

220581 L / 1

Na prawach rękopisu

INSTYTUT KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Raport Serii PREPRINTY Nr 057 (657)

P r a c a d o k t o r s k a

MODELOWANIE I SYMULACJA ZDERZENIA
DWÓCH RÓŻNYCH UKŁADÓW
SPRĘŻYSTO-TŁUMIĄCYCH
NA PRZYKŁADZIE WAGONÓW KOLEJOWYCH

Ryszard Gałąż

Promotor: doc. dr inż. Jerzy Marcinkowski

Słowa kluczowe:

wagon,
zderzak,
zderzenie,
tłumienie,
modelowanie

Wrocław 1980

80101101003

SPIS RZECZY

Spis oznaczeń	
1. Wstęp	
1.1. Wprowadzenie. Opis problemu. Doświadczalne określe- nie własności sprężysto-tłumiących elementów układu. Parametry istotne elementów układu.....	
1.2. Przegląd i analiza aktualnego stanu zagadnienia. Podsumowanie	
1.3. Cel pracy. Tezy. Zakres pracy	
2. Modele matematyczne i symulacja zderzenia dwóch wagonów ..	
2.1. Wprowadzenie	
2.2. Założenia upraszczające	
2.3. Modele matematyczne	
2.3.1. Model matematyczny zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy	
2.3.2. Model matematyczny zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcję wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy	
2.4. Określenie i przyjęcia parametrów modeli matematycznych	
2.5. Programy realizujące modele matematyczne na maszynie analogowej	
3. Analiza wyników badań	
3.1. Badania symulacyjne procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów	
3.1.1. Cel i zakres badań symulacyjnych	
3.1.2. Sposób rejestracji, dokładność obliczeń symulacyj- nych i opracowanie otrzymanych wyników	
3.2. Badania doświadczalne zderzenia dwóch wagonów	
3.3. Porównanie rezultatów symulacji z wynikami badań doświadczalnych	
3.4. Porównanie rezultatów zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą	
3.5. Porównanie skutków występowania w układzie tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia i równoważ- nego tarcia lepkiego.	

3.6.	Analiza wpływu wybranych parametrów układu
3.7.	Wnioski z badań symulacyjnych
4.	Podsumowanie
4.1.	Przydatność modeli matematycznych. Analiza procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów
4.2.	Możliwości wykorzystania otrzymanych rezultatów. Kierunki dalszych prac
4.3.	Wnioski
	Literatura
	Załącznik 1 - Parametry amortyzatorów i zderzaków krajowych i obcych
	Załącznik 2 - Zastąpienie układu ciągłego równoważnym układem dyskretnym wielomasowym ...
	Załącznik 3 - Obliczanie wartości własnych zadania ..
	Załącznik 4 - Inne możliwości zamodelowania siłowej charakterystyki zderzaka
	Załącznik 5 - Opis badań doświadczalnych

SPIS OZNACZEŃ

a		- współczynnik ruchomego ładunku,
A	m^2	- czynny przekrój poprzeczny nurnika,
b		- współczynnik ochrony konstrukcji wagonu,
B	$\frac{N}{m^2}$	- moduł sprężystości cieczy,
c	$\frac{Ns}{m}$	- współczynnik tarcia lepkiego,
d		- procent pochłonięcia energii,
E	kJ	- energia,
E	$\frac{N}{m^2}$	- moduł Younga ,
f	m	- ugięcie skok,
F	N	- siła,
F	m^2	- przekrój, przekrój poprzeczny belki grzbietowej ramy wagonu,
g	$\frac{m}{s^2}$	- przyspieszenie ziemskie,

G	$\frac{m^4}{s\sqrt{N}}$	- przewodność hydrauliczna,
I	Ns	- impuls uderzenia, impuls spowodowany zderzeniem,
k	$\frac{N}{m}$	- sztywność,
k	N	- sztywność jednostki długości,
K	N	- sztywność odcinka aproksymacyjnego,
K		- zbiór parametrów istotnych konstrukcji wagonu z ładunkiem,
l	m	- długość,
L	m	- długość konstrukcji wagonu z ładunkiem,
M	kg	- masa,
n		- ilość odcinków aproksymacyjnych,
O		- wektor zakłóceń,
p		- współczynnik uwzględniający wpływ tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia,
R		- współczynnik restytucji,
t	s	- czas, czas zderzenia, długotrwałość zderzenia,
t		- względne rozproszenie energii,
T	s	- okres drgań własnych,
T		- iloraz, stosunek ilości energii rozpraszanej w konstrukcji wagonu z ładunkiem do ilości energii rozpraszanej w dwóch zderzakach,
V	m^3	- objętość komory wysokiego ciśnienia,
v_o	$\frac{m}{s}, \frac{km}{h}$	- prędkość zderzenia,
Z		- zbiór parametrów istotnych zderzaka,
x	m	- przemieszczenie,
x		- krotność,
X		- wektor wejść,
$\dot{x}$	$\frac{m}{s}$	- prędkość,

$\ddot{x}$	$\frac{m}{s^2}$	- przyspieszenie,
Y		- wektor wyjść,
W	kJ	- energia,
α		- współczynnik przekazywania energii,
β		- krotność zastępczej masy,
μ'		- bezwymiarowy współczynnik tarcia histerezy,
ρ	$\frac{kg}{m}$	- masa na jednostkę długości,
τ	s	- czas, czas zderzenia, czas przejścia fali w konstrukcji wagonu z ładunkiem,
ψ		- wartości własne

INDEKSY

c	-	- całkowity,
k		- konstrukcja wagonu, konstrukcja wagonu z ładunkiem,
λ		- ładunek,
max		- maksimum, zblokowanie zderzaka,
odc		- odciążenie,
p		- przejmowana,
r		- rozpraszana,
w		- wstępny,
w_k		- własna,
z		- zastępcza,
zb		- zblokowanie,
$!$		- po zderzeniu,
$*$		- po zblokowaniu zderzaka,
$\sim$		- proporcjonalne, porównywalne,
o		- przed zderzeniem,
$0+0$		- oznacza granicę prawostronną, chwila od której działa wymuszenie,
1		- faza obciążania, pierwsza faza zderzenia (uderzenia), wagon nadbiegający,

- 2 - faza odciażania, druga faza zderzenia (uderzenia),
- 3 lub 3-8 - wagon stojący,
- v - lub, znak alternatywy,
- ∪ - suma mnogościowa zbiorów,
- 40 x 40 - wagon o masie $4,0 \cdot 10^4$ kg najeżdża na stojący wagon o masie $4,0 \cdot 10^4$ kg,
- 40 x 80 - wagon o masie $4,0 \cdot 10^4$ kg najeżdża na stojący wagon o masie $8,0 \cdot 10^4$ kg,
- P - zderzak pierścieniowy o skoku 0,075 m i sile końcowej (zblokowania) $0,420 \cdot 10^6$ N stosowany na PKP,
- p - wagon najeżdżający i stojący wyposażony w zderzaki pierścieniowe,
- UIC - propozycja siłowej charakterystyki zderzaka o skoku 0,105 i sile końcowej $0,590 \cdot 10^6$ N,
- UIC - wagon najeżdżający i stojący wyposażony w zderzaki o charakterystyce wg UIC,
- K - zderzak pierścieniowo-hydrauliczny o skoku 0,104 i sile końcowej $1,0 \cdot 10^6$ N,
- P-UIC - wagon najeżdżający wyposażony w zderzaki pierścieniowe a stojący w zderzaki o charakterystyce wg UIC,
- UIC-K - wagon najeżdżający wyposażony w zderzaki o charakterystyce wg UIC a stojący w zderzaki pierścieniowo-hydrauliczne.

1. WSTĘP

1.1. Wprowadzenie. Opis problemu. Doświadczalne określenie własności sprężysto-tłumiących elementów układu. Parametry istotne elementów układu.

Wprowadzenie. Opis problemu.

Wzrost prędkości rozrządzania wagonów na górkach rozrządowych oraz pojawiająca się na kolei tendencja zastępowania wagonów 2-osio-
wych wagonami 4-osio-owymi powoduje, szczególnie podczas zderzeń,

powstawanie dużych sił mogących spowodować uszkodzenie przewożonego ładunku, a w skrajnym przypadku i konstrukcji wagonu.

Dokładnych danych dotyczących wydatków ponoszonych w wyniku wyżej wspomnianych uszkodzeń tak w kraju jak i za granicą, brak. Z fragmentarycznych informacji [108,130] wiadomo, że na kolei Stanów Zjednoczonych A.P. wydatki te wzrosły z 11 mln dolarów w roku 1951 do około 200 mln dolarów w roku 1970, przy czym ostatnia kwota nie obejmuje wydatków na naprawę wagonów.

W kraju - na PKP - z roku na rok wzrasta liczba uszkodzanych wagonów. Cztery, pięć lat temu wynosiła 14-18 tys. dziennie, a obecnie wynosi do 30 tys., z tego 30 % uszkodzeń powstaje wskutek błędów popełnianych przy pracach manewrowych [87].

