacowania sił dynamicznych.

Z zależności (2.66), zamieszczonej na stronie 95, obliczono wartość siły Q_n , która obciąża zawiesie o numerze i . Uwzględniono w niej współczynnik dynamiczny, który został zaproponowany w pracy [12], przez co jej wartość odzwierciedla rzeczywiste obciążenie zawiesia, podczas przejazdu kolejki podwieszanej, będące efektem badań empirycznych. Według oceny

statystycznej przeprowadzonej w tej pracy, oczekuje się, że obciążenie zawiesia zmierzone na rzeczywistym obiekcie w 95% przypadków powinno być nie większe niż obliczona wartość Q_n .

Składowa pozioma siły w zawiesiu D_{81} ma znak ujemny, jeżeli wektor ma zwrot w kierunku wzniosu wyrobiska, jak na rysunku 2.19. Może ona dodatkowo obciążać wzdłużnie złącze szyn. Wartość tej składowej obliczono z zależności (2.67), na podstawie sił statycznego oddziaływania kolejki na elementy trasy. Sposób jej obliczenia, dla jazdy po wzniosie lub hamowania po dużym upadzie, jest taki sam jak dla przypadku jazdy zestawu po upadzie o niewielkim kącie nachylenia Δ , zamieszczonego na stronie 96.

Składowa pozioma F_{WN} , działająca w płaszczyźnie ⑤ według rysunku 2.3, na złączu szyn o numerze i , została obliczona ze wzoru (2.83). Jeżeli ma ona zwrot w kierunku upadu tej trasy, to jej znak jest dodatni oraz nie może zostać zrównoważona przez siłę działającą w zawiesiu, ponieważ kąt zawiesia α ma zbyt małą wartość. Przy obliczaniu siły F_{WN} przyjęto, że każde złącze szyny przenosi po połowie wartości sił wzdłużnych działających na tą szynę, według wzoru (2.83c). Niezerowa wartość sumy elementów tablicy F_{WN} oznacza, że cały odcinek trasy, wraz z jadącym po niej zestawem transportowym, zostanie przemieszczony w efekcie działania na niego niezrównoważonych sił dynamicznych.

$$F_{WN}[i] = \begin{cases} \frac{D_{54}[i]}{2} + D_{81}[i] & \text{dla } i = 1 \\ \frac{D_{54}[i-1]}{2} + D_{81}[i] & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \\ \frac{D_{54}[i]}{2} + \frac{D_{54}[i-1]}{2} + D_{81}[i] & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.83a)$$

$$F_{WN}[i] = \begin{cases} \frac{D_{54}[i-1]}{2} + D_{81}[i] & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \end{cases} \quad (2.83b)$$

$$F_{WN}[i] = \begin{cases} \frac{D_{54}[i]}{2} + \frac{D_{54}[i-1]}{2} + D_{81}[i] & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.83c)$$

Składowa pionowa sił działających na złącze w płaszczyźnie odrzwi obudowy podatnej, oznaczonej ⑥ na rysunku 2.3, została obliczona według układu równań (2.84).

$$F_{PN}[i] = \begin{cases} \frac{D_{55}[i]}{2} & \text{dla } i = 1 \\ \frac{D_{55}[i-1]}{2} & \text{dla } i = D_{23\max} + 1 \\ \frac{D_{55}[i] + D_{55}[i-1]}{2} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.84)$$

Wartość siły w odciągu F_o oszacowano według zależności (2.72), zamieszczonej na stronie 99, na podstawie największego obciążenia zawiesia. Gdyby jednak kąty charakteryzujące geometrię odciągu (rys. 2.18) znacznie różniły się od zera, to należy ich wpływ uwzględnić w ten sposób, że obliczoną siłę F_o pomnożyć przez wartość wskaźnika otrzymanego jako wynik wzoru (2.71).

2.8. Uwagi odnośnie obciążenia trasy podczas hamowania

Jest oczywistym, że podczas hamowania zestawu transportowego generowane są siły o większej wartości niż te, które występują w czasie jazdy. Podobna relacja dotyczy obciążenia elementów trasy kolejki, na które w chwili hamowania zestawu działają większe wartości siły.

Zestawy transportowe są wyposażone w dwa układy hamowania awaryjnego: podstawowy i dodatkowy. Aktywowanie tego drugiego jest związane z wystąpieniem sytuacji awaryjnej i następuje samoczynnie. Wyzwolenie działania tego układu zachodzi po przekroczeniu przez zestaw transportowy, lub jego część powstałą w efekcie awaryjnego rozłączenia, np. ciągła, prędkości $3,2 \text{ m s}^{-1}$. Badanie skutków obciążenia elementów torów jezdnych w wyniku takich zdarzeń nie było dotychczas prowadzone choćby dlatego, że przewidywanie wszystkich sytuacji awaryjnych nie jest możliwe. Ponadto, ilość energii, która musi zostać rozproszona podczas hamowania awaryjnego tym dodatkowym układem jest co najmniej $\frac{(3,2 \text{ m s}^{-1})^2}{(2,0 \text{ m s}^{-1})^2} = 2,56$ razy większa niż odpowiadająca hamowaniu od początkowej, dopuszczalnej prędkości jazdy zestawu. Z wymienionych powodów, ten przypadek hamowania nie będzie tutaj analizowany. Podstawowy układ hamowania awaryjnego jest uruchamiany przez operatora, a jego zadziałanie również ma gwałtowny charakter, ponieważ następuje nagle wygenerowanie siły hamującej o nominalnej wartości. Dalsze rozważania dotyczyły wyłączenie tego przypadku uruchomienia układu hamowania zestawu transportowego.

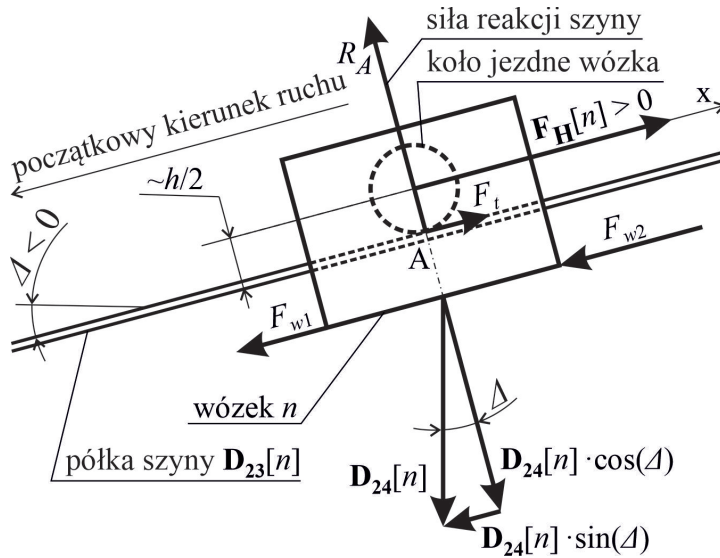
Porównanie przypadków jazdy i hamowania zestawu transportowego pozwala stwierdzić, że sam algorytm rozwiązywania problemu obciążenia trasy byłby podobny. Wzory miałyby formę znaną z rozwiązania przedstawionego w podrozdziale 2.7 dla jednostajnej jazdy zestawu. O ile wyszczególniono trzy przypadki obciążenia elementów trasy siłami występującymi podczas jazdy zestawu ze stałą prędkością, to jego hamowanie można zredukować do dwóch przypadków. Jako że siła hamująca działa na wózki zawsze w kie-

runku przeciwnym do kierunku jazdy, to graniczny przypadek obciążenia trasy wystąpiłby dla jej zabudowy w poziomym chodniku, więc do rozważenia pozostają przypadki hamowania zestawu po wzniosie i po upadzie. Z uwagi na fakt, że hamowanie po wzniosie jest łatwiejsze pod względem możliwości rozpraszania energii – a przy tym początkowa prędkość zestawu jest ograniczona, z powodu jego właściwości trakcyjnych, i zwykle znacznie mniejsza od dopuszczalnej – można tę analizę pominąć. Ostatecznie, jedynym wartym analizy przypadkiem obciążenia elementów trasy jest ten, gdy hamowanie zestawu transportowego następuje po upadzie. Jego rozwiązanie może z powodzeniem służyć również do wskazania maksymalnych wartości sił, generowanych w elementach trasy, w przypadku hamowania zestawu po wzniosie. Zatem niezależnie od kierunku jazdy kolejki, której zahamowanie jest konieczne na trasie, wartości maksymalnych sił, które obciążają tę trasę, należy obliczać w taki sposób, jakby ruch zestawu odbywał się po upadzie.

Rozkład sił działających na wózek hamulcowy poruszający się po upadzie i generujący siłę hamującą jest taki sam jak przedstawiony na rysunku 2.13, który służył do analizy jazdy wózka napędowego. Chociaż napęd i hamowanie odbywa się przez aktywację innych układów, to wektory siły napędowej i hamującej mają zbliżone punkty przyłożenia na szynie, ponieważ obydwa znajdują się w okolicy połowy jej średnicy. Jedyną różnicą jest ta, że siła uciągu $\mathbf{F}_U[n]$, która tam miała wartość ujemną, powinna zostać zastąpiona siłą $\mathbf{F}_H$ o zawsze dodatniej wartości, jak zostało to przedstawione na rysunku 2.21.

W ogólnym przypadku hamowania należy przyjąć, że siła generowana przez wózek hamulcowy jest równa sile nominalnej, a ta jest dostępna w dokumentacji dostarczanej przez producenta zespołu napędowego. W publikacjach [29, 30] przedstawiono wyniki badań stanowiskowych dynamiki wózka hamulcowego, dla którego minimalna statyczna siła hamowania wynosiła $F_h = 78 \text{ kN}$. Podano również, że według prób wykonanych przez producenta tego wózka, statyczna siła hamowania, podczas jego pchania i ciągnięcia, wynosiła 83 kN . Wartość siły hamowania, uzyskaną podczas badań eksperymentalnych, aproksymowano zależnością funkcyjną (2.85) od prędkości liniowej v . Funkcja ta, dla zmiennej niezależnej z zakresu od $v = 1,0 \text{ m s}^{-1}$ do $v = 3,6 \text{ m s}^{-1}$ charakteryzuje się minimalną nieliniowością.

$$F_h = -2,3381 \cdot v^2 + 24,08 \cdot v - 9,097 \quad (2.85)$$



Rys. 2.21. Rozkład sił działających na wózek podstawowego układu hamowania w czasie aktywacji hamulca

Algorytm mający na celu rozwiązanie problemu hamowania silnikiem, co jest konieczne podczas jazdy po upadzie, został przedstawiony w podrozdziale 2.7.2. Jak wykazano nie ma istotnej różnicy pomiędzy analizą problemu hamowania realizowanego przez układ napędowy i przez podstawowy układ hamowania. Można przyjąć, że układ hamulcowy generuje zawsze siłę o nominalnej wartości (2.86), przez co sposób obliczeń jest prostszy. Z tego powodu ten algorytm nie został tu szerzej omówiony.

$$F_{hz} = \sum_n F_H[n] \quad (2.86)$$

2.9. Analiza przewozów wysokoobciążalnych

Przewozy wysokoobciążalne stanowią ważny element systemu transportowego w podziemnych zakładach górniczych. Polegają one na przemieszczaniu ładunków charakteryzujących się dużą masą a przy tym znacznymi wymiarami, np. zespołu transformatora, elementów obudowy górniczej lub kombajnu. Dodatkową komplikację analizy takiego transportu może powodować fakt, że niektóre z takich elementów, z powodu dużych wymiarów

pionowych, nie mogą być zaczepione do większej liczby wózków poprzez trawersy.

Zastosowanie trawersy umożliwia zwiększenie liczby wózków transportowych – w założeniu każdy z nich ma być obciążany tylko częścią siły ciężkości, która inaczej przypadłaby na jeden wózek – lecz jednocześnie wpływa na zmniejszenie dostępnej przestrzeni ładunkowej w kierunku pionowym, pomiędzy spągami wyrobiska a trawersą. W praktyce, niekiedy jedynym skutecznym rozwiązaniem transportu wysokoobciążalnego jest podczepienie ładunku do wciągarki z jednej strony i wleczenie jego drugiej części, tej która znajduje się z tyłu patrząc w kierunku jazdy, po spągu.

Słowo trawersa występuje również w postaci skróconej trawers. Objasnienie tego drugiego w słowniku [4] brzmi: „poprzeczna belka wzmacniająca konstrukcję czegoś, np. mebla lub maszyny”. Forma ta jest też używana w żegludze i pilotażu. W szerszym znaczeniu występuje również w słownikach języka polskiego wydanych przed stu laty a także w Wikipedii, jednak tam bez podania źródła. W niniejszej pracy wykorzystano formę podstawową trawersa, ze względu na jej najbliższe techniczne znaczenie jako „belka nośna używana w transporcie bliskim do podwieszania długich ładunków”, zamieszczone w leksykonie [40] i kolejnych jego wydaniach.

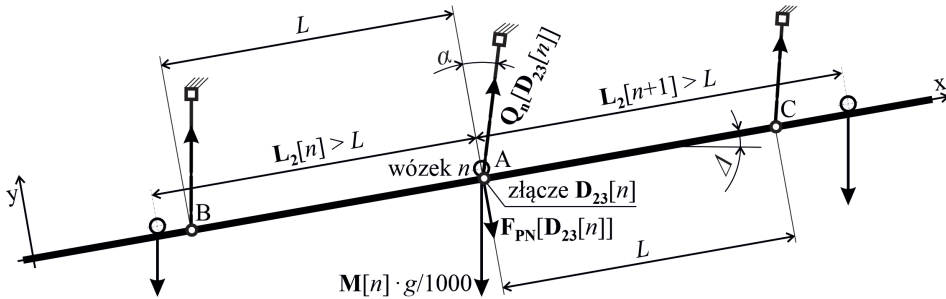
2.9.1. Odległości między wózkami jezdny

W przypadku transportu elementów wysokoobciążalnych, duża siła ciężkości przypada na jeden wózek jezdny. Konieczność ograniczenia obciążenia przypadającego na jeden wózek, ze względu na dopuszczalne obciążenie elementów trasy, wpływa na to, że korzystniej jest, aby odległości pomiędzy wózkami jezdnymi L_2 były odpowiednio większe, a zwłaszcza większe niż długość szyny L . Dla optymalnego obciążenia szyny wystarczy, żeby była spełniona nierówność (2.87a) [12]. Jednak wymiar L_2 , obliczony według tej zależności, jest niewystarczający z powodu niebezpieczeństwa przekroczenia nośności zawiesia. Wartość obciążenia wyłącznie jednego wózka może zostać odniesiona do nośności tylko jednego zawiesia wtedy, gdy najmniejsza odległość pomiędzy wózkami jest nie mniejsza niż długość szyny (2.87b).

$$\begin{cases} L_2 \geq 0,586 \cdot (L + 90) & (2.87a) \\ L_2 \geq L & (2.87b) \end{cases}$$

Dla szyn o długości $L \geq 128$ mm, czyli praktycznie wszystkich przypadków zabudowy tras kolejki podwieszanej, wspólny zbiór rozwiązań układu

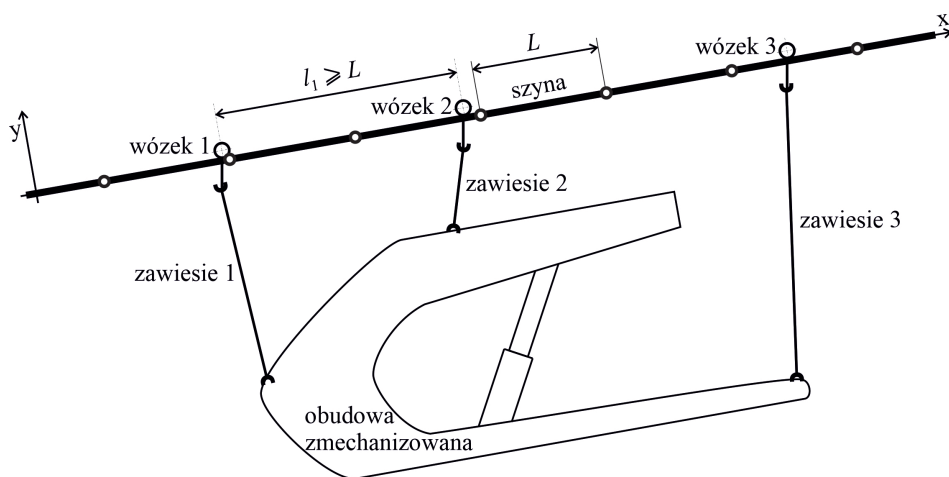
(2.87) obejmuje nierówność (2.87b). Jako konsekwencję tego wniosku można przyjąć, że dla przewozów wysokoobciążalnych nie zachodzi konieczność uwzględniania wpływu sąsiednich wózków na obciążenie elementów trasy. Największe wyężenie szyn, złączy oraz zawiesi wystąpi dla przypadku, gdy naprężenia w tych elementach będą generowane przez najcięższy wózek spośród wszystkich wózków rozpatrywanego zestawu. Taką sytuację przedstawiono na rysunku 2.22, gdzie wózek o numerze n jest najcięższym w całym zestawie i jedynym, który obciąża zawiesie w punkcie A. Odległości mierzone od tego wózka do najbliższych, sąsiadujących z nim, przekraczają długość szyny L .



Rys. 2.22. Rozmieszczenie wózków jezdnych zestawu wysokoobciążalnego na szynach trasy kolejki podwieszanej

Gdyby ładunek o dużej masie został podwieszony do układu trzech wózków, poruszających się po trasie kolejki (rys. 2.23), to siła jego ciężkości mogłaby rozkładać się na mniejszą liczbę wózków jezdnych niż rzeczywiście znajdujące się w zestawie. W ekstremalnie niekorzystnym przypadku, niemal całe obciążenie ładunkiem mogłoby być skupione wyłącznie na wózku środkowym (wózek 2 na rysunku 2.23). Jakość trasy pod względem geometrycznym (liniowość), która może zmieniać się ciągle na skutek ruchu górotworu, ma dla tego przypadku mocowania ładunku decydujące znaczenie przy realizacji przewozów wysokoobciążalnych. Przewożenie ładunku podłączonego do trzech wózków poprzez cięgna stanowi przykład układu płaskiego statycznie niewyznaczalnego. Dopuszczalne obciążenie elementów trasy, zwłaszcza szyny i zawiesia, przez środkowy wózek może być przekroczone w sposób niekontrolowany i niemożliwy do przewidzenia. Ponadto ustalenie położenia środka masy przewożonego zespołu, które powinno być wskaźnikiem właściwego zamocowania środkowego zawiesia do ładunku, jest trudne lub niemożliwe z powodu, np. częściowego demontażu tego zespołu.

Mocowanie ładunku w sposób przedstawiony na rysunku 2.23 zapewnia dobrą jego stabilizację w kierunku wzdłuż trasy. Jeśli jednak wystąpią siły dynamiczne, np. podczas rozpędzania lub hamowania, to z powodu różnej długości cięgien zawiesi obciążenie przenoszone na poszczególne wózki kolejki również będzie się znacznie różnić. Zjawisko to zajdzie nawet na prostoliniowym odcinku trasy o dobrej jakości.



Rys. 2.23. Schemat podwieszenia ładunku do trzech wózków jezdnych podczas transportu zestawu wysokoobciążalnego

Próba podwieszenia ładunku przedstawionego na rysunku 2.23 do większej liczby wózków jezdnych nie eliminuje wad tego układu. Zachodzi wręcz sytuacja przeciwna – powstaje dodatkowy problem równomiernego rozłożenia siły ciężkości przewożonego elementu na kolejny wózek.

2.9.2. Korzyści wynikające z zastosowania trawersy

W praktyce przewozów wysokoobciążalnych, co najmniej jedna, środkowa wciągarka, nie jest bezpośrednio zaczepiana do wózka jezdnych. Podwieszenie ładunków, dla których wymagane jest mocowanie w kilku punktach, często wykonuje się przy pomocy trawersy. Schemat podwieszenia ładunku z jej wykorzystaniem został przedstawiony na rysunku 2.24. Zastosowanie trawersy, przy przewozach realizowanych kolejkami podwieszonymi, charakteryzuje się zaletą polegającą na bardziej równomiernym rozłożeniu obciążenia ładunkiem wózków jezdnych zestawu transportowego. Duże wymiary gabarytowe ładunku sprzyjają jego mocowaniu w ten właśnie sposób.

Sprowadzenie układu przedstawionego na rysunku 2.24 do przypadku statycznie wyznaczalnego płaskiego można przeprowadzić za pomocą *modyfikacji* konstrukcji zawiesi o numerach 1 i 2 oraz belki, do której są one podłączone. W punktach A i B należy zainstalować bloczki, przez które trzeba przeprowadzić cięgno. Długość tego cięgna, którym najczęściej jest łańcuch, powinna być nieco większa niż suma długości zawiesi 1 i 2 oraz odległości pomiędzy punktami A i B. Zwiększenie długości cięgna jest zależne od wymiarów bloczków i wynika z konieczności ich częściowego opasania. Taki sposób podwieszenia ładunku, w warunkach ustalonych, pozwala uzyskać równej wartości siły obciążające każde z tych dwóch zawiesi. Kierunki wektorów sił pokrywają się z kierunkami wyznaczonymi przez te cięgna. Wartości sił obciążających zawiesia są proporcjonalnie większe niż wynikałoby to z analizy statycznej. Współczynniki proporcjonalności są równe wartości funkcji $\sec(\varphi_A)$ i $\sec(\varphi_B)$, odpowiednio dla zawiesia 1 i 2. Wadą tego schematu podwieszenia ładunku jest konieczność użycia belki z bloczkami oraz długiego cięgna o dużej wytrzymałości.

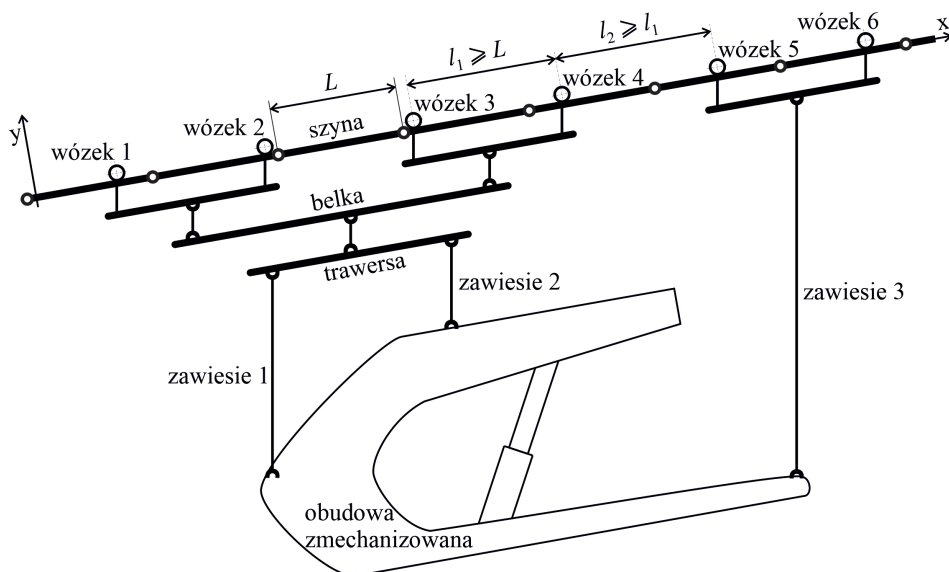
Innym sposobem zaczepienia ładunku, ułatwiającym równomierne rozłożenie obciążenia zestawu wysokoobciążalnego na wózki jezdne, jest ten przedstawiony na rysunku 2.25. Od konstrukcji opisanej w poprzednim akapicie różni się on tym, że jest konieczne użycie dodatkowej trawersy, do której należy podczepić zawiesia 1 i 2. Pomiedzy tą trawersą a belką występuje jedno cięgno, którego wytrzymałość musi być odpowiednio większa. Biorąc pod uwagę to cięgno i zawiesie 3, ten sposób podczepienia ładunku jest modelem statycznie wyznaczalnym. Wadą rozwiązania przedstawionego na rysunku 2.25 jest duże ograniczenie dostępnej przestrzeni ładunkowej mierzonej w kierunku pionowym od spągu. W celu porównania zadbano o to, aby zawiesie 2, przedstawione na rysunkach 2.23–2.25, charakteryzowało się jednakową długością.

Z powodu małych prędkości jazdy zestawów wysokoobciążalnych, górnicy czasem lekceważą wykazane tutaj niebezpieczeństwo istotnej zmiany obciążenia elementów trasy. Ta sama przyczyna jednak może być przesłanką do rozważenia wykorzystania jednego ze sposobów podwieszenia ładunku, który nie zapewnia jego dobrej stabilizacji wzdłuż trasy. Zalety i wady poszczególnych schematów podwieszenia ciężkiego ładunku zostały zestawione w tabeli 2.3. Wynika z niej, że korzystnymi cechami charakteryzują się modele transportu opisane w dwóch ostatnich wierszach, chociaż nie są one zupełnie wolne od wad.

Tab. 2.3. Porównanie korzyści i wad wynikających z zastosowania różnego schematu podwieszenia ciężkiego ładunku do wózków jezdnych kolejki podwieszanej

Porównywany parametr							
Sposób podwieszenia według rysunku	stabilizacja	obciążenie	wrażliwość		ograniczenie	użycie	
	wzdłużna	trasy siłami	na nierówności		przestrzeni	nietypowych	
	ładunku	dynamicznymi	trasy		ładunkowej	elementów	
2.23	bardzo dobra	nierównomierne	bardzo duża		nie występuje	niekonieczne	
2.24	dobra	nierównomierne	duża		znaczne	niekonieczne	
2.24 modyf.*	słaba	równomierne	brak		znaczne	konieczne	
2.25	słaba	równomierne	brak		bardzo duże	niekonieczne	

modyf.* – modyfikacja w sposób opisany na stronie 114



Rys. 2.25. Równomierne obciążenie wózków jezdnych, za pośrednictwem trawersy, podczas transportu zestawu wysokoobciążalnego

Nie przedstawiono tutaj wytycznych odnośnie wyboru miejsca zaczepienia zawiesi do ładunku. We współczesnych konstrukcjach jednak, projektowanych przy użyciu programów inżynierskich, znalezienie położenia środka masy ładunku nie stanowi problemu, nawet jeśli ten ładunek byłby urządzeniem/ zespołem częściowo rozmontowanym.

2.9.3. Możliwości uproszczenia obliczeń

Położenie jednego, najcięższego wózka, powodującego najbardziej niekorzystne obciążenie szyny, zostało przeanalizowane w podrozdziale 1.3. Podobne rozważania, mające na celu wyznaczenie obciążenia układu kilku wózków o zmiennym położeniu są prowadzone dla suwnic, żurawi i kolei miejskich, np. w publikacjach [1, 2, 5, 9, 27]. Uwzględnienie geometrycznych uproszczeń wózków, objaśnionych na rysunku 2.1, pozwala stwierdzić, że największe obciążenie szyny nastąpi w chwili, gdy wózek znajdzie się w połowie jej długości L [14].

Maksymalne obciążenie złącza oraz zawiesia ma miejsce wtedy, gdy najcięższy wózek, przemieszczając się podczas jazdy, znajdzie się w miejscu tego złącza szyn (podczepienia zawiesia). W efekcie tych rozważań, można

postulować istotne uproszczenie toku obliczeń elementów trasy kolejki podwieszanej. Algorytm sporządzony dla celów obliczeń ogólnych, który został przedstawiony w podrozdziałach 2.4–2.7.1, w przypadku analizy obciążeń powstających podczas realizacji przewozów wysokoobciążalnych, może zostać radykalnie skrócony. Wózek, do którego podczepiony jest taki ładunek, nie oddziałuje na szynę siłą o kierunku wzdłuż trasy kolejki, jeśli nie liczyć oporów toczenia kół po półce szyny, których wartość jest wielokrotnie mniejsza niż siła ciężkości tego wózka.

Dla wózka jezdnego, który nie generuje siły napędowej lub hamującej, znajdującego się na rysunku 2.22 w pobliżu złącza o numerze $\mathbf{D}_{23}[n]$, wartość siły $\mathbf{F}_{\mathbf{PN}}$ obciążającej złącze obliczono z zależności (2.88). Stanowi ona połowę wartości składowej siły ciężkości tego wózka. Kierunek siły $\mathbf{F}_{\mathbf{PN}}$ zawiera się w płaszczyźnie obudowy wyrobiska, oznaczonej © na rysunku 2.3. Chociaż siłę tą pokazano na rysunku 2.22, to nie występuje ona w tym układzie niezależnie jako dodatkowy wektor, lecz jest wyłącznie skutkiem działania siły ciężkości wózka na złącze. Wartość siły $\mathbf{F}_{\mathbf{PN}}$ nie zależy od położenia zestawu na trasie, dlatego obliczenia (iteracje) można prowadzić nie ze względu na numer złącza, lecz oddzielnie dla każdego (lub tylko najcięższego) z wózków zestawu wysokoobciążalnego. W takim przypadku, tablica ta będzie zawierała tyle samo elementów ile wózków wchodzi w skład badanego zestawu transportowego. Nie ma przy tym konieczności wykonywania obliczeń najbardziej niekorzystnego położenia zestawu, zarówno ze względu na obciążenie złącza jak również z powodu obciążenia zawiesia.

$$\mathbf{F}_{\mathbf{PN}}[n] = \frac{\mathbf{M}[n] \cdot g \cdot \cos(\Delta)}{2 \cdot 1000} \quad (2.88)$$

Wartość największego obciążenia zawiesia, występującą przy położeniu najcięższego wózka w miejscu zamocowania tego zawiesia do złącza szyn, obliczono z układu równań (2.89). Uwzględniono w nim dwa przypadki obciążenia zależne od warunków trakcyjnych: jazdy lub hamowania. Z uwagi na fakt, że przewozy wysokoobciążalne realizowane są zwykle z bardzo małymi prędkościami, wartości współczynników dynamicznych D_{12} i D_{13} można przyjąć z pierwszego wiersza tabeli 2.1, przedstawionej na stronie 67.

$$\mathbf{Q}_n[n] = \begin{cases} \frac{\mathbf{M}[n] \cdot g}{1000} \cdot \frac{\cos(\Delta)}{\cos(\alpha)} \cdot D_{12} & \text{dla jazdy (napędu)} \\ \frac{\mathbf{M}[n] \cdot g}{1000} \cdot \frac{\cos(\Delta)}{\cos(\alpha)} \cdot D_{13} & \text{dla hamowania} \end{cases} \quad (2.89a)$$

$$(2.89b)$$

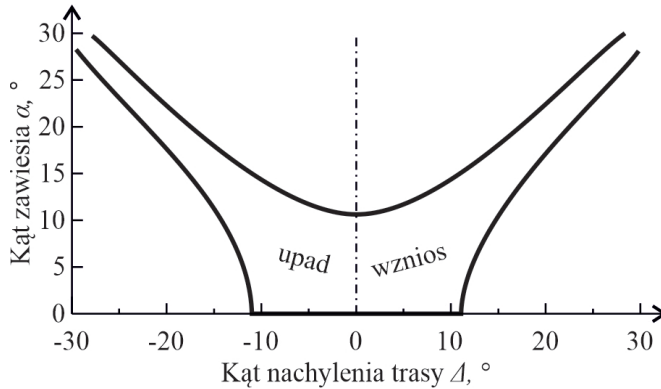
Choć wydawałoby się, że obliczenia siły obciążającej zawiesie $\mathbf{Q}_n$ należałoby prowadzić dla każdego zawiesia, to nie jest tak oczywiste dla przewozów wysokoobciążalnych. Podobnie jak przy rozważaniach obciążenia złącza zamieszczonych w poprzednim akapicie, nic tu nie stoi na przeszkodzie, aby każdy ciężki wózek, oddległy od innych wózków o wymiar większy niż długość szyny, analizować niezależnie. Jest to powodem, dla którego elementy tablicy $\mathbf{Q}_n$ mają indeks n , a nie i jak we wzorze (2.66) albo $\mathbf{D}_{23}[n]$, które charakteryzują zawiesie.

W rzeczywistości zarówno siłę $\mathbf{F}_{PN}$ jak i $\mathbf{Q}_n$ można obliczyć wyłącznie dla jednego wózka, tego, który charakteryzuje się największą masą. Takie podejście do obliczeń prowadzonych dla zestawów wysokoobciążalnych zostało przedstawione w podrozdziale 3.4.

Równania (2.88) i (2.89) są interesujące z utylitarnego punktu widzenia. Nie występuje w nich długość szyny L , co jest konsekwencją przyjęcia założenia o dużej odległości pomiędzy wózkami $\mathbf{L}_2$. To z kolei wynika z konieczności jak najdalszego rozmieszczenia najbardziej obciążonych wózków, co ma miejsce przy przewozach wysokoobciążalnych. Jednym z czynników, występujących w liczniku wspomnianych równań, jest funkcja $\cos(\Delta)$, dla której – jeśli wartość argumentu jest nie większa niż $\pm 11^\circ$ – można przyjąć, z błędem nieprzekraczającym 2%, że jej wartość wynosi jeden. Oznacza to, że przy obliczeniach obciążenia złączy wielu tras, w szczególności zabudowanych w chodnikach górniczych, w równaniu (2.88) można pominąć czynnik $\cos(\Delta)$. Arbitralnie przyjęta wartość 2% błędu oszacowania siły nie wpływa znacząco na dokładność obliczeń, jeśli zauważyć, że możliwości dokładnego zmierzenia masy, w warunkach podziemnych zakładów górniczych, również są ograniczone.

W równaniach (2.89) występuje iloraz funkcji $\cos$ kąta nachylenia trasy Δ oraz kąta zawiesia α . Zbiór dopuszczalnych wartości tych kątów, przy akceptacji co najwyżej 2% błędu obliczeń, spowodowanego pominięciem tego ilorazu we wzorze, przedstawiono na rysunku 2.26. Wynika z niego, że przy zbliżonych wartościach bezwzględnych tych kątów, ich uwzględnienie lub pominięcie, w obliczeniach obciążenia zawiesia, ma niewielki wpływ na wartość wyznaczanej siły $\mathbf{Q}_n$. Wniosek ten jest istotny i ukazuje zaletę wynikającą stąd, że prawidłowo zabudowana trasa kolejki podwieszanej charakteryzuje się właśnie taką zależnością pomiędzy kątem upadu/ wzniosu i kątem zawiesia, jeśli zawiesie ma konstrukcję typu jednocięgnowego. Zawiesia jednocięgnowe są stosowane na prostych odcinkach tras kolejek podwieszonych, jednak w pewnych odstępach konieczne jest również użycie zawiesi posiada-

jących większą liczbę (dwa lub cztery) cięgien. Częstość stosowania zawiesi wielocięgnowych, wśród tych pojedynczych, jest tym większa im większy problem stanowi wzdłużna (a przy tym poprzeczna) stabilizacja konkretnego odcinka trasy, np. z powodu dużej wartości kąta jej nachylenia Δ .



Rys. 2.26. Zbiór zbliżonych wartości kątów, dla których pominięcie ilorazu $\frac{\cos(\Delta)}{\cos(\alpha)}$ we wzorze (2.89) powoduje błąd obliczeń nie większy niż 2%

Dla prawidłowo zabudowanej trasy kolejki podwieszanej, o małym kącie nachylenia Δ i porównywalnym z nim kącie zawiesia α , wartości sił występujących w złączu szyn oraz w zawiesiu można obliczyć odpowiednio z uproszczonych wzorów (2.88) i (2.89). Uproszczenie to może polegać na pominięciu wartości funkcji $\cos$. Jeżeli na trasie przejazdu zestawu wysokoobciążalnego znajdują się zawiesia wielocięgnowe lub nie są spełnione przesłanki podane w pierwszym zdaniu tego akapitu, to wspomniane uproszczenie nie może zostać zastosowane. Ponadto, wadą tego modelu jest brak możliwości wyznaczenia wartości sił działających wzdłuż trasy kolejki podwieszanej.

2.10. Obciążenie szyny momentem zginającym

Obliczenia obciążenia szyny na zginanie powodowane przez wózki jezdne rozpoczęto od wstępnego ustalenia ich liczby, które ze względu na odległości pomiędzy nimi mogą jednocześnie znajdować się na jednej szynie. Założono przy tym, że liczba ta może być nie większa niż trzy. Przedstawiony tutaj algorytm jest efektem implementacji procedur oraz modeli omawianych w rozdziale 1. Każda z tablic, wypełnianych w toku obliczeń, zawiera tyle

samo elementów ile wózków znajduje się w rozpatrywanym zestawie transportowym.

Na początku, dla każdego z wózków jezdnych zestawu obliczono wartości momentu zginającego szynę, który byłby generowany przy założeniu, że odpowiednia liczba wózków może jednocześnie znajdować się na tej szynie. Z zależności (2.90) obliczono wartość momentu zginającego szynę $\mathbf{D}_{84}$ przez jeden wózek o numerze n .

$$\mathbf{D}_{84}[n] = \frac{\mathbf{D}_{24}[n] \cdot L}{4} \cdot \cos(\Delta) \quad (2.90)$$

Jeżeli szyna charakteryzuje się odpowiednią długością L w porównaniu z odległościami pomiędzy wózkami jezdny, co będzie weryfikowane na dalszym etapie rozważań, to jest możliwe jej obciążanie przez dwa wózki. Można wyróżnić dwa przypadki takiego usytuowania wózka bieżącego i jednego z sąsiednich. Układ równań (2.91) służy do obliczenia momentu przez wózek poprzedzający (o mniejszym numerze) oraz ten rozpatrywany o numerze n . Ze względu na to, że wózek znajdujący się na początku zestawu ($n = 1$) nie ma poprzednika, przypisano dla niego zerową wartość momentu (2.91a).

Drugą możliwością konfiguracji dwóch wózków na jednej szynie jest taka, gdy oprócz wózka bieżącego znajduje się na niej kolejny, o numerze $n + 1$. Wartości momentu zginającego szynę dla tego przypadku usytuowania wózków obliczono z układu równań (2.92). W tablicy $\mathbf{D}_{86}$ przypisano wartość zerową do ostatniego elementu, ponieważ nie można utworzyć pary z kolejnym wózkiem dla ostatniego w składzie zestawu.

$$\mathbf{D}_{85}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } n = 1 \\ \left\{ \mathbf{D}_{24}[n-1] \cdot \mathbf{L}_2[n] - \right. \\ \quad \left. -L \cdot \left(\mathbf{D}_{24}[n-1] + \mathbf{D}_{24}[n] \right) \right\}^2 \times \\ \quad \times \frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (\mathbf{D}_{24}[n-1] + \mathbf{D}_{24}[n])} & \\ \quad \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.91a)$$

$$(2.91b)$$

$$\mathbf{D}_{86}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } n = w \\ \left\{ \mathbf{D}_{24}[n+1] \cdot \mathbf{L}_2[n+1] - \right. \\ \quad \left. -L \cdot \left(\mathbf{D}_{24}[n] + \mathbf{D}_{24}[n+1] \right) \right\}^2 \times \\ \quad \times \frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (\mathbf{D}_{24}[n] + \mathbf{D}_{24}[n+1])} \\ \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.92a)$$

Wzór (2.93) został wykorzystany do obliczenia wartości momentu generowanego przez trzy wózki jezdne. Przyjęto przy tym, że bieżący wózek o numerze n zajmuje miejsce w środku, pomiędzy dwoma skrajnymi wózkami, znajdującymi się na tej samej szynie. W takim przypadku, z zależności (2.93a) nie można obliczyć momentu zarówno dla wózka pierwszego w zestawie jak i ostatniego, dlatego arbitralnie przypisano dla tych wózków zerowe wartości tablicy $\mathbf{D}_{87}$.

$$\mathbf{D}_{87}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } n = 1 \text{ lub } n = w \\ \frac{\cos(\Delta)}{4 \cdot L \cdot (\mathbf{D}_{24}[n-1] + \mathbf{D}_{24}[n] + \mathbf{D}_{24}[n+1])} \times \\ \quad \times \left\langle \left\{ \mathbf{D}_{24}[n-1] \cdot (\mathbf{L}_2[n] - L) - \mathbf{D}_{24}[n] \cdot L - \right. \right. \\ \quad \left. \left. - \mathbf{D}_{24}[n+1] \cdot (L - \mathbf{L}_2[n+1]) \right\}^2 - \right. \\ \quad \left. - 4 \cdot \mathbf{D}_{24}[n-1] \cdot \mathbf{D}_{24}[n+1] \cdot \mathbf{L}_2[n] \cdot \mathbf{L}_2[n+1] \right\rangle \\ \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.93a)$$

Jeżeli tylko jeden wózek jezdny wpływa istotnie na generowanie momentu zginającego szynę, to maksymalna wartość tego momentu wystąpi wtedy, gdy znajdzie się on dokładnie w połowie długości szyny. Chociaż położenie to nie zależy od parametrów wózka, to zdecydowano przypisać tą samą wartość (2.94) do każdego elementu tablicy $\mathbf{D}_{88}$, ponieważ taka konwencja pozwoli na sporządzenie podobnych, bardziej oczywistych formuł w dalszej części obliczeń.

$$\mathbf{D}_{88}[n] = \frac{L}{2} \quad (2.94)$$

Sposób obliczenia położenia dwóch wózków na szynie, spełniającego kryterium największego obciążenia szyny na zginanie, może być różny w za-

leżności od relacji pomiędzy siłami ciężkości tych wózków jezdnych. Z tego powodu, według zależności (2.95) i (2.96), w postaci tablicy zakodowano zmienną logiczną. Zmienna ta określa czy wózek bieżący jest co najmniej tak samo ciężki jak wózek drugi, który może tworzyć razem bieżącym parę wózków znajdujących się na jednej szynie.

$$\mathbf{D}_{44}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } \mathbf{D}_{24}[n-1] > \mathbf{D}_{24}[n] \\ 1 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.95)$$

$$\mathbf{D}_{45}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } \mathbf{D}_{24}[n] < \mathbf{D}_{24}[n+1] \\ 1 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.96)$$

Jeżeli o obciążeniu szyny na zginanie decydowałyby dwa wózki, w tym bieżący oraz poprzedni, to wartość momentu zginającego można byłoby obliczyć z zależności (2.97). Zmienna $\mathbf{D}_{89}$ stanowi odległość od lewego złącza szyny do wózka cięższego, a gdyby obydwie wózki charakteryzowały się taką samą masą – to do wózka pierwszego z lewej. Dla wózka o numerze 1, dla którego nie można utworzyć pary z wózkiem znajdującym się z lewej jego strony, wartość elementu tablicy jest równa zero.

$$\mathbf{D}_{89}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } n = 1 \\ \frac{L}{2} + \frac{\mathbf{D}_{24}[n-1] \cdot \mathbf{L}_2[n]}{2 \cdot (\mathbf{D}_{24}[n-1] + \mathbf{D}_{24}[n])} & \text{dla } \mathbf{D}_{44}[n] = 1 \\ \frac{L}{2} - \frac{\mathbf{D}_{24}[n] \cdot \mathbf{L}_2[n]}{2 \cdot (\mathbf{D}_{24}[n-1] + \mathbf{D}_{24}[n])} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.97a)$$

$$\quad (2.97b)$$

$$\quad (2.97c)$$

Gdyby szyna była zginana przez dwa wózki, wśród których byłby wózek bieżący n oraz drugi, z kolejnym numerem, to położenie należałoby wyznaczyć z zależności (2.98). Wartość w tablicy $\mathbf{D}_{90}$ oznacza odległość od lewego złącza szyny do wózka cięższego (2.98b). W przypadku gdyby obydwie wózki tworzące parę były jednakowo ciężkie, to obliczana jest odległość (2.98c) do wózka drugiego od lewej.

$$\mathbf{D}_{90}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } n = w \\ \frac{L}{2} - \frac{\mathbf{D}_{24}[n+1] \cdot \mathbf{L}_2[n+1]}{2 \cdot (\mathbf{D}_{24}[n] + \mathbf{D}_{24}[n+1])} & \text{dla } \mathbf{D}_{45}[n] = 1 \\ \frac{L}{2} + \frac{\mathbf{D}_{24}[n] \cdot \mathbf{L}_2[n+1]}{2 \cdot (\mathbf{D}_{24}[n] + \mathbf{D}_{24}[n+1])} & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad \begin{matrix} (2.98a) \\ (2.98b) \\ (2.98c) \end{matrix}$$

Przyjęta tutaj konwencja określania położenia dla dwóch jednakowo ciężkich wózków obciążających szynę na zginanie może wydawać się nielogiczna. Zdecydowano na jej zastosowanie z powodu możliwości kontroli poprawności obliczeń. Jeżeli założyć, że wózek bieżący o numerze n oraz wózek kolejny ($n+1$) razem najbardziej niekorzystnie obciążają szynę na zginanie a jednocześnie przy rozpatrywaniu wózka $n+1$ (dla odmiany można oznaczyć go k) okazałoby się, że istotnie obciąża szynę łącznie z wózkiem poprzednim (aktualnie $k-1$), to:

- wózki oznaczone n oraz k sąsiadują ze sobą, a ich położenie jest zapisywane w kolejnych elementach tablic $\mathbf{D}_{89}$ i $\mathbf{D}_{90}$,
- wózki te są parami tożsame, bo $n = k-1$ oraz $n+1 = k$,
- w ogólności elementy tablicy dla kolejnych wózków powinny być równe $\mathbf{D}_{90}[n] = \mathbf{D}_{89}[k]$, czyli wózek n wraz z tym, który znajduje się z jego prawej strony generują taki sam moment zginający jak wózek k razem z wózkiem poprzedzającym go,
- w szczególnym przypadku, gdy siły ciężkości obydwu wózków są równe, różnica wartości tych elementów tablicy jest równa odległości pomiędzy tymi wózkami $\mathbf{D}_{89}[k] - \mathbf{D}_{90}[n] = \mathbf{L}_2[n]$,
- dwa ostatnio wymienione spostrzeżenia można wykorzystać do kontroli poprawności obliczeń.

Trzy wózki mogłyby generować obciążenie szyny na zginanie, gdyby jednocześnie mieściły się na niej. W takim przypadku położenie wózka drugiego na szynie, który jest otoczony przez dwa wózki, można wyznaczyć używając zależności (2.99). Oczywiście, wózek bieżący nie może być ani pierwszym ani ostatnim w całym zestawie transportowym, zgodnie z zastrzeżeniem podanym we wzorze (2.99a). Pomimo znaku plus, występującego pomiędzy składnikami wzoru (2.99b), położenie wózka środkowego na szynie, dla warunku najbardziej niekorzystnego jej obciążenia na zginanie trzema wózkami, może wypadać po obydwu stronach połowy długości szyny. Jest to spowodowane zapisem różnicy w liczniku drugiego składnika tego wzoru.

$$\mathbf{D}_{91}[n] = \begin{cases} 0 & \text{dla } n = 1 \text{ lub } n = w \\ \frac{L}{2} + \frac{\mathbf{D}_{24}[n-1] \cdot \mathbf{L}_2[n] - \mathbf{D}_{24}[n+1] \cdot \mathbf{L}_2[n+1]}{2 \cdot (\mathbf{D}_{24}[n-1] + \mathbf{D}_{24}[n] + \mathbf{D}_{24}[n+1])} & \\ \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.99a)$$

W dalszej kolejności weryfikowano fizyczną możliwość usytuowania na tej samej szynie wózków innych niż ten, dla którego wyznaczono właśnie położenie. Sześć kolejnych zmiennych ma charakter wartości logicznych. Logiczna prawda została zakodowana jako liczba wózków, które mogą jednocześnie znajdować się na tej samej szynie. Wartości ujemne charakteryzują logiczny fałsz i są charakterystyczne dla strony, z której znajduje się testowany wózek względem wózka bieżącego, dlatego (-1) oznacza lewą część szyny, a (-2) – prawą.

Według zależności (2.100) określono fakt, czy lewa strona szyny pozostawałaby wolna od wózków, gdyby bieżący wózek zajął położenie w połowie długości szyny $\mathbf{D}_{88}$, które odpowiada przypadkowi jej zginania przez tylko jeden wózek.

$$\mathbf{D}_{60}[n] = \begin{cases} -1 & \text{dla } n = 1 \text{ lub } \mathbf{D}_{88}[n] \geq \mathbf{L}_2[n] \\ 1 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.100)$$

W przypadku gdyby jeden wózek obciążał istotnie szynę na zginanie, na prawej, pozostałej części szyny również nie powinny znajdować się inne wózki. Wynik tego testu, przeprowadzonego według zależności (2.101), został zapisany w postaci tablicy $\mathbf{D}_{61}$.

$$\mathbf{D}_{61}[n] = \begin{cases} 1 & \text{dla } \begin{cases} n \neq w \\ \mathbf{D}_{88}[n] + \mathbf{L}_2[n+1] > L \end{cases} \\ -2 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.101)$$

Bardziej skomplikowane kryteria (2.102) należy testować, żeby określić teoretyczną możliwość jednoczesnego położenia na szynie dwóch lewych wózków, w tym bieżącego. Warunki te są dodatkowo uzależnione od wyznaczonej wcześniej relacji $\mathbf{D}_{44}$ pomiędzy siłami ciężkości wózków.

$$\mathbf{D}_{62}[n] = \begin{cases} -1 & \text{dla } n = 1 \text{ lub } \begin{cases} \mathbf{D}_{44}[n] = 1 \\ \mathbf{D}_{89}[n] - \mathbf{L}_2[n] \leq 0 \end{cases} \\ \text{lub } \begin{cases} \mathbf{D}_{44}[n] = 0 \\ \mathbf{D}_{89}[n] + \mathbf{L}_2[n] \geq L \end{cases} \\ 2 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.102)$$

Dla wózka bieżącego oraz drugiego, znajdującego się z prawej strony bieżącego, testowanie możliwości ich zmieszczenia się na tej samej szynie przeprowadzono przy użyciu układu równań (2.103).

$$\mathbf{D}_{63}[n] = \begin{cases} -2 & \text{dla } n = w \\ & \text{lub } \begin{cases} \mathbf{D}_{45}[n] = 1 \\ \mathbf{D}_{90}[n] + \mathbf{L}_2[n+1] \geq L \end{cases} \\ & \text{lub } \begin{cases} \mathbf{D}_{45}[n] = 0 \\ \mathbf{D}_{90}[n] - \mathbf{L}_2[n+1] \leq 0 \end{cases} \\ 2 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.103)$$

Testowanie ewentualnych położów wózków skrajnych, w przypadku gdyby trzy wózki istotnie wpływały na generowanie momentu zginającego szynę, wykonano według zależności (2.104) i (2.105). Przy ich użyciu weryfikowano czy odpowiednio po lewej i prawej stronie wózka bieżącego, przy najbardziej niekorzystnym jego usytuowaniu, mógłby jednocześnie wystąpić wózek, który znajduje się obok w składzie zestawu transportowego.

$$\mathbf{D}_{64}[n] = \begin{cases} -1 & \text{dla } n = 1 \text{ lub } \mathbf{D}_{91}[n] - \mathbf{L}_2[n] \leq 0 \\ 3 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.104)$$

$$\mathbf{D}_{65}[n] = \begin{cases} -2 & \text{dla } n = w \text{ lub } \mathbf{D}_{91}[n] + \mathbf{L}_2[n+1] \geq L \\ 3 & \text{dla pozostałych przypadków} \end{cases} \quad (2.105)$$

Na tym etapie zostały obliczone wszystkie wielkości niezbędne do określenia wartości momentu zginającego, generowanego przez wózek bieżący oraz ewentualnie przez inne wózki, jeżeli mogą znajdować się jednocześnie na tej samej szynie. Wartość największego momentu, przypisaną do konkretnego wózka (a nie szyny), należy wybrać według zależności (2.106), ze zbioru wcześniej obliczonych elementów tablic, a jednocześnie przy spełnieniu wspomnianych kryteriów geometrycznych.

$$\mathbf{M}_{\text{gs}}[n] = \sup \left\{ \begin{array}{ll} \mathbf{D}_{84}[n] & \text{dla } \begin{cases} \mathbf{D}_{60}[n] = 1 \\ \mathbf{D}_{61}[n] = 1; \end{cases} \\ \mathbf{D}_{85}[n] & \text{dla } \mathbf{D}_{62}[n] = 2; \\ \mathbf{D}_{86}[n] & \text{dla } \mathbf{D}_{63}[n] = 2; \\ \mathbf{D}_{87}[n] & \text{dla } \begin{cases} \mathbf{D}_{64}[n] = 3 \\ \mathbf{D}_{65}[n] = 3 \end{cases} \end{array} \right\} \quad (2.106)$$

Według wzoru (2.107) można również wskazać liczbę wózków, w tym bieżący, które rzeczywiście mogą jednocześnie wystąpić na jednej szynie o konkretnej długości i generować największą wartość momentu zginającego tę szynę. W przypadku, gdyby siła ciężkości dwóch wózków powodowała ten moment, jest możliwe wskazanie konkretnej pary tych wózków, w skład której wchodzi bieżący i lewy (L) lub prawy (P).

$$\mathbf{N}_{\text{gs}}[n] = \begin{cases} 1 & \text{dla } \mathbf{M}_{\text{gs}}[n] = \mathbf{D}_{84}[n] \\ 2 \text{ L} & \text{dla } \mathbf{M}_{\text{gs}}[n] = \mathbf{D}_{85}[n] \\ 2 \text{ P} & \text{dla } \mathbf{M}_{\text{gs}}[n] = \mathbf{D}_{86}[n] \\ 3 & \text{dla } \mathbf{M}_{\text{gs}}[n] = \mathbf{D}_{87}[n] \end{cases} \quad (2.107)$$

Ostatecznie, położenie wózka względem lewego złącza szyny określono według zależności (2.108). Jeśli tylko jeden z nich, ten rozpatrywany obciąża szynę na zginanie, to w tablicy $\mathbf{X}_{\text{gs}}$ jest zapisywana odległość tego wózka od lewego złącza szyny. Dla dwóch wózków powodujących zginanie szyny, wymiarowana jest odległość do wózka cięższego, a przy takiej samej sile ich ciężkości – do lewego lub prawego, odpowiednio do tego które wózki tworzą parę. Przy trzech wózkach obciążających szynę, wymiar ten zawsze odnosi się do wózka będącego środkowym z tych trzech, czyli bieżącego.

$$\mathbf{X}_{\text{gs}}[n] = \begin{cases} \mathbf{D}_{88}[n] & \text{dla } \mathbf{N}_{\text{gs}}[n] = 1 \\ \mathbf{D}_{89}[n] & \text{dla } \mathbf{N}_{\text{gs}}[n] = 2 \text{ L} \\ \mathbf{D}_{90}[n] & \text{dla } \mathbf{N}_{\text{gs}}[n] = 2 \text{ P} \\ \mathbf{D}_{91}[n] & \text{dla } \mathbf{N}_{\text{gs}}[n] = 3 \end{cases} \quad (2.108)$$

W skali całego zespołu transportowego, największe obciążenie szyny na zginanie ma wartość (2.109). W trakcie jazdy zestawu transportowego po trasie zbudowanej z szyn o tej samej długości L , każda z szyn znajdujących się na drodze będzie narażona na obciążenie momentem o tej wartości. Znając numer wózka, dla którego występuje $M_{gs \max}$, z tablicy $\mathbf{N}_{\text{gs}}$ można sprawdzić jaka liczba wózków ma istotny wpływ na generowanie naprężeń zginających szynę. Jeżeli liczba wózków obciążających szynę jest większa niż jeden, to wiedza taka może być podstawą do ewentualnej korekty konfiguracji zestawu, poprzez np. zmiany rozstawu wózków lub zaplanowania rozłożenia ładunku na większą ich liczbę.

$$M_{gs \max} = \sup(\mathbf{M}_{\text{gs}}) \quad (2.109)$$

2.11. Podsumowanie

W niniejszym rozdziale przedstawiono podstawy teoretyczne i kolejne kroki algorytmu do obliczania obciążenia elementów trasy kolejki podwieszanej. Analizę przeprowadzono dla określonych założeń wstępnych, w wyniku zastosowania których model zestawu transportowego i trasy został uproszczony. Prace prowadzono zgodnie z inżynierską metodologią, która polega na rozwiązywaniu złożonych zagadnień dynamicznych w oparciu o zasady statyki, skorygowane o współczynniki wyznaczone empirycznie. Wartości tych współczynników wyznaczono dla dwóch przypadków trakcyjnych: jazdy kolejki ze stałą prędkością oraz hamowania zestawu od znanej prędkości początkowej.

Opracowany algorytm rozpoczyna sprawdzenie wzajemnego położenia wózków na szynach trasy dla ogólnej (dowolnej) konfiguracji zestawu transportowego. W oparciu o te obliczenia przygotowany został model takiego położenia zestawu, dla którego występuje potencjalne zagrożenie największego obciążenia złączy i zawiesi trasy kolejki podwieszanej. Spośród wytypowanych w ten sposób, wzajemnych położení kolejki i trasy, co w rzeczywistości obejmuje cały możliwy zakres jazdy zestawu po założonej trasie, wybrany został przypadek szczególny, określony jako najbardziej niekorzystne położenie zestawu ze względu na obciążenie elementów trasy. Niekorzystne usytuowanie kolejki na trasie polega na tym, że siła generowana w jednym z zawiesi jest maksymalna. Obliczenia te są prowadzone wyłącznie na podstawie sił ciężkości przypadających na poszczególne wózki zestawu.

Na tym etapie obliczeń, dodatkowo uwzględniane są siły napędowe, działające w kierunku wzdłuż trasy, a będące efektem oddziaływania wózków napędowych na środek szyny. Wartości sił napędowych przypadające na poszczególne wózki napędowo-hamulcowe zostały obliczone w oparciu o wyznaczone zapotrzebowanie na siłę uciągu dla całego zestawu, przy znanej geometrii trasy oraz łącznej masie zestawu transportowego wraz z ładunkiem. Wyszczególniono przy tym trzy przypadki występowania sił napędowych:

- napęd podczas jazdy po trasie poziomej lub upadzie o małej wartości kąta nachylenia,
- jazda po wzniosie, związana z koniecznością generowania sił napędowych,
- jazda po upadzie, podczas której wózki napędowe mają za zadanie wytworzenie sił hamujących.

Te trzy przypadki wzdłużnego obciążenia trasy sprowadzono do dwóch następujących modeli obliczeniowych:

- konieczności generowania siły uciągu podczas jazdy po trasie poziomej lub po upadzie o niewielkim nachyleniu,
- jazdy po wzniosie lub hamowania silnikiem po upadzie.

Dla każdego z tych modeli wyznaczono wartości sił obciążających zawiesia trasy, złącza szyn a także siłę wzdłużną działającą na szyny. Identyfikacja tej siły wzdłużnej, która nie może zostać zrównoważona przez reakcje zawiesi, pozwala na wyjaśnienie, obserwowanego podczas badań, przemieszczenia całej trasy wraz ze znajdującą się na niej kolejką oraz zmiany geometrii trasy. Dynamiczne współczynniki obliczeniowe, których wartości obliczono na wstępie, w szczególności umożliwiają uwzględnienie w toku analizy obciążenia elementów trasy tych efektów, które zostały wskazane w poprzednim zdaniu. Po wyznaczeniu obciążenia złącza szyn, oszacowano wartość siły obciążającej łańcuch odciągu, który może być zamontowany do tego samego złącza co zawiesie.

Zwrócono uwagę na fakt, że algorytmy stanowiące próbę oszacowania wartości sił przemieszczających wzdłużnie trasę podczas jazdy kolejki nie były dotychczas publikowane. W publikacjach aktualnie dostępnych albo prowadzono analizy dla jednego wózka, albo traktowano trasę jako jedną szynę.

W dalszej kolejności stwierdzono, że analiza obciążenia trasy podczas hamowania zestawu zasadniczo nie różni się od rozważań przeprowadzonych dla przypadku jazdy kolejki. Pod względem obliczeniowym ta analiza jest nawet prostsza, ponieważ sprowadza się do jednego przypadku hamowania zestawu transportowego poruszającego się po upadzie.

W ostatnim podrozdziale przeprowadzono analizę obciążenia trasy, mającego miejsce podczas jazdy zestawu transportowego wysokoobciążalnego. Zestaw taki charakteryzuje się tym, że obciążenie poszczególnych wózków jest zwykle większe niż podczas przewozu innych ładunków, co wiąże się z koniecznością zmiany odległości pomiędzy wózkami jezdnyymi zestawu do wartości co najmniej równej długości szyny. Taka zmiana geometrii zestawu pozwala na znaczące zredukowanie problemu obliczeniowego bez szkody dla dokładności samej analizy. Ostatecznie stwierdzono, że analiza obciążenia elementów trasy – zabudowanej na prostym, choć niekoniecznie poziomym, odcinku wyrobiska korytarzowego – może być dalej uproszczona, jeżeli zostanie spełniona zależność, pomiędzy kątem nachylenia trasy Δ a kątem zawiesia α , której przedział rozwiązań został wyznaczony.

3. Schemat blokowy programu

Kolejnym krokiem w realizacji oprogramowania do obliczeń elementów trasy w wyrobisku korytarzowym była budowa schematu blokowego. Spośród wielu narzędzi programistycznych, z których można skorzystać w celu usprawnienia tej pracy wybrano oprogramowanie Raptor, które charakteryzuje się wieloma ciekawymi zaletami.

Raptor to środowisko programistyczne, które dostarcza narzędzia do budowy schematów blokowych. Umożliwia ono składanie i wizualizację algorytmu za pomocą kilku graficznych bloków, w tym: wprowadzenia danych, przypisania wartości, wywołania procedury, obsługi wyjścia, instrukcji warunkowej oraz pętli. W przeciwieństwie do typowych edytorów kodu źródłowego, w tym środowisku nie jest wymagane uważne pisanie wielu linii składni programu, ponieważ uzupełnianie algorytmu polega głównie na łączeniu obiektów graficznych. Uruchomienie programu polega na wykonywaniu podstawowych linii kodu, umieszczonych w poszczególnych blokach, i wiąże się z efektami wizualnymi, które łatwo można na bieżąco śledzić. Pod tym względem występuje ciągle debugowanie uruchomionego programu, zarówno w sensie ścieżki obliczeń jak i bieżącej aktualizacji wartości zmiennych. Z tego powodu działanie samego programu w środowisku Raptora jest powolne, ale można uruchomić wersję skompilowaną, która działa z „normalną” prędkością lecz nie umożliwia śledzenia przebiegu programu oprócz wielkości, które zostają celowo wyprowadzone do standardowego wyjścia. Dodatkową korzyścią związaną z użyciem środowiska Raptora jest od razu gotowy schemat blokowy a także możliwość wygenerowania kodu źródłowego dla kilku popularnych kompilatorów. Wersja instalacyjna, działająca wyłącznie w systemie operacyjnym Windows, jest dostępna nieodpłatnie na witrynie [41]. Ze względu na wymienione zalety zdecydowano o wykorzystaniu tego środowiska do budowy schematu blokowego oprogramowania do obliczania obciążenia elementów trasy kolejki podwieszanej. Budowa schematu blokowego miała na celu weryfikację poprawności założeń i struktury danych, uzyskanie przykładowych wyników symulacji oraz eliminację ewentualnych błędów algorytmu.

Przyjęto zasadę, że schemat blokowy programu powinien zawierać wszystkie moduły zapisane w rozdziale 2 oraz ewentualnie inne, jeśli warunkiem weryfikacji działania kodu jest konieczność ich zamieszczenia. Niniejszy roz-

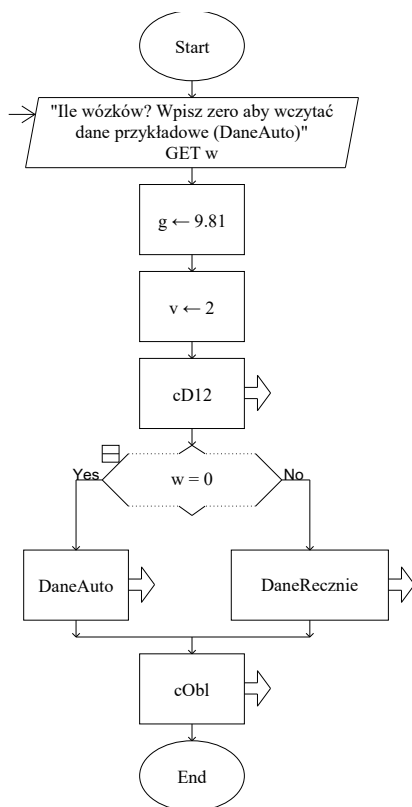
dział ma zatem podobny układ treści do rozdziału poprzedniego. Dodatkowo zawiera jednak moduł wprowadzania danych, bez którego nie jest możliwa weryfikacja działania zbudowanego schematu blokowego.

Pomiędzy algorytmem przedstawionym w rozdziale 2 a strukturą schematów blokowych programu sporządzonych w środowisku Raptora jest różne użycie zmiennych iteracyjnych. Do budowy schematów blokowych wykorzystano kolejno zmienne opisane literami i , j oraz k , a przy wprowadzaniu danych „ręcznie” – również w . Objasnienia zamieszczone przy każdym ze schematów zawierają szczegółowe informacje dotyczące przebiegu iteracji, które mogą dotyczyć wózków, szyny, złączy, a niekiedy zagnieżdżonej iteracji w ramach obiektów tego samego typu. Wielokrotnie wykorzystywana tu zmienna tymczasowa, reprezentująca różne wielkości, miała oznaczenie u .

Schemat blokowy zamieszczony w tym rozdziale nie był optymalizowany pod względem wydajności kodu. Celem jego opracowania była wyłącznie weryfikacja poprawności działania dla różnych zbiorów wejściowych danych testowych, dlatego zdarzają się np. wielokrotne przeliczenia jednostki kąta. Niemal każda ze zmiennych (tablic) jest obliczana wewnątrz otoczenia mającego charakter funkcji lub procedury, dzięki temu są one dość proste i łatwe do analizy. Nazwa tego typu otoczenia, za pomocą której jednocześnie może być ona wywoływana z dowolnego poziomu programu, musi być unikalna i najczęściej rozpoczyna się od małej litery c i zawiera nazwę obliczanej (lub głównej) zmiennej a niekiedy również cyfrę. Wszystkie zmienne, obliczane na dowolnym etapie działania programu, mają charakter globalny i są dostępne w obrębie całego algorytmu tworzonego w środowisku Raptora.

3.1. Moduł główny i inne wielokrotnie wykorzystywane

Uruchomienie sporządzonego algorytmu wiąże się z koniecznością wprowadzenia dużej liczby danych. Dotyczą one zarówno geometrii trasy kolejki podwieszanej, jak i wielkości charakteryzujących wózki zestawu transportowego, a także stałe, jak np. przyspieszenie ziemskie. Przewidziano więc ułatwienie polegające na możliwości wczytania niezbędnych wartości według wcześniej przygotowanego schematu, po przypisaniu zerowej liczby wózków zestawu do zmiennej w . Na rysunku 3.1 przedstawiono schemat blokowy głównego modułu programu obliczeniowego, w którym uwzględniono możliwość załadowania wspomnianych wartości.



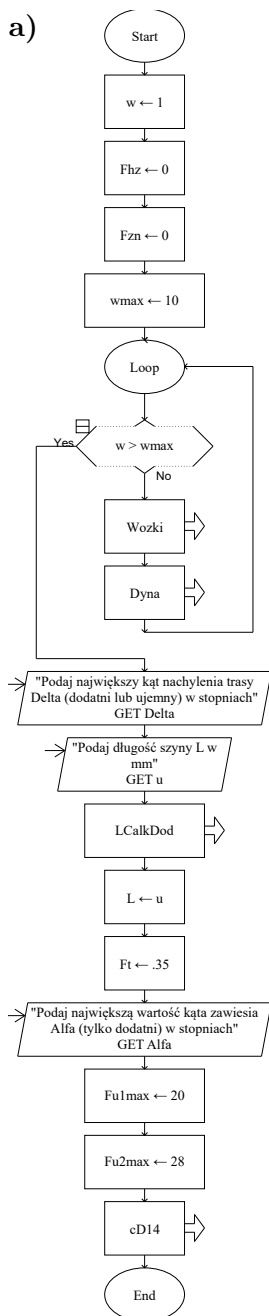
Rys. 3.1. Schemat blokowy głównego modułu programu obliczeniowego

3.1.1. Wprowadzanie danych kolejki i trasy

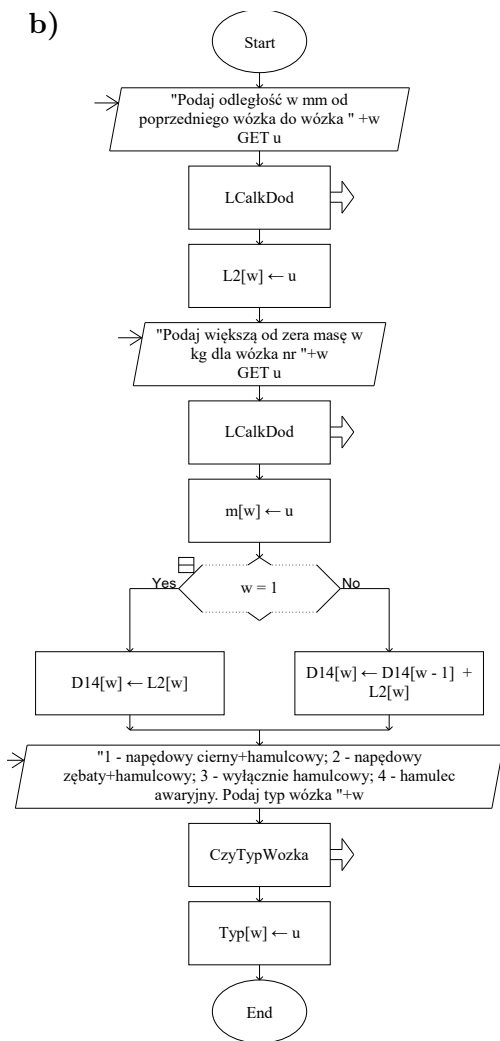
Moduły umożliwiające wprowadzanie wartości danych do programu uruchamianego w środowisku Raptora przedstawiono na rysunku 3.2. Schemat blokowy modułu wprowadzania danych zestawu i trasy bezpośrednio przez użytkownika DaneRecznie, przedstawiono na rysunku 3.2a. W module tym wykorzystywane są procedury zamieszczone na rysunkach 3.2b (Wozki) oraz 3.3 (Dyna).

Na schemacie blokowym nazwanym DaneAuto, zamieszczonym na rysunku 3.4, został przedstawiony przykład trwałego przypisania danych wejściowych dotyczących wózków kolejki podwieszanej i trasy jezdnej. Zbiór tych wartości został wykorzystany do obliczeń, a ich główne wyniki zaprezentowano i omówiono w podrozdziale 3.6.

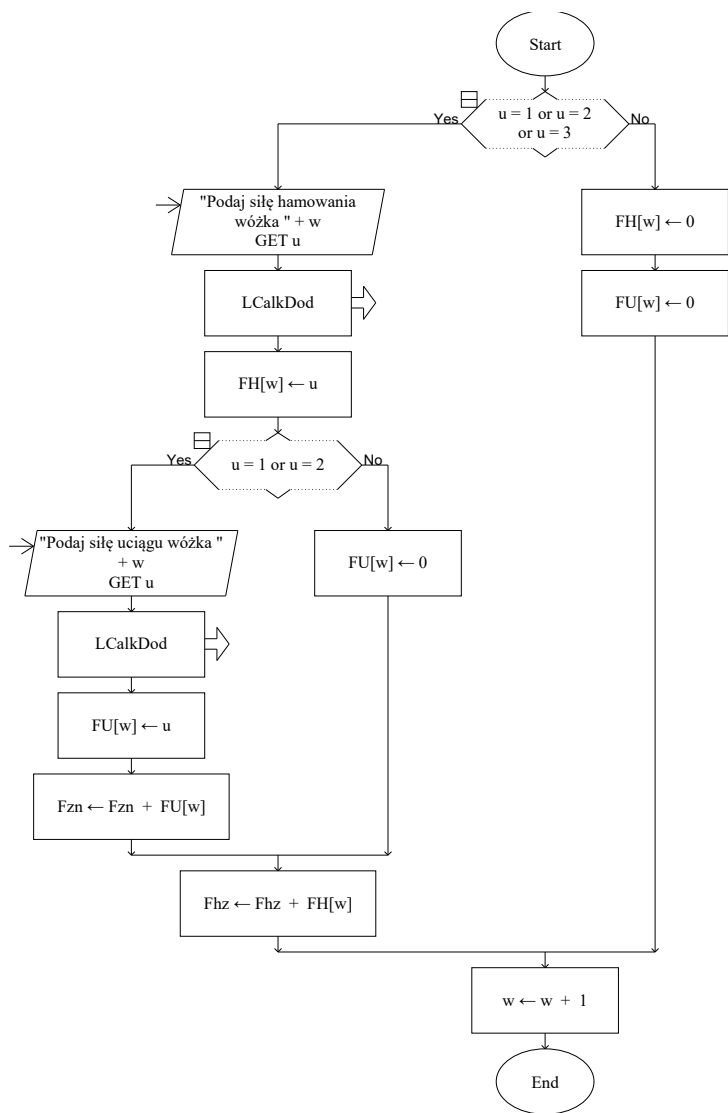
a)



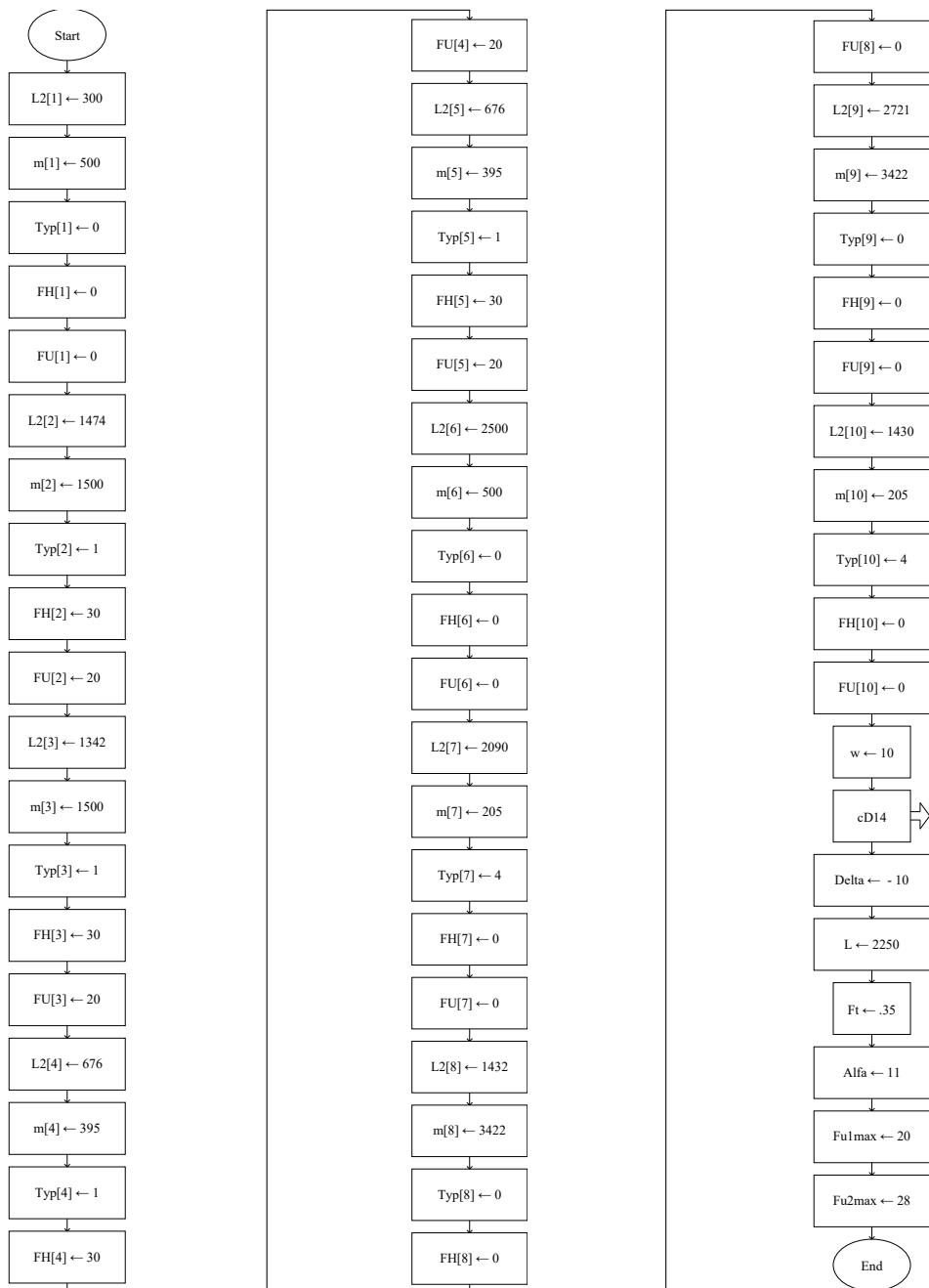
b)



Rys. 3.2. Moduł sekwencyjnego wprowadzania danych DaneRecznie (a) oraz procedura Wozki do charakteryzowania wózków kolejki (b)



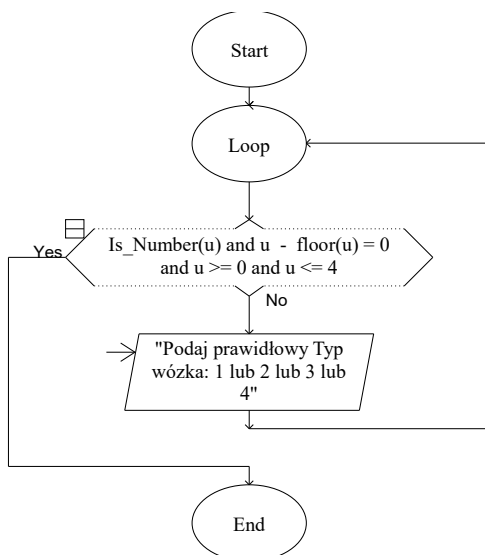
Rys. 3.3. Moduł Dyna do wprowadzania nominalnych wartości sił hamowania i napędowych



Rys. 3.4. Opcjonalny moduł przypisania danych DaneAuto, który został przygotowany w postaci schematu blokowego

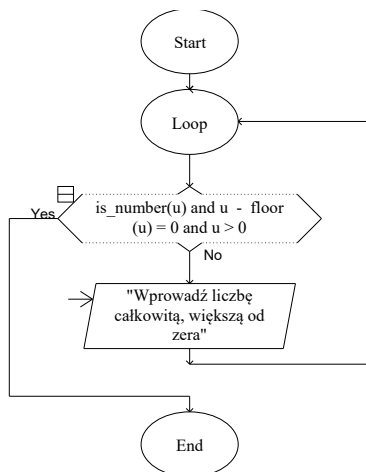
3.1.2. Kontrola wartości i przeliczanie jednostek

W module DaneRecznie została wykorzystana bieżąca walidacja danych wejściowych do obliczeń. Ma ona na celu kontrolę kodu typu wózka, która może być wywołana przez nazwę CzyTypWozka (rys. 3.5). Ponadto, większość wprowadzanych wartości powinna być dodatnia, co jest sprawdzane przez wywołanie funkcji LCalcDod (rys. 3.6).

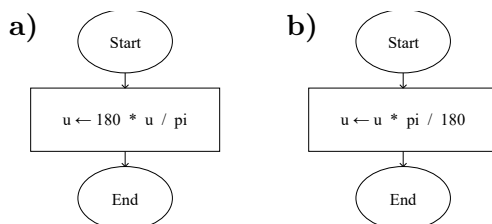


Rys. 3.5. Schemat blokowy kontroli wprowadzania kodu typu wózka CzyTypWozka, zgodnie z konwencją zapisaną na stronie 75

Na rysunku 3.7 przedstawiono schematy blokowe użyte do przeliczania wartości kątów, ponieważ środowisko Raptora oblicza funkcje trygonometryczne wyłącznie w rad. W zależności od tego jaka ma być jednostka docelowa, wywołanie odpowiedniej funkcji może nastąpić poprzez jej nazwę naDeg lub naRad. Wartością, która podlega konwersji, jest zawsze u , dlatego przed wywołaniem każdej z tych funkcji należy przypisać do tej zmiennej odpowiednią wartość. Wynik działania obydwu z omówionych funkcji jest dostępny poprzez odczytanie wartości zmiennej u .



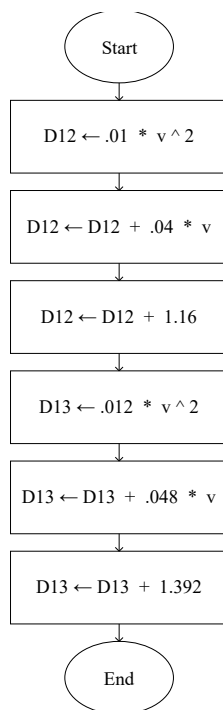
Rys. 3.6. Schemat LCalcDod, służący do kontroli wprowadzania wartości całkowitej dodatniej



Rys. 3.7. Schemat użyty do przeliczania wartości kątów: a) naDeg z rad na stopnie oraz b) naRad użyty do przeliczania wartości ° kątowych na rad

3.1.3. Obliczenia parametrów dynamicznych

Spośród wielkości możliwych do obliczenia na tym etapie, tj. bezpośrednio po wprowadzeniu danych zestawu transportowego oraz scharakteryzowaniu trasy, są współczynniki wpływu prędkości D_{12} i D_{13} na obciążenie zawiesi trasy kolejki podwieszanej. Schemat blokowy, który może być w tym celu wykorzystany, został przedstawiony na rysunku 3.8. Obydwie wartości współczynników zostały wyznaczone w oparciu o analizę wyników badań eksperymentalnych, co zostało opisane w podrozdziale 2.1. Wartość czynnika wpływu prędkości D_{13} na siły generowane w zawiesiu podczas hamowania zestawu nie była wykorzystywana do dalszych obliczeń. Uzasadnienie przyczyny podjęcia takiej decyzji dyskutowano w podrozdziale 2.8.



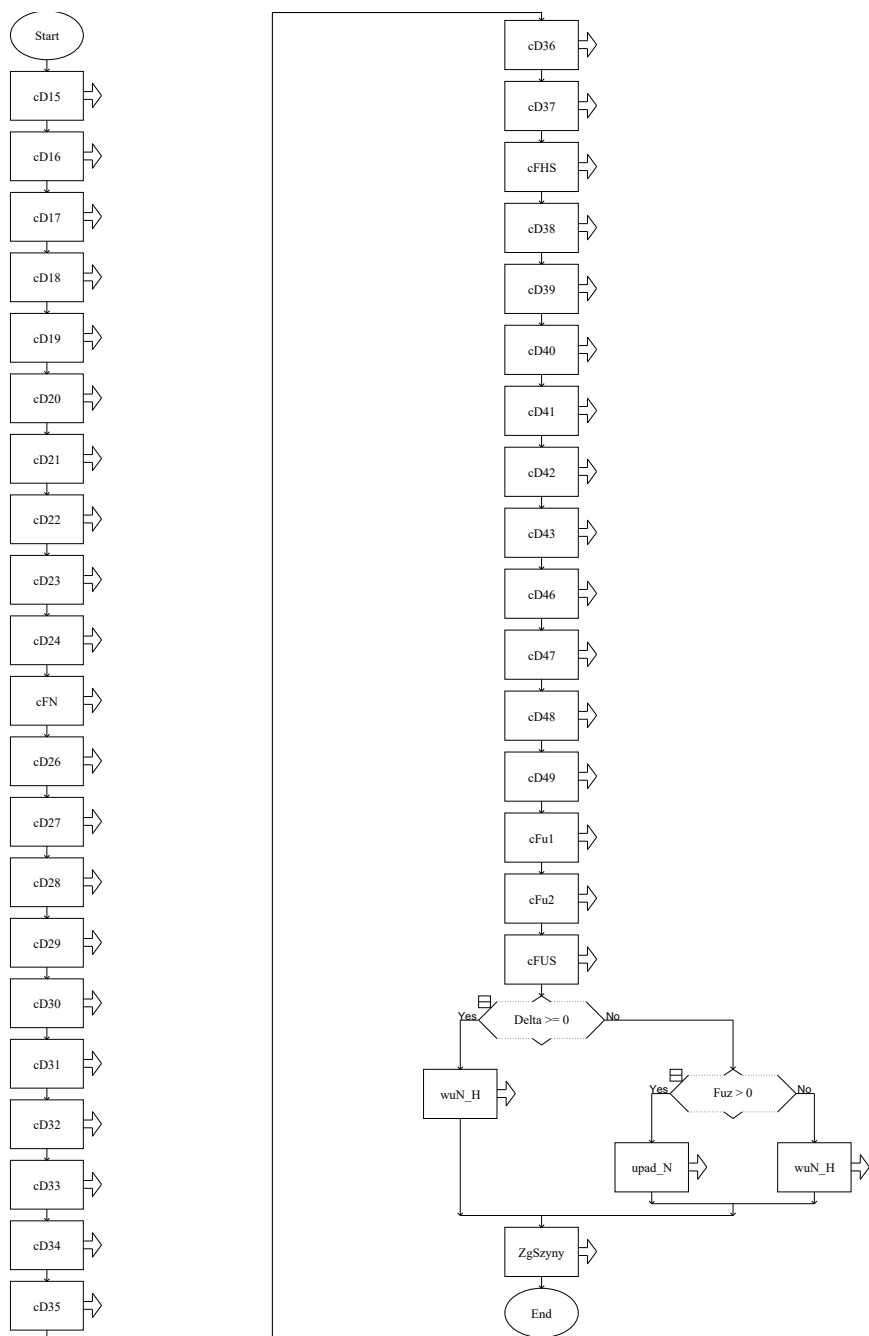
Rys. 3.8. Schemat cD12 obliczeń współczynników dynamicznych D_{12} i D_{13}

3.2. Moduł obliczeniowy

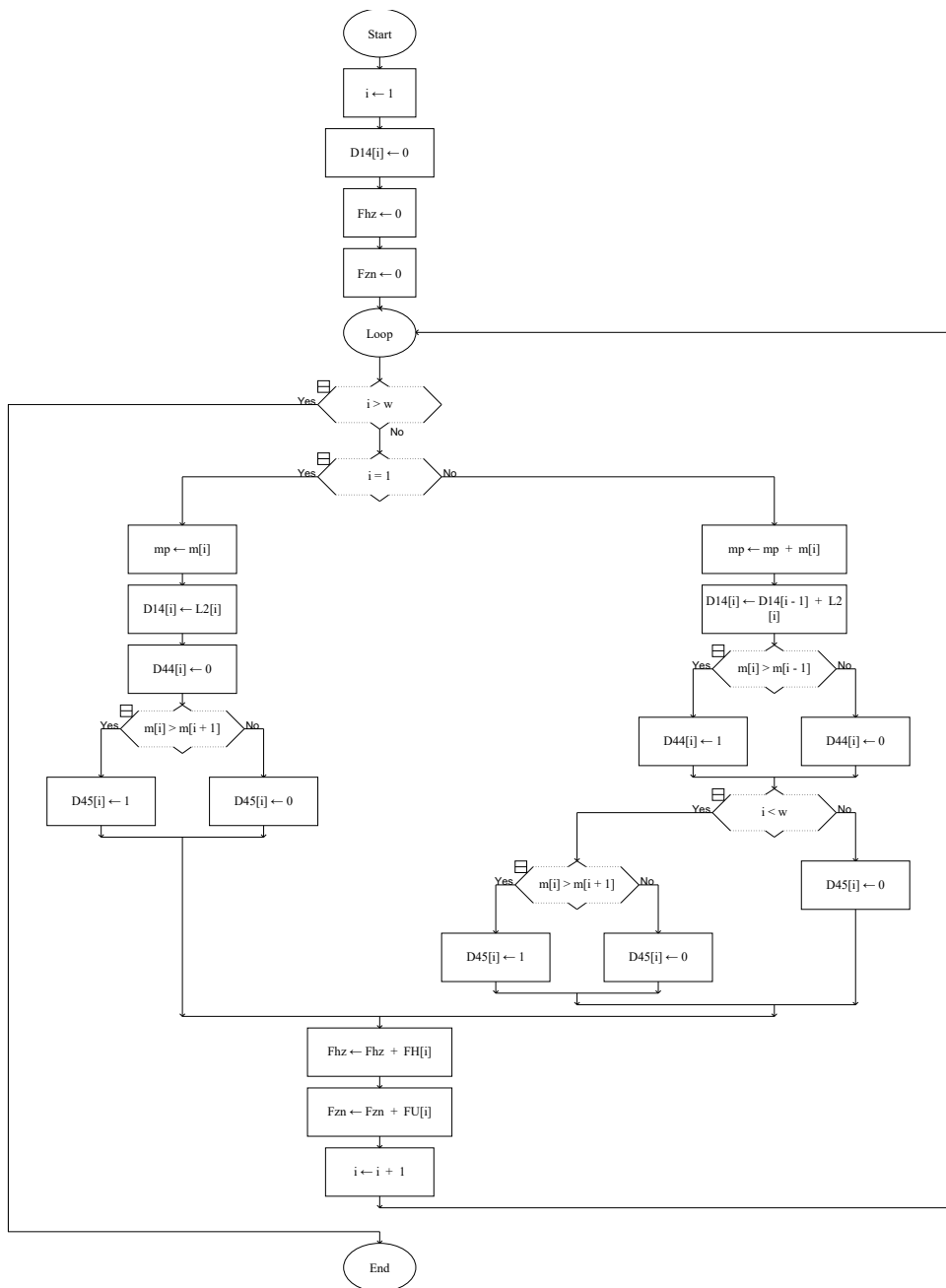
Główny moduł obliczeniowy, który nazwano cObl, zawiera wywołania szeregu funkcji, które są wspólne dla całego algorytmu oraz, w końcowym etapie, uruchamiane są części programu dedykowane dla konkretnych przypadków obciążenia. Różnice w przebiegu obliczeń są determinowane przez wartość kąta nachylenia trasy Δ oraz ewentualną konieczność generowania siły uciągu (lub hamowania silnikiem lokomotywy) przez wózki jednostek napędowo-hamulcowych. Schemat blokowy modułu cObl został przedstawiony na rysunku 3.9.