Przyspieszanie rozrządzenia wagonów towarowych na górkach rozrządowych powoduje wzrost prędkości zderzenia wagonów. Według [140] na kolejach amerykańskich średnia prędkość zderzenia wynosi 11 km/h przy dopuszczalnej prędkości 6,5 km/h. Na kolejach radzieckich [108] odpowiednio 6 km/h przy dopuszczalnej 5 km/h. Na PKP dopuszczalna prędkość zderzenia, zgodnie z instrukcją o pracy manewrowej R34, wynosi 3,6 km/h, natomiast danych dotyczących średniej prędkości jest brak. Należy podkreślić, że dopuszczalne prędkości na górkach rozrządowych są często przekraczane, ponieważ brak jest sterowanego, automatycznego zabezpieczenia tej prędkości, a prace manewrowe prowadzi się na tzw. wyczucie.

Wspomniana wyżej dopuszczalna prędkość zderzenia dwóch wagonów towarowych jest limitowana przez wytrzymałość konstrukcji wagonu. Obecnie budowane wagony towarowe muszą spełniać wymagania kolejowych organizacji międzynarodowych UIČ (Union Internationale des Chemins de Fer (Międzynarodowy Związek Kolejowy)) i OSŹD (Organizacija Sotrudničestva Železnych Dorog (Organizacja Współpracy Kolei)). Zalecają one do obliczeń wytrzymałościowych przyjmować obciążenia statyczne wzdłużne i pionowe działające na pojazd [111]. Obciążenie wzdłużne jest tutaj rozumiane jako statyczne, zastępcze, pochodzące od obciążeń uderowych i równe 2000 kN [51] lub 2500 kN [111]. Dla obciążeń pionowych uwzględnia się dodatkowo współczynnik obciążeń dynamicznych.

Gotowe wagony, po wyprodukowaniu, powinny być poddane na stanowisku wytrzymałościowym działaniu sił ściskających i pionowych wg zadanego programu w celu określenia rzeczywistych naprężeń. Dodatkowo

powinno się określać naprężenia w konstrukcji wagonu przy zderzeniu z prędkością do 15 km/h, bez dokładnego określenia warunków zderzenia [51].

W związku z powyższym należy rozpatrzyć następujące problemy:

- jak zachowuje się układ zderzaki - wagon z ładunkiem, gdy prędkość zderzenia jest większa od dopuszczalnej,
- przy jakiej prędkości i w jakim punkcie na długości konstrukcji wagonu osiąga się siłę 2000 kN, a przyspieszenia działające na ładunek nie przekraczają 2,5 kg.

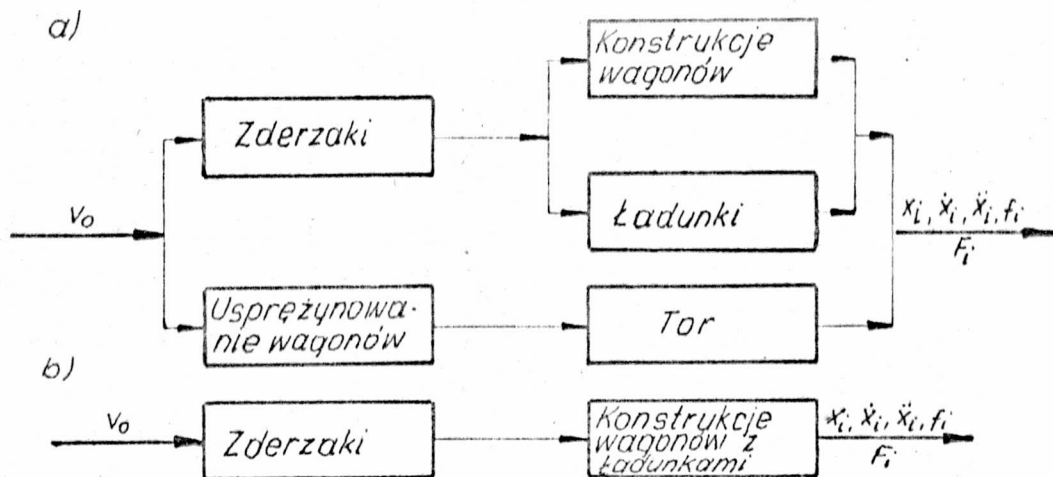
Dwa układy, zderzaki - wagony z ładunkami, stanowią złożony układ mechaniczny, który wymaga dwójakiego podejścia: "... z jednej strony - szczegółowego zbadania poszczególnych elementów układu, z drugiej zaś - ujęcia analitycznego wielkiego systemu" [61,132].

W układach tych zachodzi przetwarzanie energii i ruch wywołane działaniem masy będącej w ruchu.

Przetwarzanie energii wywołane jest przez:

- przejmowanie: ugięcie zderzaków, odkształcenie konstrukcji wagonu i ładunku, ugięcie usprężynowania wagonu, odkształcenie toru, ruch wagonów i.t.p.
- i rozproszenie: tarcie suche lub tarcie suche i dławiony, przepływ cieczy w zderzaku, tarcie wewnętrzne i konstrukcyjne w konstrukcji wagonu, tarcie wewnętrzne i zewnętrzne (o ściany wagonu) ładunku, tarcie suche w usprężynowaniu wagonu, opory ruchu wagonu, tarcie wewnętrzne i konstrukcyjne toru i podłoża

Elementy dwóch zderzających się układów przedstawiono na rys.1.



Rys.1. Synteza układu dwóch zderzających się wagonów;

a - największy stopień uszczegółowienia; elementy układu,
b - mniejszy stopień uszczegółowienia, układ przyjęty

Zasygnalizowane problemy wskazują na potrzebę przeprowadzenia szczegółowej analizy zjawisk fizycznych występujących podczas zderzenia dwóch układów jakimi są wagony z ładunkami zaopatrzone w zderzaki.

Doświadczalne określenie własności sprężysto-tłumiących elementów układu.

Zgodnie z rysunkiem 1 rozpatrywany w pracy układ składa się z następujących elementów: zderzaków, konstrukcji wagonu i ładunku.

Z d e r z a k i

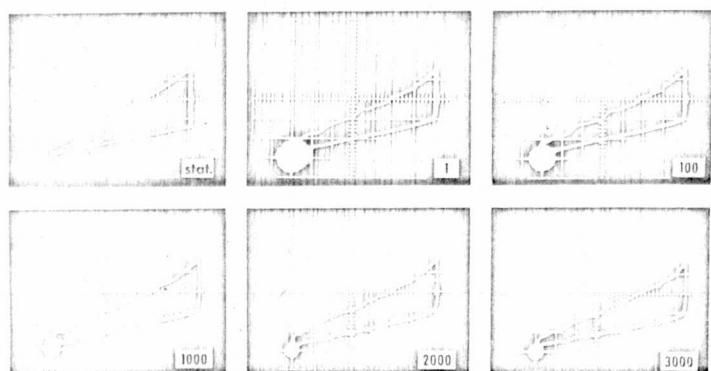
Badania doświadczalne zderzaków można przeprowadzić na maszynach wytrzymałościowych, na specjalnych stanowiskach kafarowych [65,106,109] lub na górkach rozrządowych [63,64,66,70,106,110,126,130,139,142,143].

Podczas badań zderzaków na maszynach wytrzymałościowych rejestruje się zależność siły od ugięcia lub także od prędkości (charakterystyka siłowa zderzaka; uwzględnienie prędkości ważne jest w przypadku zderzaków z elementami gumowymi, zderzaków sprężynowo-gazowo-hydraulicznych oraz z elastomerem).

Jeśli charakterystyka ta jest wykonana przy prędkości obciążenia zderzaka $v \leq 0,05$ m/s, to taką charakterystykę nazywamy statyczną; jeśli prędkość ta jest większa - otrzymuje się charakterystykę dynamiczną [43].

Podczas badań na górcie rozrządowej zderzenia dwóch wagonów rejestruje się siłę i ugięcie w funkcji czasu; stąd poprzez przekształcenie otrzymuje się siłową charakterystykę zderzaka [63,64,66,70,126]. Po sporządzeniu charakterystyki siłowej zderzaka można określić wszystkie istotne parametry zderzaka oraz ponadto: energię przejmowaną i pochłanianą (rozpraszaną) oraz procent pochłonięcia energii (iloraz energii pochłanianej i przejmowanej).

W analizowanych pracach [25,63-66,70,126] widać wyraźną różnicę pomiędzy statyczną a dynamiczną charakterystyką, szczególnie dla zderzaków z elementami gumowymi, sprężynowo-ciernymi, gazowo-hydraulicznymi oraz z elastomerem. Wyjątek stanowią zderzaki ze sprężyną pierścieniową, których charakterystyki statyczna i dynamiczna są prawie identyczne [163] (rys.2)



Rys.2.

Doświadczalne statyczne i dynamiczne charakterystyki zderzaka pierścieniowego (liczby przy charakterystykach dynamicznych oznaczają ilość obciążeń którym poddano zderzak) [163]

Dla zderzaków typu sprężynowo-ciernego znamionnym są tzw. zaklinowania w fazie obciążenia [25,106,109]. Praca [94] uwzględnia to w określeniu sztywności zderzaka w fazie obciążania (przebieg losowy) z rozprzestrzeniania się fali odkształcania w pociągu.