3.2.1. Ustalenie położenia zestawu na trasie

Na rysunku 3.10 przedstawiono schemat blokowy obliczania geometryczno-dynamicznej charakterystyki kolejki. Zmienna iteracyjna i oznacza numer wózka zestawu transportowego.



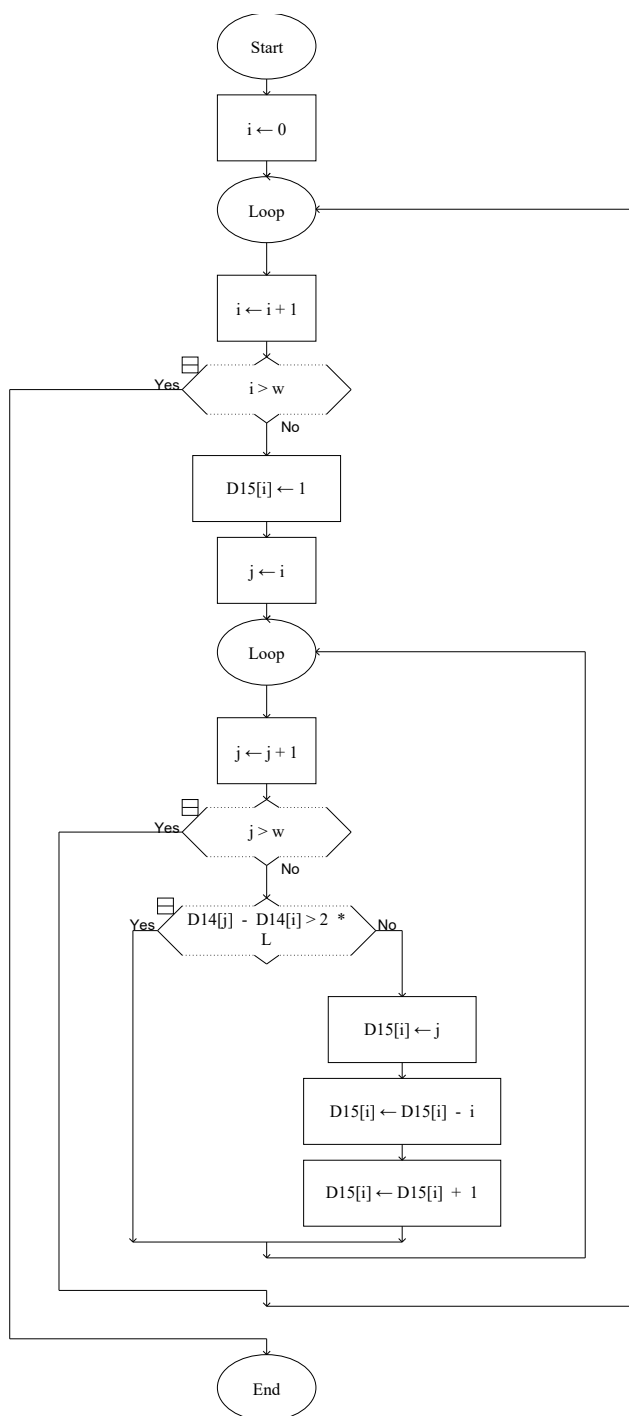
Rys. 3.9. Schemat blokowy cObl podstawowego modułu obliczeniowego



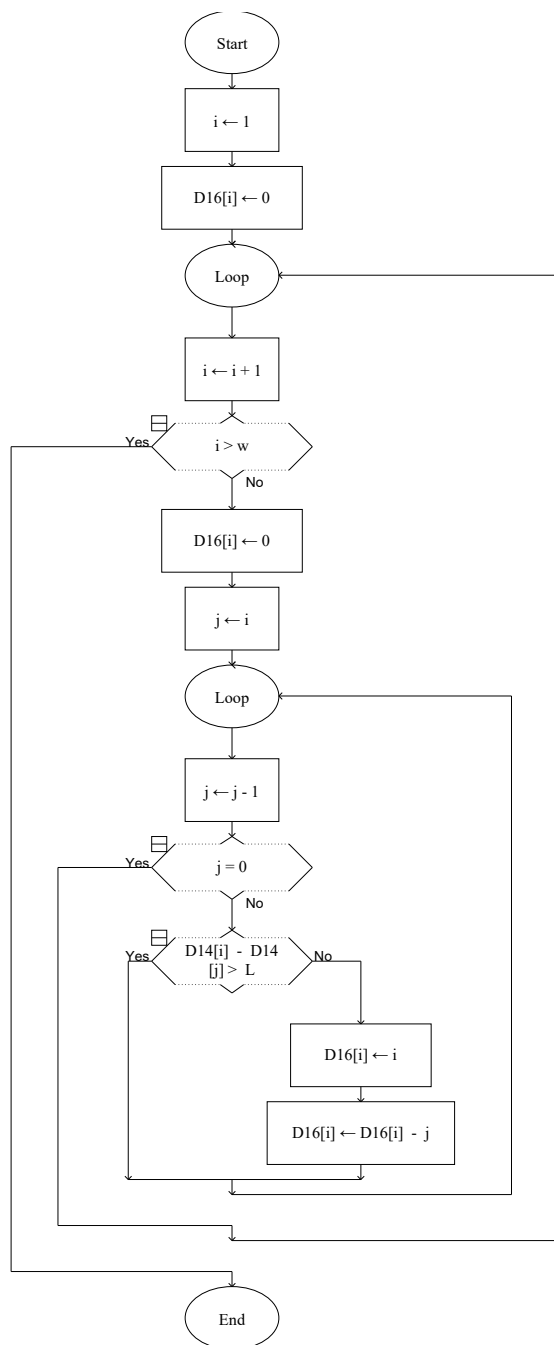
Rys. 3.10. Schemat blokowy cd14 do obliczania charakterystyki kolejki – elementów tablic D_{14} , D_{44} , D_{45} oraz wartości skalarnych m_p , F_{hz} i F_{zn}

Schemat blokowy cD15, wykorzystywany do obliczenia elementów tablicy $\mathbf{D}_{15}$, zamieszczono na rysunku 3.11. Obydwie użyte w nim zmienne iteracyjne, i oraz j , oznaczają numer wózka zestawu transportowego. Taki sposób iteracji wynika z konieczności obliczenia liczby wózków, które charakteryzują się tym, że wartość badanej cechy, w porównaniu z jej wartością względem wózka bieżącego i , zawiera się w określonym zbiorze. Badaną cechą w tym przypadku była odległość wózków od bazy wymiarowej $\mathbf{D}_{14}$, a wspomniany zbiór obejmował zakres $\langle 0; 2 \cdot L \rangle$.

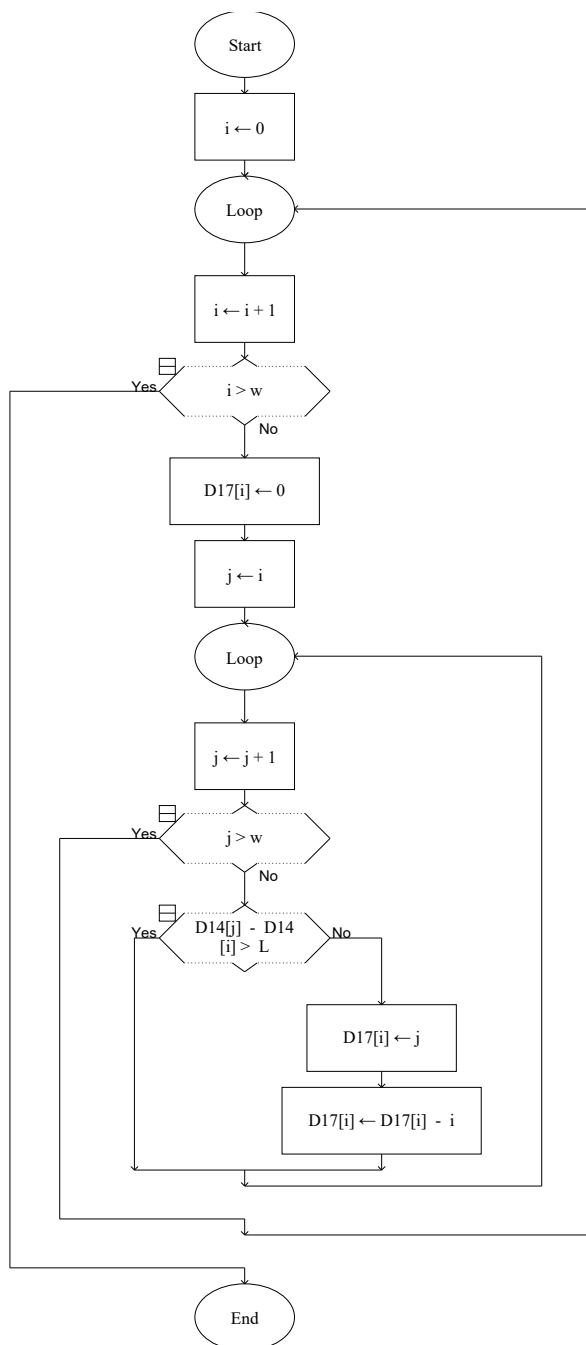
Na kolejnych stronach zamieszczono schematy blokowe cD16 i cD17, które zostały użyte do obliczenia elementów tablic $\mathbf{D}_{16}$ i $\mathbf{D}_{17}$. Rysunki te oznaczone zostały odpowiednio numerami 3.12 oraz 3.13. Na tych ilustracjach widoczne są zagnieżdżone iteracje po zmiennych i oraz j , z których każda oznacza numer wózka analizowanego zestawu transportowego. Badaną cechą w tym przypadku była odległość wózków od bazy wymiarowej $\mathbf{D}_{14}$, a zbiór krytycznych wartości obejmował zakres $\langle 0; L \rangle$. Testowanie prowadzono odpowiednio z lewej (rys. 3.12) i prawej (rys. 3.13) strony wózka bieżącego o numerze i .



Rys. 3.11. Schemat blokowy cD15 do obliczania elementów tablicy D_{15}



Rys. 3.12. Schemat blokowy cD16 do obliczania elementów tablicy D_{16}



Rys. 3.13. Schemat blokowy cD17 do obliczania elementów tablicy D_{17}

3.2.2. Wyznaczanie maksymalnego obciążenia zawiesia

Największe obciążenie zawiesia ma miejsce wtedy, gdy ciężki wózek znajduje się dokładnie na złączu szyn oraz ewentualnie inne wózki mogą zmieścić się na dwóch szynach sąsiadujących z tym zawiesiem. Algorytmy zamieszczone w tym podrozdziale służą poszukiwaniu takiej wartości ekstremalnej.

Schemat algorytmu cD18 do obliczania elementów tablicy **D₁₈** został zamieszczony na rysunku 3.14a. Znajduje się na nim podwójna iteracja, w której zmienna i jest numerem wózka zestawu transportowego, a j oznacza liczbę wózków, które mieszczą się jednocześnie na jednej szynie. Ten schemat blokowy dotyczy obliczeń obciążenia złącza siłami ciężkości tylko tych wózków, które znajdują się na lewej szynie względem bieżącego wózka w chwili, gdy ten znajduje się na złączu. Podobny schemat blokowy, cD19, zamieszczono na rysunku 3.14b. Dotyczy on obliczenia elementów tablicy **D₁₉**, która zawiera obciążenie złącza szyny siłą ciężkości wózków, w chwili, gdy wózek bieżący znajduje się na lewym złączu szyny, a one mogą zmieścić się na szynie po prawej stronie tamtego.

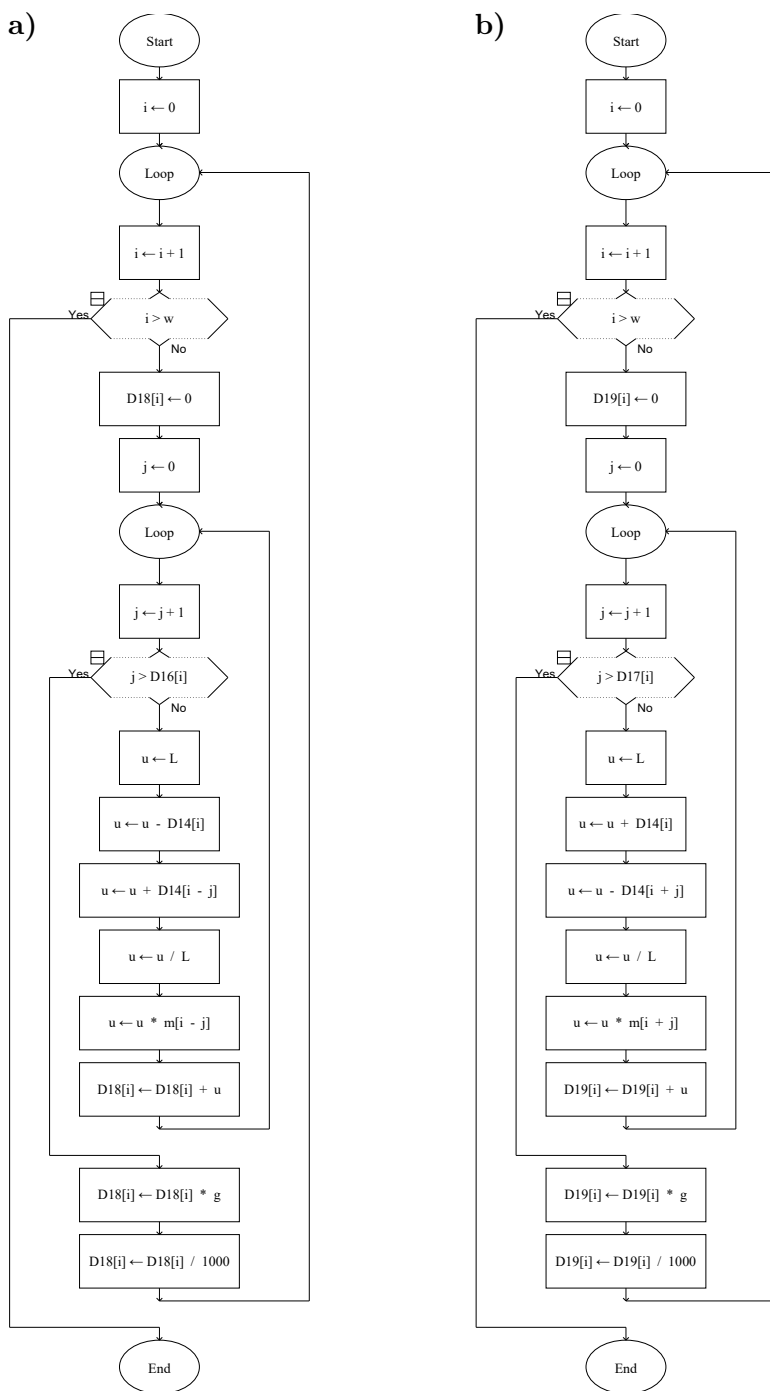
Rysunek 3.15 zawiera schemat blokowy algorytmu cD20 do obliczania elementów tablicy **D₂₀**. Iteracja na tym schemacie ma miejsce po numerze i wózka zestawu transportowego.

Elementy tablicy **D₂₁** zostały obliczone według schematu blokowego o nazwie cD21, zamieszczonego na rysunku 3.16. Zmienna iteracyjna i oznacza na nim numer wózka zestawu.

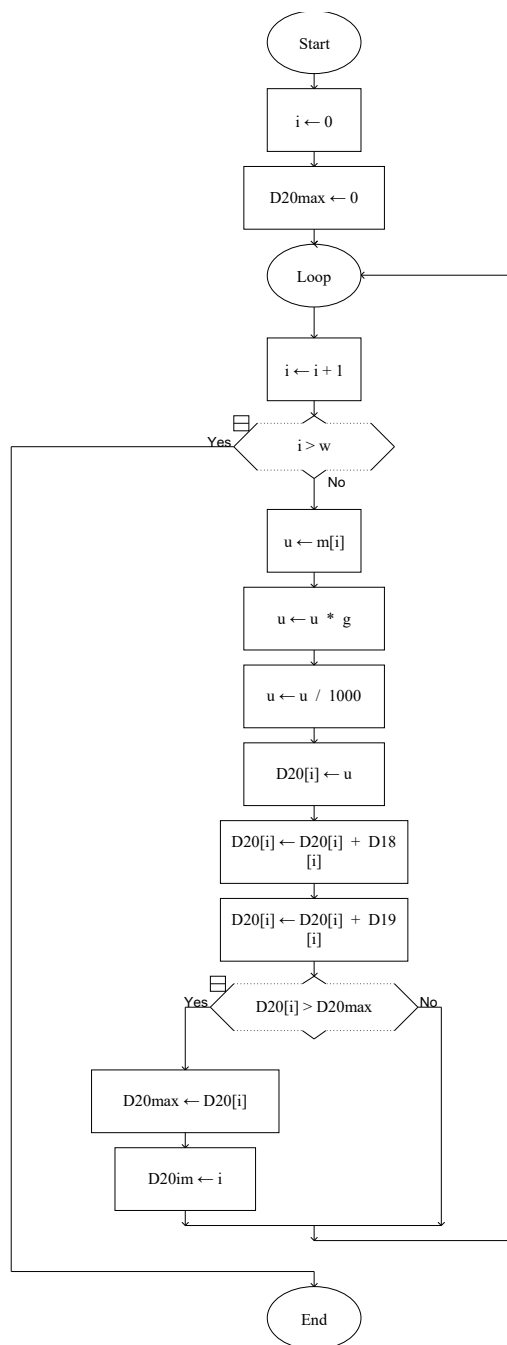
Schemat blokowy cD22, umożliwiający obliczenie tablicy **D_{22A}** oraz **D_{22B}** został zamieszczony na rysunku 3.17. Iteracja przy użyciu zmiennej i dotyczy numeru wózka zestawu transportowego. Dodatkowo, do standardowego wyjścia podawany jest komunikat z określeniem numeru wózka zestawu, który znajduje się na złączu szyn o jakim numerze oraz pomiędzy którymi szynami występuje właśnie to złącze.

Tablica **D₂₃** została wypełniona wartościami obliczonymi według schematu cD23 przedstawionego na rysunku 3.18. Zmienna iteracyjna i oznacza na tym schemacie numer wózka zestawu transportowego. Do obliczeń wykorzystano zmienną tymczasową u , która odpowiada numerowi szyny, na której znajduje się bieżący wózek o numerze i .

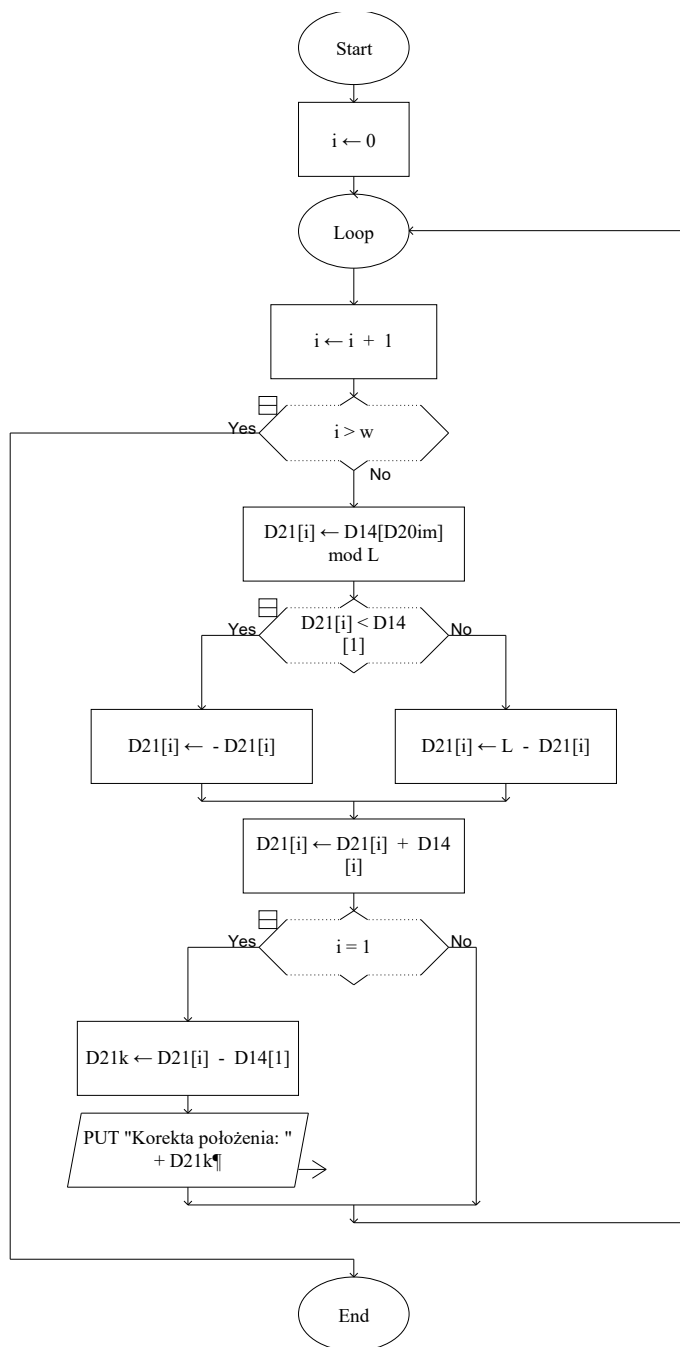
Rysunek 3.19 zawiera schemat blokowy algorytmu cD24 do obliczania elementów tablicy **D₂₄**, która reprezentuje siłę ciężkości bieżącego wózka. Zmienna iteracyjna i oznacza na tym schemacie kolejny numer wózka analizowanego zestawu transportowego.



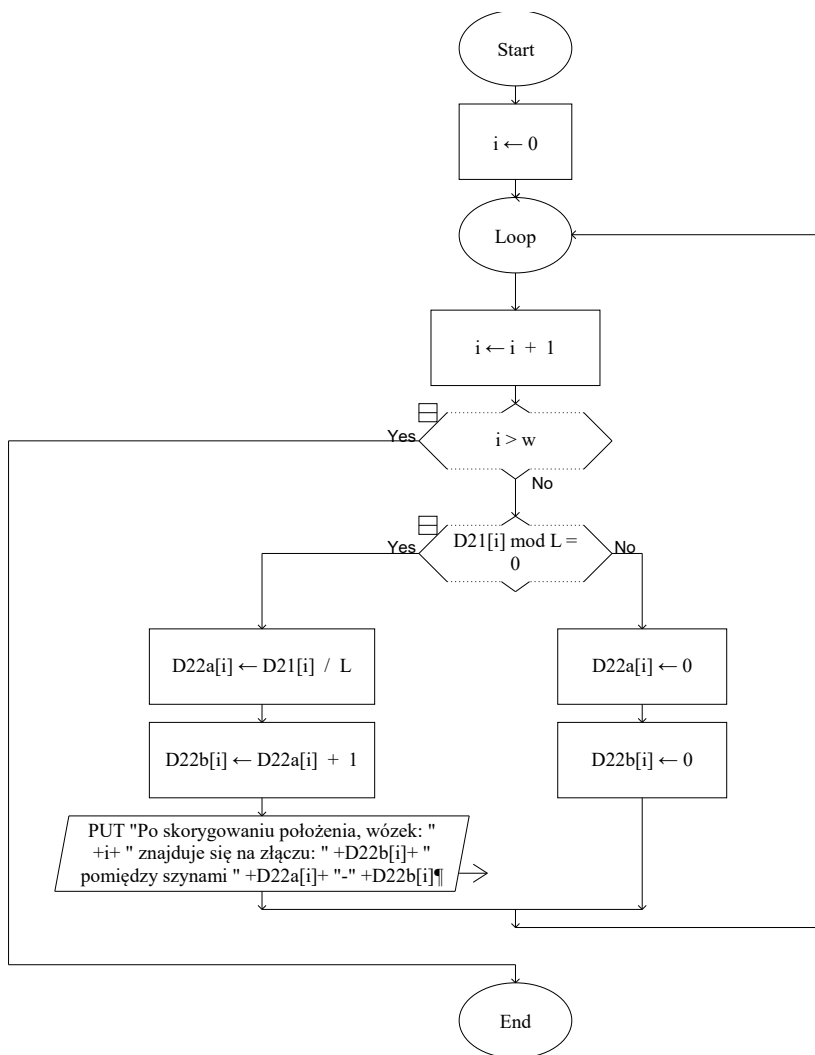
Rys. 3.14. Schematy blokowe algorytmów cD18 i cD19 do obliczania elementów tablic: a) D_{18} ; b) D_{19}



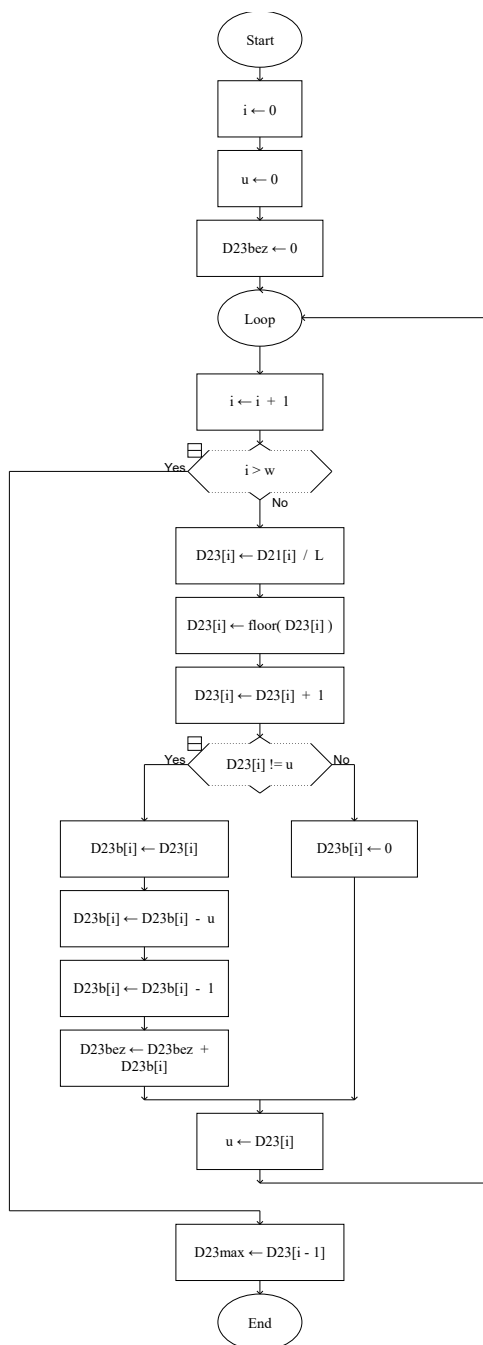
Rys. 3.15. Schemat blokowy cD20 do obliczania elementów tablicy D_{20}



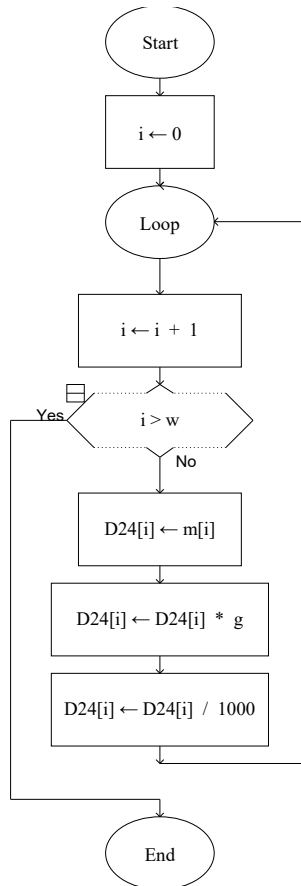
Rys. 3.16. Schemat blokowy cD21 do obliczania elementów tablicy D_{21}



Rys. 3.17. Schemat blokowy algorytmu cD22 do obliczania elementów tablic D_{22A} i D_{22B}



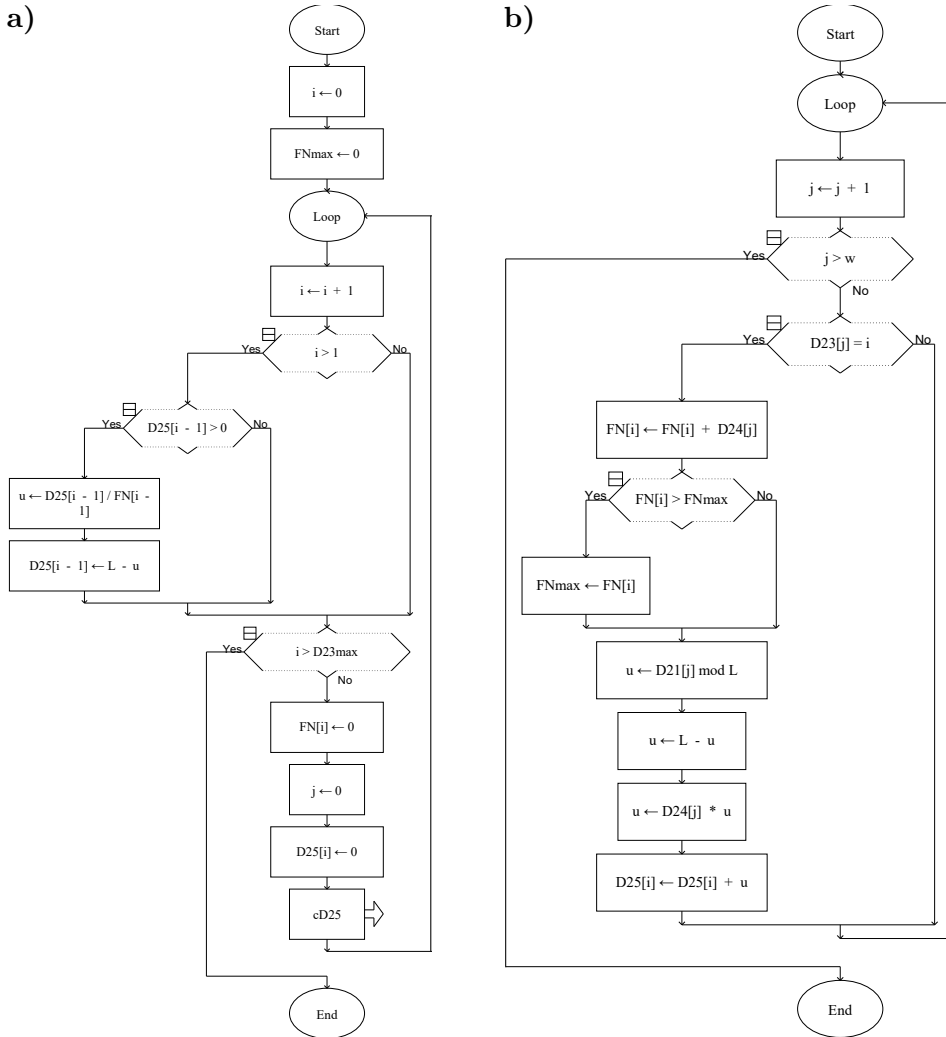
Rys. 3.18. Schemat blokowy cD23 do obliczania elementów tablicy D_{23}



Rys. 3.19. Schemat blokowy algorytmu cD24 do obliczania elementów tablicy D_{24}

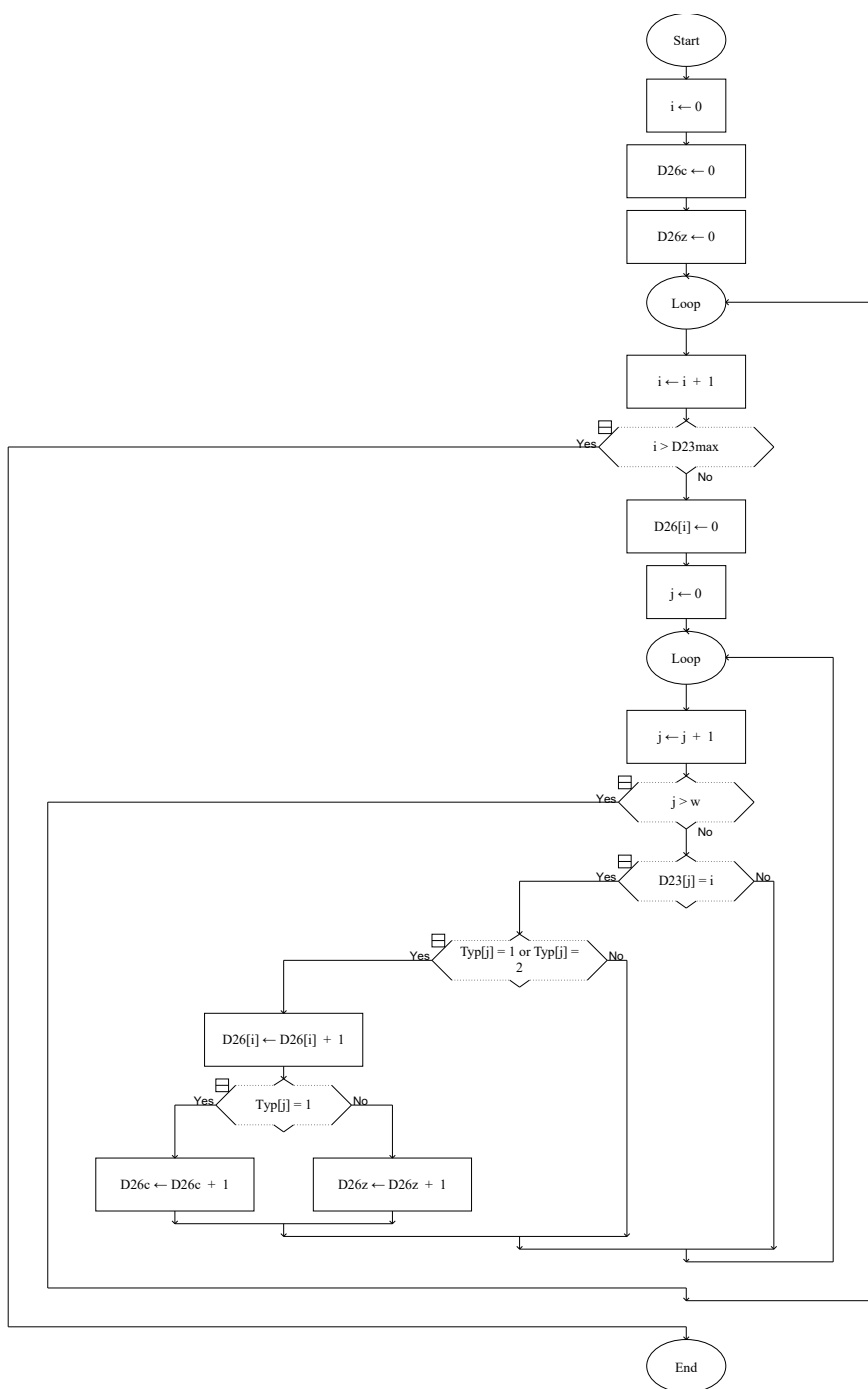
Siłę ciężkości F_N od mas wózków znajdujących się na szynie lub złączu o numerze i obliczono według schematu blokowego cFN przedstawionego na rysunku 3.20a. Do wykonania tych obliczeń niezbędne było przeprowadzenie iteracji. Zmienna i oznacza numer szyny, znajdującej się na trasie w obrębie zestawu transportowego.

Na rysunku 3.20b zamieszczono schemat blokowy cD25, służący do obliczenia położenia D_{25} siły F_N na szynie względem jej lewego złącza. W tym przypadku konieczne było wykonanie iteracji względem numeru wózka zestawu transportowego, który został zakodowany jako zmienna j .



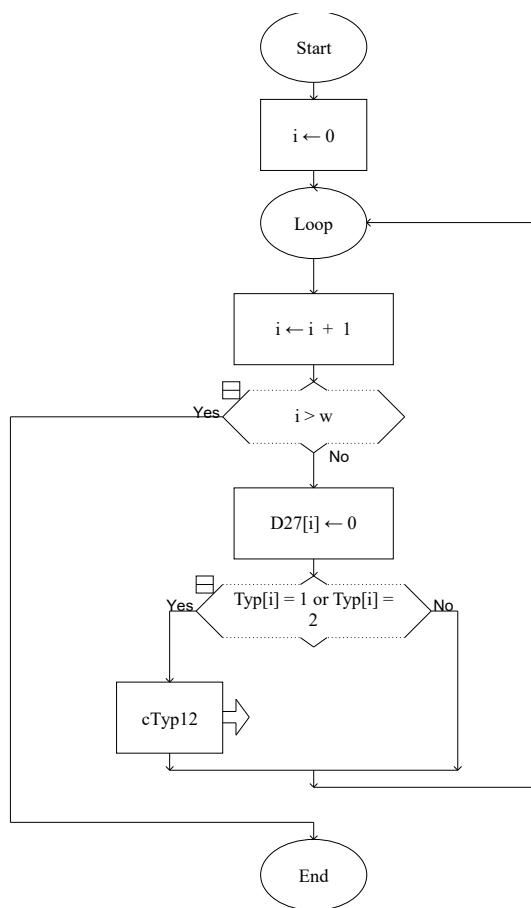
Rys. 3.20. Schematy blokowe algorytmów cFN i cD25 do obliczania elementów tablic: a) F_N ; b) D_{25}

Schemat blokowy algorytmu cD26 do obliczania liczby wózków napędowo-hamulcowych D_{26} , które mogą znajdować się na szynie o numerze i , przedstawiono na rysunku 3.21. Iteracje prowadzono ze względu na numer szyny (zmienna i) oraz dla każdego numeru wózka j . Wśród typów wózków napędowych wyróżniono te o napędzie ciernym oraz zębatym.

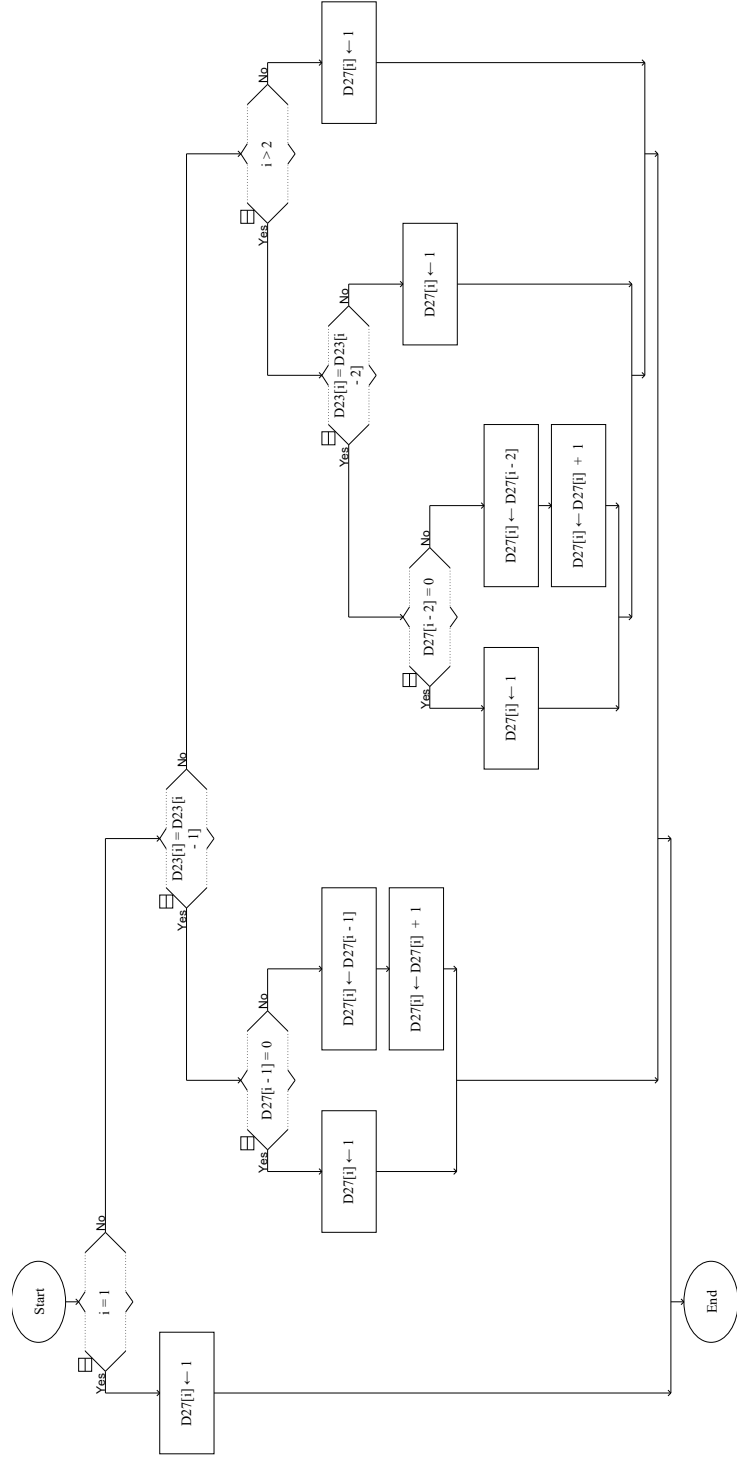


Rys. 3.21. Schemat blokowy cD26 algorytmu do obliczania elementów tablicy D_{26}

Na rysunku 3.22 przedstawiono schemat blokowy algorytmu cD27 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{27}$ dla każdej zmiennej iteracyjnej i , oznaczającej numer wózka zestawu transportowego. Założono przy tym, że na jednej szynie mogą jednocześnie znajdować się co najwyżej trzy wózki jednostki napędowo-hamulcowej. Schemat blokowy funkcji cTyp12, uruchamianej w trakcie obliczeń wyrazów tablicy $\mathbf{D}_{27}$, został zamieszczony na kolejnym rysunku 3.23.

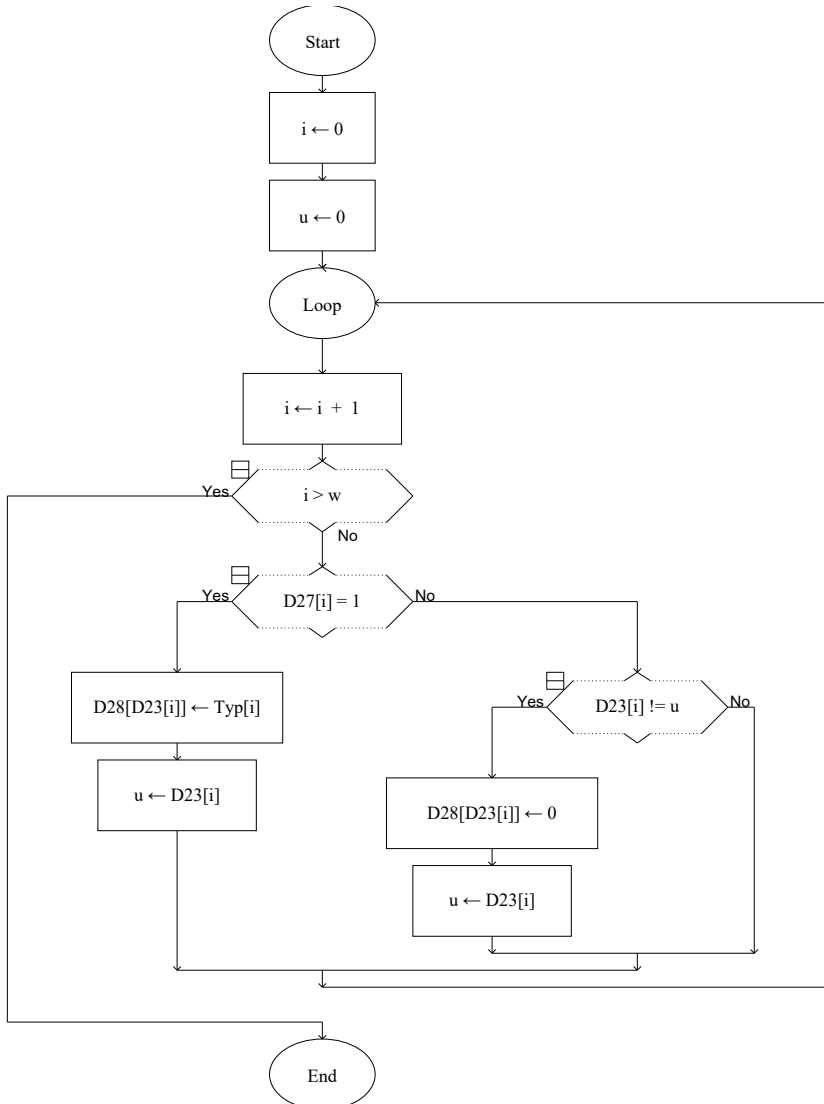


Rys. 3.22. Schemat blokowy algorytmu do obliczania wyrazów macierzy $\mathbf{D}_{27}$



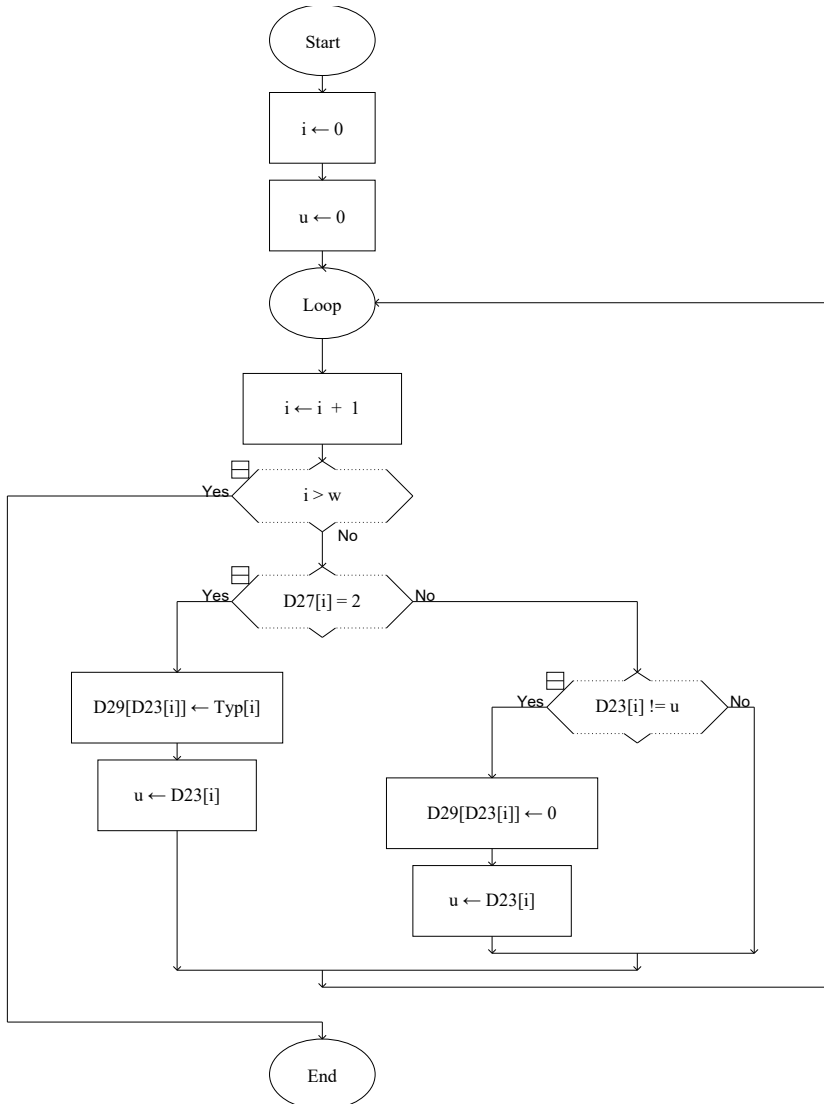
Rys. 3.23. Schemat blokowy algorytmu cTyp12

Na rysunku 3.24 przedstawiono schemat blokowy algorytmu cD28, który posłużył do obliczenia elementów tablicy $\mathbf{D}_{28}$. Zawarto w niej kod typu pierwszego wózka napędowo-hamulcowego znajdującego się na szynie u . Zmienna iteracyjna i oznacza w tym algorytmie numer wózka.

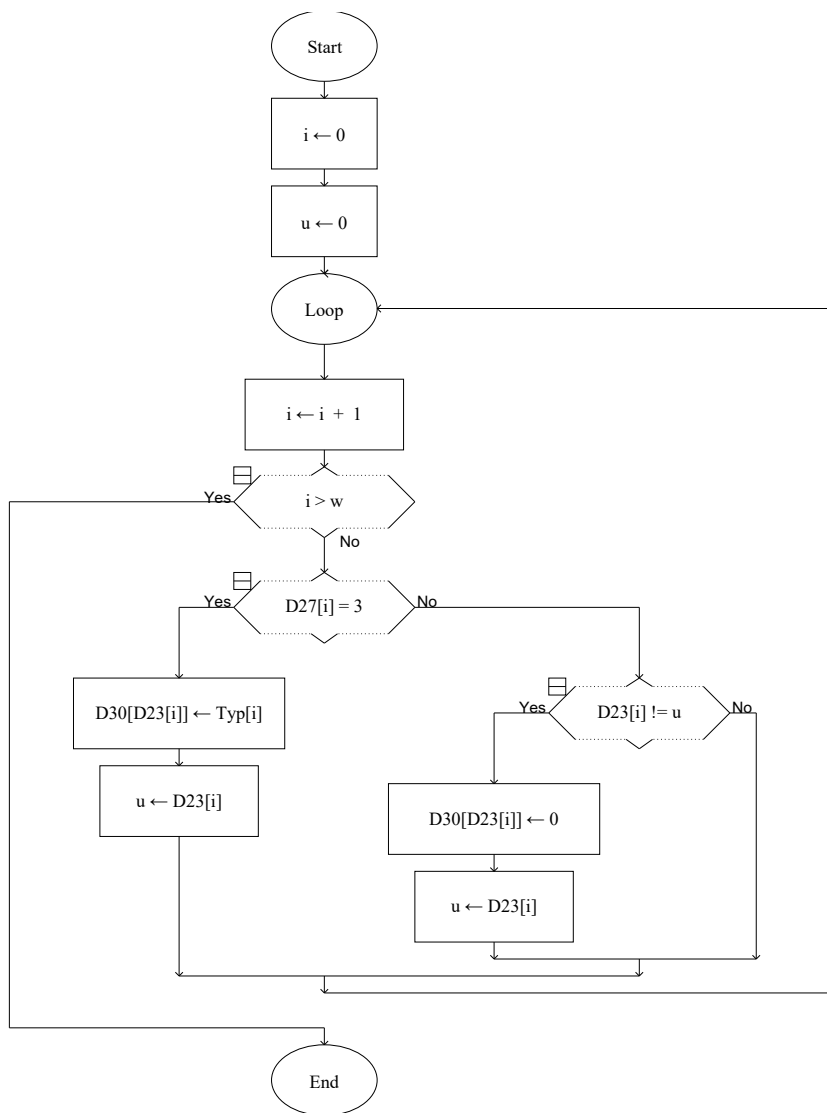


Rys. 3.24. Schemat blokowy algorytmu cD28 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{28}$

Dla wózków napędowo-hamulcowych drugiego i trzeciego, znajdujących się na tej samej szynie co wózek charakteryzowany w tablicy **D₂₈**, przeprowadzono obliczenia elementów tablic **D₂₉** i **D₃₀**. Odpowiednie schematy blokowe cD29 oraz cD30 zostały zamieszczone na rysunkach 3.25 i 3.26.



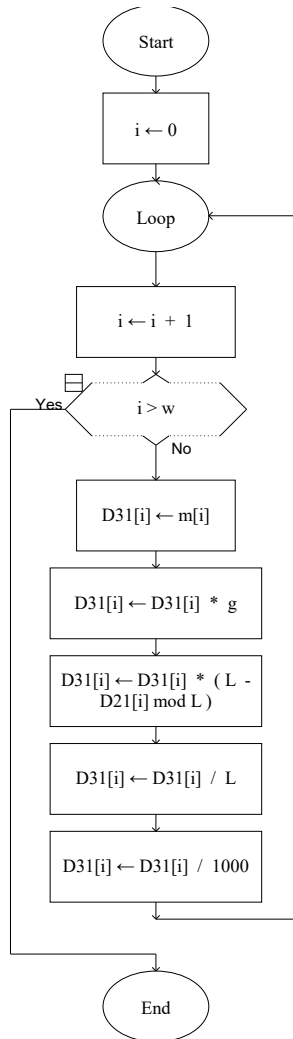
Rys. 3.25. Schemat blokowy algorytmu cD29 do obliczania elementów tablicy **D₂₉**



Rys. 3.26. Schemat blokowy algorytmu cD30 do obliczania elementów tablicy D_{30}

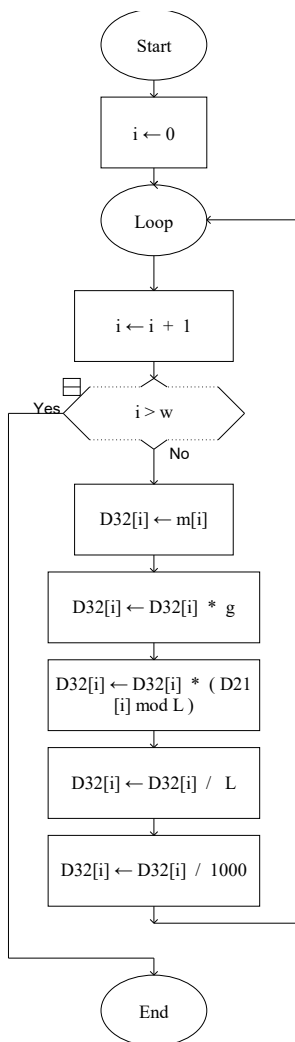
3.2.3. Niekorzystne położenie zestawu

Po wyznaczeniu najbardziej niekorzystnego położenia zestawu transportowego ze względu na obciążenie złączy (zawiesi) ponownie obliczono obciążenia wynikające z siły ciężkości wózków. Na rysunku 3.27 przedstawiono schemat blokowy algorytmu cD31, który wykorzystano do obliczania elementów tablicy D_{31} . Zawiera on iterację ze względu na numer wózka zestawu oznaczony zmienną i .



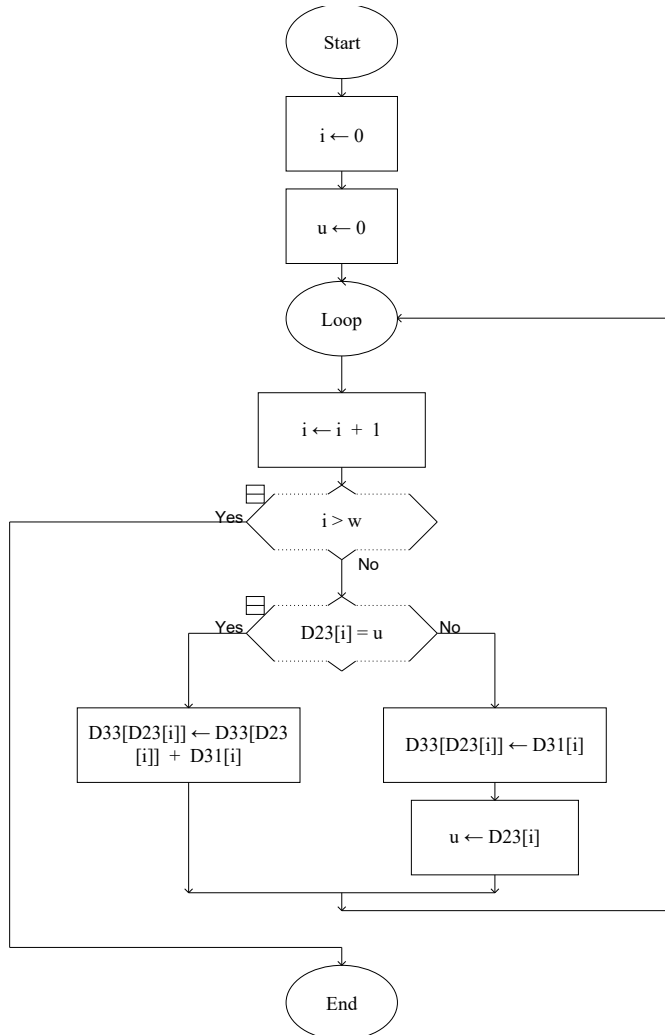
Rys. 3.27. Schemat blokowy cD31 do obliczania elementów tablicy D_{31}

Schemat blokowy algorytmu do obliczania elementów tablicy D_{32} został przedstawiony na rysunku 3.28. Uruchomienie obliczeń może nastąpić po wywołaniu funkcji $cD32$, a efektem jest wpływ siły ciężkości bieżącego wózka na obciążenie złącza znajdującego się po jego prawej stronie w czasie, gdy ma miejsce najbardziej niekorzystne obciążenie jednego ze złączy trasy przez wózki zestawu. Podobnie jak w algorytmie poprzednim, iterację przeprowadzono po numerze wózka i .



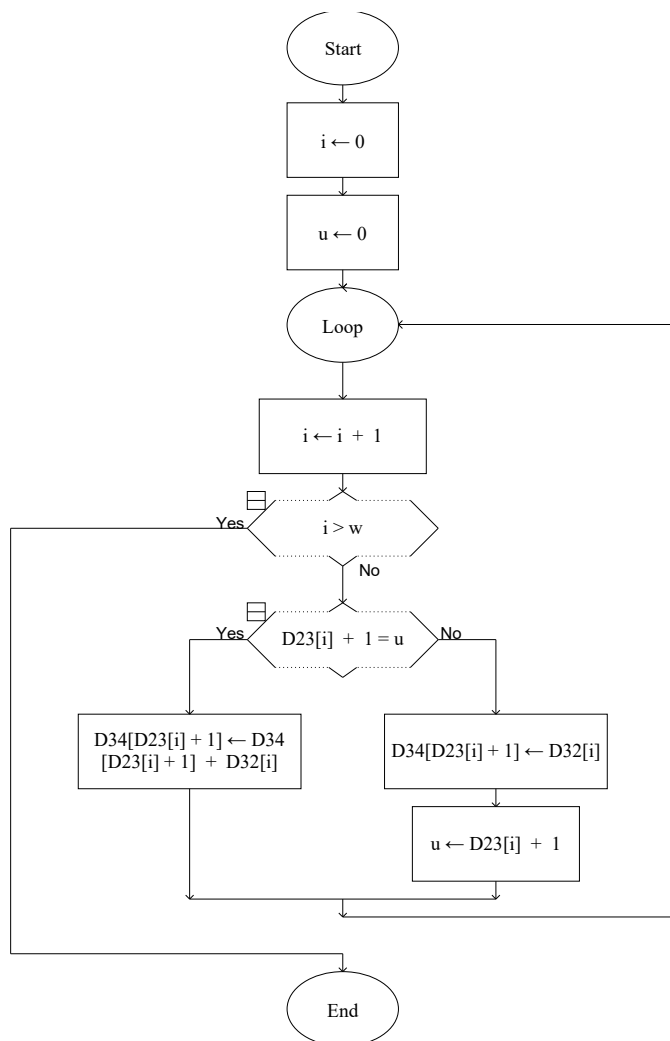
Rys. 3.28. Schemat blokowy $cD32$ do obliczania elementów tablicy D_{32}

W dalszej kolejności obliczono siłę, obciążającą poszczególne złącza trasy, której źródłem są siły ciężkości wózków obciążających szyny. Dla szyny znajdującej się z prawej strony złącza jest to tablica $\mathbf{D}_{33}$. Rysunek 3.29 zawiera schemat blokowy algorytmu cD33, wykorzystanego do obliczania elementów tej tablicy. Iteracje podczas obliczeń prowadzono po numerze wózka i , a zmienna tymczasowa u jest numerem złącza.



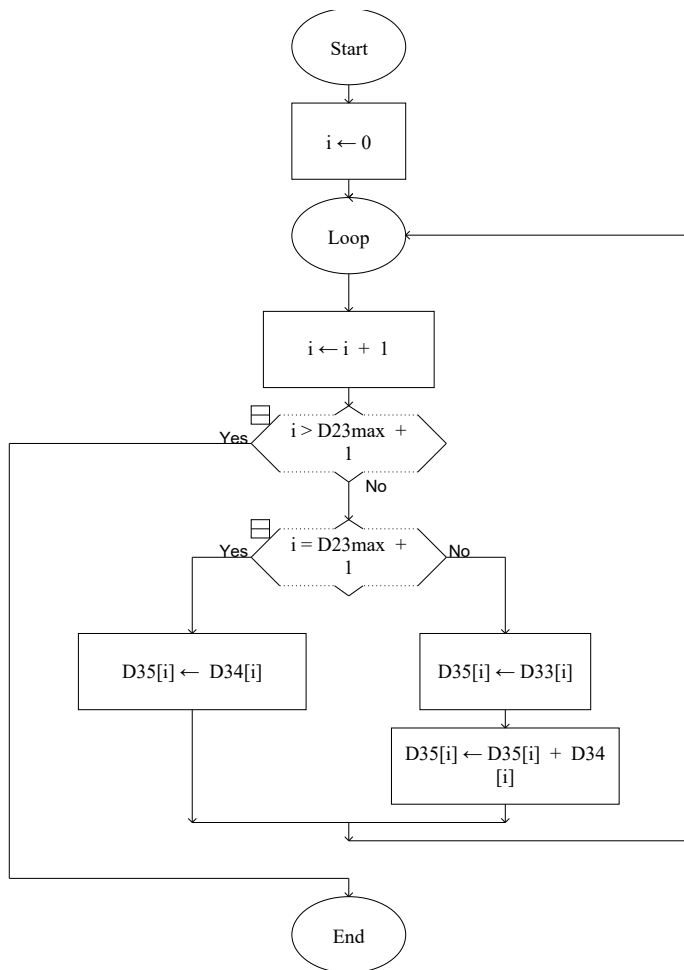
Rys. 3.29. Schemat blokowy algorytmu cD33 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{33}$

Na rysunku 3.30 przedstawiono schemat blokowy algorytmu cD34 do obliczania elementów tablicy D_{34} . Chociaż iteracja była prowadzona po numerze wózka i , to tablica wynikowa zawiera o jeden element więcej (zmienna tymczasowa u) niż liczba szyn, które znajdują się w obrębie wózków zestawu.



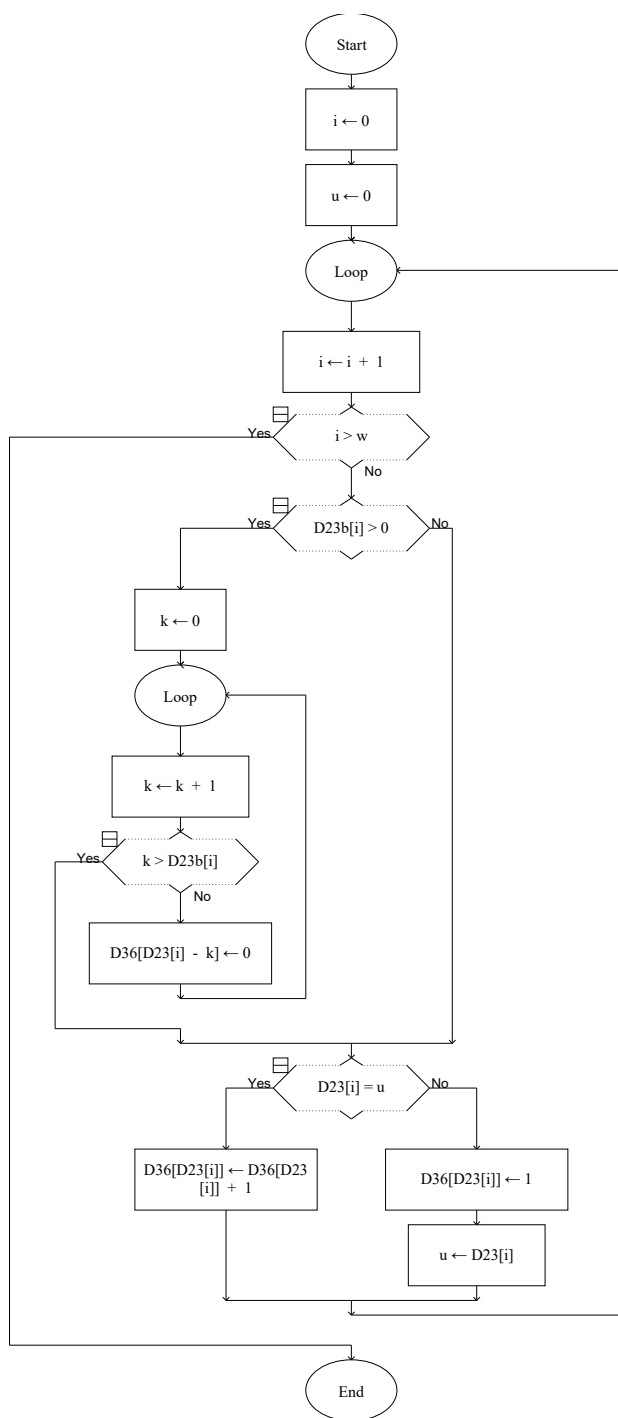
Rys. 3.30. Schemat blokowy algorytmu cD34 do obliczania elementów tablicy D_{34}

Rysunek 3.31 zawiera schemat blokowy cD35 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{35}$. Iterację przeprowadzono tutaj po numerze złącza i .



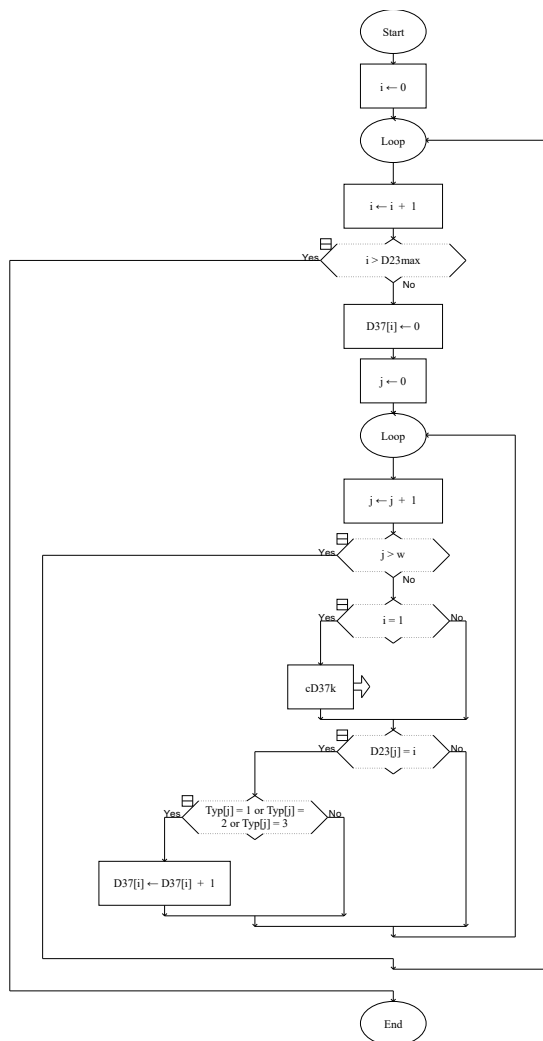
Rys. 3.31. Schemat blokowy algorytmu cD35 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{35}$

Schemat blokowy algorytmu cD36, przedstawiony na rysunku 3.32, wykorzystano do obliczenia elementów tablicy $\mathbf{D}_{36}$. Zawiera on iterację z użyciem zmiennej i , która oznacza numer wózka zestawu transportowego oraz k , która jest kolejną szyną pozostającą bez wózka, a jednocześnie znajdującą się pomiędzy szyną u a szyną i . Zmienna u jest tymczasowa i oznacza numer szyny.



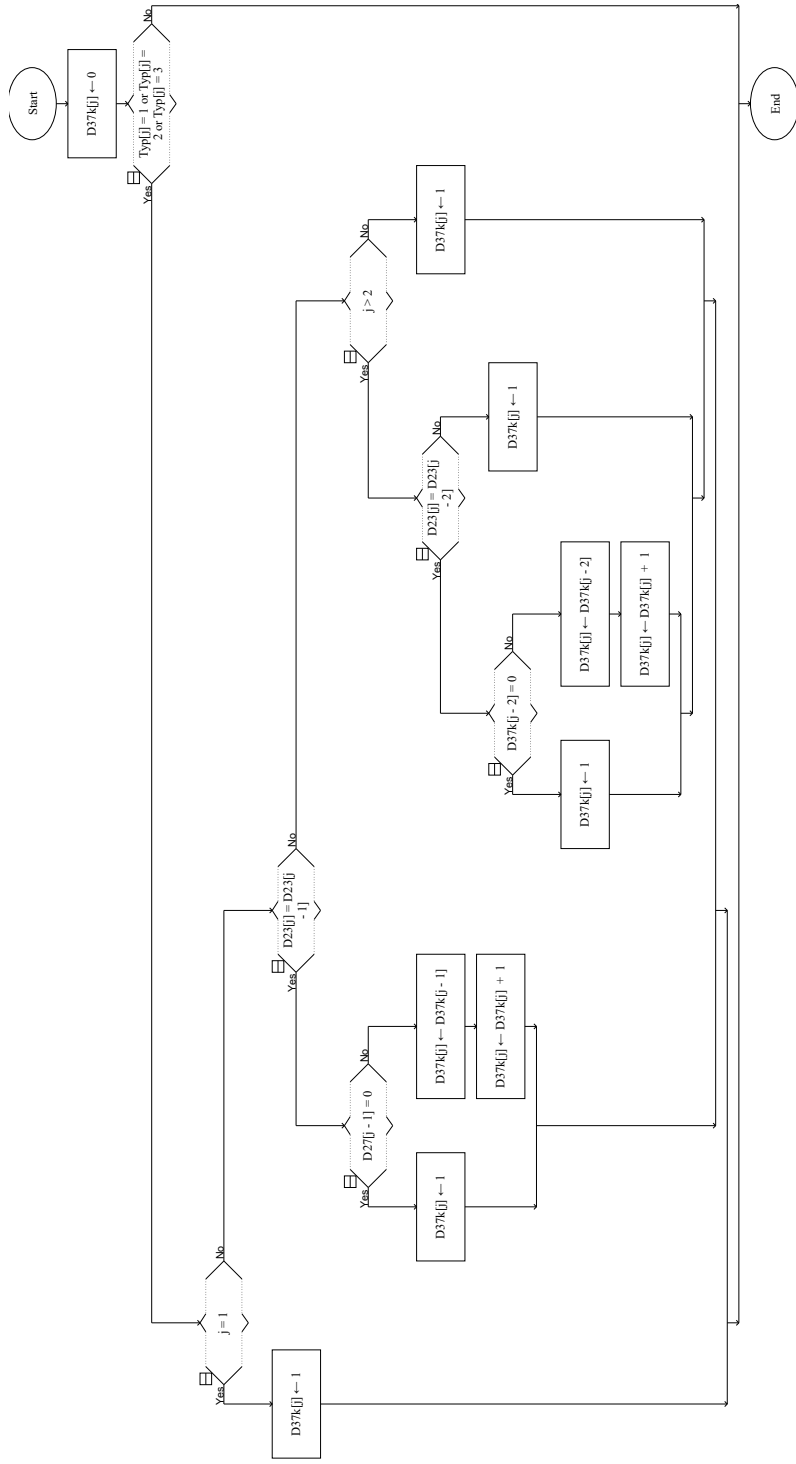
Rys. 3.32. Schemat blokowy cD36 do obliczania elementów tablicy D_{36}

Liczbę wózków hamulcowych na jednej szynie **D₃₇** obliczono według schematu przedstawionego na rysunku 3.33. Przeprowadzono podwójną iterację ze względu na numer szyny i oraz po numerze wózka j . Według wydzielonej funkcji **cD37K** (rys. 3.34) wypełniono wartościami tablicę **D_{37K}**.

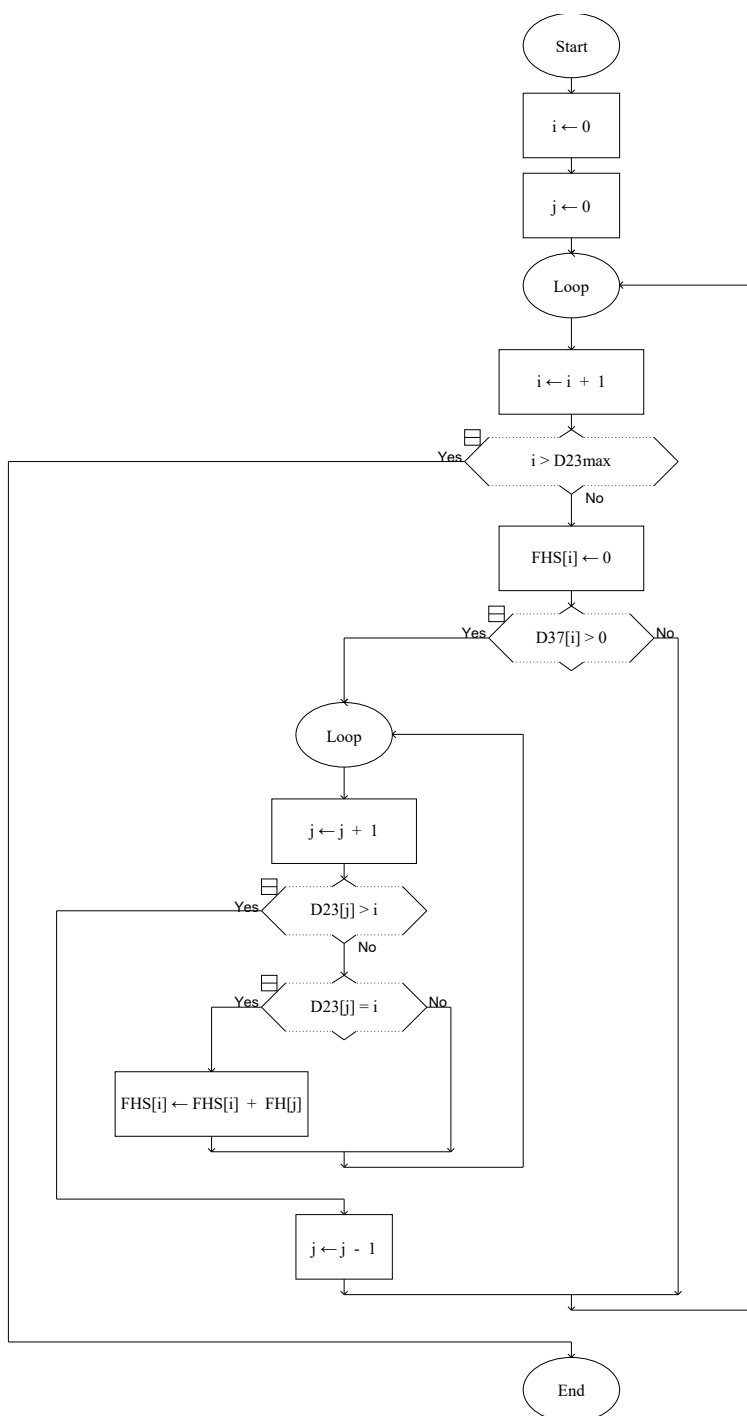


Rys. 3.33. Schemat blokowy **cD37** do obliczania elementów tablicy **D₃₇**

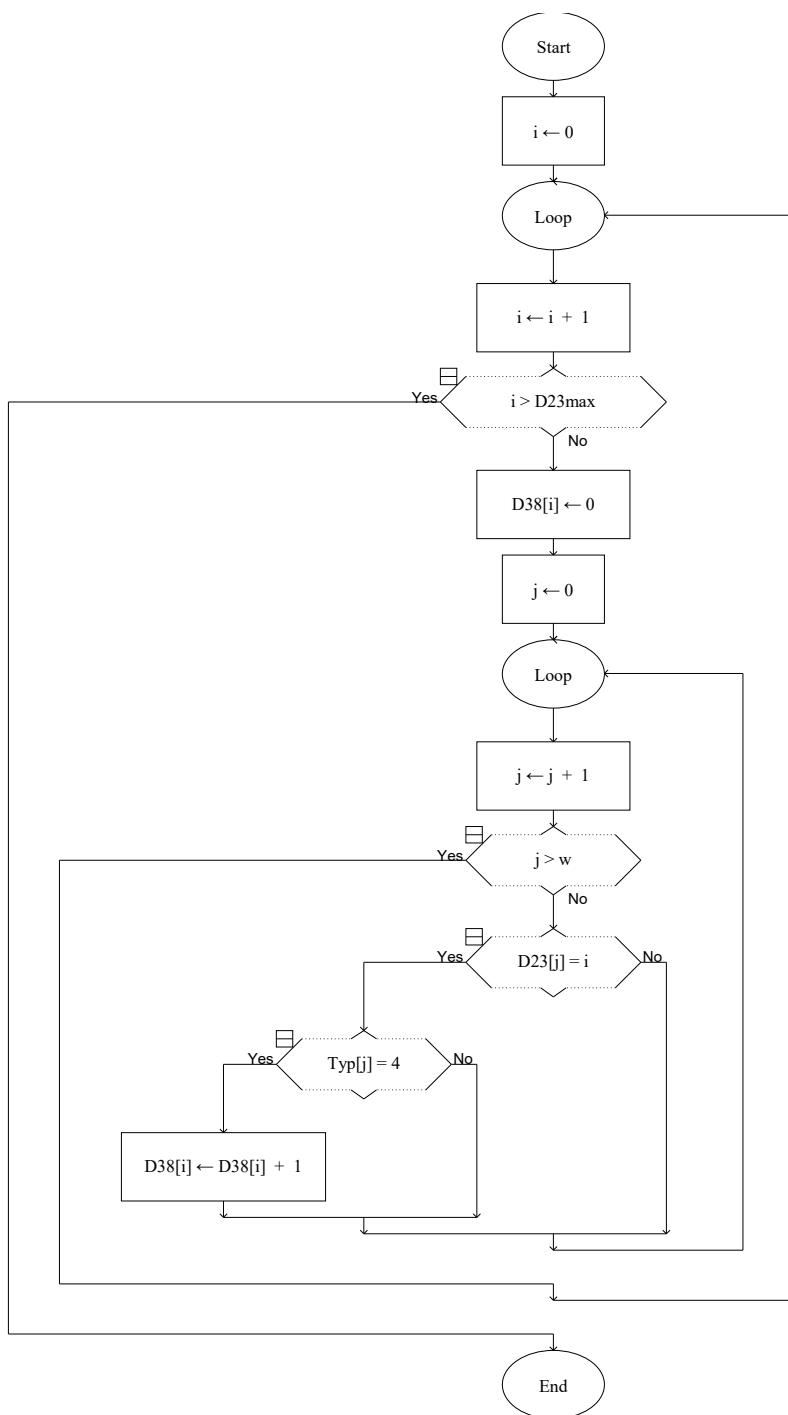
Na kolejnych rysunkach 3.35 i 3.36 przedstawiono schematy blokowe algorytmów **cFHS** oraz **cD38** do obliczenia elementów tablic, odpowiednio **F_{HS}** i **D₃₈**. Zmienna i oznaczała numer szyny, a j – numer wózka kolejki.



Rys. 3.34. Schemat blokowy algorytmu cd37K

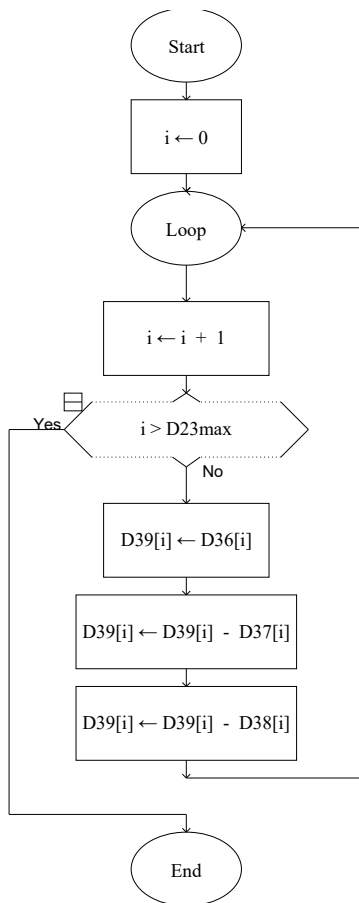


Rys. 3.35. Schemat blokowy cFHS do obliczania elementów tablicy F_{HS}



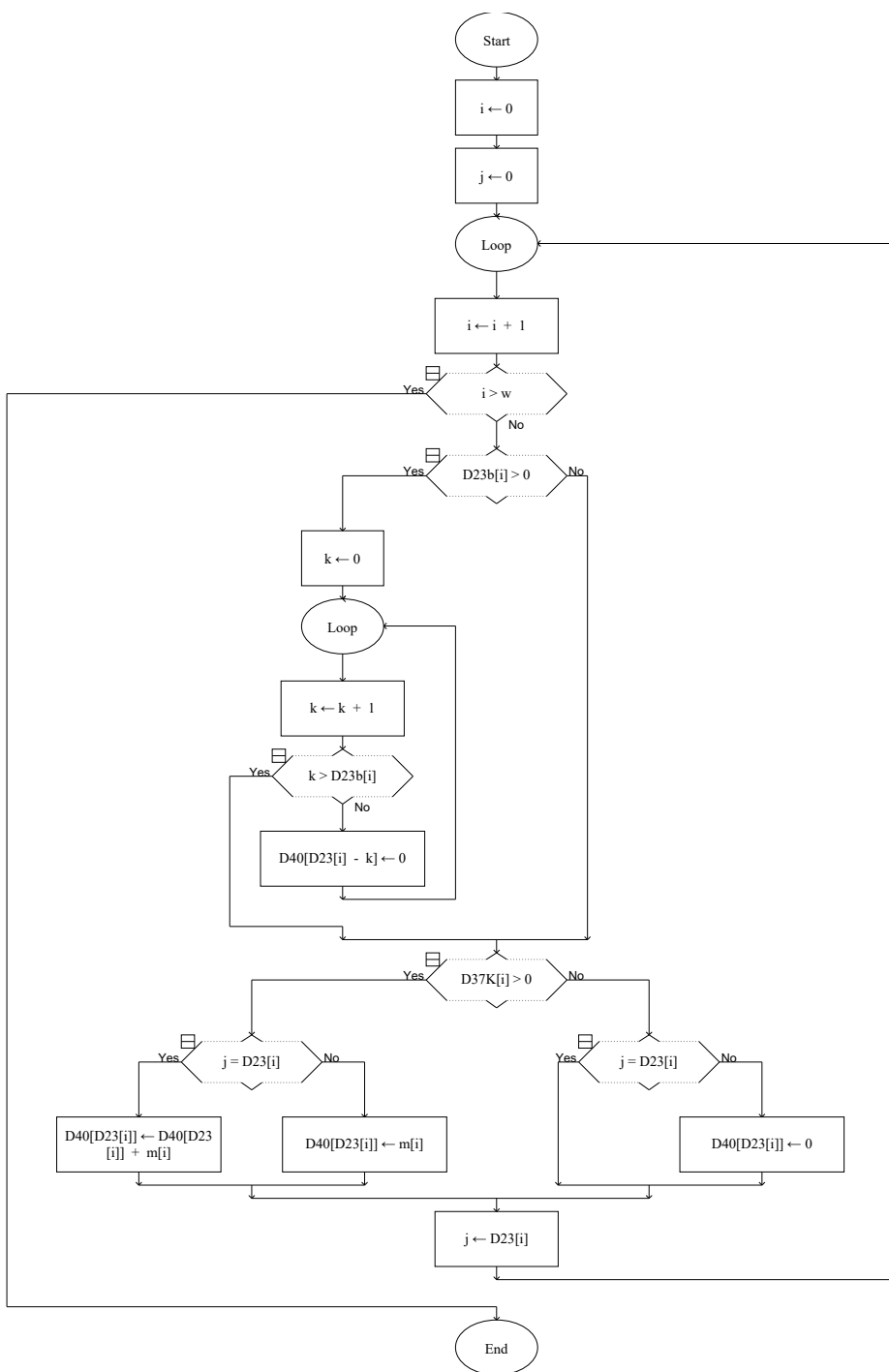
Rys. 3.36. Schemat blokowy cD38 do obliczania elementów tablicy D_{38}

Liczbę wózków pozostałych, niezapewniających możliwości wytworzenia siły działającej wzdłuż trasy obliczono według schematu blokowego nazwanego cD39. Został on przedstawiony na rysunku 3.37 i umożliwia wyznaczenie wartości tablicy $\mathbf{D}_{39}$, przy użyciu iteracji po numerze szyny i .