Badania analityczne zderzaków dotyczą sformułowania wymagań stawianych zderzakom w procesie projektowania, określenia ich parametrów istotnych oraz ich siłowej charakterystyki [11,13,14,25,43,53,106,109,126,130,142].

Z prac tych na szczególną uwagę zasługują: praca L.N.Nikol'skiego [106] dotycząca obliczania, projektowania i badania amortyzatorów sprężynowo-gumowo-ciernych sprzęgu samoczynnego (amortyzator łączy cechy sprężysto-tłumiące dwóch równolegle połączonych zderzaków) oraz praca zbiorowa S.G.Guinea i C.E.Tacka [126] o projektowaniu, badaniu i zastosowaniu sprężynowo-, gazowo-hydraulicznych amortyzatorów o dużym skoku, do 0,762 m.

K o n s t r u k c j a w a g o n u

Prace doświadczalne dotyczące określenia własności sprężysto-tłumiących konstrukcji wagonu dotyczą badania rzeczywistych konstrukcji wagonów i ich modeli (w skali).

Badania rzeczywistych konstrukcji, w zakresie naprężeń sprężystych, dotyczyły wagonów towarowych [107,139] i pasażerskich [154] oraz lokomotyw spalinowych [141] i wagonów elektrycznych zespołów trakcyjnych [62], natomiast w zakresie naprężeń plastycznych dotyczyły ogólnie wagonów [139] i wagonów tramwajowych [20]. W tym ostatnim zakresie interesowano się również badaniami samochodów osobowych, np.[133] oraz zniszczonymi konstrukcjami wagonów i lokomotyw w Dolnośląskiej Okręgowej Kolei Państwowej (DOKP)(obserwacje, zdjęcia).

Praca [107] dotyczy doświadczalnego wyznaczania naprężeń w przekrojach ramy wagonu podczas zderzenia dwóch wagonów towarowych oraz zderzenia wagonu z przegrodą. W niniejszej pracy pojęcie przegrody jest stosowane w dwojakim znaczeniu. Ogólnie, w zagadnieniach dotyczących zderzeń przez przegrodę rozumie się nieruchomą przeszkodę, z którą zderza się nadbiegająca masa i w tym sensie rozumie się zderzenie wagonu z przegrodą. Niekiedy wewnątrz nadwozia wagonu znajdują się przegrody (wewnętrzne przegrody w nadwoziu wagonu węglarki specjalnie przygotowanej do badań doświadczalnych) i termin przegroda bywa użyty w tym drugim znaczeniu, co wówczas jest wyraźnie zaznaczone.

Z badań wynika:

- rozkład naprężeń ściskających w ramie ma charakter zanikający, przy czym największe naprężenie występuje w miejscu zderzenia; w miejscu mocowania belki skrętowej do ramy występuje spiętrzenie naprężeń i zmiana ich znaku,
- zauważono duży wpływ sił bezwładności na naprężenia w elementach konstrukcji,
- jeśli prędkość zderzenia dwóch wagonów jest o 30 % większa niż prędkość zderzenia wagonu z przegrodą to naprężenia w przekrojach ramy - w jednym i drugim przypadku - są takie same.

Praca [154] dotyczy wyznaczenia przyspieszeń i obciążeń powstających podczas zderzenia dwóch wagonów: przedziałowego i nieprzedziałowego pasażerskiego, poprzez amortyzator CNII-N6. Przeprowadzono zderzenie tych wagonów z grupą wagonów.

Z badań wynika:

- maksymalne przyspieszenia występują na ramie wagonu; w kierunku dachu wagonu następuje znaczna obniżka ich wartości,
- faza obciążania konstrukcji wagonu przebiega szybciej niż faza odciążania,
- maksymalne obciążania występują podczas pierwszego obciążania konstrukcji, z tego 60 % obciążenia przejmuje belka grzbietowa, a resztę ściany boczne.

Do określenia i modyfikacji norm projektowania pojazdów szynowych oraz sformułowania założeń do modeli matematycznych odwzorowujących zderzenie pojazdów prowadzi się badania doświadczalne poza zakresem naprężeń sprężystych.

Z prac tych wynika:

- konstrukcja wagonu pracuje głównie na obciążenia wzdłużne [20, obserwacje w DOKP]; na konstrukcję pojazdów trakcyjnych działają

dodatkowo momenty zginające [62, obserwacje w DOKP].

Badania modelowe pojazdów w zmniejszeniu przeprowadza się na stanowisku, na którym model ramy wagonu o długości 1,0 m był zamocowany balistycznie [135] lub na którym model ramy o długości 7,0 m (w skali 1:3) oparty o przegrodę był uderzany młotem wahadłowym [134].

W pierwszym przypadku badano wpływ poprzecznie lub ukośnie umieszczonych pod różnym kątem na belce grzbietowej na wartość energii uderzenia przechodzącej przez takie połączenia. Z badań otrzymano, że zależnie od kąta pochylenia ukośnie wartość energii uderzenia przechodząca przez połączenie jest różna, np. tylko jedna poprzecznicą - 70 %, ukośnicą pod kątem 40° - 80 %.

W drugim przypadku analizowano wpływ rodzaju ramy wagonu (z belką grzbietową lub bez niej), wpływ kąta pochylenia ukośnie, wpływ sztywności ramy.

Z badań wynika:

- w przypadku ramy bez belki grzbietowej na ściany boczne jest przekazywana większa energia uderzenia (50%) niż w przypadku ramy z belką grzbietową (36%); rama z podłogą przejmuje około 85-90 % energii,
- przekazywana na podłużnice boczne ramy ilość energii uderzenia zależy od kąta pochylenia ukośnie,
- im rama wagonu jest sztywniejsza tym większą przejmuje energię uderzenia, powstają większe naprężenia i siły wywołane zderzeniem.

Zestawienie wartości sztywności wagonów uzyskanych ze statycznego ściskania przedstawiono w tabeli 1.

T a b e l a 1

Zestawienie wartości sztywności wagonu [138]

Parametr	Typ wagonu		
	Uadgs	Uas	Hbis
Materiał	Aluminium	Aluminium	Stal
Długość l, m	18,70	13,56	13,37
Siła ściskająca F, N	$1,96 \cdot 10^6$	$1,96 \cdot 10^6$	$1,98 \cdot 10^8$
Ugięcie f, m	0,0215	0,0115	0,0047
Sztywność $k = \frac{F}{f}, \frac{N}{m}$	$9,12 \cdot 10^7$	$1,71 \cdot 10^8$	$4,17 \cdot 10^8$

Ł a d u n e k

Wszystkie ładunki przewożone przez wagony towarowe można podzielić na: drobnicowe i masowe.

Ładunki drobnicowe, liczone w sztukach, są to: ładunki w kontenerach, paletach, kartonach, skrzyniach, wyroby hutnicze przewożone w pakietach lub luzem, dłużycza i.t.p.

Ładunki masowe, liczone w tonach lub jednostkach objętości są to:

- ładunki sypkie, które ze względu na kąt swobodnego zsypu dzielimy:
 - 1^o o małym kącie zsypu, np. zboże, miak węglowy itp., które podczas zderzenia ulegają znacznym przemieszczeniom,
 - 2^o o dużym kącie zsypu, np. węgiel, żwir, tłuczeń, ruda żelaza itp., które ulegają nieznacznym przemieszczeniom,
- ładunki ciekłe, np. ropa naftowa, ciekłe chemikalia itp.

Prace doświadczalne dotyczące określenia cech sprężysto-tłumiących ładunków ciekłych nie są znane. Z prac analitycznych, uwzględniających taki ładunek, na uwagę zasługuje praca G.I.Bogomaza i A.V.Ryżowa [7]. W pracy tej zamodelowano wagon w postaci sztywnej dyskretnej masy, a ciecz jako n równoległe, dołączonych niezależnie, sztywnych mas na nieważkich liniowych sprężynach. W przypadku rozruchu pociągu uzyskano zadowalającą zgodność wyników przy określaniu siły w wagonie uwzględniając tylko jedną postać drgań. Wyników nie weryfikowano doświadczalnie. W pracy nie podano jak przyjmowano masy i wartości sztywności cieczy.

Badania doświadczalne ładunków drobnicowych i ładunków sypkich głównie o dużym kącie zsypu dotyczą oszacowania wartości energii przejmowanej przez ładunek oraz określenia współczynnika tarcia między ładunkiem a konstrukcją wagonu, sztywności ładunku, zastępczej masy, tzn. masy ładunku biorącej udział w zderzeniu wagonów i parametrów charakteryzujących zabezpieczenie ładunku przed uszkodzeniem: dopuszczalne naciski lub siły.

W oszacowaniu udziału energii przejmowanej przez ładunek oraz przez dwa zderzaki, zakłada się iloraz energii przejmowanej przez ładunek do energii kinetycznej poruszającego się wagonu (drugi wagon stoi) jest stały i można go wyrazić, za [27] (współczynnik ruchomego ładunku)

$$a = \frac{df}{W_0} W_1 \quad (1)$$

gdzie:

$$W_k - \text{energia przejmowana przez ładunek}$$

$$W_0 = \frac{M_1 \cdot M_2}{2(M_1 + M_2)} v_0^2 - \text{energia kinetyczna poruszającego wagonu.}$$

Z badań radzieckich cytowanych w [27], wartości współczynnika ruchomego ładunku wynoszą:

$a = 0$ dla każdego ładunku drobnicowego połączonego z konstrukcją wagonu,

$a = 0,05 - 0,1$ dla ładunku sypkiego.

We wspomnianej pracy nie podano jak się go praktycznie określa.

Do określenia współczynnika tarcia między ładunkiem a konstrukcją wagonu korzysta się z pomiaru przyspieszenia ładunku względem podłogi wagonu podczas zderzenia dwóch wagonów (np. rys.10); stosunek zmierzonego przyspieszenia do przyspieszenia ziemskiego określa współczynnik tarcia, $\mu = \frac{\ddot{x}_k}{g}$ [145].

Praca [145] dotyczy określenia współczynnika tarcia ładunku drobnicowego względem konstrukcji wagonu w zależności od prędkości zderzenia, nacisku i czasu trwania styku ciał (od chwili zderzenia wagonów do chwili względnego ruchu). Wykazano, że wpływ dwóch ostatnich parametrów jest nieistotny, a współczynnik tarcia należy określać ze wzoru Kragel'skiego [57] ($\mu = ae^{-bv}$, a, b - stałe wyznaczone doświadczalnie, v - względna prędkość trących się materiałów).

Dla ładunków sypkich należy powyższy sposób określania współczynnika tarcia stosować dla warstwy środkowej ładunku lub dla dwóch zewnętrznych warstw (dolnej i górnej) a wyniki uśredniać [126], prace W.E.Bailliego, W.Van der Sluysa i innych oraz R.C.Roggeveena.

Przy określaniu sztywności wagonu, korzystając ze wzoru (5), należy za masę wagonu przyjmować zastępczą masę, tzn. do masy własnej wagonu dodać część masy ładunku faktycznie biorącej udział w zderzeniu.

Znane są metody doświadczalnego określenia tej masy.

Pierwsza, aproksymuje rzeczywisty przebieg siły w funkcji czasu sinusoidą, a wartości masy określa się z zależności [44]

$$M_2 = \frac{4 F_{\max}^* \cdot t}{\pi \cdot v_0} \quad (2)$$

gdzie:

- $F_{\max}^*$ - maksymalna siła spowodowana zderzeniem,
 t - długość zderzenia,
 v_0 - prędkość zderzenia.

Wielkość zastępczej masy zależy od typu wagonu, od wielkości i sposobu mocowania ładunku oraz warunków atmosferycznych.

Wyniki badań radzieckich dotyczących określenia zastępczej masy i sztywności konstrukcji (zależność (5)) wagonu załadowanego [44] przedstawiono w tabeli 2.

T a b e l a 2

Zestawienie wartości masy zastępczej
i sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem [44]

Typ wagonu	Masa, $\cdot 10^4$ kg			M_z 10 ⁴ kg	$\frac{M_z}{M_c} = \beta$	k 10 ⁸ $\frac{N}{m}$
	Ogółem	Ładunku	Własna			
Wagon węglarka 6-osiowa	12,5	9,2	3,3	8,5	0,32	1,73
	12,6	9,3	3,3	7,4	0,42	1,93
Wagon chłodnia 4-osiowa	8,3	5,4	2,9	4,2	0,49	1,12
	2,9	-	2,9	2,75	0,05	1,32

Z danych przedstawionych w tabeli 2 wynika, że krotność zastępczej masy (iloraz masy zredukowanej do masy całkowitej) wagonu załadowanego zawiera się między $\frac{1}{3}$ a $\frac{1}{2}$, a wagonu próżnego jest bliska jedności. W pracy nie podano rodzaju ładunku i z jaką prędkością zderzały się wagony.

Druga metoda określenia wartości zastępczej masy wagonu z ładunkiem drobnicowym (dłużycą) [24] uzależnia jej wartość od wartości przyspieszenia, przy którym występuje względny ruch ładunku lub części ładunku.

Wyniki badań radzieckich [24] dotyczących określenia zastępczej masy (zależność (2)) i sztywności konstrukcji wagonu (zależność (5)) załadowanego dłużycą w funkcji prędkości zderzenia przedstawiono w tabeli 3.

Zestawienie wartości masy zastępczej i sztywności konstrukcji wagonu w zależności od prędkości zderzenia [24]

Prędkość zderzenia $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	Siła spowodowana zderzeniem 10^4 N	Masa zastępcza 10^4 kg	Sztywność wagonu $10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	Opis zderzających wagonów
1	4,00	1,220	3,42	Wagony platformy: - masa całkowita: $1,220 \cdot 10^4 \text{ kg}$ - długość dłużycy: 6,5 m - średnia średnica: 0,25 m - współczynnik tarcia: • drewno o drewno: 0,65 • drewno o podpory: 0,60
2	8,15	1,220	3,45	
3	12,00	1,220	3,47	
4	15,00	1,035	3,52	
5	18,20	0,975	3,52	
6	21,30	0,935	3,48	

Z danych przedstawionych w tabeli 3 wynika, że do prędkości 3 km/h masa zastępcza jest równa całkowitej masie; sztywność wagonu praktycznie jest stała w całym badanym zakresie wartości prędkości.

W pracy [126] sztywność ładunku sypkiego dla środkowej warstwy określa się z zależności

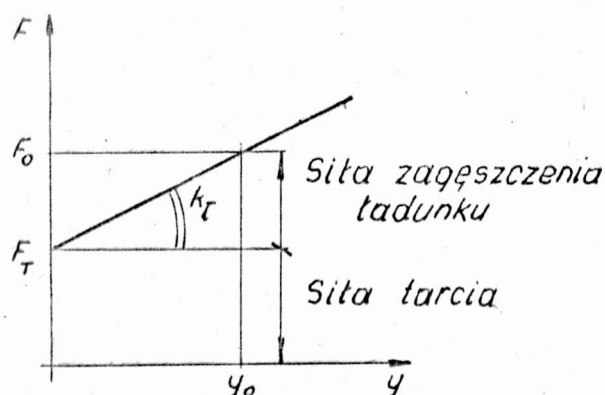
$$k_z = 4,42 \frac{M_{wk} \cdot M_z}{M} c \quad (3)$$

gdzie:

c - współczynnik zagęszczenia ładunku, definiowany

$$c = \begin{cases} 1 & \text{dla ładunków sztywnych (kostki)} \\ 0 & \text{dla ładunków podatnych (worki jutowe)} \end{cases}$$

Uproszczony przebieg charakterystyki siłowej ładunku sypkiego przedstawiono na rys.3.



Rys.3.

Uproszczony przebieg zależności siły w funkcji ucięcia dla ładunku sypkiego [126]

Wartości globalnego współczynnika tarcia (uwzględniającego tarcie wewnętrzne w ładunku i tarcie między ładunkiem a konstrukcją wagonu) i współczynnika zagęszczenia dla różnych ładunków przedstawiono w tabeli 4.

T a b e l a 4

Zestawienie wartości globalnego współczynnika tarcia i współczynnika zagęszczenia dla różnych ładunków [126]

Rodzaj ładunku Parametr	kostki	ruda żelaza	węgiel	żwir	worki soli	worki jutowe
Współczynnik tarcia	0,40	0,40	0,75	0,75	0,40	0,15
Współczynnik zagęszczenia	1,0	0,40	0,175	0,175	0,10	0,04

Zabezpieczenie ładunku przed uszkodzeniem polega na zmniejszeniu wartości sił między konstrukcją wagonu a ładunkiem, tzn. zapewnieniu dopuszczalnych nacisków lub sił.

Sposoby wyznaczenia dopuszczalnych nacisków można podzielić na: analityczne i doświadczalne.

W sposobie analitycznym zakłada się, że wszystkie cząstki ładunku na powierzchni styku z konstrukcją wagonu mają takie samo przyspieszenie [105]. Stąd wartość nacisków dopuszczalnych można zapisać:

$G_d = G_{st} \cdot k_d \leq G_{dop}$, gdzie G_{st} - nacisk statyczny działający na ładunek, k_d - współczynnik nadwyżek dynamicznych ładunku sypkiego.

Do określenia dopuszczalnych nacisków w ładunku (również w sposobie analitycznym) należy w badanym punkcie ładunku zamontować czujniki siły, np. w przypadku ładunku w kartonach, w kartonie montowano czujnik [126], praca W.E. Baillie.