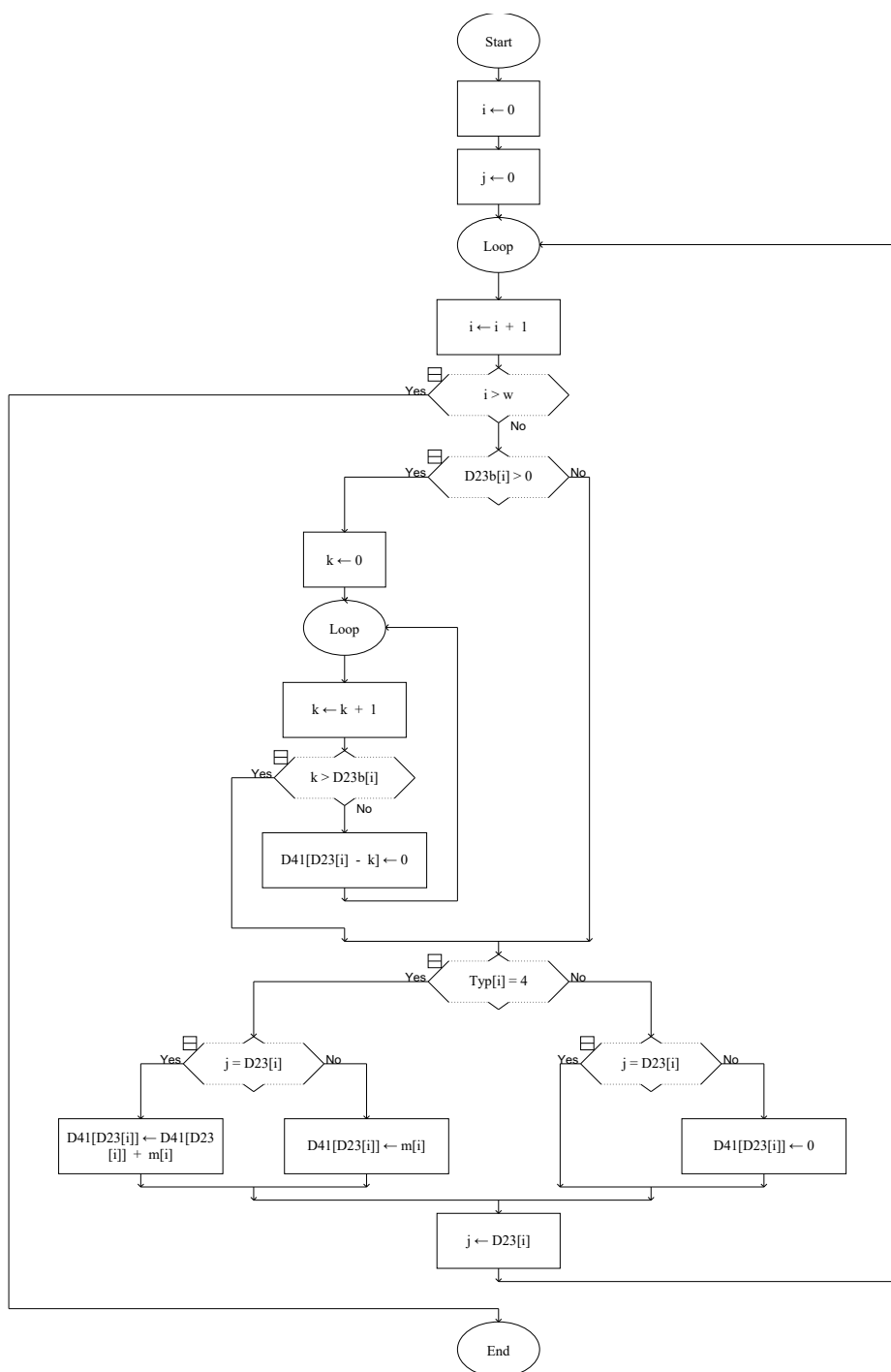


Rys. 3.37. Schemat blokowy algorytmu cD39 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{39}$

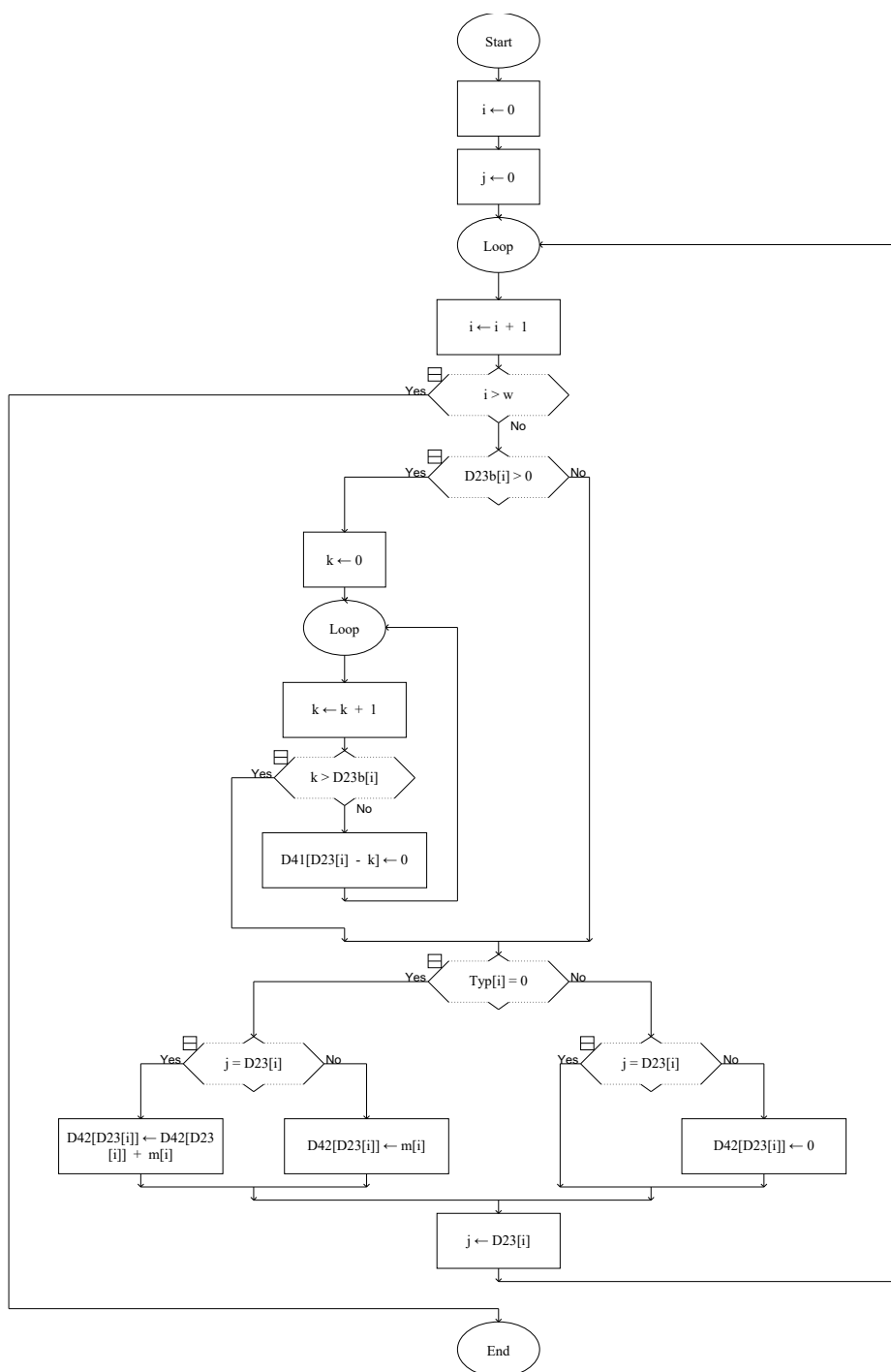
Na rysunkach 3.38–3.40 przedstawiono schematy blokowe algorytmów do obliczania elementów tablic, odpowiednio $\mathbf{D}_{40}$, $\mathbf{D}_{41}$ i $\mathbf{D}_{42}$ (nazwy funkcji: cD40, cD41 oraz cD42). W tablicach tych zapisano łączną masę poszczególnych typów wózków znajdujących się na konkretnej szynie trasy. Iteracje prowadzono trzystopniowo: dla numeru wózka i , numeru szyny j a także względem zmiennej k , która odpowiada szynom bez wózków.



Rys. 3.38. Schemat blokowy cD40 do obliczania elementów tablicy D_{40}

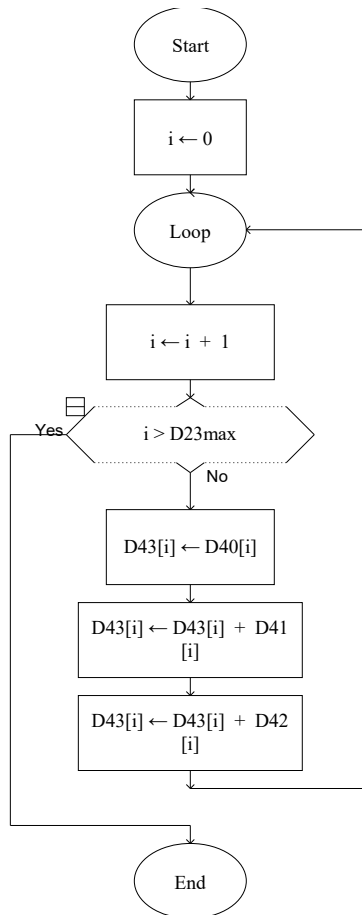


Rys. 3.39. Schemat blokowy cD41 do obliczania elementów tablicy D_{41}



Rys. 3.40. Schemat blokowy cD42 do obliczania elementów tablicy D_{42}

W tablicy D_{43} zawarto łączną masę wszystkich wózków, znajdujących się na bieżącej szynie. Schemat blokowy algorytmu cD43, który użyto do obliczania elementów tej tablicy został zamieszczony na rysunku 3.41. Użyto w nim iteracji po zmiennej i , która jest numerem szyny na tej części trasy kolejki podwieszanej, która jest zajęta przez zestaw transportowy.



Rys. 3.41. Schemat blokowy algorytmu cD43 do obliczania elementów tablicy D_{43}

3.3. Uwzględnienie wpływu napędu kolejki na obciążenie trasy

Dynamika zestawu transportowego jest konsekwencją możliwości generowania sił o kierunku wzdłuż trasy kolejki podwieszanej. Jedną z tego typu sił jest siła uciągu, generowana przez wózki jednostek napędowo-hamulcowych. Algorytmy służące wyznaczeniu wartości sił uciągu są treścią niniejszego podrozdziału.

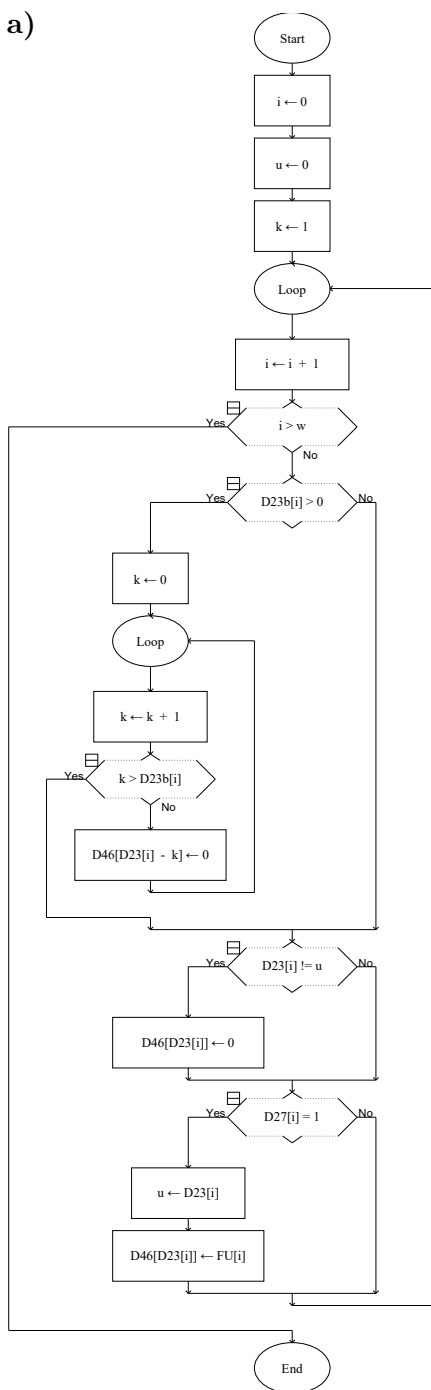
Uwzględnienie sił uciągu kolejki podwieszanej w opracowanym algorytmie rozpoczęto od obliczeniu sił napędowych, niezbędnych do zapewnienia dynamiki zestawu. W dalszej kolejności siły te wykorzystano do analizy dwóch przypadków jazdy, w zależności od kąta nachylenia trasy Δ oraz zwrotu wektora siły napędowej.

3.3.1. Siła generowana przez wózki napędowo-hamulcowe

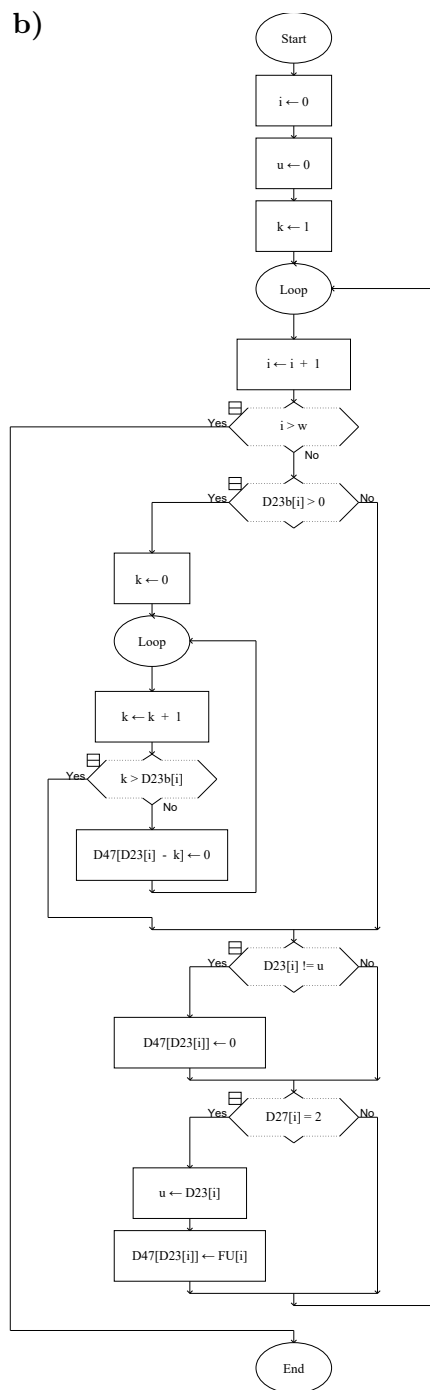
Założono, że na jednej szynie mogą jednocześnie wystąpić co najwyżej trzy wózki napędowo-hamulcowe. W związku z tym, że każdy z tych wózków może generować siłę uciągu na jeden z dwóch sposobów, obliczenia sił prowadzono oddzielnie dla każdego kolejnego wózka jednostki napędowo-hamulcowej.

Schematy blokowe, umożliwiające obliczenie elementów tablic D_{46} , D_{47} i D_{48} , zamieszczono na kolejnych rysunkach 3.42 oraz 3.43. Uruchomienie funkcji liczących z dowolnego poziomu algorytmu może nastąpić poprzez wywołanie ich nazw, odpowiednio cD46, cD47 oraz cD48. Obliczenia według każdego z przedstawionych schematów prowadzone są z wykorzystaniem iteracji. Zmienna i oznacza numer wózka analizowanego zestawu transportowego. Kolejną szynę trasy, na której nie występuje żaden wózek w położeniu zestawu, kiedy generuje on największej wartości siłę obciążającą jedno ze złączy (zawiesi), reprezentuje zmienna iteracyjna k . Dodatkowo wykorzystanym symbolem u oznaczono numer szyny trasy, na której znajduje się bieżący wózek zestawu.

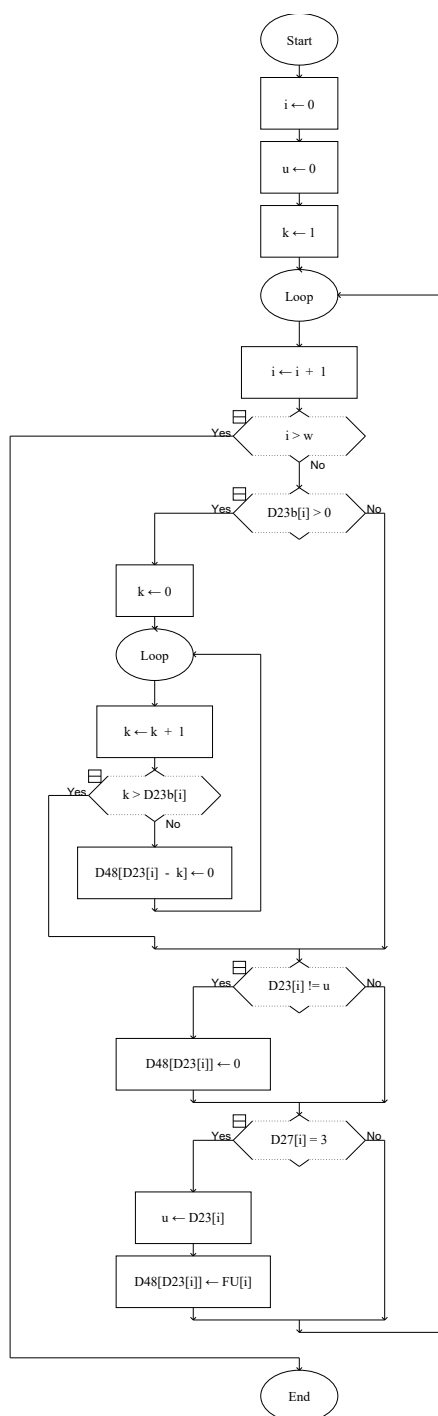
a)



b)

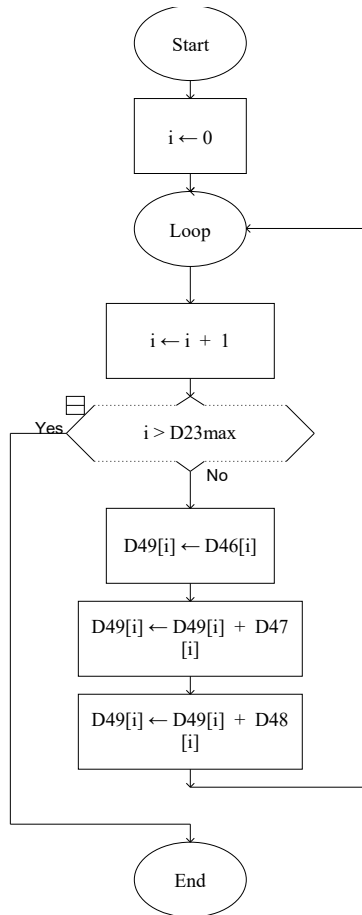


Rys. 3.42. Schematy blokowe algorytmów cD46 i cD47 do obliczania elementów tablic: a) D_{46} ; b) D_{47}



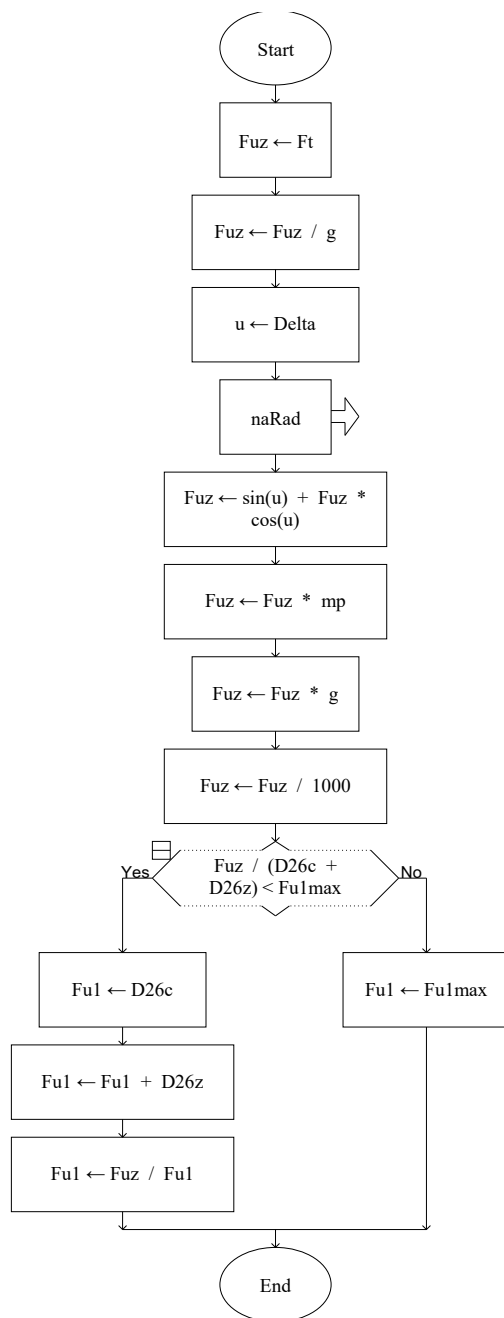
Rys. 3.43. Schemat blokowy cD48 do obliczania elementów tablicy D_{48}

Na rysunku 3.44 zamieszczono schemat blokowy algorytmu cD49, który posłużył do obliczania elementów tablicy D_{49} . Zmienna iteracyjna i oznacza w nim numer szyny.



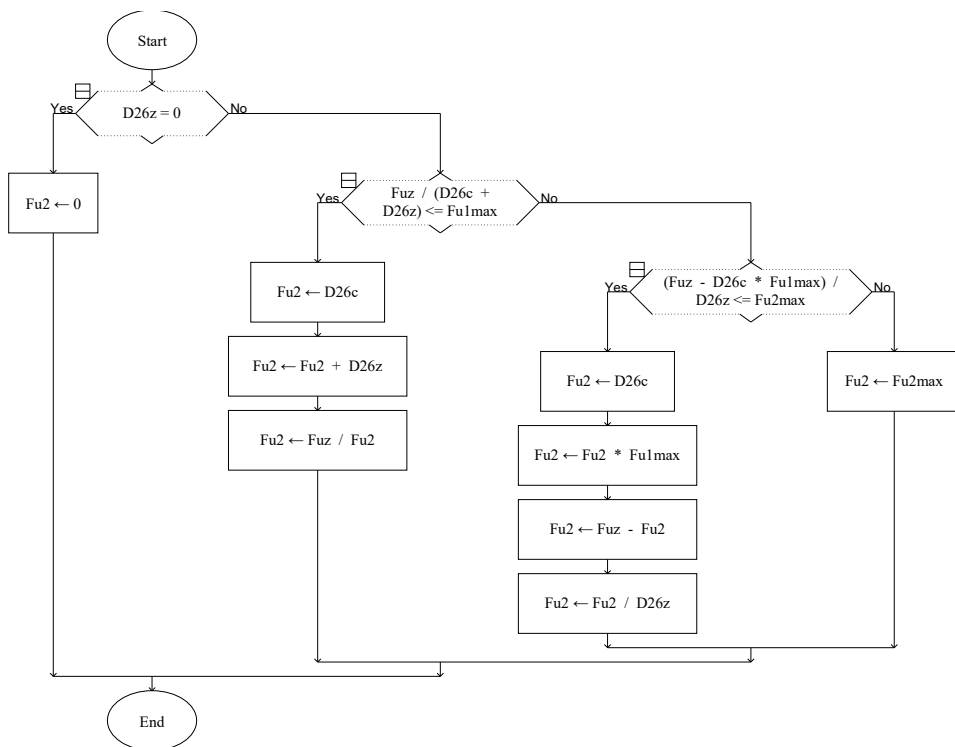
Rys. 3.44. Schemat blokowy algorytmu cD49 do obliczania elementów tablicy D_{49}

Silę uciągu całego zestawu F_{uz} a także silę generowaną przez wózki jednostek napędowo-hamulcowych ciernych F_{u1} obliczono według algorytmu opisanego na schemacie blokowym przedstawionym na rysunku 3.45. Uruchomienie obliczeń może nastąpić po wywołaniu nazwy funkcji cFu1.



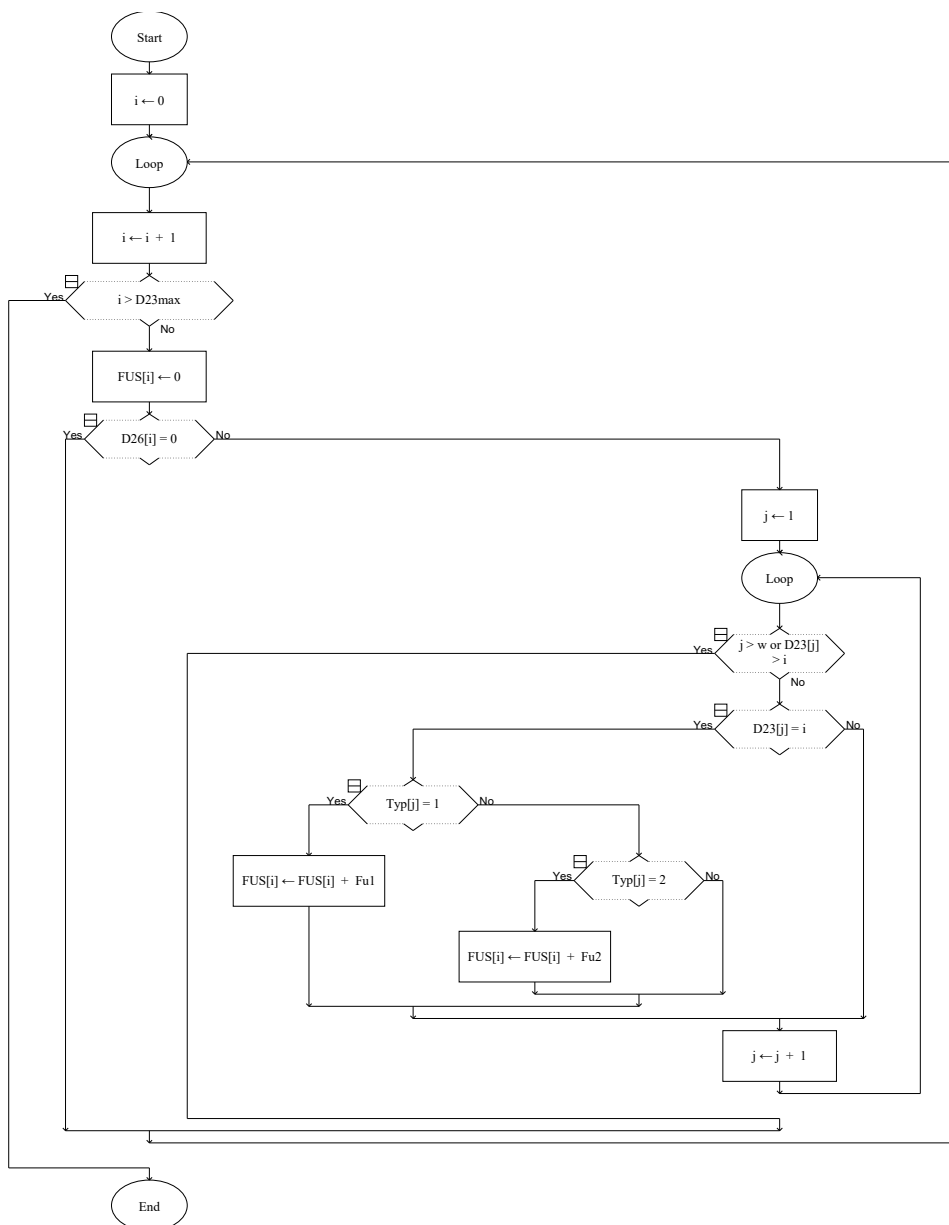
Rys. 3.45. Schemat blokowy algorytmu cFu1 do obliczania siły wzdłużnej F_{uz} oraz generowanej przez wózki napędowe cierne F_{u1}

Na rysunku 3.46 przedstawiono schemat blokowy algorytmu cFu2, dedykowanego do obliczania siły F_{u2} , generowanej przez wózki napędowe zębate. Zestaw transportowy powinien być wyposażony w wózki tego typu (zmienna $D_{26z} \geq 1$), jeżeli nachylenie trasy kolejki Δ jest duże lub siła uciągu generowana przez wózki napędowe cierne ma wartość niewystarczającą.



Rys. 3.46. Schemat blokowy algorytmu cFu2 do obliczania siły generowanej przez wózki napędowe zębate F_{u2}

Przy najbardziej niekorzystnym położeniu zestawu ze względu na obciążenie złącza (zawiesia) siłą ciężkości wózków można teraz uwzględnić działanie sił uciągu. Siły te, oznaczone F_{US} , są przypisane do konkretnej szyny (zmienna iteracyjna i). Dla każdej z nich przewidziano iterację po numerze wózka j , sprawdzając czy znajduje się on na bieżącej szynie. Rysunek 3.47 zawiera schemat blokowy algorytmu cFUS, który został użyty do obliczania wartości tych sił.



Rys. 3.47. Schemat blokowy algorytmu cFUS do obliczania obciążenia szyn siłą napędową przy najbardziej niekorzystnym położeniu zestawu

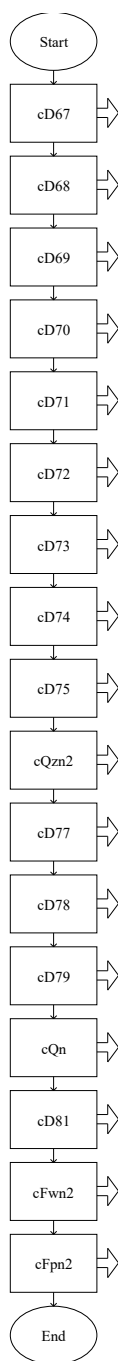
3.3.2. Jazda kolejki po trasie poziomej lub upadzie

Dla ruchu kolejki po trasie, gdzie do kontynuowania jazdy wymagane jest wygenerowanie siły napędowej, można wyróżnić następujące warianty jazdy zestawu po:

- trasie poziomej,
- upadzie o tak małym nachyleniu, że zachodzi konieczność wygenerowania siły napędowej,
- upadzie o takim nachyleniu, że wymagane jest hamowanie silnikiem (stałe generowanie siły hamującej),
- wzniosie, kiedy do kontynuowania jazdy niezbędne jest wytworzenie siły napędowej.

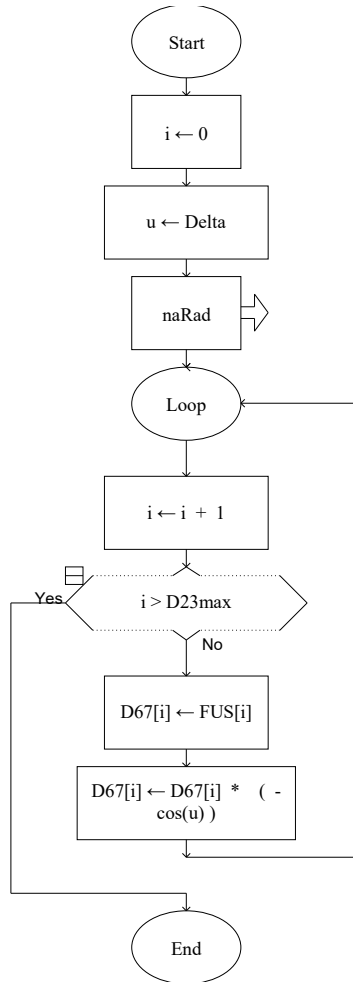
Schematy blokowe algorytmu dla dwóch pierwszych z wyszczególnionych przypadków zostały omówione razem, w tym podrozdziale, a dwa kolejne analizowano łącznie w podrozdziale 3.3.3. Graniczne nachylenie na upadzie jest określone przez wartość kąta Δ oraz znak siły uciągu zestawu F_{uz} . Odpowiednia instrukcja warunkowa została zamieszczona na schemacie cObl, który wcześniej przedstawiono na rysunku 3.9.

Na rysunku 3.48 został przedstawiony schemat blokowy algorytmu nazywanego upad_N. Podprogram ten ma za zadanie uruchomienie kolejnych funkcji w celu obliczenia obciążenia elementów trasy. Analiza obciążenia dotyczy przypadku jazdy kolejki w chodniku górniczym po trasie poziomej lub charakteryzującej się nieznacznym upadem. To nieznaczne nachylenie upadu rozumiano w ten sposób, że pomimo jazdy zestawu transportowego po upadzie konieczne jest wytworzenie siły napędowej, a nie hamującej, przez jednostki napędowo-hamulcowe, wchodzące w skład badanej kolejki.



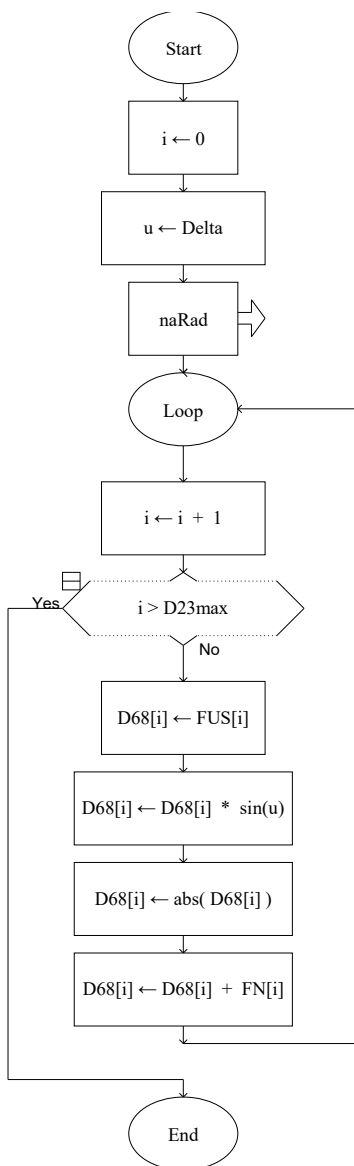
Rys. 3.48. Schemat upad_N kolejności użycia podprogramów do obliczania obciążenia elementów trasy podwieszanej dla jazdy kolejki po trasie poziomej lub niewielkim upadzie

Schemat blokowy algorytmu cD67 wykorzystanego do obliczania elementów tablicy **D₆₇** przedstawiono na rysunku 3.49. Symbolem i oznaczono numer szyny jako zmienną iteracyjną. Do przeliczania jednostek kąta wykorzystano zmienną tymczasową u .



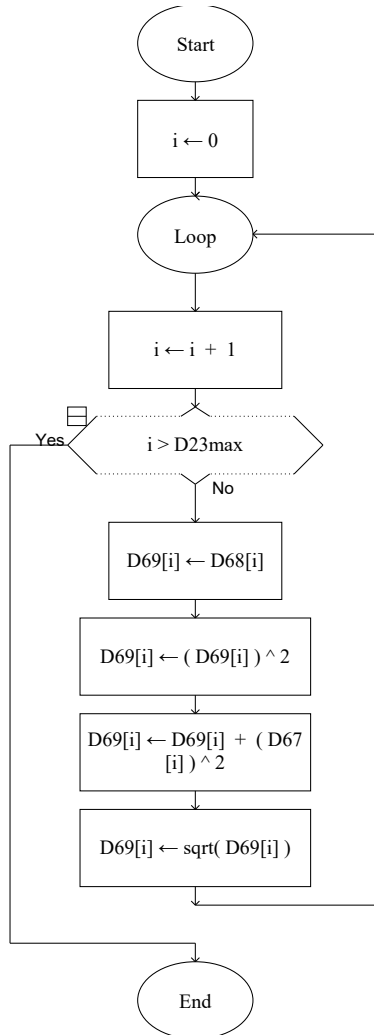
Rys. 3.49. Schemat blokowy algorytmu cD67 do obliczania elementów tablicy **D₆₇**

Na rysunku 3.50 zamieszczono schemat blokowy algorytmu cD68. Posłużył on do obliczania elementów tablicy **D₆₈**. Przeprowadzono przy tym iterację po numerze szyny, który oznaczono symbolem i .



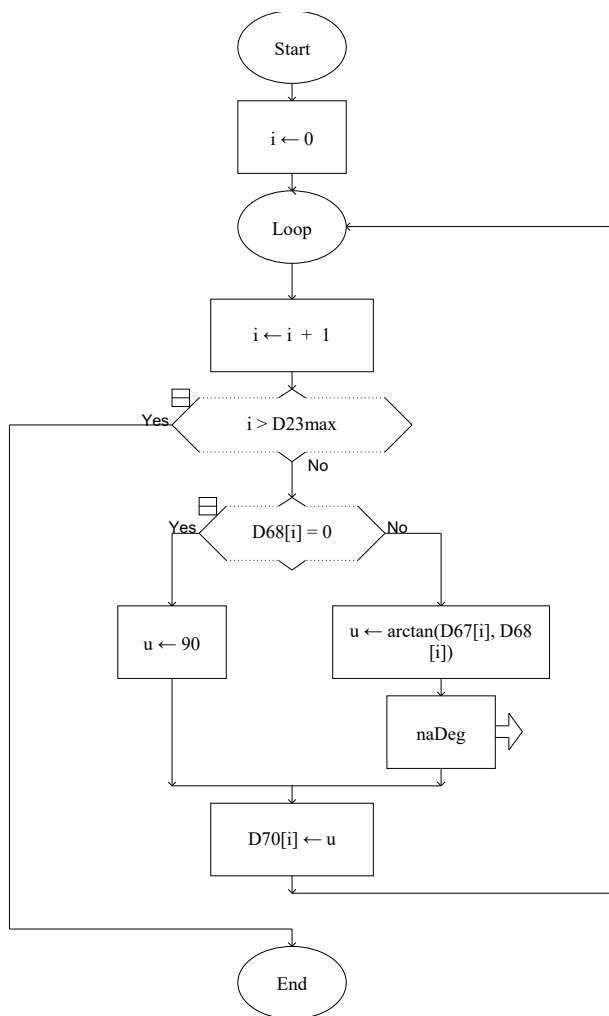
Rys. 3.50. Schemat blokowy algorytmu cD68 do obliczania elementów tablicy **D₆₈**

Rysunek 3.51 zawiera schemat blokowy algorytmu cD69, przeznaczonego do obliczania elementów tablicy D_{69} . Zmienna iteracyjna i oznacza w nim numer szyny na części trasy kolejki podwieszanej, na której znajduje się zestaw transportowy.



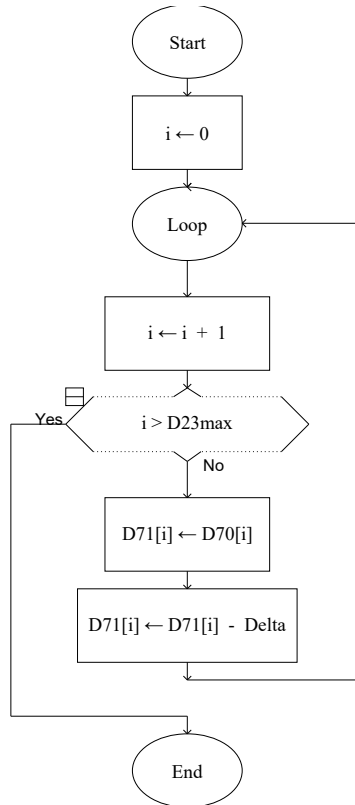
Rys. 3.51. Schemat blokowy algorytmu cD69 do obliczania elementów tablicy D_{69}

Tablica **D₇₀** obliczono według algorytmu cD70 przedstawionego na rysunku 3.52. W trakcie obliczeń wykorzystano iterację po numerze szyny, która została oznaczona symbolem i . Zmienną tymczasową u wykorzystano do przeliczania jednostek kąta.



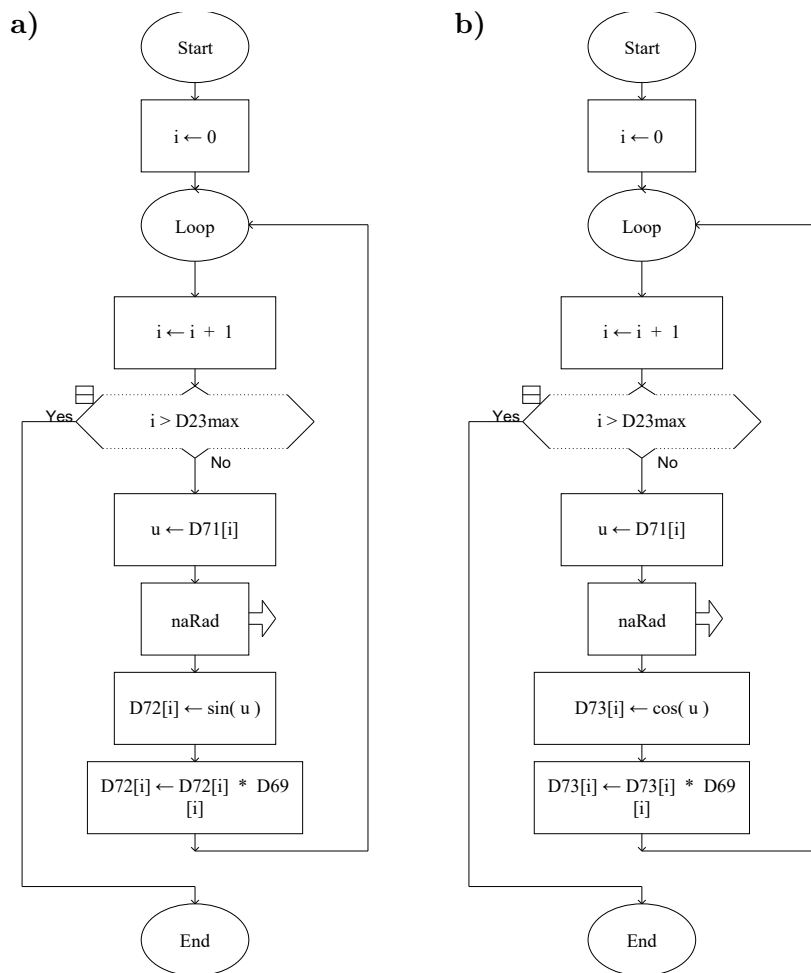
Rys. 3.52. Schemat blokowy algorytmu cD70 do obliczania elementów tablicy D_{70}

Na rysunku 3.53 przedstawiono schemat blokowy algorytmu cD71 użytego do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{71}$. Tablica ta zawiera wartości kąta dla każdej szyny, dlatego iterację prowadzono po jej numerze, który oznaczono symbolem i .