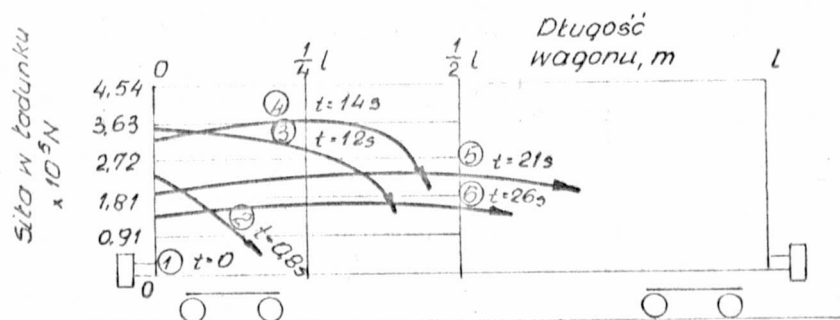
W pracach W.H. Petersona i F. Freudensteina [126] podano, że dopuszczalne naciski dla ładunku w kartonach wynoszą około $4,9 \cdot 10^4 \frac{N}{m^2}$, co odpowiada sile około $3,0 \cdot 10^5 N$. Dla szklanych butelek te wartości są dwa razy większe.

W.E. Baillie, w pracy [126], podał wyniki badań doświadczalnych zderzenia dwóch wagonów w wypadku gdy wagon załadowany żużlem uderzał w wagon stojący załadowany ładunkiem w kartonach.

Z badań tych wynika:

- w wagonie załadowanym ładunkiem w kartonach przebieg siły spowodowanej zderzeniem, mierzonej w ramieniu sprzęgu samoczynnego i w ła-

- dunku przy końcowej ścianie wagonu, jest różny,
 - rozkład przestrzenno-czasowy siły w ładunku ma charakter falowy (rys.4).



Rys.4. Przebieg rozprzestrzeniania się fali obciążenia w kartonach w ustalonych chwilach czasu na długości wagonu (wagon o masie $6,255 \cdot 10^4$ kg załadowany żuźlem uderza z prędkością $v_0 = 4,1$ m/s w rozpatrywany, stojący, wagon o masie $4,486 \cdot 10^4$ kg załadowany równomiernie ładunkiem w kartonach) [126]

K o n s t r u k c j a w a g o n u z ł a d u n k i e m

Badania doświadczalne konstrukcji wagonu z ładunkiem (ładunki sypkie o dużym kącie zasypu) dotyczą oszacowania wartości energii przejmowanej oraz określenia wartości sztywności i bezwymiarowego współczynnika tarcia histerezy.

- Do oszacowania wartości energii przejmowanej przez element układu - konstrukcja wagonu z ładunkiem - korzysta się z :
- bilansu energii zderzających się wagonów,
 - udziału energii przejmowanej przez konstrukcję i ładunek oraz przez dwa zderzaki.

Pierwszy sposób [41,59,100,101] opiera się na przybliżonej ocenie energii przejmowanej przez poszczególne elementy układu. Ocena taka jest możliwa na podstawie szczegółowych badań doświadczalnych.

Drugi sposób [25,48,106,110,142,151,152,153,156] zakłada, że iloraz energii przejmowanej przez amortyzator (2 zderzaki) do energii przejmowanej przez amortyzator i konstrukcję z ładunkiem jest stały i można go wyrazić

$$b = \frac{df}{dV_0} \frac{W_a}{W_c} = 1 - \frac{W_k}{W_c} \quad (4)$$

gdzie:

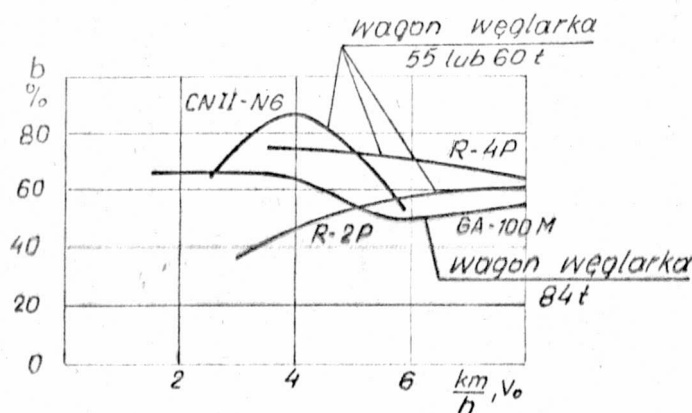
$$W_a = \int_0^{f_{\max}} F(x) dx \quad - \text{energia przejmowana przez amortyzator,}$$

$$W_k = \frac{F_{\max}^2}{2k} \quad - \text{energia przejmowana przez konstrukcję wagonu przy założeniu braku tarcia i w granicach prawa Hooke'a,}$$

$$W_c = \frac{W_0}{2} = \frac{M_1 M_2}{4(M_1 + M_2)} v_0^2 \quad - \text{energia przejmowana przez amortyzator i konstrukcję wagonu z ładunkiem} \\ (W_c = W_a + W_k).$$

Współczynnik ten - współczynnik ochrony konstrukcji wagonu - jest określany doświadczalnie dla różnych konstrukcji wagonu i dla różnych rodzajów amortyzatorów (zderzaków).

Wyniki badań radzieckich [63,64,66] tego współczynnika dla wagonów węglarek o różnej ładowności i różnych zderzalach przedstawiono na rys.5.



Rys.5.

Przebieg zależności współczynnika ochrony konstrukcji wagonu w funkcji prędkości zderzenia dla różnych amortyzatorów

Z badań tych wynika, że współczynnik ten dla amortyzatorów gumowych (R-2P, R-4P) i gazowo hydraulicznych (GA-100M) cechuje się względną stałością wraz ze wzrostem prędkości zderzenia, dla amortyzatorów sprężynowo-ciernych (CNII-N6) jest zmienny.

-ciernych (CNII-N6) jest zmienny.

Wartości współczynnika ochrony konstrukcji wagonu wynoszą:

- z badań niemieckich, ze [106]

$b = 0,75$ dla ładunków drobnicowych,

$b = 0,50$ dla ładunków sypkich,

- z badań japońskich [48]

$0,5 < b < 0,9$ (dla ładunku sypkiego i wagonu z amortyzatorem gumowym : $b = 0,8$),

- z badań radzieckich [152]:

$b = 0,6$ dla 4-osiowej węglarki z amortyzatorem sprężynowo-ciernym S-1TM,

$b = 0,8$ dla tego samego wagonu, ale z amortyzatorem o zwiększonym skoku.

Do określenia sztywności konstrukcji wagonu i konstrukcji wagonu z ładunkiem korzysta się z:

- siły spowodowanej zderzeniem dwóch wagonów,
- szybkości rozprzestrzeniania się fali obciążenia w pociągu.

Wyznaczenie sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem na podstawie siły spowodowanej zderzeniem wykonuje się podczas zderzenia dwóch jednakowych wagonów z takimi samymi ładunkami, w których zamiast zderzaków są zamontowane o dużej sztywności elementy stalowe, w czasie którego rejestruje się przebieg siły. Po podstawieniu maksymalnej wartości siły oraz prędkości zderzenia do wzoru (5a) lub okresu drgań własnych do wzoru (5b) określa się jej przybliżoną wartość [44, 106, 110, 142].

Sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem można określić z zależności

$$\left. \begin{aligned} k &= \left(\frac{F_{\max}^*}{v_0} \right)^2 \cdot \frac{2(M_1 + M_2)}{M_1 \cdot M_2} \\ \text{lub} \\ k &= \left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \right)^2 \cdot \frac{2 M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Ostatnia zależność została wyprowadzona przy założeniu, że siła spowodowana zderzeniem ma przebieg sinusoidalny; określona z zależności (5b) sztywność jest 2-4 razy większa niż z zależności (5a) [44].

Wyznaczona z zależności (5a) sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem po podstawieniu do wzoru na siłę spowodowaną zderzeniem (zależność (14)) daje niższe wartości sił niż wartości z badań doświadczalnych. Tę różnicę koryguje się mnożąc otrzymaną wartość sztywności przez współczynnik poprawkowy równy 1,1-1,3 [142]. Z pracy [110] wynika, że ten współczynnik może być większy, nawet równy 5.

W pracach [106, 142] nie podano żadnych informacji o charakterystyce siłowej elementów stalowych zastępujących zderzaki.

Zestawienie wartości sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem przedstawiono w tabeli 5.

Zestawienie wartości
sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem [126,142]

Lp.	Typ wagonu	Rodzaj ładunku	Masa wagonu 10^4 kg	Sztywność $10^6 \frac{N}{m}$
Badania radzieckie	Wagon chłodnia	Skrzynki z piaskiem	8,3	55
		Próżny	2,9	109
	Wagon kryty 4-osiowy	Piasek	8,4	81
	Wagon węglarka 4-osiowa	Piasek	8,4	85
		Zmarznięty piasek	6,0	160
	Wagon węglarka 6-osiowa	Tłuczeń	12,6	121
		Tłuczeń ze zmarzniętym piaskiem	12,6	219
	Wagon pasażerski o długości 23,6 m	Worki z piaskiem	6,0	40
Badania amerykańskie	Wagon samowyładowczy (Hopper) 6-osiowy	Żwir	9,75	174,0
	Wagon do przewozu rudy 6-osiowy	Ruda żelaza	11,25	174,0

Wyznaczenie sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem na podstawie szybkości rozprzestrzeniania się fali obciążenia pociągu opiera się na wykazaniu, że układ zderzaki- konstrukcja wagonu z ładunkiem w pociągu jest liniowy (przy niespełnieniu tego warunku czas przejścia fali zależy od wartości przyłożonej siły do pociągu) a następnie na pomiarze czasu rozprzestrzeniania się fali w pociągu [67]. Mając zmierzoną długość pociągu lub odcinka pomiarowego pociągu (l) i czas przejścia fali (t) można obliczyć prędkość fali ($a = \frac{l}{t}$) oraz sztywność pociągu lub odcinka pomiarowego ($k = a^2 \rho$) (masa na jednostkę długości jest znana, stała na długości). W pracy [67], podano trzy sposoby określania prędkości rozprzestrzeniania się fali w pociągu do i po zblokowaniu zderzaków, a stąd sztywności układu amortyzator - konstrukcja wagonu z ładunkiem oraz elementu konstrukcja wagonu z ładunkiem. Z pracy wynika, że stosunek sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem

do sztywności amortyzator-konstrukcja wagonu z ładunkiem wynosi

$\frac{k}{k^+} = 3 - 12$ zależnie od rodzaju amortyzatora i konstrukcji wagonu.

Z badań polskich przeprowadzonych w Centralnym Ośrodku Badań i Rozwoju Techniki Kolejnictwa (COB i RTK) cytowanych przez T. Tomaszczyka [151] wynika, że podczas zderzenia dwóch jednakowych wagonów węglarek o różnej masie ($8 \cdot 10^4$, $4 \cdot 10^4$ kg) wyposażonych w amortyzatory ze sprężynami pierścieniowymi o skoku 0,110 m o różnej sile końcowej ($1,430 \cdot 10^6$, $0,75 \cdot 10^6$ N) ten stosunek był równy $\frac{k}{k^+} = 3,4 - 5,8$.

Porównując wartości sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem otrzymane z obu metod [67, 142] można zauważyć, że niektóre wyniki otrzymane z metody pierwszej są do 4 razy większe niż drugiej; większość danych z pewnym przybliżeniem się pokrywa.

Wyznaczenie sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem z szybkości rozprzestrzeniania się fali w pociągu wydaje się być najdokładniejszym sposobem określania tego parametru, np. [93]. Tę metodę sugeruje się do określenia sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem do modelu matematycznego zderzenia dwóch wagonów (punkt 2).

Bezwymiarowy współczynnik tarcia histerezy (μ') charakteryzujący dyssypacyjne własności konstrukcji wagonu z ładunkiem można określić drogą kolejnych iteracji badań symulacyjnych i porównania wyników z badaniami doświadczalnymi [81].

Zestawienie wartości sztywności: konstrukcji wagonu z ładunkiem, amortyzator-konstrukcja wagonu z ładunkiem oraz amortyzatora, i wartości bezwymiarowego współczynnika tarcia histerezy z badań radzieckich [81] przedstawiono w tabeli 6.

T a b e l a 6

Zestawienie wartości sztywności: konstrukcji wagonu z ładunkiem (k), amortyzator - konstrukcja wagonu z ładunkiem (k^+) oraz amortyzatora (k_1) i wartości bezwymiarowego współczynnika tarcia histerezy (μ')

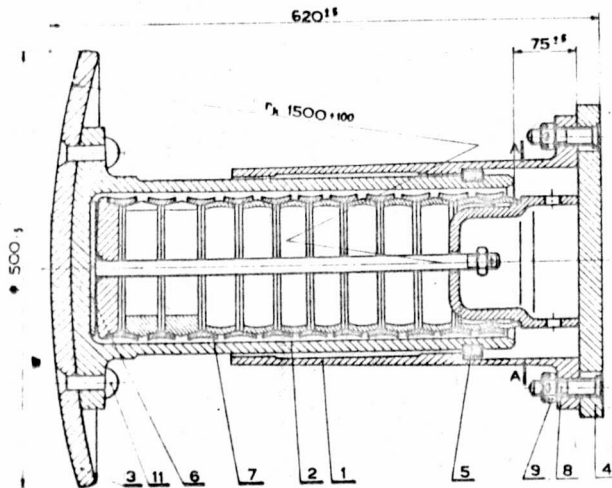
Typ amortyzatora	Typ wagonu	Rodzaj ładunku i stopień załadowania	Wartość sztywności			$\frac{k}{k^+}$	μ'
			k $10^6 \frac{N}{m}$	k^+ $10^6 \frac{N}{m}$	k_1 $10^6 \frac{N}{m}$		
Š-1T	węglarka 4-osiova	ruda, całkowicie załadowany	74	23	-	3,2	0,1
Š-2T	węglarka 6-osiova	ruda, całkowicie załadowany	85	27	64	3,2	0,1
CNII-N6	wagon pasażerski o długości 23,6 m	-	52	4,2	8,0	11,6	0,1

Parametry istotne elementów układu.

Z d e r z a k i

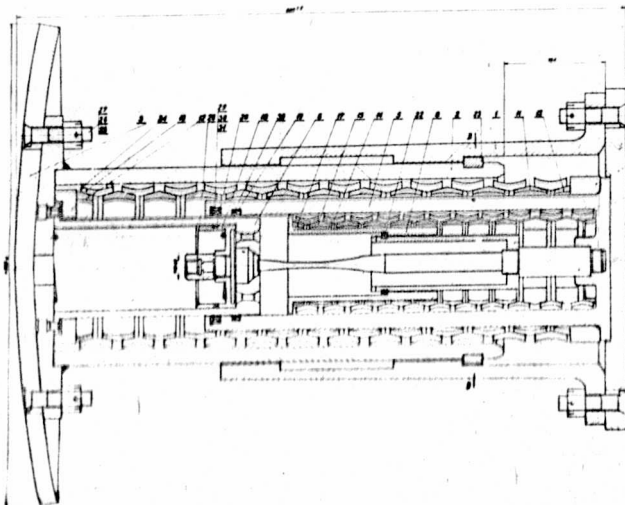
W niniejszej pracy rozważa się dwa rodzaje zderzaków:

- pierścieniowe (rys.6),
- pierścieniowo-hydrauliczne (rys.7).



Rys. 6.

Zderzak pierścieniowy
[150,159]



Rys. 7.

Zderzak pierścieniowo-hydrauliczny [13]

Ich własności dynamiczne można scharakteryzować przez zbiór parametrów istotnych

$$Z = \{k_{ij}, f_i, G_i, A_i, V_i, B_i\} \quad (6)$$

gdzie:

$$i = 1, 2; j = 1, 2, 3, 4,$$

$$G_i, A_i, V_i, B_i = 0 \quad \text{dla zderzaka pierścieniowego.}$$

K o n s t r u k c j a w a g o n u z ł a d u n k i e m

W pracy jest traktowana jako czarna skrzynka [158], a jej własności dynamiczne można scharakteryzować przez zbiór parametrów istotnych

$$K = \{ k_1, M_1 \vee M_{z1}, \mu' \} \quad (7)$$

O t o c z e n i e

Definiowane w pracy jako "... zbiór wszystkich elementów nie należących do układu, których właściwości oddziałują na układ lub też ulegają zmianie pod wpływem jego działania" [42], lub krócej, jako "...reszta rzeczywistości" [98]. Zalicza się tutaj: efekty lokalne na styku tarcz zderzakowych, oddziaływanie toru i opory ruchu wagonu, parcie wiatru, efekty falowe w konstrukcji wagonu i ładunku, hałas. Wzajemne oddziaływanie zderzających się wagonów i otoczenia zostało w pracy pominięte.

1.2. Przegląd i analiza aktualnego stanu zagadnienia Podsumowanie. Przegląd i analiza aktualnego stanu zagadnienia

Zderzeniem (uderzeniem) nazywamy proces nagłego zetknięcia dwóch ciał stałych znajdujących się w ruchu [1,3,28,29,31,32,45,83,124,128,148], lub proces dynamicznego działania na stałe ciało fali ciśnienia wytworzonej w cieczach lub gazach [39,127,136].

Jako naturalną jednostkę charakteryzującą czas trwania dynamicznych procesów w układach mechanicznych podlegających zderzeniom można przyjąć najmniejszy okres drgań własnych układu [45].

Jeśli czas zestyku zderzających się ciał jest znacznie mniejszy niż okres drgań własnych, to taki proces definiuje się jako impulsowy, a powstające obciążenia nazywamy obciążeniami impulsowymi lub chwilowymi (praktycznie $t < \frac{1}{4} T$ [32]). Gdy występuje zderzenie, a czas zestyku jest współmierny do okresu drgań własnych lub większy od niego, jest to proces uderzeniowy, a spowodowane obciążenia nazywamy obciążeniami uderzeniowymi.

Specyfiką obciążeń impulsowych lub obciążeń uderzeniowych jest ich duża intensywność przy krótkotrwałym działaniu.