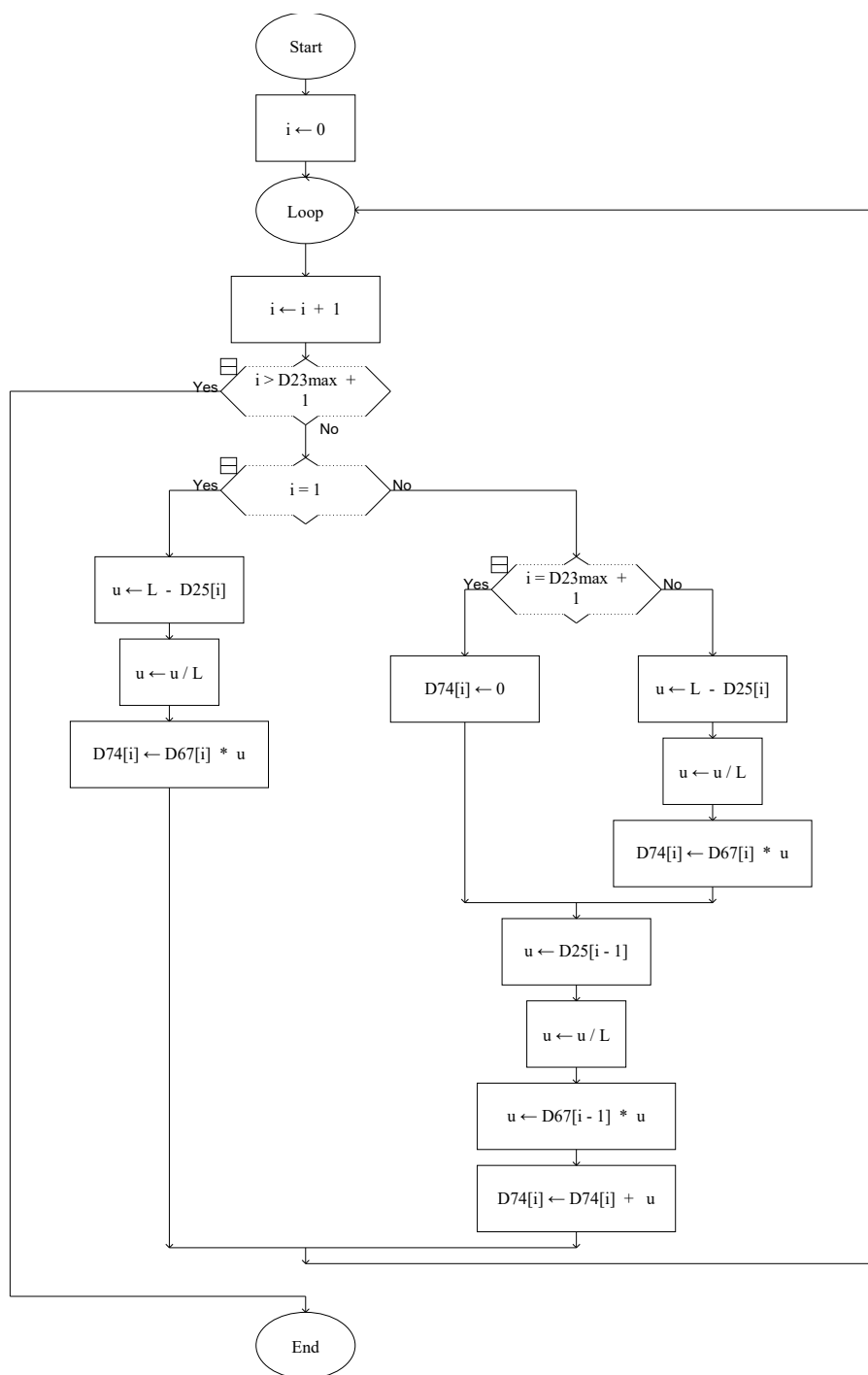
Rys. 3.53. Schemat blokowy algorytmu cD71 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{71}$

Schemat blokowy algorytmu cD72, wykorzystanego do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{72}$, przedstawiono na rysunku 3.54a. Rysunek 3.54b zawiera schemat algorytmu cD73, według którego obliczono tablicę $\mathbf{D}_{73}$. Obydwa schematy mają na celu wyznaczenie składowych siły $\mathbf{D}_{69}$, które obliczono dla każdej szyny i przy wykorzystaniu iteracji.



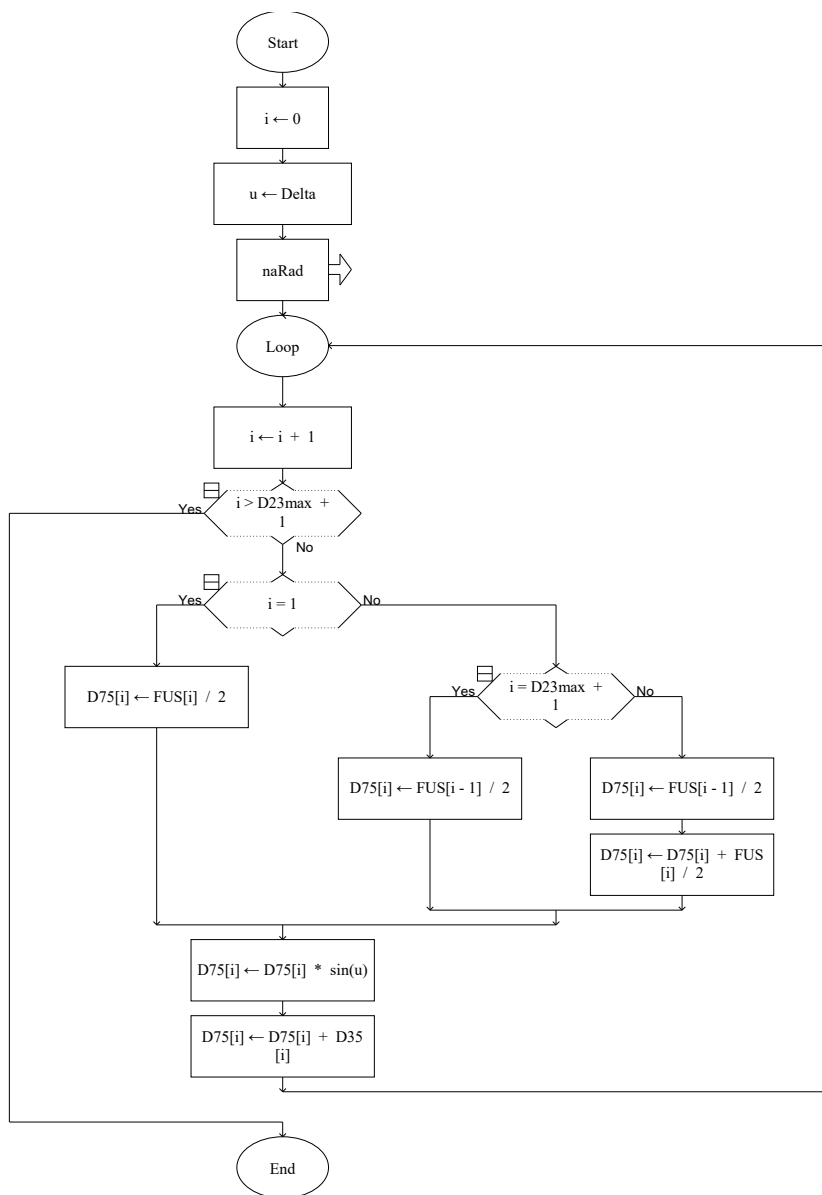
Rys. 3.54. Schematy blokowe algorytmów cD72 i cD73 do obliczania elementów tablic: a) D_{72} ; b) D_{73}

Na rysunku 3.55 zamieszczono schemat blokowy algorytmu cD74, który posłużył do obliczania elementów tablicy D_{74} . Zmienna iteracyjna i , wykorzystana na tym schemacie, oznacza numer złącza (zawiesia) na trasie kolejki podwieszanej.



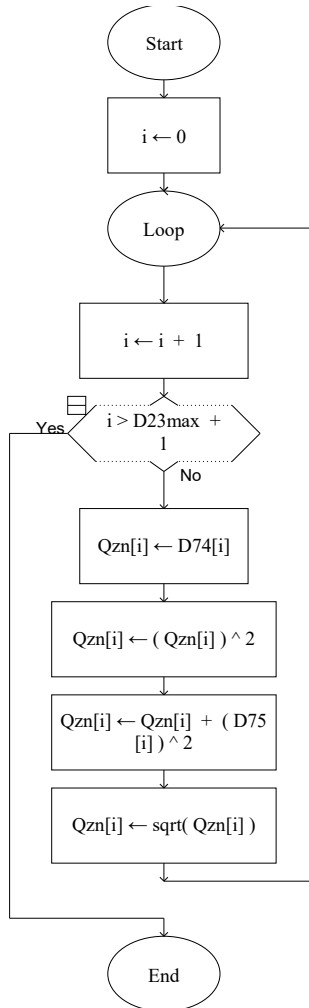
Rys. 3.55. Schemat blokowy cD74 do obliczania elementów tablicy D_{74}

Schemat blokowy cD75 zamieszczony na rysunku 3.56 miał na celu obliczenie elementów tablicy **D₇₅**, dla każdego numeru złącza (zawiesia), które oznaczono symbolem *i*.



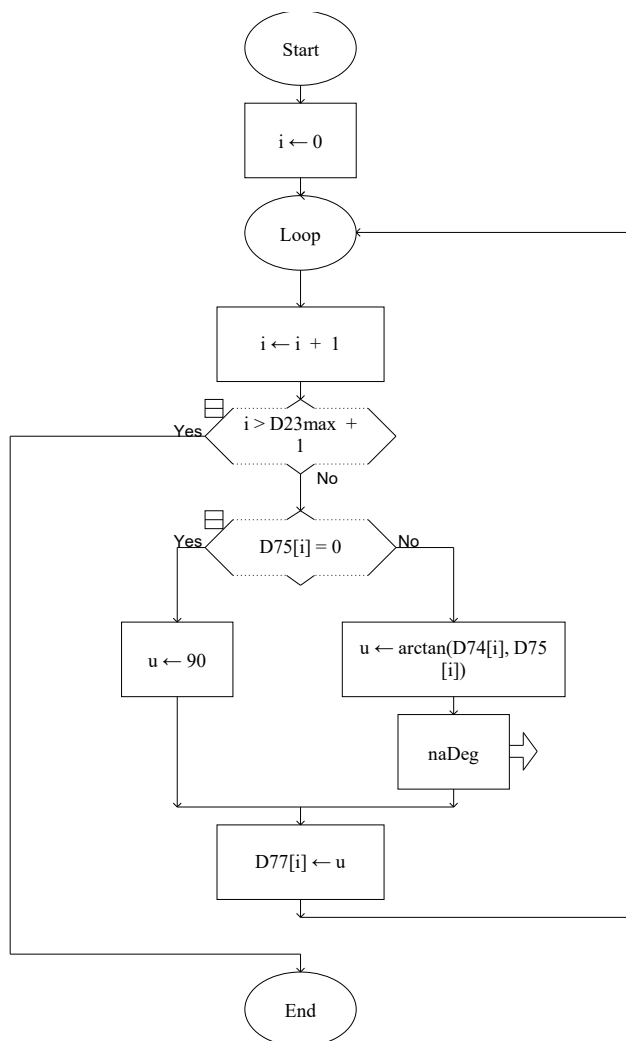
Rys. 3.56. Schemat blokowy cD75 do obliczania elementów tablicy **D₇₅**

Tablica Q_{zn} wypadkowych sił działających na złącze (zawiesie) o numerze i obliczono według schematu blokowego przedstawionego na rysunku 3.57. Uruchomienie obliczeń może nastąpić po wywołaniu funkcji o nazwie $cQzn2$.



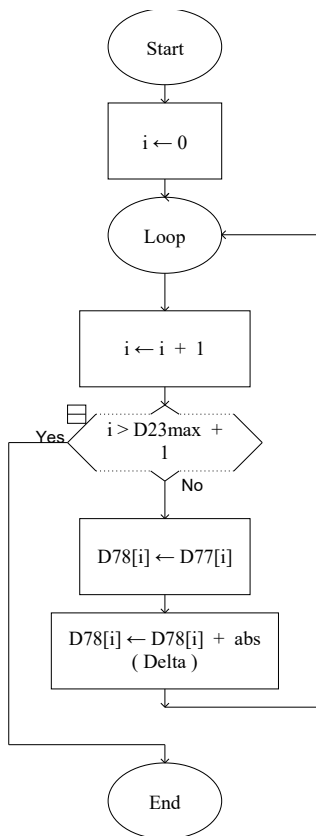
Rys. 3.57. Schemat blokowy algorytmu $cQzn2$ do obliczania elementów tablicy Q_{zn}

Dla każdego złącza o numerze i przeprowadzono iterację również w celu obliczenia elementów tablicy D_{77} . Schemat blokowy algorytmu cD77, przeznaczonego do tego celu, zamieszczono na rysunku 3.58. Do przeliczania jednostek kąta użyto zmiennej tymczasowej o symbolu u .



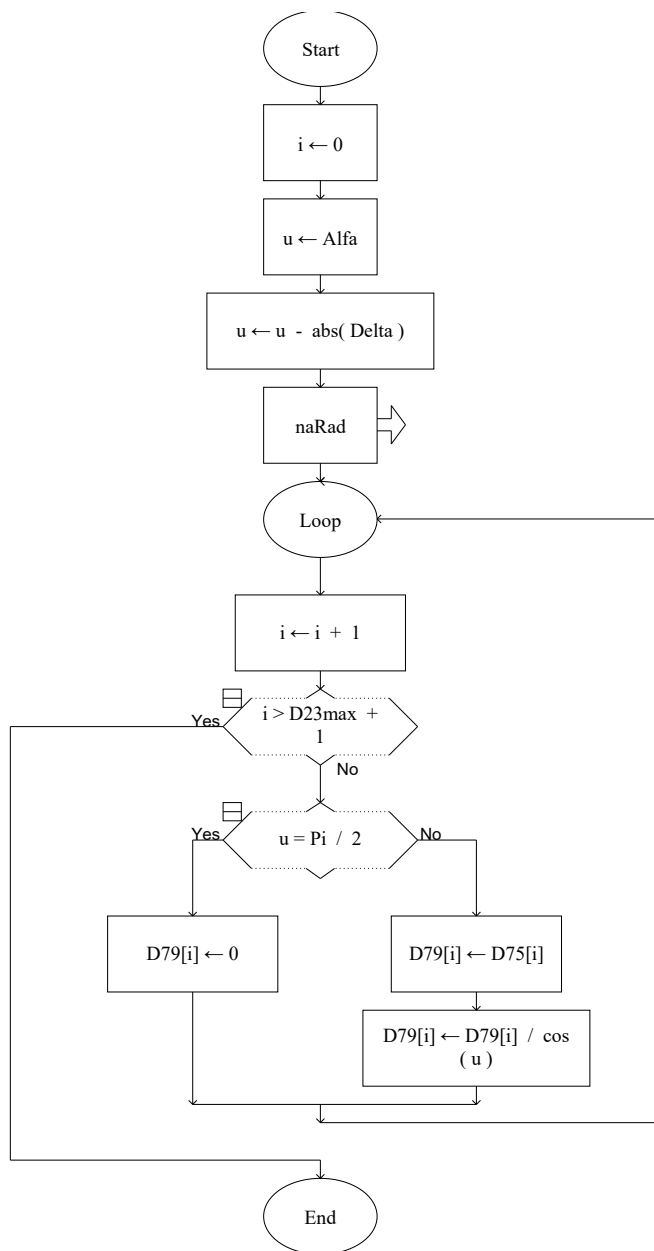
Rys. 3.58. Schemat blokowy algorytmu cD77 do obliczania elementów tablicy D_{77}

Elementy tablicy **D₇₈** obliczono według algorytmu przedstawionego na rysunku 3.59. Są one efektem iteracji przeprowadzonej po zmiennej i , która jest numerem złącza. Uruchomienie funkcji cD78 następuje po podaniu jej nazwy.



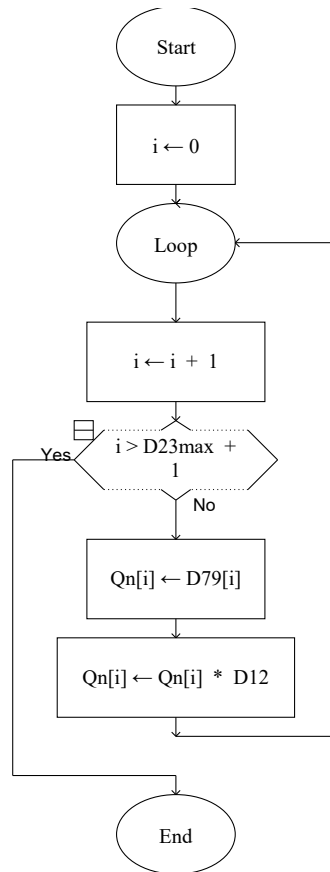
Rys. 3.59. Schemat blokowy algorytmu cD78 do obliczania elementów tablicy **D₇₈**

Kolejną iterację przeprowadzono również po numerze złącza opisanym zmienną i . Jej wynikiem jest tablica **D₇₉**, w której zapisano obciążenie zawiesia wynikające wyłącznie z faktu występowania sił pionowych. Schemat blokowy algorytmu cD79 zamieszczono na rysunku 3.60.



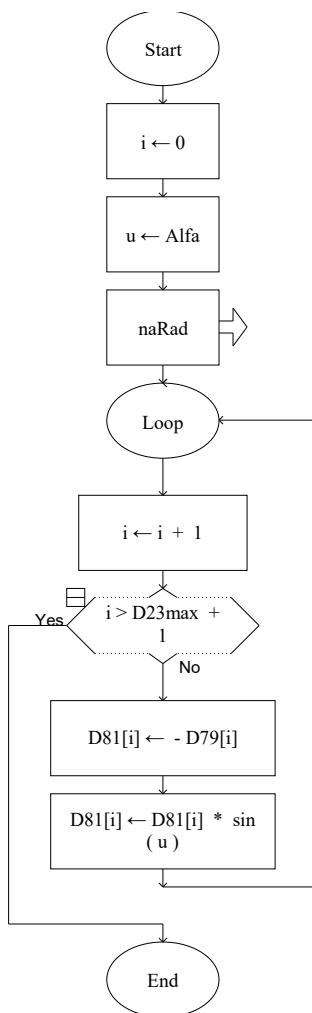
Rys. 3.60. Schemat blokowy algorytmu cD79 do obliczania elementów tablicy D_{79}

Na rysunku 3.61 przedstawiono schemat blokowy algorytmu cQn. Został on sporządzony w celu przeprowadzenia obliczeń elementów tablicy Q_n dla każdego złącza opisanego zmienną iteracyjną i .



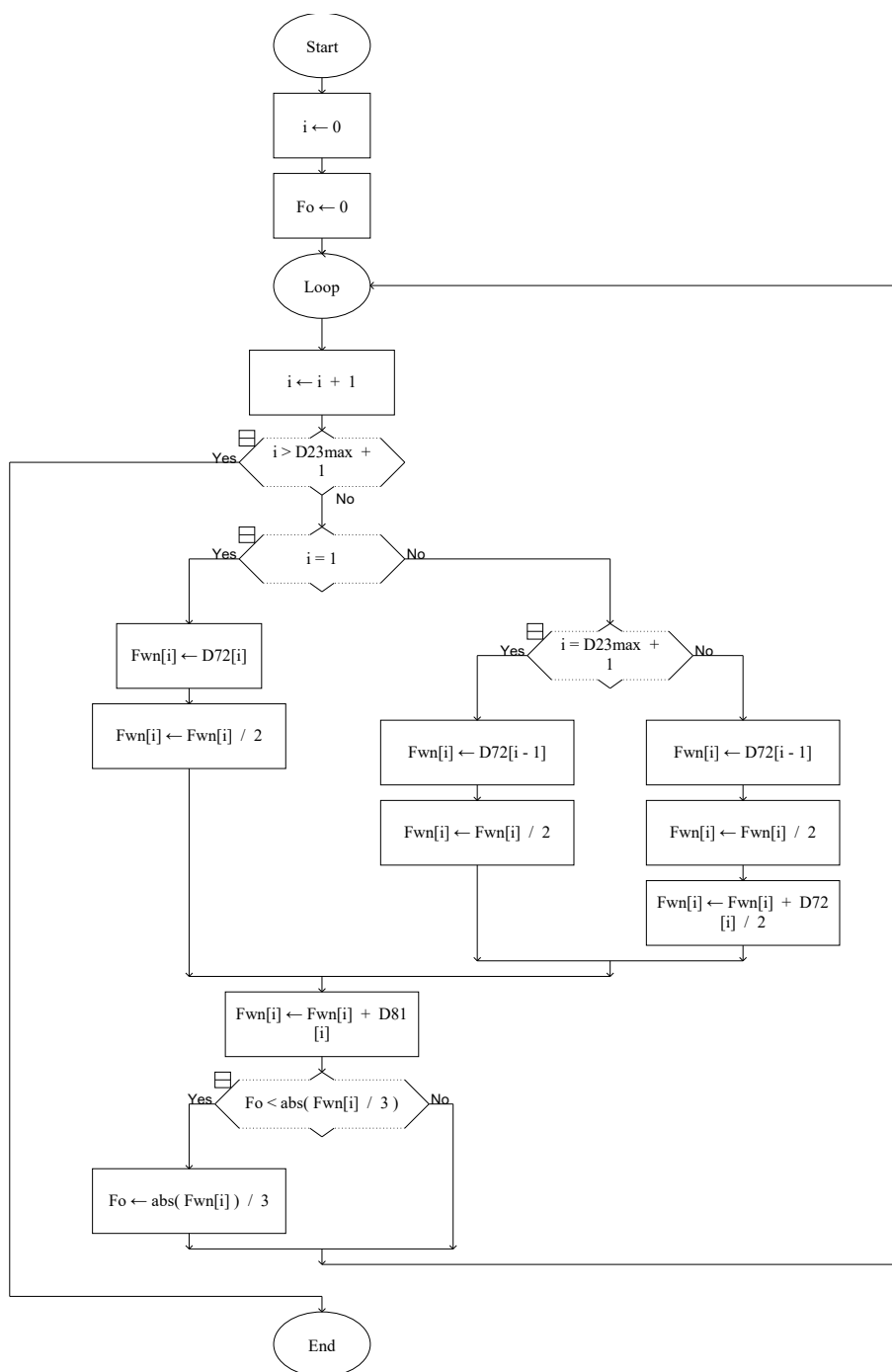
Rys. 3.61. Schemat blokowy algorytmu cQn do obliczania elementów tablicy Q_n

Rysunek 3.62 zawiera schemat blokowy algorytmu cD81, który wykorzystano do obliczania elementów tablicy D_{81} . Tablica ta zawiera wartości składowej poziomej siły obciążającej zawiesie, dlatego została obliczona z użyciem zmiennej iteracyjnej i , która jest numerem złącza (zawiesia).



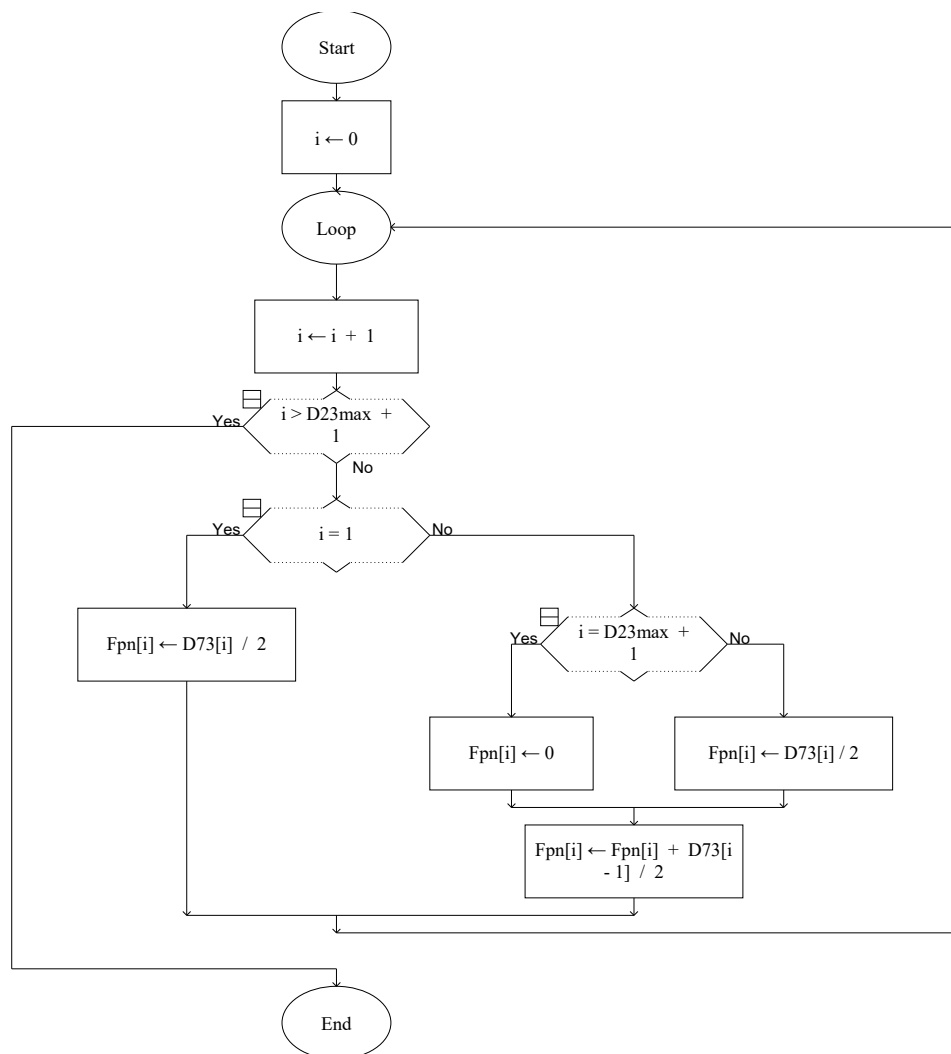
Rys. 3.62. Schemat blokowy algorytmu cD81 do obliczania elementów tablicy D_{81}

Tablicę F_{WN} oraz zmienną F_o obliczono według schematu blokowego cFwn2 zamieszczonego na rysunku 3.63. Algorytm ten zawiera iterację po zmiennej i , która jest numerem złącza (zawiesia).



Rys. 3.63. Schemat blokowy algorytmu cFwn2 do obliczania elementów tablicy F_{WN} oraz zmiennej F_o

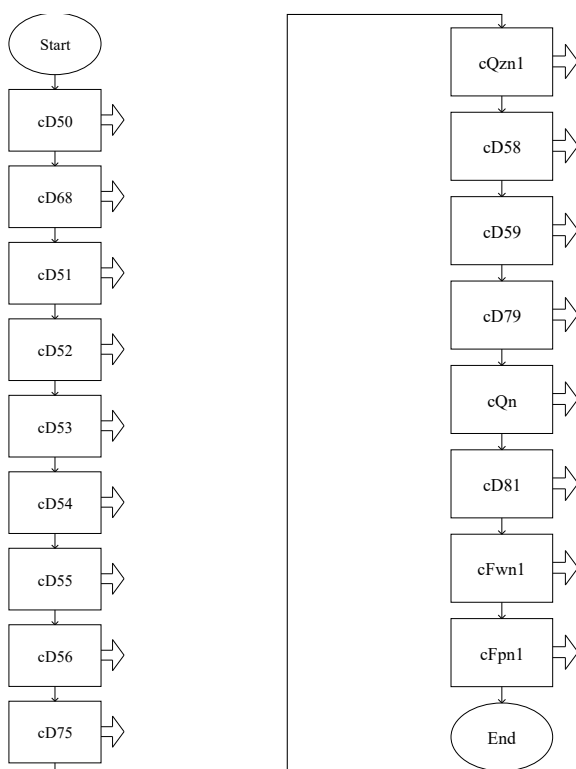
Schemat blokowy algorytmu do obliczania elementów tablicy F_{PN} zamieszczono na rysunku 3.64. Funkcję tą nazwano cFpn2 i pod taką nazwą można ją uruchomić. Iterację podczas obliczeń prowadzono według numeru złącza (zawiesia) trasy kolejki podwieszanej, oznaczonego symbolem i .



Rys. 3.64. Schemat blokowy algorytmu cFpn2 do obliczania elementów tablicy F_{PN}

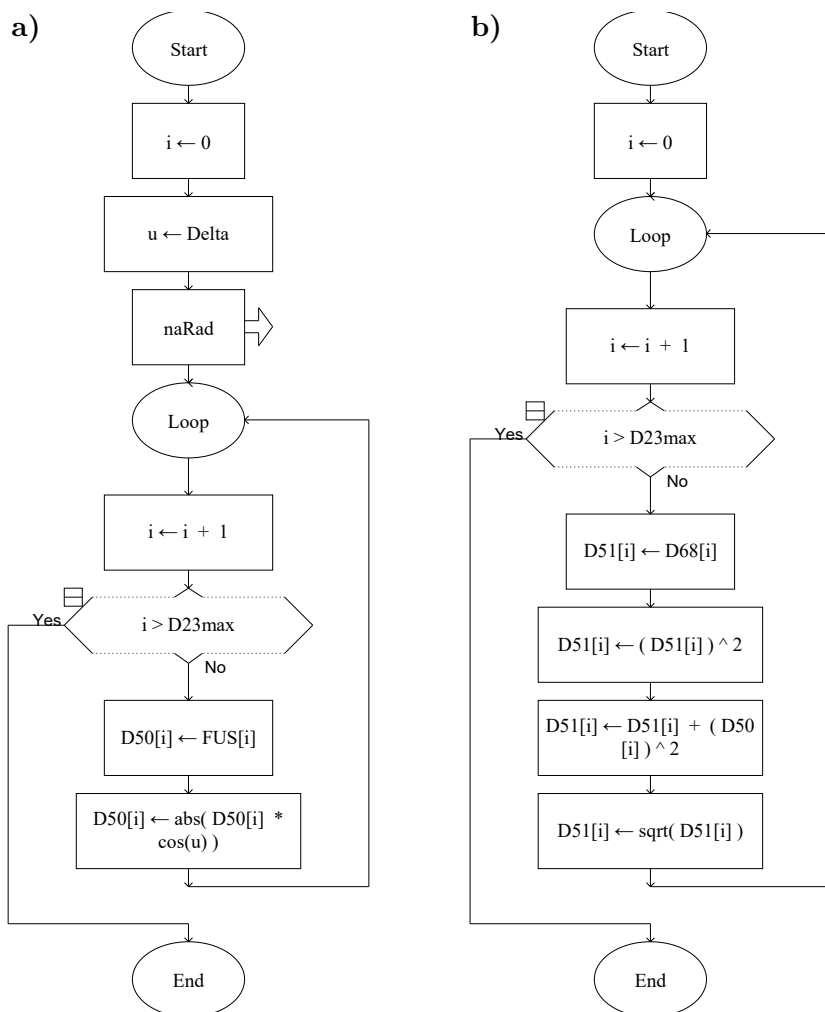
3.3.3. Kolejka poruszająca się po wzniosie (upadzie)

Dla zestawu transportowego poruszającego się po wzniosie lub po upadzie o znacznym kącie nachylenia trasy należy przeprowadzić nieco inny tok obliczeń niż dla jazdy kolejki po trasie poziomej. Rysunek 3.65 zawiera schemat blokowy uruchamiania kolejnych podprogramów do obliczania obciążenia trasy w przypadku jej zabudowy w wyrobisku charakteryzującym się wcześniej opisaną geometrią. Niektóre z funkcji uruchamianych w ramach tego schematu zostały już przedstawione w podrozdziale 3.3.2, dlatego nie będą tutaj ponownie omawiane, ponieważ nie różnią się ani nazwą ani tokiem działań. Kilka wielkości użytych w algorytmie tutaj przedstawionym ma takie samo oznaczenie, jak zamieszczone w poprzednim podrozdziale, jednak zarówno schemat blokowy użyty do ich obliczenia, jak i nazwa funkcji (jak również sposób jej uruchomienia) pozostają różne.



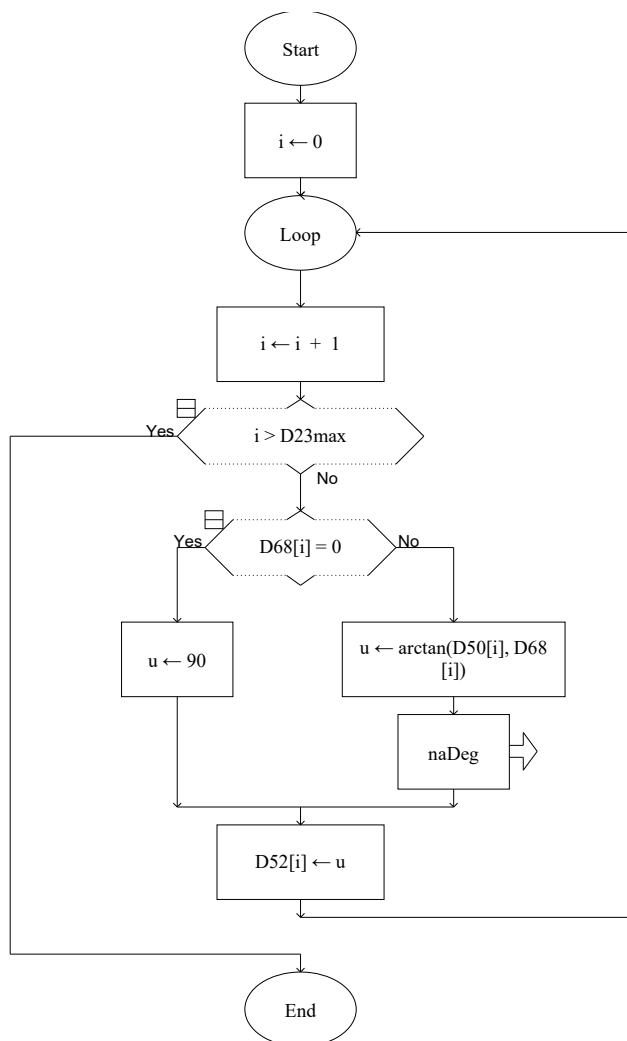
Rys. 3.65. Schemat wu_NH kolejności użycia podprogramów do obliczania obciążenia elementów trasy podczas jazdy kolejki po wzniosie lub po upadzie o dużym nachyleniu

Na rysunku 3.66 przedstawiono schematy blokowe do obliczania elementów tablic D_{50} i D_{51} . Według modułu zamieszczonego na rysunku 3.65, ich uruchomienie następuje po wywołaniu nazw odpowiednio cD50 oraz cD51. W ramach obliczeń wykorzystano iteracje po numerze szyny, którą oznaczała zmienna i .



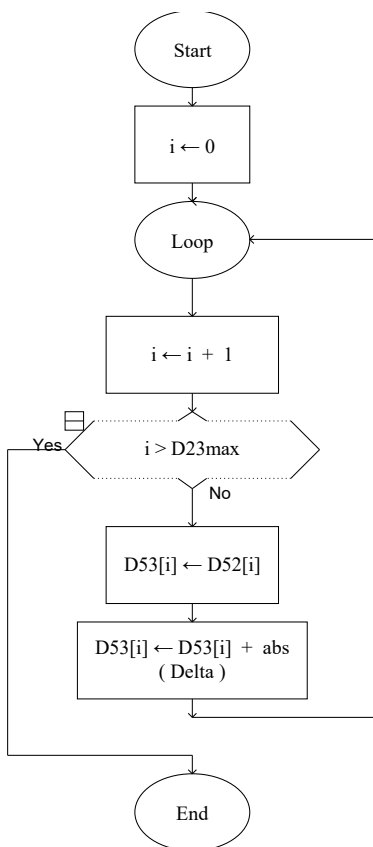
Rys. 3.66. Schematy blokowe algorytmów cD50 i cD51 do obliczania elementów tablic: a) D_{50} ; b) D_{51}

Kierunek wypadkowej D_{51} , określony wartością kąta, zapisano w tablicy D_{52} dla każdej szyny i . Rysunek 3.67 zawiera schemat blokowy algorytmu do obliczania elementów tej tablicy. Uruchomienie tego algorytmu polega na wywołaniu jego nazwy cD52.



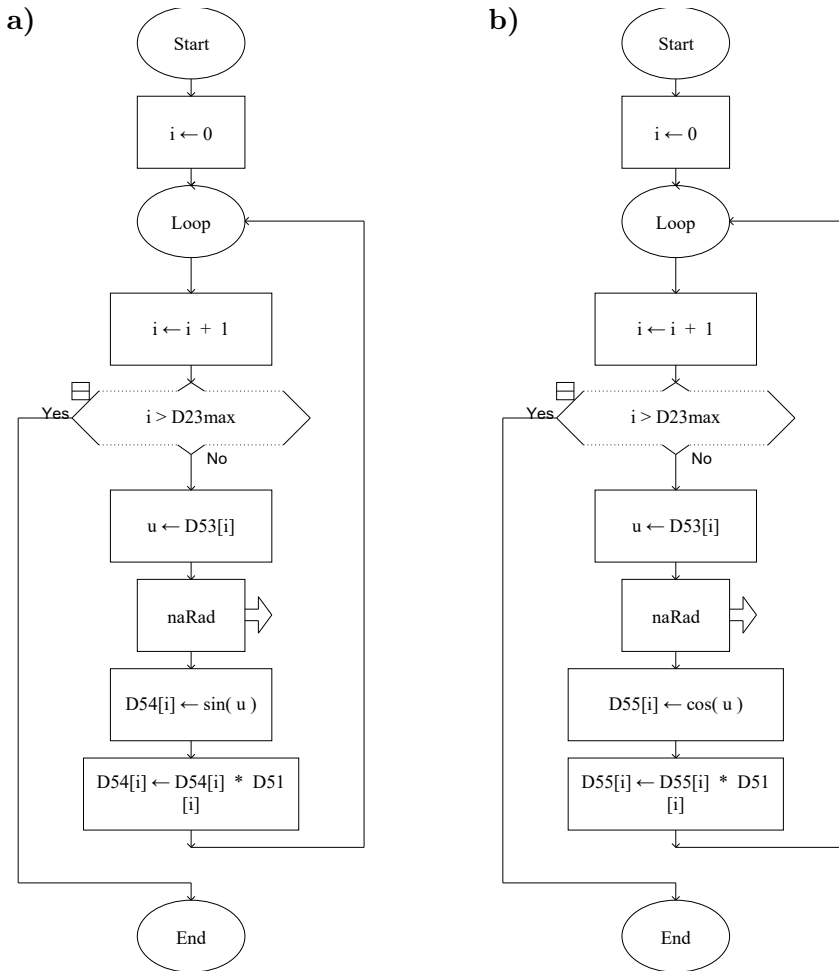
Rys. 3.67. Schemat blokowy algorytmu cD52 do obliczania elementów tablicy D_{52}

W celu obliczenia elementów tablicy **D₅₃** wyodrębniono schemat blokowy nazwany cD53, który został zamieszczony na rysunku 3.68. W trakcie obliczeń według tego schematu wykorzystano iterację po numerze szyny, który oznaczono symbolem i .



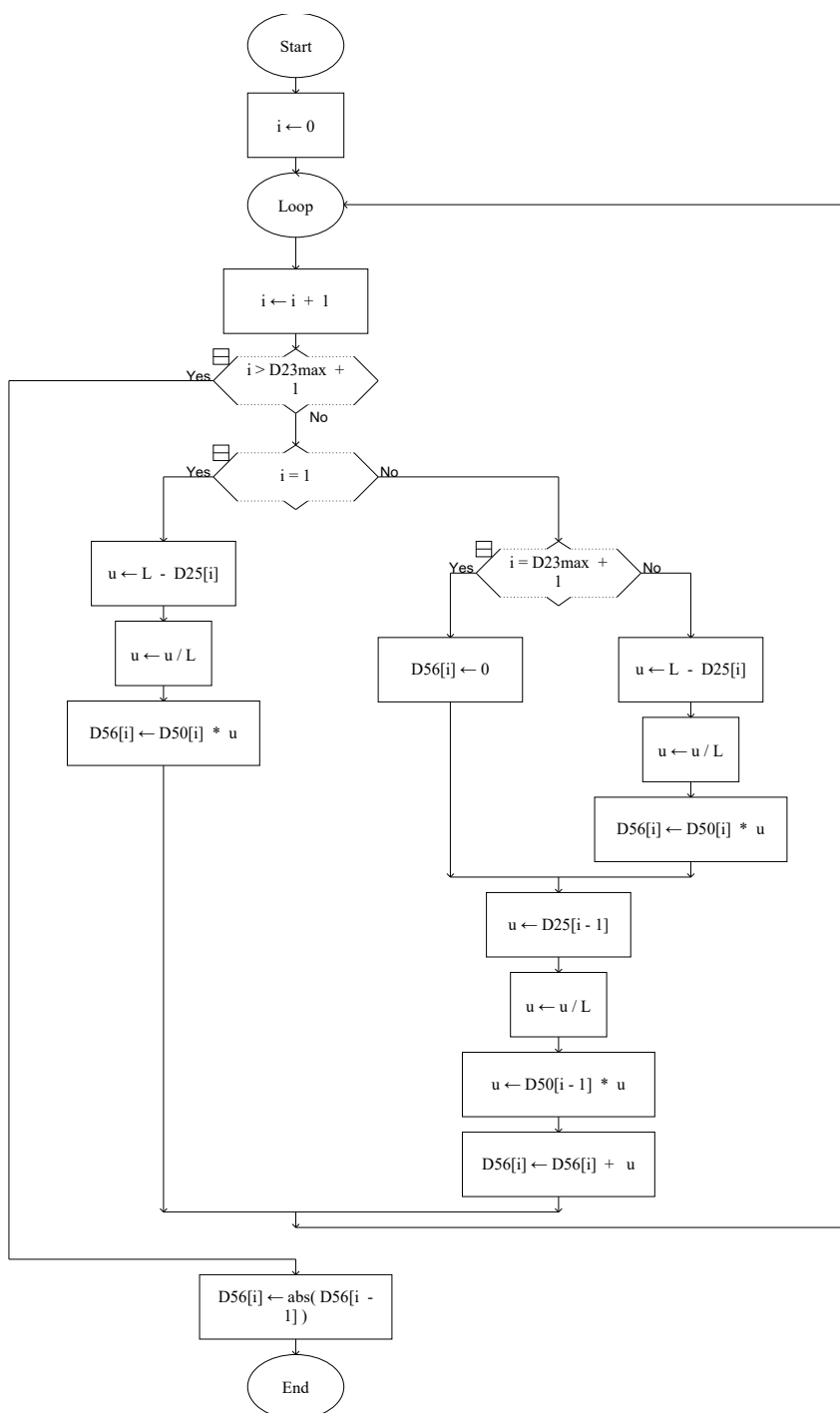
Rys. 3.68. Schemat blokowy algorytmu cD53 do obliczania elementów tablicy **D₅₃**

Dla każdego numeru szyny i obliczono wartości elementów tablicy $\mathbf{D}_{54}$ oraz $\mathbf{D}_{55}$. Funkcje umożliwiające przeprowadzenie tych obliczeń zostały nazwane odpowiednio cD54 i cD55 . Schematy blokowe algorytmów tych funkcji przedstawiono na rysunku 3.69.