Można je scharakteryzować za pomocą wyrażenia

$$I = \int_0^t F(\tau) d\tau \quad (8)$$

Proces zderzenia ma dwie fazy: fazę wzrostu obciążenia (obciążanie) o długotrwałości t_1 i fazę spadku obciążenia (odciążanie) o długotrwałości (czasie trwania) t_2 ($t_1 + t_2 = t$). Przebieg siły $F(\tau)$ jest w ogóle dystrybucją [73,97], ze względu na możliwą nieciągłość zjawiska. Jeśli $F(\tau)$ daje się określić jako funkcja, to wówczas pole pod jej wykresem przedstawia wartość impulsu uderzenia (rys. 33, krzywa F_1).

O g ó l n a a n a l i z a z d e r z e n i a

Z porównania czasu trwania zderzenia (t) i najmniejszego okresu drgań własnych układu (T) można wyróżnić trzy przypadki analizy układów uderzeniowych:

1. $t > T$ zderzenie kul,
2. $t \sim T$ zderzenie prętów,
3. $t < T$ zderzenie układów poprzez bardzo miękką więź sprężystą.

Jeśli okres jest bardzo długi (dla ciał, które się oddalają po zderzeniu można przyjąć $T \rightarrow \infty$), to czas trwania zderzenia można przyjąć jako pomijalnie mały. Nie identyfikuje się tego ze zderzeniem ciał idealnie sztywnych dla których $t = 0$, a po prostu pomija się zjawiska lokalne. W szczególności abstrahuje się od problematyki wytrzymałościowej dotyczącej obszaru zestyku.

Jeśli przyjąć $t = 0$, nie można określić wartości sił w obszarze zestyku, zachodzi nagle, nieciągła zmiana prędkości i energii całego układu, a proces zderzenia jest charakteryzowany obciążeniem impulsowym. Do scharakteryzowania stopnia sprężystości zderzenia (globalnie), uwzględnienia w sposób niejawni odkształcenia zderzających układów, możliwości wystąpienia propagacji fal obciążenia lub nieśrodkowości zderzenia wprowadza się współczynnik restytucji zdefiniowany jako iloraz impulsu uderzenia w fazie odciążania do impulsu uderzenia w fazie obciążania (ujęcie dynamiczne; hipoteza Poissona za [83]) lub jako iloraz różnic prędkości po i przed zderzeniem (ujęcie kinematyczne; hipoteza Newtona, za [83]), (9). Współczynnik restytucji nie stanowi stałej materiałowej zderzających układów.

$$R = \frac{df \ I_2}{I_1}$$

lub

$$R = - \frac{v'_1 - v'_2}{v_{10} - v_{20}} \quad (9)$$

$$(0 \leq R \leq 1)$$

W sposobie tym wyznacza się prędkości po zderzeniu oraz impuls uderzenia.

Korzystając z tego sposobu odwzorowania zderzenia, w niektórych przypadkach, uzyskuje się dużą zgodność wyników pomiarów z wynikami obliczeń [137], w wielu jednak przypadkach brak jest tej zgodności [1,32].

Koniecznością staje się uwzględnienie odkształcalności układów zderzających.

Należy tu odróżnić:

- odkształcenia lokalne,
- i odkształcenia globalne.

Odkształcenia lokalne występują na stosunkowo małym obszarze, bezpośrednio przylegającym do punktu uderzenia i wywołują znaczne naprężenia miejscowe zależne od ukształtowania powierzchni styku w miejscu uderzenia i od lokalnej podatności układów. Obszar ten staje się źródłem propagacji fal odkształcenia i naprężenia. Fale te wywołują w rozpatrywanym układzie szybkozmienny w czasie przestrzenny stan odkształcenia i naprężenia (odkształcenia, naprężenia globalne), przy czym w każdym z trzech kierunków założonego ortogonalnego układu współrzędnych x, y, z powstają dwa rodzaje fal: podłużne i poprzeczne. Zanikanie ich amplitud spowodowane jest, w głównej mierze, przez wzajemne oddziaływanie fal podłużnych i poprzecznych oraz własności dyssypacyjne układu [127]. Prócz tego występują jeszcze fale powierzchniowe Rayleigha; nie mające znaczenia w układach rozpatrywanych w pracy [137, 148]. Prędkość propagacji fal jest różna dla wymienionych rodzajów fal i zależna od własności sprężysto-tłumiących układu.

Ścisłość przeprowadzanej analizy teoretycznej zjawiska zderzenia układów i towarzyszących mu efektów dynamicznych zależy od jej celu. W rozwiązaniach mających na celu określenie, tzw. maksymalnej reakcji układu spowodowanej zderzeniem do najważniejszych założeń upraszczających należą:

- zastępowanie układów ciągłych układami dyskretnymi o skończonej ilości stopni swobody (jedno lub rzadko wielomasowymi),
- pomijanie efektów propagacji odkształceń.

Podstawy takiej analizy, w odniesieniu do przypadków najprostszych, można znaleźć, np. w [1,3,29,31,32,45,123,124,128].

Na podstawie tych prac można zauważyć:

- układ w strefie uderzenia traktuje się jako odkształcalny, a dalej jako układ nieodkształcalny,
- układ w strefie uderzenia i jego pozostałe części traktuje się jako odkształcalne.

W pierwszym przypadku układ zastępujemy układem dyskretnym o jednym stopniu swobody z uwzględnieniem sił bezwładności.

Szczególnym przypadkiem tego podejścia jest teoria Hertza. W teorii Hertza zakłada się, że rozkład (lecz nie wartość) odkształceń lokalnych podczas uderzenia jest analogiczny jak przy statycznym nacisku ciał (dla $t \gg T$ [32,148], przy czym praktycznie, ze względu na dokładność obliczeń $t \geq 10 T$ [124]). W strefie odkształceń lokalnych ciała pomija się bezwładność.

W drugim - cały układ jest traktowany jako odkształcalny (praktycznie dla $t > (3-5)T$ [1]). Uwzględnia się efekty lokalne i globalne lub tylko globalne towarzyszące zjawisku uderzenia.

Dzięki wprowadzeniu odkształcalności układów można określić wszystkie parametry istotne zderzenia: przemieszczenie, odkształcenia, siły, naprężenia i długość zderzenia.

Ostatni sposób zamodelowania układu zderzającego zostanie wykorzystany w pracy (punkt 2.3.1).

Teoretyczna analiza propagacji odkształceń w postaci fal oparta bywa na następujących najważniejszych założeniach upraszczających:

- pomijanie efektów odkształceń lokalnych,
- rozpatrywanie przejścia przez układ tylko pierwszego impulsu, z pominięciem jego odbić od granic i efektu interferencji,
- przyjmowanie własności sprężysto-tłumiących układu lub jego elementów w postaci wyidealizowanych modeli.

W elementach układu wydłużonych (pręty) uderzanych punktowo zasięg odkształceń lokalnych jest zazwyczaj mały i pominięcie ich wpływu na proces propagacji odkształceń znajduje potwierdzenie doświadczalne. W elementach zwartych może to prowadzić do dużych błędów.

Ekstremalne wartości w uderzanym układzie powstają w wyniku odbić i interferencji fal zaburzeń, zwykle po kilkukrotnym przebiegu tych fal wzdłuż badanego układu [28,29,38,39,45,127,128,136,148,149].

Modele własności sprężysto-tłumiących elementów układu lub układu nie stanowią często dostatecznego przybliżenia ich rzeczywistych własności.

Mimo wielu wspomnianych uproszczeń teoretyczna analiza propagacji fal jest skomplikowana pod względem matematycznym. W obecnym ujęciu wymaga rozwiązywania złożonych równań różniczkowych, cząstkowych i w wielu przypadkach istnieje możliwość uzyskania tylko rozwiązań przybliżonych [39,127,136,160].

Na uwagę zasługują klasyczne już prace dotyczące jednowymiarowego, wzdlużnego, zderzenia dwóch prętów z uwzględnieniem efektów globalnych: praca de Saint Venant'a (z 1889 r.) opisana w [29,148], pręty o powierzchniach czołowych płaskich (dla $t \sim T$ [148]) oraz z uwzględnieniem efektów lokalnych i globalnych: praca Searsa (z 1908 r.) opisana w [1,29], pręty o powierzchniach czołowych półkulistych oraz praca [5], ze zlinearyzowaną sztywnością w strefie uderzenia.

Prace te, ze względu na sposób sformułowania problemu, jak i sposób rozwiązania, mają raczej znaczenie poznawcze. Obecnie większość zadań praktycznych rozpatrywana jest na modelach dyskretnych z pominięciem efektów propagacji odkształceń.

M o d e l o w a n i e z d e r z e n i a

Z analizy prac [13,23,31,50,84-86,112,114] można wyróżnić następujące kierunki badań układów podlegających zderzeniu:

- określenie dynamicznej reakcji układu,
- określenie wielkości charakteryzujących zderzenie układu: wartości i kształtu impulsu, współczynnika restytucji, szybkości, długości zderzenia i inne,
- oraz określenie odkształcenia i naprężenia w zderzających się układach.

Powyższe realizuje się wykorzystując w modelowaniu dwa podejścia: kinematyczne i dynamiczne.

W modelowaniu efektów kinematycznych zderzenia [84,85] zaniedbuje się odkształcalność układu i konsekwentnie czas trwania zderzenia, a prędkości po zderzeniu określa się z zasad mechaniki punktu materialnego (dla $t = 0$) (dla kierunku badań wymienionego jako pierwszy).