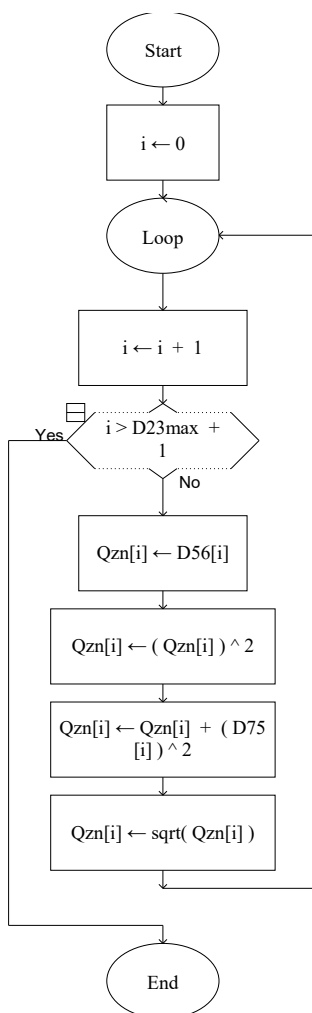
Rys. 3.69. Schematy blokowe algorytmów cD54 i cD55 do obliczania elementów tablic: a) $\mathbf{D}_{54}$; b) $\mathbf{D}_{55}$

Schemat blokowy, przedstawiony na rysunku 3.70, posłużył do wykonania obliczeń elementów tablicy $\mathbf{D}_{56}$. Wykorzystano przy tym iterację po numerze złącza (zawiesia), który oznaczono zmienną i . Uruchomienie obliczeń według tego schematu następuje po wywołaniu funkcji o nazwie cD56 .



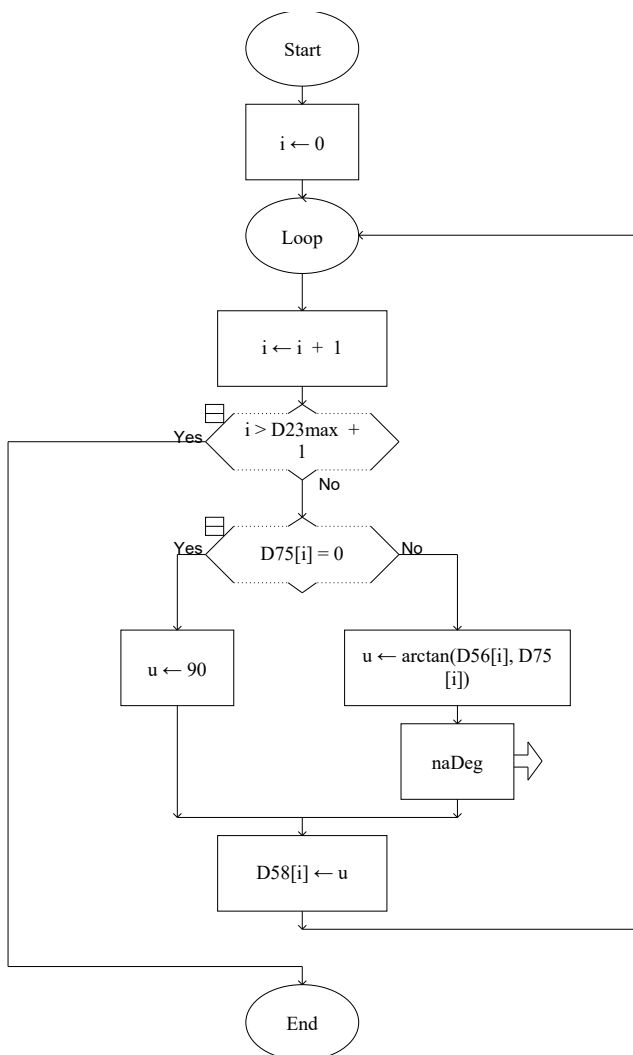
Rys. 3.70. Schemat blokowy cD56 do obliczania elementów tablicy D_{56}

Na podstawie schematu blokowego, przedstawionego na rysunku 3.71, wykonano obliczenia elementów tablicy Q_{zn} . Wartość wypadkowej siły Q_{zn} została wyznaczona dla każdego złącza szyn, dlatego prowadzono iterację po numerze złącza (zawiesia), któremu przypisano zmienną i . Uruchomienie analizy według tego schematu może nastąpić po wywołaniu nazwy cQzn1.



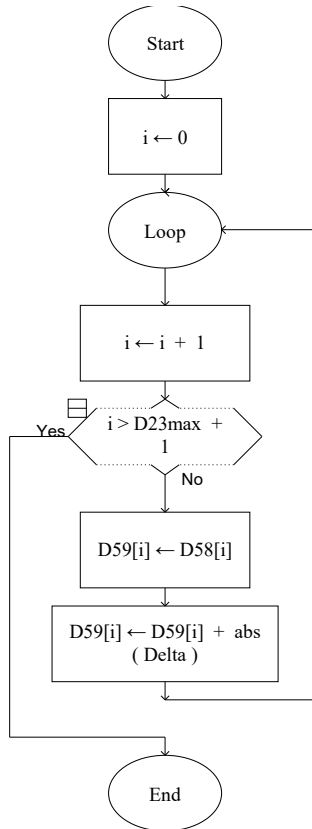
Rys. 3.71. Schemat blokowy algorytmu cQzn1 do obliczania elementów tablicy Q_{zn}

Rysunek 3.72 zawiera schemat blokowy algorytmu cD58, który użyto do obliczenia elementów tablicy D_{58} . Iterację prowadzono przy użyciu zmiennej i , która oznaczała numer złącza szyn trasy kolejki podwieszanej.



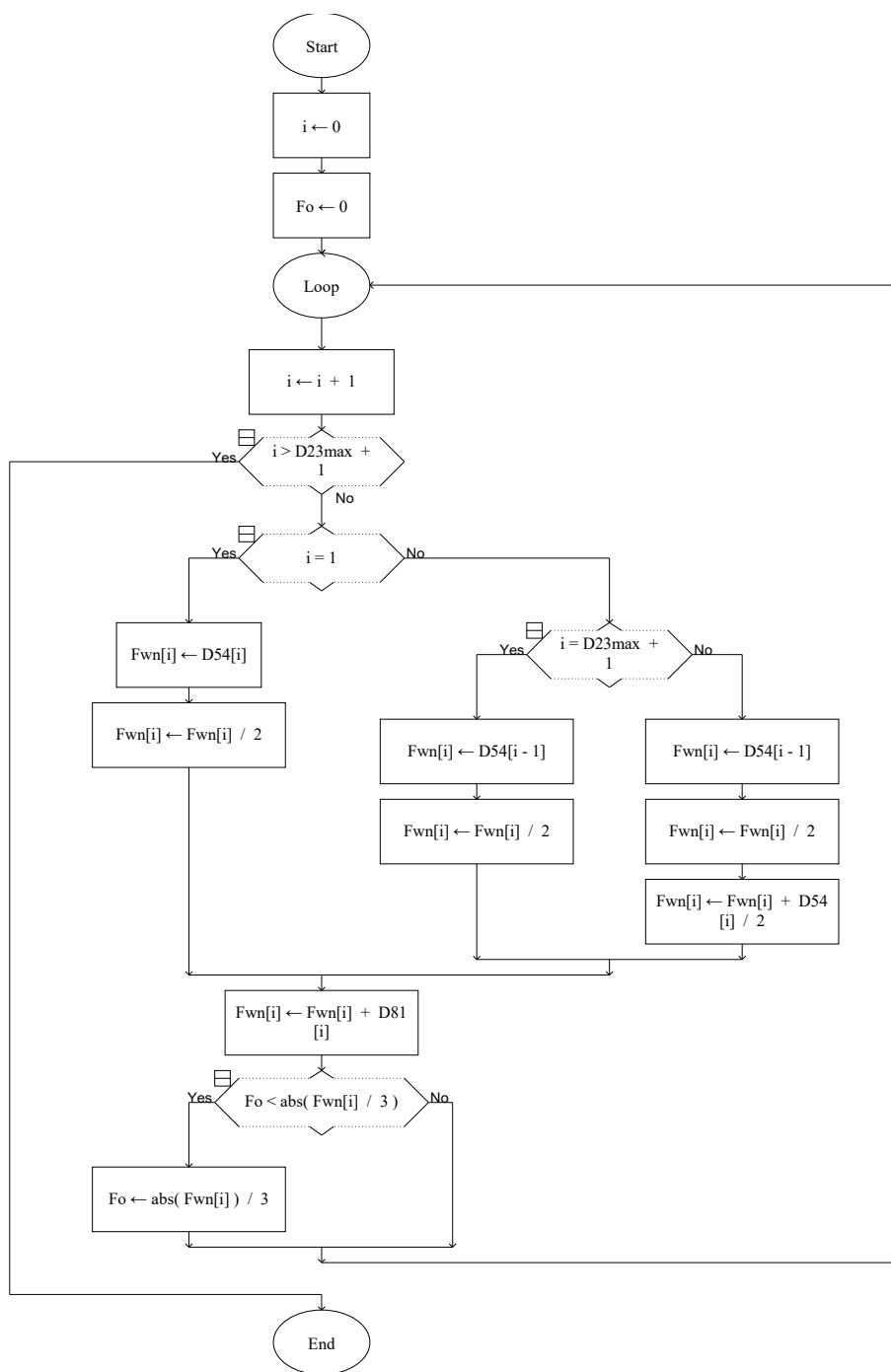
Rys. 3.72. Schemat blokowy algorytmu cD58 do obliczania elementów tablicy D_{58}

Na rysunku 3.73 zamieszczono schemat blokowy algorytmu cD59, którego uruchomienie inicjowano przy użyciu tej nazwy. Schemat ten wykorzystano do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{59}$. Iterację, dla każdego numeru złącza, prowadzono z wykorzystaniem zmiennej i .



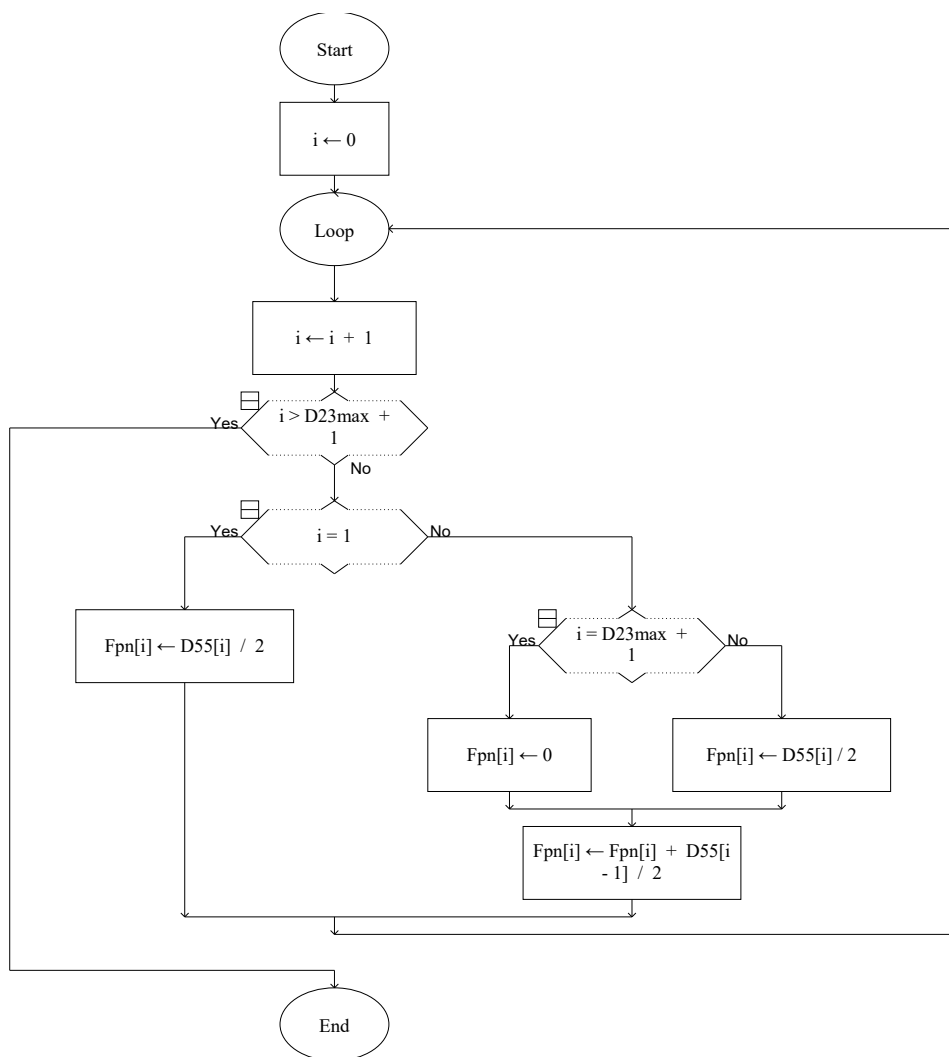
Rys. 3.73. Schemat blokowy algorytmu cD59 do obliczania elementów tablicy $\mathbf{D}_{59}$

Kolejny schemat blokowy, umożliwiający obliczenie tablicy $\mathbf{F}_{\mathbf{WN}}$ oraz zmiennej F_o , został zamieszczony na rysunku 3.74. Zgodnie z oznaczeniem, ta ostatnio przywołana wielkość jest skalarem. Do przeprowadzenia iteracji wykorzystano zmienną i , która oznacza numer złącza (zawiesia) na trasie kolejki podwieszanej. Uruchomienie obliczeń jest możliwe po wywołaniu funkcji nazwanej cFwn1.



Rys. 3.74. Schemat blokowy algorytmu cFwn1 do obliczania elementów tablicy F_{WN} i siły F_o

Elementy tablicy F_{PN} zostały obliczone według schematu blokowego o nazwie cFpn1, przy użyciu której może być uruchamiane jego działanie. Schemat ten został przedstawiony na rysunku 3.75. Zmienna iteracyjna i reprezentowała numer złącza (zawiesia), znajdującego się na trasie kolejki podwieszanej.



Rys. 3.75. Schemat blokowy cFpn1 do obliczania elementów tablicy F_{PN}

3.4. Obliczenia uproszczone dla przewozów wysokoobciążalnych

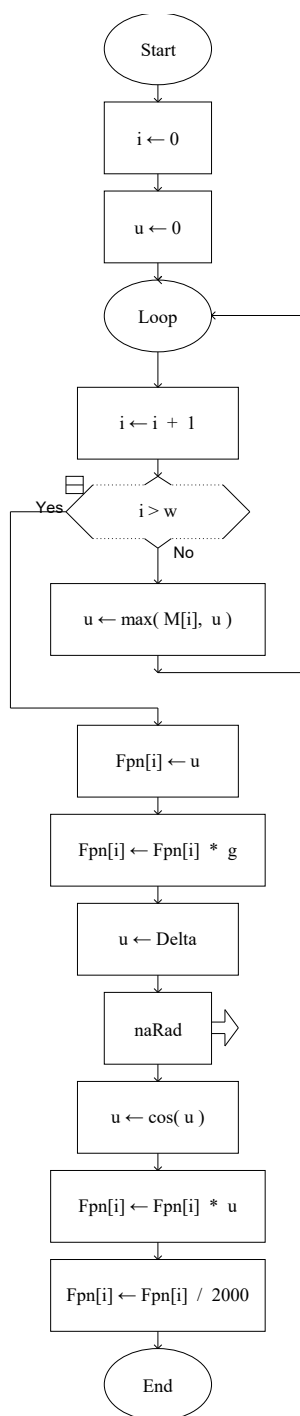
W tym podrozdziale przedstawiono schematy do obliczania obciążenia złącza i zawiesia dla przypadku, gdy na siłę generowaną w materiale tych elementów ma wpływ tylko jeden, najcięższy wózek. Wcześniej, w treści podrozdziału 2.9.3 wykazano, że obliczenia takie można istotnie uprościć, sprowadzając je do uwzględnienia w analizie wyłącznie tego, jednego wózka.

Schematy blokowe zamieszczone na rysunkach 3.76 oraz 3.77 zawierają iterację po numerze wózka, oznaczonym zmienną i , w celu znalezienia takiego z nich, który charakteryzuje się największą masą. Uruchomienie obliczeń może nastąpić po wywołaniu nazwy funkcji `cFpn3` oraz `cQn3`, których efektem jest wyznaczenie wartości siły, odpowiednio w złączu $\mathbf{F}_{PN}$ oraz zawiesiu $\mathbf{Q}_n$. W toku działania każdej z tych funkcji wykorzystano zmienną tymczasową u , która posłużyła nie tylko do przeliczania jednostek kąta, lecz również do wyznaczania masy najcięższego wózka w zestawie.

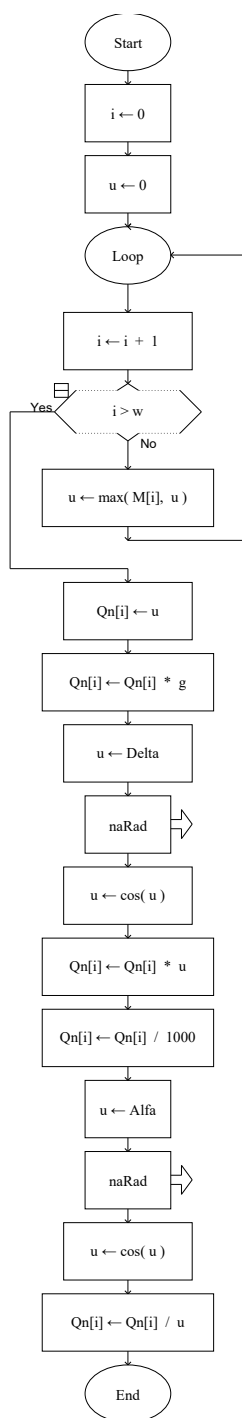
Żadna z przedstawionych tutaj funkcji nie była przewidziana do działania w toku dotychczas omówionych podprogramów, ponieważ obydwie (`cFpn3` oraz `cQn3`) wykraczają poza koncepcję obliczeń przedstawioną w poprzednich podrozdziałach. Z uwagi na prosty algorytm, mogą one być uruchamiane na dowolnym etapie obliczeń, gdyż do ich zadziałania niezbędne są co najwyżej trzy wielkości:

- masa wózków zestawu transportowego $\mathbf{M}$, a przynajmniej masa najcięższego wózka wchodzącego w skład tego zestawu,
- kąt nachylenia trasy Δ , zabudowanej w wyrobisku korytarzowym,
- kąt zawiesia α .

Wszystkie te wielkości powinny być znane na etapie projektowania przewozu kolejką podwieszoną. Ten sposób obliczeń ma więc duże znaczenie praktyczne, zarówno w trakcie projektowania konfiguracji zestawu transportowego, jak i podczas kontroli stateczności obudowy wyrobiska korytarzowego.



Rys. 3.76. Schemat blokowy cFpn3 do obliczania elementów tablicy F_{PN}



Rys. 3.77. Schemat blokowy cQn3 do obliczania elementów tablicy Q_n

3.5. Moduł obliczeń obciążenia szyny momentem zginającym

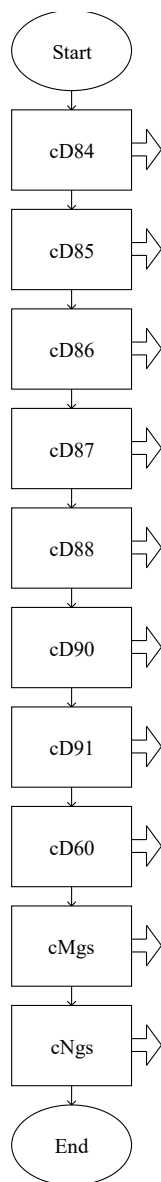
Jako ostatni etap obliczeń obciążenia elementów trasy przedstawiono schematy do wyznaczania momentu zginającego szynę. Schemat blokowy ZgSzyny, przedstawiony na rysunku 3.78, zawiera sekwencję uruchamiania funkcji w celu obliczenia tego momentu. Tok analizy jest uniwersalny w tym sensie, że w jej trakcie następuje określenie liczby wózków istotnie wpływających na obciążenie zginające szynę. Jedynym ograniczeniem wykorzystania tego kodu jest maksymalna liczba wózków, które mogą znajdować się na jednej szynie. Ze względu na praktykę eksploatacyjną oraz uwzględniając największe długości szyn aktualnie wykorzystywanych do budowy tras przyjęto, że liczba tych wózków nie może przekraczać trzech, co jest racjonalnym limitem wykorzystywanym podczas modelowania [8].

Na rysunku 3.79 zamieszczono schemat blokowy algorytmu cD84, służącego do obliczania elementów tablicy **D₈₄**. Iterację prowadzono dla każdego wózka zestawu transportowego, do oznaczenia którego użyto symbolu i . Na tym i kolejnych schematach zmienna iteracyjna i posłużyła do wypełnienia tych tablic wartościami wyznaczonymi dla każdego wózka zestawu transportowego. Zmienną tymczasową u wykorzystano zaś przede wszystkim do przeliczania jednostek kąta. Rysunki 3.80 i 3.81 zawierają schematy blokowe algorytmów do obliczania elementów tablic **D₈₅** oraz **D₈₆**. Uruchomienie obliczeń można zainicjować poprzez podanie nazwy funkcji, odpowiednio cD85 i cD86. Elementy tablicy **D₈₇** zostały obliczone w oparciu o schemat blokowy cD87 i cD87b przedstawione na rysunku 3.82.

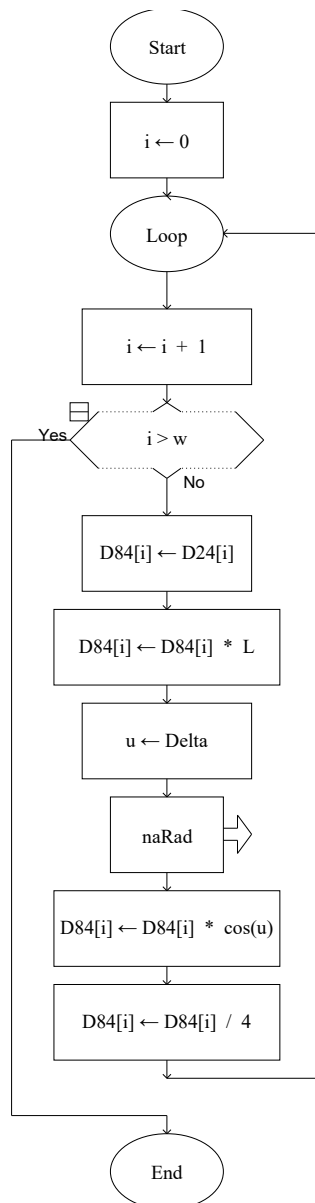
Schematy blokowe, przygotowane do obliczeń kolejnych tablic **D₈₉**, **D₉₀** i **D₉₁**, zamieszczono na rysunkach 3.83–3.85. Ich zadziałanie jest inicjowane przez podanie nazw, odpowiednio cD89, cD90 i cD91.

Efekty kontroli możliwości obciążenia szyny przez różną liczbę wózków zapisywano w postaci tablic **D₆₀–D₆₅**. Schematy blokowe przeznaczone do obliczenia elementów tych tablic zamieszczono na rysunkach 3.86 i 3.87. Uruchomienie analizy może nastąpić po wywołaniu funkcji cD60.

Największy moment zginający szynę **M_{gs}**, dla każdego wózka i , obliczono według schematu blokowego cMgs, zamieszczonego na rysunkach 3.88 i 3.89. Schemat cXgs, przedstawiony na rysunku 3.90, posłużył do wskazania wózka (lub układu wózków znajdujących się na jednej szynie), który najbardziej niekorzystnie obciąża szynę na zginanie, oraz jego położenia. Wyniki tych obliczeń zapisano odpowiednio jako elementy tablic **N_{gs}** oraz **X_{gs}**.

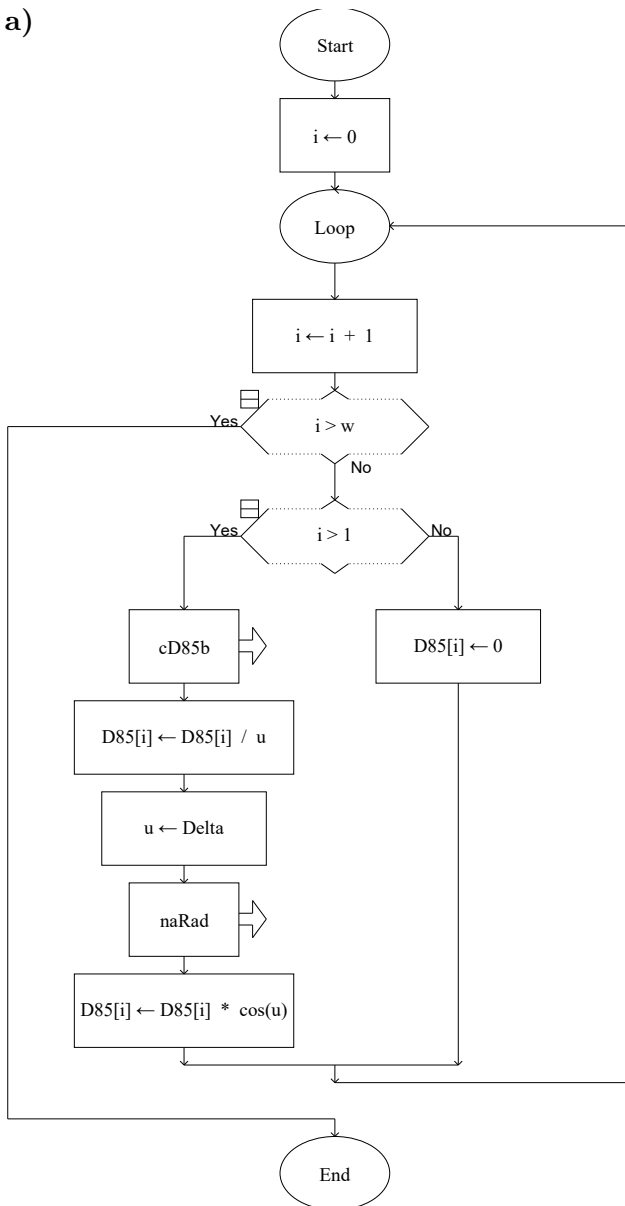


Rys. 3.78. Schemat ZgSzyny kolejności użycia podprogramów do obliczania obciążenia szyny na zginanie

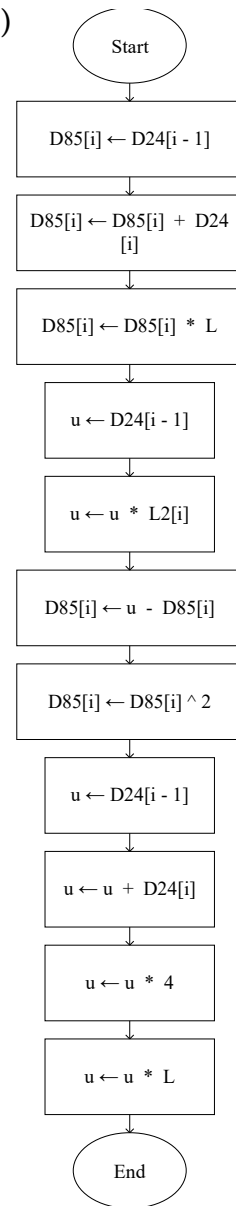


Rys. 3.79. Schemat blokowy algorytmu cD84 do obliczania elementów tablicy D_{84}

a)

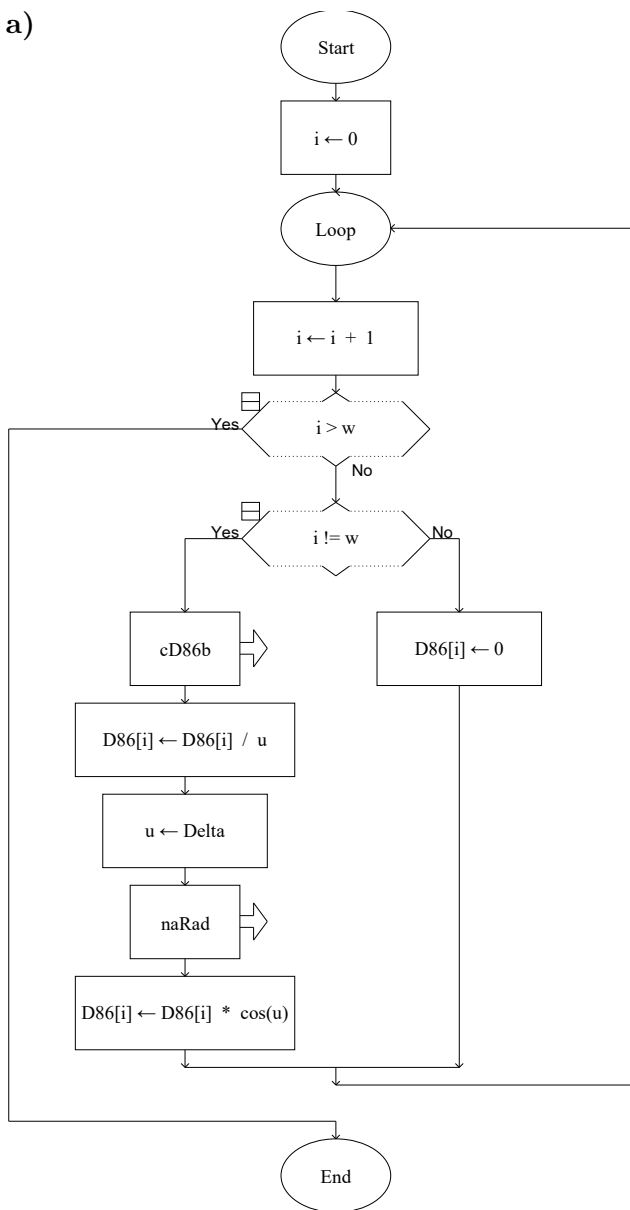


b)

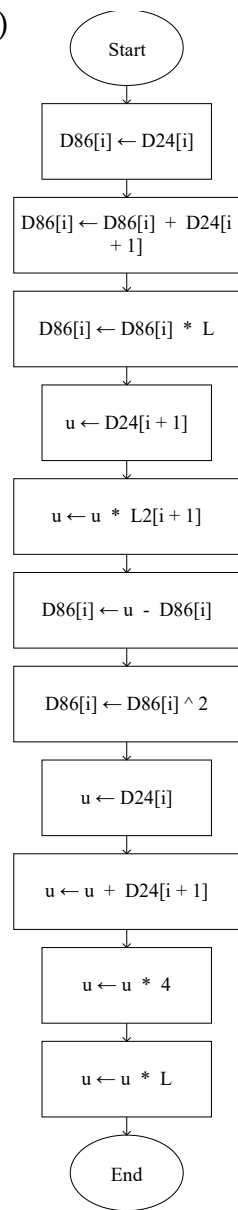


Rys. 3.80. Schematy blokowe algorytmów cD85 (a) i cD85b (b) do obliczania elementów tablicy D_{85}

a)

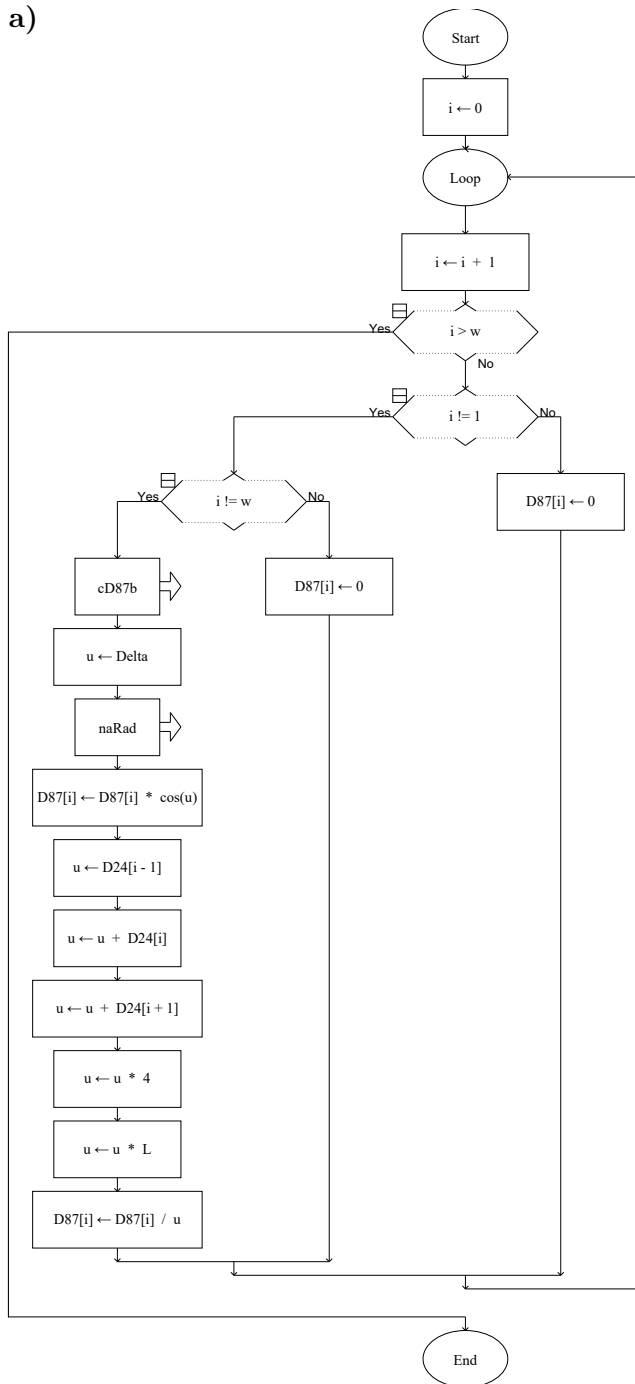


b)

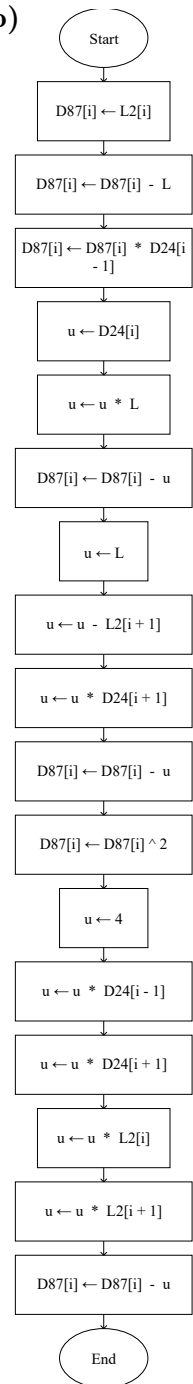


Rys. 3.81. Schematy blokowe algorytmów cD86 (a) i cD86b (b) do obliczania elementów tablicy D_{86}

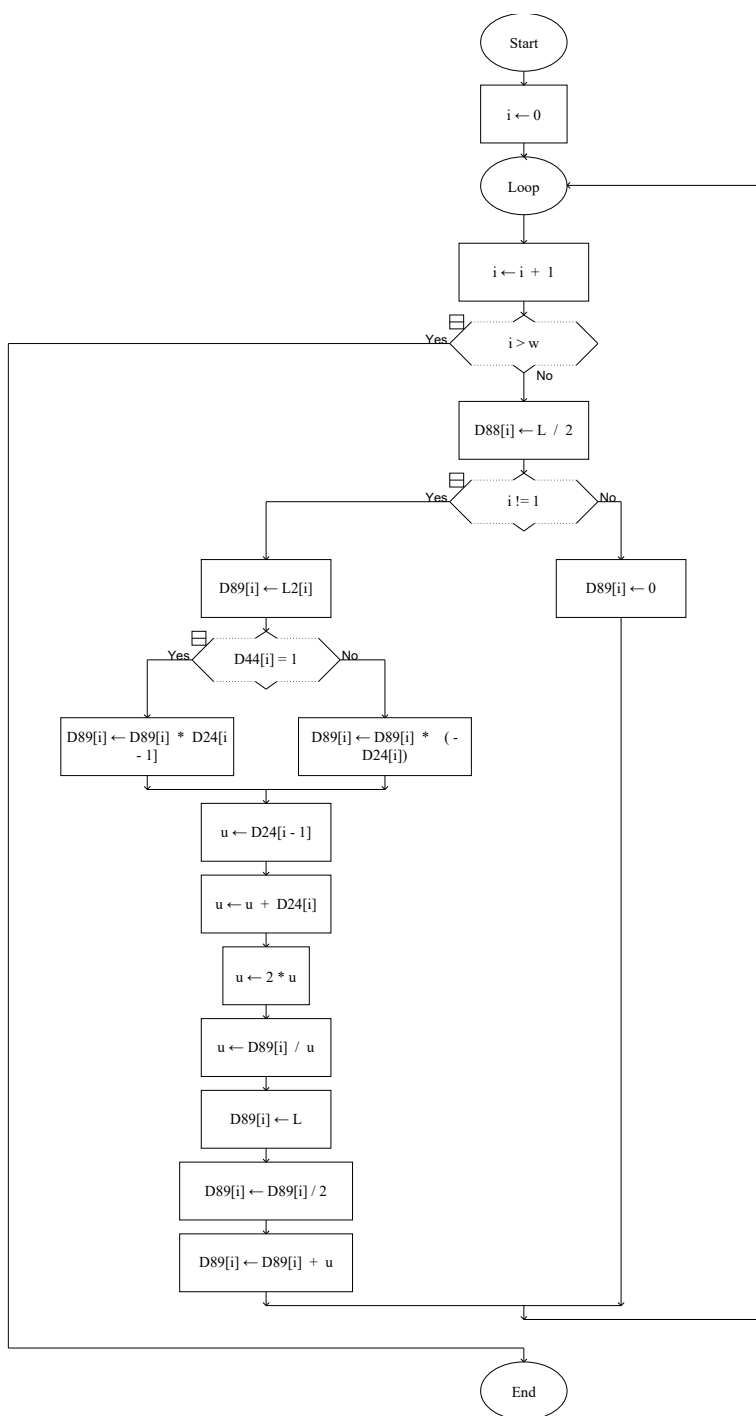
a)



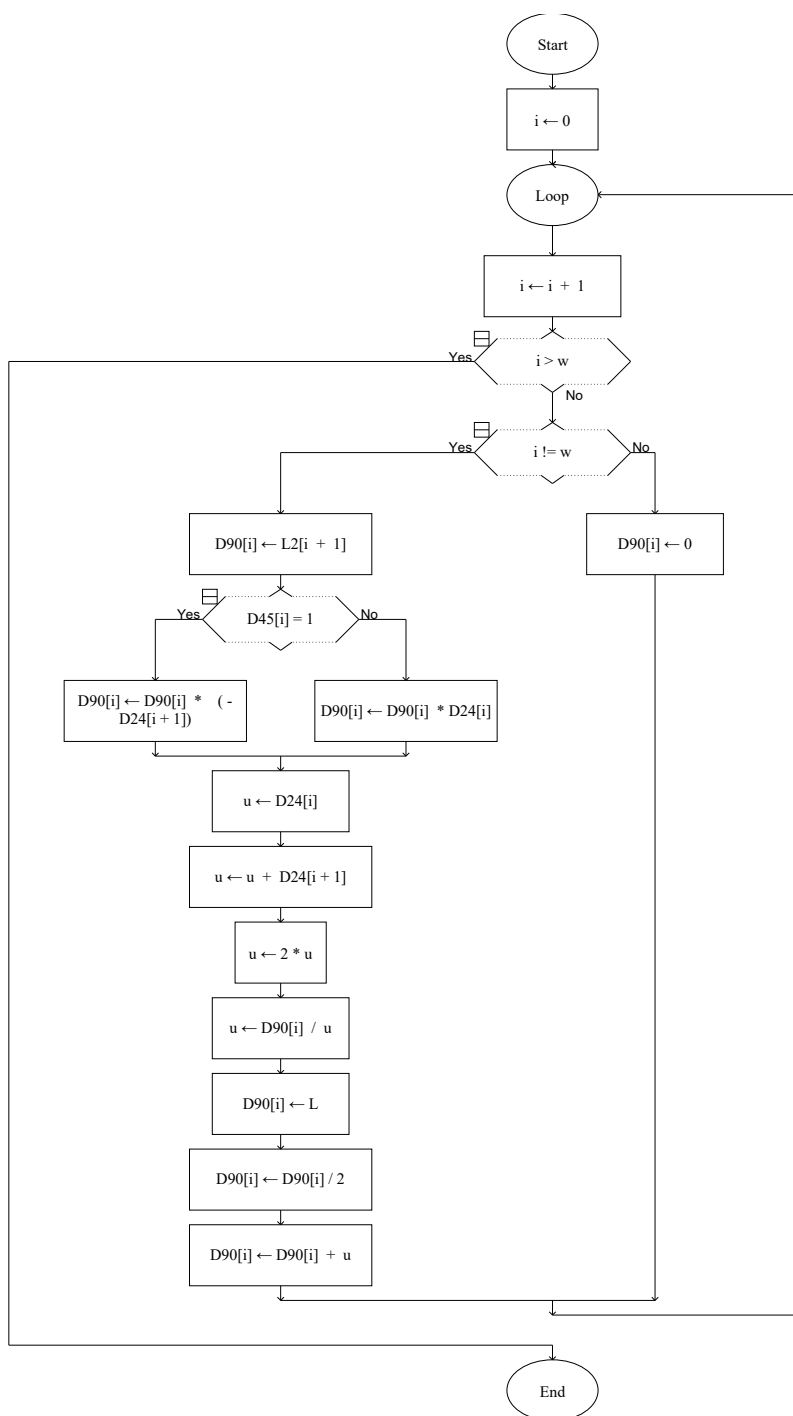
b)



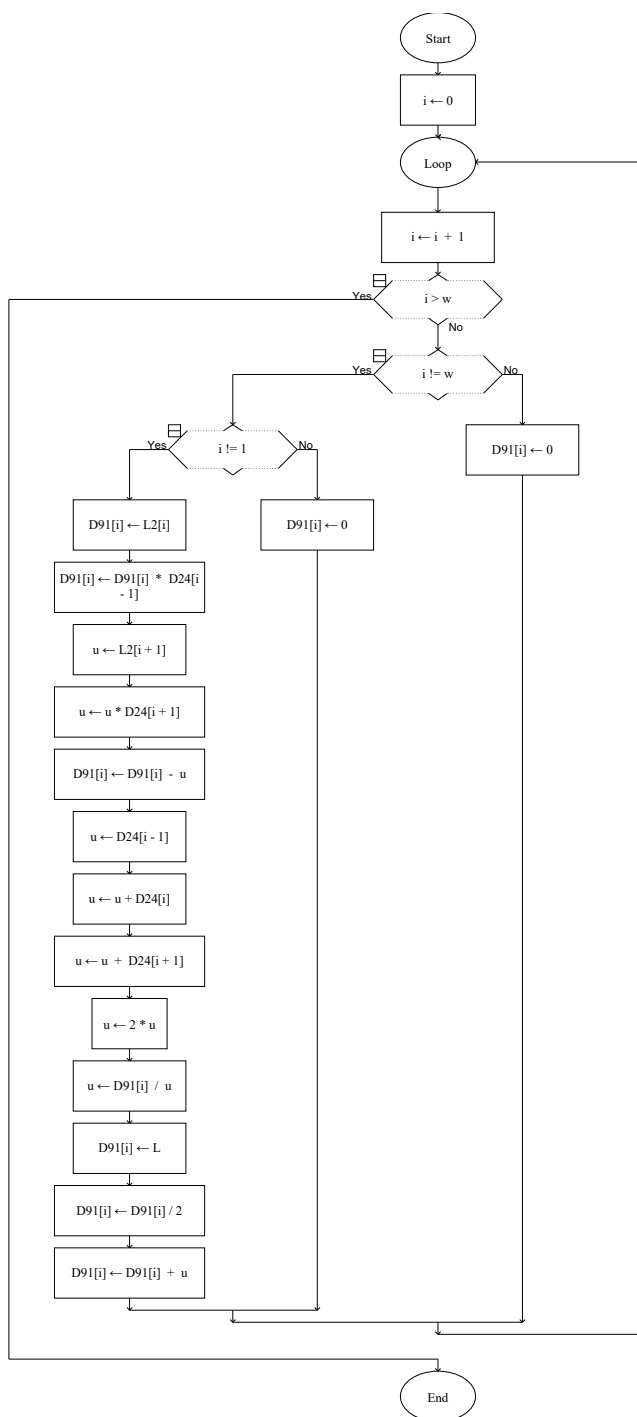
Rys. 3.82. Schematy blokowe algorytmów cD87 (a) i cD87b (b) do obliczania elementów tablicy D_{87}



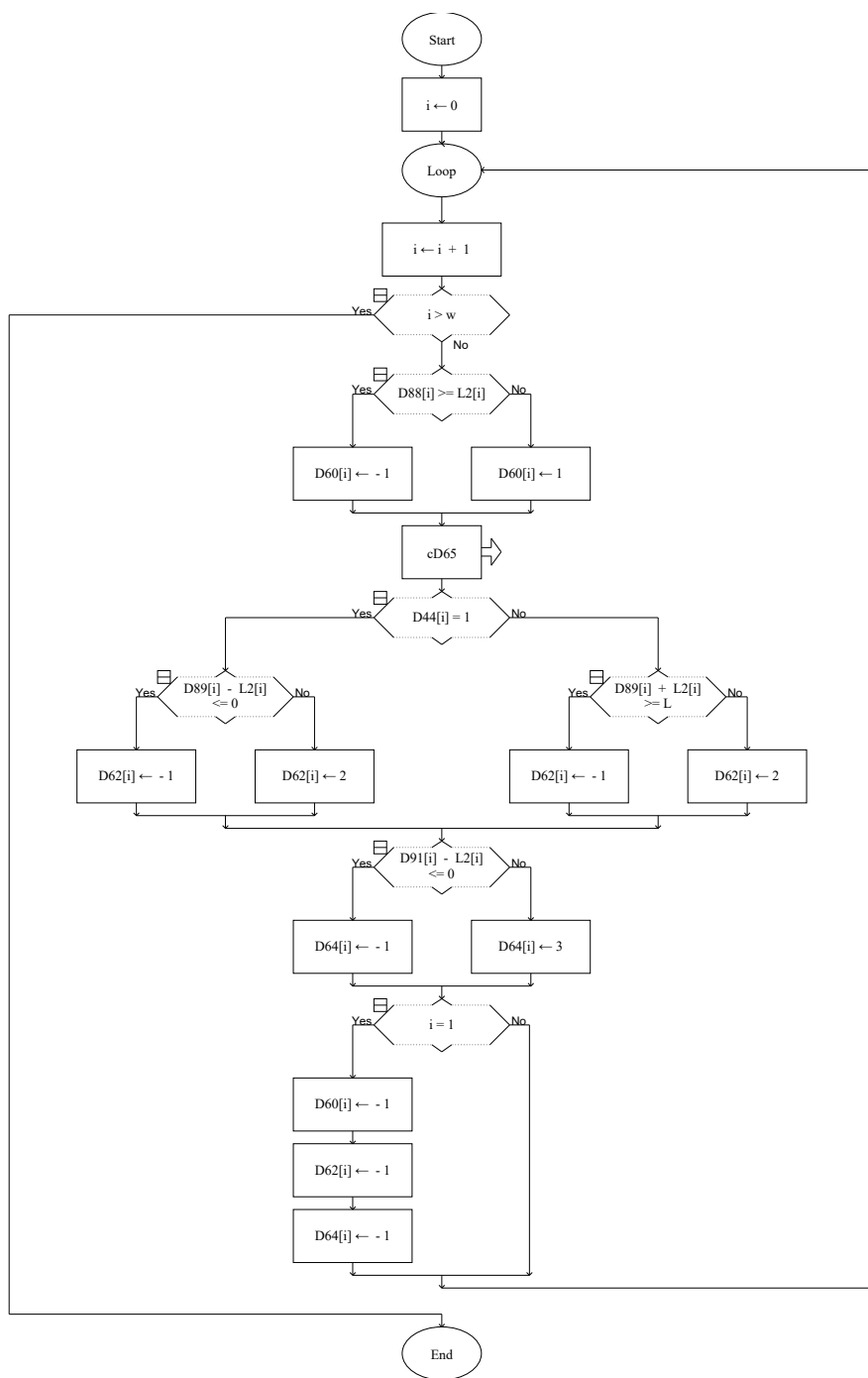
Rys. 3.83. Schemat blokowy cD89 do obliczania elementów tablicy D_{89}



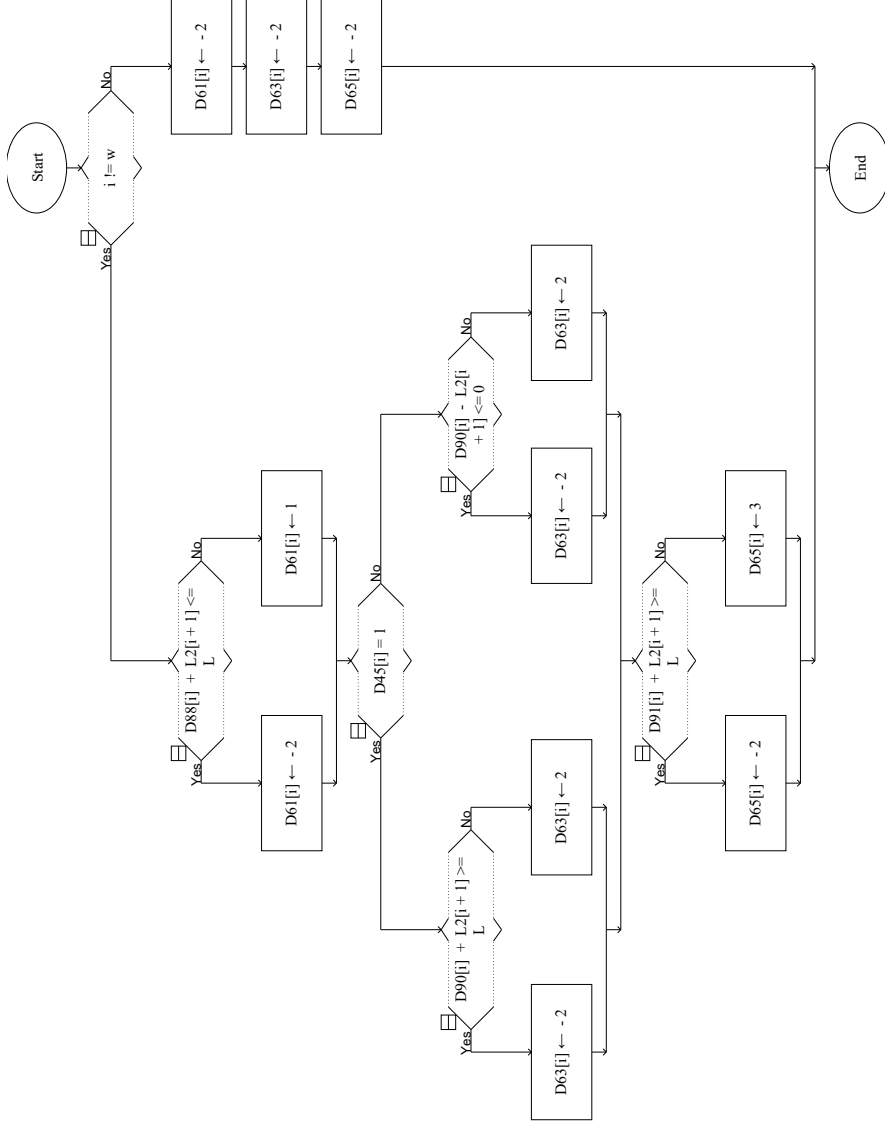
Rys. 3.84. Schemat blokowy cD90 do obliczania elementów tablicy D_{90}



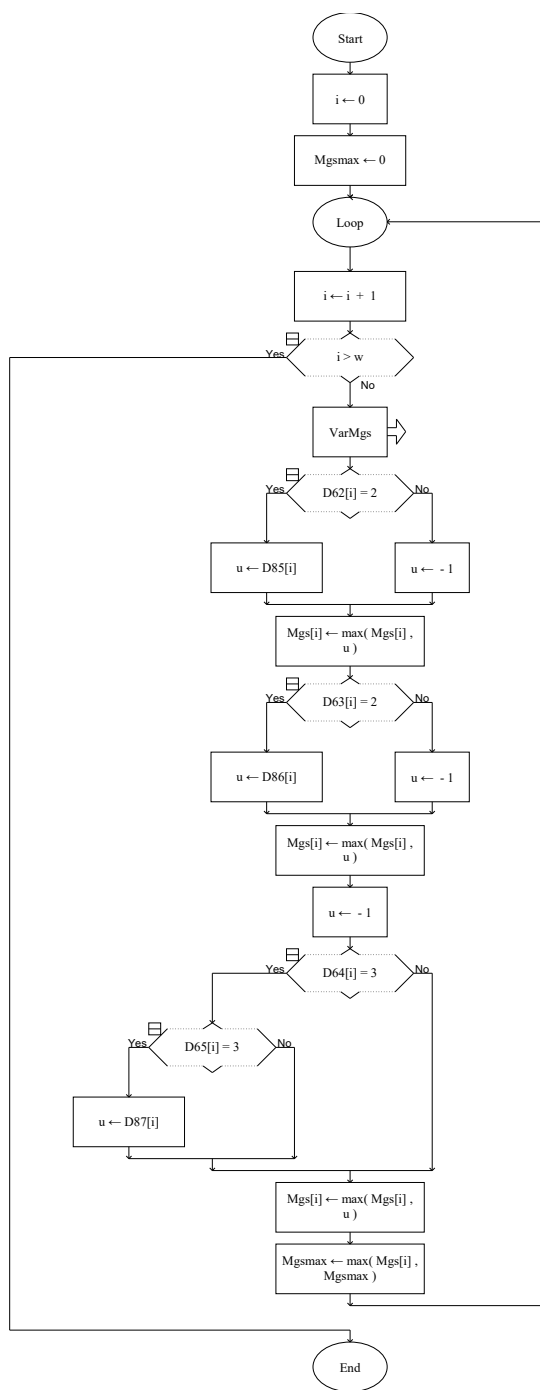
Rys. 3.85. Schemat blokowy cD91 do obliczania elementów tablicy D_{91}



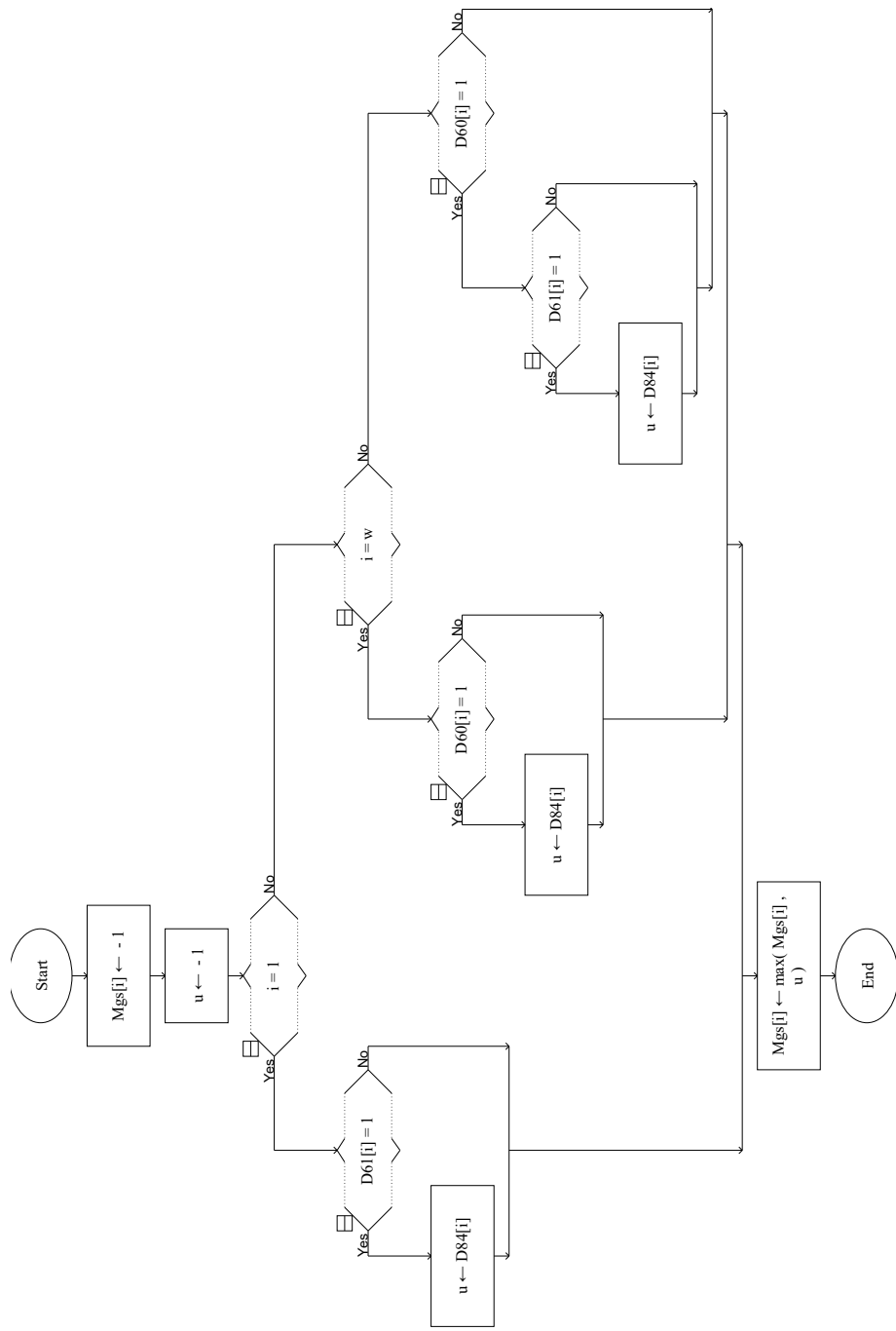
Rys. 3.86. Schemat blokowy algorytmu cD60 do obliczania elementów tablic D_{60} , D_{62} i D_{64}

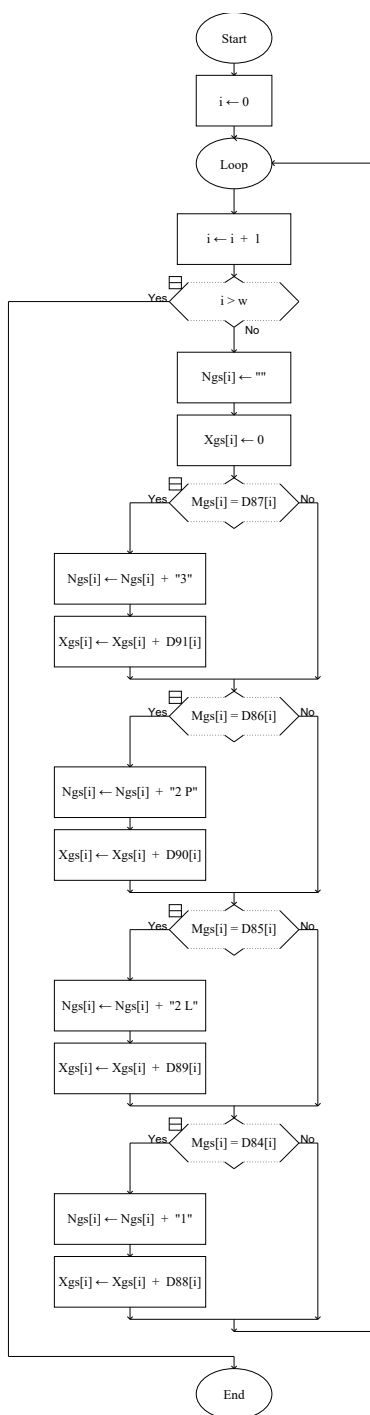


Rys. 3.87. Schemat blokowy algorytmu cD65 do obliczania elementów tablic D_{61} , D_{63} i D_{65}



Rys. 3.88. Schemat blokowy algorytmu cMgs do obliczania elementów tablicy M_{gs} i momentu $M_{gs\max}$





Rys. 3.90. Schemat blokowy cXgs do obliczania elementów tablicy X_{gs}

3.6. Przykładowe dane wejściowe i wyniki

Dane wejściowe kolejek, które wykorzystano do analizy funkcjonalności prezentowanego programu, pochodzą z publikacji [7, 12, 39], a wymiary szyn trasy ustalono na podstawie ofert producentów [6, 16]. Ponadto wykorzystane zostały niepublikowane materiały z dokumentacji techniczno-ruchowych oraz doświadczenie własne autora.

Parametry wejściowe zestawu (rys. 3.4) oraz niektóre wyniki obliczeń, gdy porusza się on po upadzie, zamieszczono w tabeli 3.1. Zestaw, zbudowany z zespołów przedstawionych na rys. 2.14, składał się z lokomotywy (wózki o numerach od 1 do 6) oraz kontenera wraz z ładunkiem, zawieszono na dwóch wciągarkach (wózki 8 i 9). W skład lokomotywy wchodziły dwie kabiny operatora (wózki 1 oraz 6), zespół silnika, podwieszony na dwóch wózkach napędowo-hamulcowych ciernych (2 i 3), a także dwie odrębne jednostki napędowo-hamulcowe cierne (wózki 4 i 5). Kontener był załadowany równomiernie rozłożonymi elementami o masie około 6000 kg, przez co na jeden wózek z wciągarką przypadała połowa tej masy, a wraz z masą wózka i jego wyposażenia – wynosiła ona 3422 kg. Przed i po wózkach z ładunkiem, zgodnie z przepisami, przewidziano wózki hamowania awaryjnego (typ 4), które w tabeli występują pod numerami 7 i 10. Początkowe położenie pierwszej, skrajnej kabiny zestawu przyjęto jako $L_2[1] = 300$ mm.

Obliczenia przeprowadzono dla szyn o długości $L = 2250$ mm, znajdujących się trasie o nachyleniu $\Delta = -10^\circ$. Zawiesia były zainstalowane pod kątem $\alpha = 11^\circ$. Przyjęto, że zestaw transportowy jedzie po upadzie z prędkością $v = 2,0 \text{ ms}^{-1}$, dla której wartości współczynników dynamicznych są zamieszczone w tabeli 2.1. Najbardziej niekorzystne obciążenie zawiesia trasy ma miejsce wtedy, gdy wózek o numerze 9 znajduje się na złączu numer 7, pomiędzy szynami 6 i 7, co wynika z całkowitej wielokrotności $D_{21}[9] = 13\,500$ mm względem długości szyny L (tab. 3.1).

Obciążenie złącza numer 7 jest skutkiem działania sił ciężkości wózków oznaczonych numerami 9 i 10. Usytuowanie zestawu, względem jego początkowego położenia, celem przeprowadzenia analizy kinetostatycznej, zostało zatem skorygowane o wymiar $D_{21k} = 289$ mm. Przy takim położeniu zestawu, na szynie numer 6 nie ma żadnego wózka ($D_{23B}[9] = 1$ oraz $D_{23bez} = 1$), gdyż odległość pomiędzy wózkami 8 i 9 (tab. 3.1) była większa niż długość szyny ($L_2[9] = 2721 \text{ mm} > L$). Wózek o numerze 8 zajmuje więc miejsce na szynie $D_{23}[8] = 5$, a wtedy wózek 9 znajduje się na złączu (szynie) o numerze 7.

Tab. 3.1. Niektóre wyniki obliczone dla krótkiego zestawu transportowego poruszającego się po upadzie

Wózek/ złącze, zawiesie	Dana wejściowa			Wartość obliczona							
	$L_2 [n]$	$M [n]$	$T_{yp} [n]$	$D_{21} [n]$	$D_{23} [n]$	$Q_{zn} [i]$	$Q_n [i]$	$F_{WN} [i]$	$F_{PN} [i]$	$M_{gs} [n]$	$N_{gs} [n]$
	mm	kg		mm				kN			
n lub i	Jednostka										
	mm	kg		mm				kN		N m	
1	300	500		589	1	5,3	6,7	2,8	9,7	2717	1
2	1474	1500	1	2063	1	24,6	30,4	4,9	18,8	8151	1
3	1342	1500	1	3405	2	17,3	19,5	5,2	11,1	9049	2 P
4	676	395	1	4081	2	4,6	5,9	1,9	4,3	6518	3
5	676	395	1	4757	3	9,8	12,6	1,6	19,9	3100	2 L
6	2500	500		7257	4	26,9	34,4	-2,0	17,5	2717	1
7	2090	205	4	9347	5	34,3	43,9	-3,5	17,5	1114	1
8	1432	3422		10779	5	1,3	1,6	2,8	17,5	18596	1
9	2721	3422		13500	7					18596	1
10	1430	205	4	14930	7					1114	1

Jazda przykładowego zestawu transportowego po upadzie, na trasie zabudowanej w wyrobisku, wiąże się z koniecznością wygenerowania siły hamującej (ujemnej siły napędowej) o wartości oszacowanej na $F_{uz} = -16,4 \text{ kN}$. Taki przypadek dynamicznego obciążenia elementów trasy kolejki podwieszanej był analizowany w podrozdziale 2.7.2.

Wypadkowa siła, działająca na złączu 7, ma wartość $\mathbf{Q}_{zn}$ [7] = 34,3 kN, a siła obciążająca zawiesie, powiększona o rzeczywisty współczynnik dynamiczny D_{12} , osiąga $\mathbf{Q}_n$ [7] = 43,9 kN. Pomimo faktu, że najcięższe wózki analizowanego zestawu były od siebie oddalone o wymiar 470 mm większy niż długość szyny oraz zostały użyte do przewozu ładunku o masie znacznie mniejszej niż 4,0 Mg, to obliczono, że siła obciążająca zawiesie przekracza graniczną wartość 40 kN. Oznacza to, że aby uczynić zadość wymogom prawa powinny zostać przeprowadzone dodatkowe obliczenia sprawdzające stateczność obudowy wyrobiska.

Z tabeli 3.1 wynika, że wzdłuż trasy, na złącza tej samej szyny, działają siły $\mathbf{F}_{WN}$ o różnym znaku. Konsekwencje tego faktu były analizowane przy opisie rysunku 2.17, zamieszczonego na stronie 97.

Składowa pionowa sił działających na złącze, w płaszczyźnie (oznaczonej śladem © na rysunku 2.3) odrzwi obudowy łukowej podatnej, o największej wartości $\mathbf{F}_{PN}$ [5] = 19,9 kN, występuje na złączu 5 szyny o tym samym numerze. Wydawałoby się, że szyny 5 i 7 są obciążone wózkami o takiej samej masie, więc na złączach (od 5 do 8) tych szyn powinny występować siły $\mathbf{F}_{PN}$ takiej samej wartości. Nie jest to prawdą, dlatego że złącze 5 jest jednocześnie obciążone siłami ciężkości wózka 6, który znajduje się na szynie $\mathbf{D}_{23}$ [6] = 4.

Oszacowano również wartość maksymalnej siły $F_o = 1,7 \text{ kN}$, którą mógłby zostać obciążony łańcuch odciągu podczas przejazdu kolejki, o parametrach określonych w tabeli 3.1, po analizowanej trasie. Gdyby jednak, dla trasy zabudowanej w wyrobisku korytarzowym, kąty charakteryzujące położenie odciągu (rys. 2.18) znacznie różniły się od zera, to należy obliczoną siłę F_o pomnożyć przez wartość wskaźnika otrzymanego jako wynik działania (2.71).

Ostatnim analizowanym obciążeniem był moment zginający szynę. Największą jego wartość $M_{gs \max}$, niemal 18,6 kN m, generują najcięższe wózki zestawu transportowego, które mają numery 8 i 9 (tab. 3.1). Każdy z tych wózków powoduje największe obciążenie szyny wtedy, gdy występuje na niej samodzielnie $\mathbf{N}_{gs} = 1$, czyli znajduje się w połowie długości szyny. Ponad dwukrotnie mniejszą wartość momentu zginającego ($\mathbf{M}_{gs}$ [3] = 9049 N m)

może generować wózek 3, który przy najbardziej niekorzystnym położeniu na szynie mieści się (a także generuje moment) razem z wózkiem 4, ponieważ $N_{gs}[3] = 2P$. W chwili powodowania największego obciążenia szyny, wózek 3 zajmuje położenie odległe o około 1055 mm od złącza, a wózek 4 znajduje się o $L_2[4] = 676$ mm dalej od tego samego złącza.

3.7. Podsumowanie

W tym rozdziale zamieszczono schematy blokowe całego algorytmu, który został wcześniej opracowany oraz innych modułów, które były niezbędne do skutecznego zadziałania całego programu. Uruchomienie i weryfikacja algorytmu zakończyła się powodzeniem, co potwierdzają zbiory wyników, które zostały wygenerowane na podstawie przykładowych danych wejściowych.

Działanie programu było sprawdzane dla kilkunastu zbiorów danych wejściowych, wśród których były tak spreparowane aby wykryć potencjalne błędy wykonania a także takie, które miały charakter zbliżony do rzeczywistych przewozów realizowanych w krajowych podziemnych zakładach górniczych. Pomimo że poprawność programu nie budzi wątpliwości, to algorytm ten nie był optymalizowany, w szczególności pod względem wydajności działania, ponieważ wykracza to poza ramy tej pracy. Ponadto, sposób takiej optymalizacji może nieco różnić się w zależności od użytego kompilatora.

Chociaż w środowisku Raptora, które wykorzystano do budowy schematów, jest możliwe wygenerowanie kodu źródłowego dla kilku popularnych kompilatorów, to zaniechano wykonania tej czynności, ponieważ na podstawie zamieszczonego opracowania już można opracować program użytkowy z wykorzystaniem różnych narzędzi. Przedstawiony program jest niejako jądrem obliczeń obciążenia elementów trasy kolejki podwieszanej, w którym jedynie zasugerowano schematy modułów wprowadzania danych, dlatego że często wygląd interfejsu musi zostać dostosowany do szczególnych preferencji użytkownika.

4. Wnioski

Niniejsza publikacja jest pierwszym w kraju, kompleksowym opracowaniem problematyki obciążenia elementów tras wynikającej z jazdy kolejek podwieszonych. Dotychczas nie powstała podobnej treści publikacja i to pomimo faktu, że już od pięciu lat niektóre z aspektów poruszonych tutaj powinny być analizowane przy projektowaniu przewozów poziomych w podziemnych zakładach górniczych. Z tego powodu, główny nacisk położono w pracy na generowanie dynamicznych sił w zawiesiach, ponieważ siły te są przenoszone na konstrukcję obudowy wyrobiska korytarzowego. Oprócz tego, analizowano siły obciążające złącza, które występują zwykle w tym samym miejscu trasy co zawiesia, a także moment zginający szyny, generowany przez wózki jezdne wchodzące w skład zestawu transportowego.

Podczas rozwiązywania problemu sformułowanego w temacie, zaproponowano uproszczone modele trasy i kolejki, które następnie poddano analizie matematycznej oraz weryfikacji. Sam aparat matematycznego opisu tych modeli nie jest bardzo skomplikowany, lecz od strony logicznej może sprawiać problemy, co może być jedną z przyczyn wspomnianego braku podobnych opracowań. Na obciążenie zawiesia i złącza szyn mają wpływ siły ciężkości tych wózków, które jednocześnie mogą znajdować się na dwóch szynach sąsiadujących z tym zawiesiem (złączem). Obciążenie szyny, które ma głównie charakter zginania w płaszczyźnie pionowej wyrobiska zawierającej szyny trasy, jest powodowane wyłącznie przez te wózki, które mogą zmieścić się na jednej szynie. Często zdarza się jednak, że liczba wózków rzeczywiście generujących moment zginający szynę jest mniejsza, niż ta wynikająca z prostych zależności geometrycznych. Wszystkie wymienione kryteria były analizowane na etapie weryfikacji poprawności modelu matematycznego.

Warunkiem największego obciążenia zawiesia jest takie usytuowanie jednego, najcięższego spośród wszystkich wózków zestawu, że znajduje się on dokładnie pod tym zawiesiem. Jest możliwe takie skonfigurowanie dwóch wózków na szynach, które gwarantuje optymalne wykorzystanie nośności zawiesia polegające na tym, że dla pewnego zakresu położenia wózków na trasie wartość obciążenia zawiesia nie zmienia się. Jeśli obciążenie to jest równe nośności zawiesia to można mówić o nominalnym, racjonalnym wyłączeniu materiału tego elementu trasy. W ogólnym przypadku rozłożenia masy oraz przy dowolnych odległościach pomiędzy wózkami jezdny, ten

warunek wykorzystania materiału zawiesia nie może być spełniony, jeśli na dwóch szynach znajduje się więcej niż 3 wózki. Wynika stąd, że bazowym schematem rozmieszczenia wózków w zestawie transportowym, ze względu na obciążenie zawiesia powinien być ten z trzema wózkami mieszczącymi się na podwójnej długości szyny.

Liczba wózków, które w sposób istotny wpływają na obciążenie szyny nie jest tak oczywista do wskazania jak podzespołów powodujących reakcję zawiesia w układzie dwóch szyn. Wykazano, że jest możliwe takie rozmieszczenie wózków, że o obciążeniu szyny na zginanie może decydować mniejsza ich liczba niż fizycznie znajdujące się na tej szynie. Kryterium to wykorzystano następnie do wyznaczenia zakresów wymiarów pomiędzy dwoma wózkami w celu redukcji momentu zginającego do wartości nie większej niż generowana przez tylko jeden wózek jezdny, najcięższy w składzie zestawu. Przemieszczanie się zestawu po trasie wiąże się w ogólności z nieliniową zmianą wartości momentu zginającego szynę. Oznacza to, że nie można tak zoptymalizować położenia i mas wózków jezdnych, aby zginanie szyny następowało przy niezmiennącej się wartości tego momentu.

Na podstawie wyników przeprowadzonej analizy teoretycznej modeli w ograniczonej skali, lecz coraz bardziej skomplikowanych, uogólniono uzyskane rozwiązania i zastosowano je do obliczeń zestawu o dowolnej liczbie wózków, poruszającego się po trasie charakteryzowanej długością szyny i kątami nachylenia trasy oraz zawiesia. Sporządzono przy tym algorytm, przeznaczony do przygotowania programu użytkowego, który obejmował dwa modele obliczeniowe, uwzględniające:

- konieczność generowania siły uciągu podczas jazdy po trasie poziomej lub po upadzie o niewielkim nachyleniu,
- jazdę po wzniosie lub hamowanie silnikiem po upadzie, co obejmuje również hamowanie awaryjne wózkami hamulcowymi i/ lub napędowo-hamulcowymi.

Prace prowadzono zgodnie z inżynierską metodologią, która polega na rozwiązywaniu złożonych zagadnień dynamicznych w oparciu o zasady statyki, skorygowane o współczynniki wyznaczone empirycznie. Wartości tych współczynników określono dla dwóch przypadków trakcyjnych: jazdy kolejki ze stałą prędkością oraz hamowania zestawu od zadanej prędkości początkowej.

Dla każdego z tych modeli wyznaczono wartości sił obciążających zawiesia trasy, złącza szyn a także siłę wzdłużną działającą na szyny. Identyfikacja tej siły wzdłużnej, która nie może zostać zrównoważona przez składowe

reakcji zawiesi, pozwala na wyjaśnienie zjawiska, obserwowanego podczas badań, przemieszczenia całej trasy wraz ze znajdującą się na niej kolejką oraz zmiany geometrii elementów trasy. Algorytm, który byłby próbą oszacowania wartości sił przemieszczających wzdłużnie trasę wraz z kolejką podczas jej jazdy nie były dotychczas publikowane. W publikacjach aktualnie dostępnych albo prowadzono badania dynamiki dla jednego wózka, albo traktowano trasę jako jedną szynę.

Dowodzono, że analizę obciążenia elementów trasy generowanego podczas jazdy zestawu transportowego wysokoobciążalnego można uprościć, ze względu na szczególnie duże odległości pomiędzy wózkami jezdnyymi oraz ich znaczne jednostkowe obciążenie. Analiza obciążenia elementów trasy – zabudowanej na prostym, choć niekoniecznie poziomym, odcinku wyrobiska korytarzowego – może być dalej uproszczona, jeżeli zostanie spełniona zależność, pomiędzy kątem nachylenia trasy Δ a kątem zawiesia α , której przedział rozwiązań został ściśle określony.

Na podstawie opracowanego algorytmu, zbudowano schematy blokowe za pomocą narzędzia umożliwiającego ich bezpośrednie uruchomienie. Zarówno próby działania, jak i weryfikacja poprawności algorytmu zakończyła się sukcesem, co potwierdzają zbiory wyników, które zostały wygenerowane na podstawie przykładowych danych wejściowych. Kluczowe wartości, służące do analizy obciążenia elementów trasy kolejki podwieszonej przez poruszający się po tej trasie zestaw transportowy zbliżony do rzeczywistego, a także wyniki obliczeń według zbudowanego programu, zostały zamieszczone w pracy. Efekty obliczeń są zgodne z wynikami wcześniej opublikowanych badań i potwierdzają konieczność prowadzenia analizy stateczności obudowy wyrobiska nawet wtedy, gdy wydaje się, że ładunki przewożone przez zestaw transportowy są znacznie mniejsze niż odpowiadające nośności zawiesia.

Przedstawiony program jest jądrem obliczeń obciążenia elementów trasy kolejki podwieszonej, w którym jedynie schematy modułów wprowadzania danych zamieszczono wyłącznie w celu jego skutecznego testowania.

Bibliografia

- [1] Abambres M. i Quach W.-M., „Residual stresses in steel members: a review of available analytical expressions”. W: *International Journal of Structural Integrity* (2016), s. 70–94.
- [2] Axhag F. i Johansson B., „Tension flange instability of I-beams”. W: *Journal of Constructional Steel Research* 49.1 (1999), s. 69–81.
- [3] Ballio G., Poggi C. i Zanon P., „Sul comportamento di vie di corsa sollecitate da carichi concentrati sull’ala inferiore”. W: *Costruzioni metalliche* 1 (1981), s. 3–12.
- [4] Bańko M. red., *Wielki słownik wyrazów obcych PWN*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2010.
- [5] Bao Y., Li Y. i Ding J., „A case study of dynamic response analysis and safety assessment for a suspended monorail system”. W: *International journal of environmental research and public health* 13.11 (2016), s. 1–17. DOI: 10.3390/ijerph13111121.
- [6] Beker Warkop, *Systemy dla górnictwa. Systemy transportu*. URL: https://www.becker-mining.com.pl/do_pobrania/MineTrans.pdf (term. wiz. 31.08.2022).
- [7] Bołoz Ł., Ciepliński Z. i Roman K., „Wdrożenie metody obliczeń statycznych i dynamicznych wybranych parametrów trakcyjnych kolejek podwieszonych w warunkach PG Silesia”. W: *Przegląd Górniczy* 76.10 (2020), s. 1–13.
- [8] Chanda E. i Besa B., „A computer simulation model of a monorail based mining system for decline development”. W: *International Journal of Mining, Reclamation and Environment* 25.1 (2011), s. 52–68.
- [9] Crane Manufacturers Association of America, „Specifications for Top Running and Under Running Single Girder Electric Traveling Cranes Utilizing Under Running Trolley Hoist”. W: *Single Girder, Electric Overhead Traveling Crane* 74 (2015).

- [10] Cvijović G. M., „Istraživanje uticaja lokalnog opterećenja točkova kolica na naponska stanja jednošinskih nosača mašina za mehanizaciju (po serbsku)”. Prac. dokt. Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2016.
- [11] DIN 20593-3:2004-07, *Einschienebahnen für den Bergbau – Schienen. Teil 1: Gerade Schienen für das Profil I140E. Teil 3: Gerade Schienen und Schienenverbindungen für die Profile I140V und I250*.
- [12] Drozd K. i Nieoczym A., *Dynamiczne obciążenie zawiesi generowane podczas jazdy zestawu transportowego z napędem własnym po trasie kolejki podwieszanej w wyrobisku*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin, 2020. ISBN: 9788379474264.
- [13] Drozd K. i Nieoczym A., „Modeling and Exploitation Load Tests of the Suspended Route Slings Caused by Passage of the Locomotive at Various Speed along Mining Excavation”. W: *Advances in Science and Technology Research Journal* 16.1 (2022), s. 266–281. ISSN: 2080–4075. DOI: 10.12913/22998624/143284.
- [14] EN 1993-6:2007, *Eurocode 3 – Design of steel structures – Part 6: Crane supporting structures*.
- [15] Fabryka Maszyn Górniczych Pioma S.A., „Trasa jezdna LPS”. Dokumentacja techniczno-ruchowa. 2001.
- [16] Famur SA, *Trasy kolejek podwieszanych*. URL: <https://famur.com/products/trasy-kolejek-podwieszanych> (term. wiz. 31.08.2022).
- [17] Ferrit s.r.o., *DLZ110F-II – Lokomotivy dieselové – Závěsná doprava*. URL: <https://www.ferrit.cz/produkty/zavesna-doprava/lokomotivy-dieselove/dlz110f-ii> (term. wiz. 31.08.2022).
- [18] Gutarevych V., „A mathematical model study of suspended monorail”. W: *Transport Problems* 7 (2012), s. 61–66.
- [19] Gutarevych V., „Dynamic model of movement of mine suspended monorail”. W: *Transport Problems* 9.1 (2014), s. 13–18.

- [20] Gutarevych V., Vodolaskaya N., Jakupović E. i Mirjanić D., „Research on the Influence of Dynamic Load on Suspended Monorail”. W: *Applied Mechanics and Materials*. T. 806. Trans Tech Publ. 2015, s. 23–29.
- [21] Gutarevych V., „Mathematical modeling of end carriage motion on the overhead monorail”. W: *Metal and Mining Industry* 5 (2014), s. 51–55.
- [22] Hałat W., „Nośności odrzwi wybranych obudów łukowych”. W: *Górnictwo i Geoinżynieria* 29 (2005), s. 247–254.
- [23] Herbuś K., Szewerda K. i Świder J., „Virtual prototyping of the suspended monorail in the aspect of increasing the permissible travel speed in hard coal mines”. W: *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 22.4 (2020), s. 610–619. DOI: 10.17531/ein.2020.4.4.
- [24] Huta Pokój S.A., *Dwuteownik specjalny 155*. URL: <https://www.hutapokoj.eu/oferta/wyroby-hutnicze/ksztaltowniki-walcowane-na-goraco/specjalne/dwuteownik-specjalny-155/> (term. wiz. 31. 08. 2022).
- [25] Hutarewycz W., „Prodolnaja dynamyka szchthnoj podwesnojmonorel-sowej dorohy (po ukraińsku)”. W: *Naukowyj wisnyk Nacionalnoho Hirnyczoho Uniwersytetu – Heotechniczna i hirnycza mechanika, masyznobuduwannia* 1 (2015), s. 83–88.
- [26] *Ministerstwo Górnictwa i Energetyki. Szczegółowe przepisy prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny. Katowice 1984 r.*
- [27] Pavlović G., Savković M., Zdravković N., Bulatović R. i Marković G., „Analysis and Optimization Design of Welded I-girder of the Single-beam Bridge Crane”. W: *The 4th International Conference Mechanical Engineering in XXI Century*. 2018, s. 145–150.
- [28] PN-H-93441-10, *Kształtowniki stalowe walcowane na gorąco dla górnictwa – Dwuteownik typu I155 na jezdnie kolei podwieszonych – Wymiary*.

- [29] Popowicz A. i Sanetra A., „Stanowisko do dynamicznych badań wózków hamulcowych”. W: *Zeszyty Naukowe. Transport/Politechnika Śląska* (1998), s. 147–156.
- [30] Pytlik A., Rotkegel M. i in., „Badania wpływu prędkości kolejek podwieszonych na siły w wybranych elementach trasy”. W: *Przegląd Górniczy* 72.11 (2016), s. 30–37.
- [31] Reznichenko M. i Reznichenko O., „Yssledowane raboty monorelsowoho puty pry peremennomj nahruzke (po ukraińsku)”. W: *Maszynobuduwannia* 23 (2019), s. 144–148.
- [32] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych. Dz. U. z 2017 r. poz. 1118.*
- [33] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w zakładach górniczych wydobywających kopaliny otworami wiertniczymi. Dz. U. z 2002 r. poz. 961.*
- [34] Rusinek J. i Zasadni W., „Zastosowanie napędu zębatego w systemach transportu kolejkami podwieszonymi z napędem własnym”. W: *Inżynieria Górnicza* 1 (2014), s. 18–22.
- [35] Ryabko K. i Gutarevich V., „Substantiation of performance indicators of mine monorail locomotives”. W: *Gornye nauki i tekhnologii – Mining Science and Technology (Russia)* 6.2 (2021), s. 136–143. DOI: 10.17073/2500-0632-2021-2-136-143.
- [36] Siedlar A., Furmanik K. i Maziarz M., „Możliwości eksploatacyjne napędów ciernych i zębatych kolejek podwieszanych i spągowych”. W: *Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa* 1 (2000), s. 7–13.
- [37] Stalpol Sp. z o.o., „Zabudowa trasy kolejki podwieszanej w kopalni”. Instrukcja montażu. 2017.
- [38] Szewerda K., Tokarczyk J. i Pytlik A., „Suspended monorail emergency braking trolley computational model verification based on bench tests”. W: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. T. 261. 1. IOP Publishing. 2019, s. 12–52.

- [39] Tokarczyk J. A., Rotkegel M., Pytlik A. i Niedworok A., „Research on the impact of forces and acceleration during the riding and braking of a suspended monorail”. W: *Archives of Mining Sciences* (2020), s. 399–414. DOI: 10.24425/ams.2020.133199.
- [40] Topolus A. red., *Leksykon naukowo-techniczny z suplementem. T. 2, P-Ż*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1989.
- [41] Wilson T. A., Carlisle M. C., Humphries J. W. i Moore J. A., *Raptor – flowchart interpreter*. URL: <https://raptor.martincarlisle.com/> (term. wiz. 31.08.2022).