Efekty dynamiczne [13,23,84-86,114,124] modeluje się uwzględniając odkształcalność układów i długość zderzenia (dla wszystkich kierunków badań).

Modele własności sprężysto-tłumiących (modele reologiczne) układów lub elementów układu przyjmowane są różne: liniowe i nieliniowe, sprężyste (np. z teorii Hertza), sprężysto-lepkie, sprężysto-plastyczne lub sprężysto-lepko-plastyczne [18,46,85,127]. Uwzględnia się

efekty lokalne lub globalne korzystając z modeli dyskretnych lub ciągłych.

W tych ostanich stosuje się następujące sposoby zamodelowania:

- zastępowanie cząstkowych równań różniczkowych skończonymi różnicami [17,147],
- lub dyskretyzacja ośrodka ciągłego układem o skończonej ilości stopni swobody [6,12,37,50,60,81,86,112,117,123,125,127,129,132,149,161].

W pierwszym sposobie model matematyczny układu otrzymuje się drogą formalnych matematycznych przekształceń, natomiast w drugim - wykorzystując równania mechaniki. Teoretycznie oba sposoby powinny być równoważne; w praktyce częściej korzysta się ze sposobu drugiego, ponieważ przy wyprowadzaniu równań ruchu i ich rozwiązywaniu nie traci się ich fizycznego sensu.

Przy zastępowaniu układu ciągłego układem dyskretnym 1- lub wielomasowym stosuje się następujące metody określania dyskretnych mas (dyskretyzacja matematyczna):

- częstotliwościową [112],
- energii kinetycznej [32,37,45,104,112,125,127,129,161],
- ugięć statycznych [81,104,112,127],
- Galerkina [31,127,132],
- pędu [32,45],
- i inne [112].

W taki sposób jednowymiarowy układ (pręt) zastępowany jest równoważnym układem szeregowo połączonych mas aproksymacyjnych. Liczba tych mas decyduje o dokładności modelowania.

Powyższe metody modelowania, głównie sposób drugi, dotyczyły zderzenia układu z przegrodą [84,85,86,103,114].

Sposób zamodelowania jednowymiarowego układu poprzez dyskretyzację ośrodka ciągłego układem wielomasowym, tj. korzystając z równań ruchu, zostanie wykorzystany w pracy (punkt 2.3.2).

S z c z e g ó ł o w a a n a l i z a z d e r z e n i a . Z d e r z e n i e d w ó c h w a g o n ó w .

Przy odwzorowaniu i analizie procesów zachodzących podczas zderzenia wagonów korzysta się z:

- zasady zachowania energii i zasady pędu [1,32,58,101,106,122,126,142,152,153,157]
- lub z równań ruchu układu [31,49,50,77,86,104,112,124].

Uzyskane wyniki z obu sposobów analizy, są takie same.

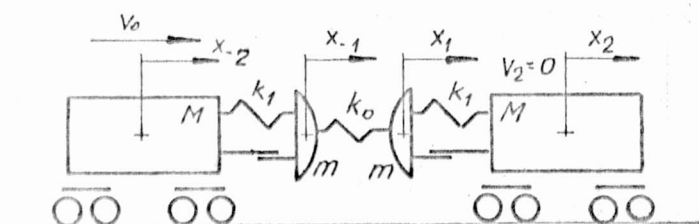
Zjawiska zachodzące przy zderzeniu można opisać za pomocą modelu matematycznego, w którym różnie można przyjmować:

- schemat zderzenia układu,
- elementy układu (zależnie od celu badań)
- i różnie modelować elementy układu (Tabela 7).

Przy tym przyjmowane są następujące założenia upraszczające:

- 1^o masy elementów układu traktowane są jako skupione, a ich więź sprężysto-tłumiąca jako bezmasowa (z układu wydziela się skupione masy i bezmasowe więzi; dyskretyzacja fizyczna),
- 2^o zderzenie jest proste centralne, na torze prostym poziomym; pomija się opory ruchu,
- 3^o efekty lokalne są pomijane, wyznacza się najczęściej maksymalną reakcję układu.

Do nielicznych prac dotyczących uwzględnienia, oprócz efektów globalnych, efektów lokalnych należy [80]. Praca ta, wzorowana na [128], rozpatruje odwzorowanie zderzenia dwóch jednakowych mas poprzez zderzak modelowany jako sprężyna ($F_i = k_1 \cdot f_i$) lub sprężyna i tarcie suche proporcjonalne do przesunięcia ($F_i = k_1 [1 + p \operatorname{sign}(f_i, \dot{f}_i)] f_i$) oraz poprzez dodatkową masę zderzaków i ich miejscową sztywność ($F_o = k_o f_o$) (rys.8).



Rys.8.

Schemat zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem efektów lokalnych tarcz zderzakowych [80]

Z pracy wynika, że w fazie obciążenia zderzaka na przebiegu siły spowodowanej zderzeniem pojawiają się dodatkowe drgania o częstości kołowej $\omega = \sqrt{\frac{2k_o}{m}}$ (przy $k_o \gg k_1$). W fazie odciążenia drgania te już nie występują.

Pozostałe prace dotyczą wyznaczenia maksymalnej reakcji układu spowodowanej zderzeniem.

T a b e l a 7

Przyjmowane w literaturze schematy zderzenia układów, elementy układów i sposób ich zamodelowania

Lp.	Mo- delowa- nie elemen- tów układów *)	Elementy układu	Zderzaki (Z)	Zderzaki, konstruk- cja wagonu i ładunek (Z + K + Ł)	Zderzaki i konstruk- cja wagonu (Z + K) lub zderzaki i konstrukcja wagonu z ładunkiem (Z + KŁ)	Uwagi
1	Układ dyskretny 1-masowy	asymetryczny [26,27,71,122] połówkowy [56,95] symetryczny [13,14] zastępczy [32,78,79,90]	asymetryczny [24,44, 126,138,145,146] zastępczy [24,126]	asymetryczny [24,44, 126,138,145,146] zastępczy [24,126]	zastępczy [151] symetryczny [23]	
2	Układ dyskretny wielomasowy				połówkowy [88,89] symetryczny	
3	Układ ciągły	symetryczny [155]	połówkowy [91,92]	połówkowy [91,92]	połówkowy [8]	

*) dotyczy konstrukcji wagonu, konstrukcji wagonu i ładunku oraz konstrukcji wagonu z ładunkiem.

 modele, które opracował autor pracy,
 model wg [13,14]

Odwzorowanie zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem zderzaków
(Modele Z31, Z33, tabela 7)

Odwzorowanie zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem tylko siłowej charakterystyki zderzaków jest najczęstszym ujęciem zagadnienia.

Korzystając z równoważności energii (energia kinetyczna układów i sumaryczna praca obu zderzaków) przed i po zderzeniu oraz z zasady pędu dla obu układów otrzymuje się układ równań, który po całkowaniu pozwala określić zależności czasowe siły i skoku zderzaka, przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia układów. Można również określić czas trwania zderzenia [32,58,122,157].

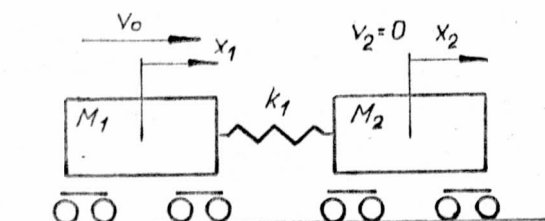
Korzystając z równań ruchu układów korzysta się z różnych schematów zderzenia: asymetryczny [26,27,71,122] połówkowy [56,95], symetryczny [13,14] i zastępczy jednomasowy [78,79,90].

Prace [26,27,71,122] korzystając z asymetrycznego schematu zderzenia (rys.9), tzn. pomiędzy zderzające układy wprowadza się sumaryczny zderzak (4 zderzaki), analizują równania ruchu układów, które po rozwiązaniu pozwalają określić przebieg siły spowodowanej zderzeniem

$$F = v_0 \sqrt{k_1 \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}} \sin \omega t$$

oraz jej maksymalną wartość

$$F_{\max} = v_0 \sqrt{k_1 \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}} \quad (10)$$



Rys.9.

Schemat asymetryczny zderzenia dwóch wagonów poprzez zastępczy zderzak

W pracy [122] analizuje się dodatkowo wpływ kształtu charakterystyki siłowej zderzaka (miękką, $\frac{d^2 F}{df^2} < 0$; sztywną, gdy $\frac{d^2 F}{df^2} > 0$) na wartość siły w układzie. Charakterystyka „miękką”, degeneracyjną w

porównaniu z charakterystyką „sztywną”, progresywną zderzaka zapewnia:

- przy tej samej energii przejmowanej przez zderzak mniejsze jego ugięcie przy równych maksymalnych wartościach siły lub mniejszą maksymalną wartość siły przy równych ugięciach [32,122],
- w fazie obciążania zderzaka nie są spełnione warunki powstawania fal silnej nieciągłości którym towarzyszą bardzo duże siły w układzie [121,122,127,136,160].

Z powyższych względów zderzak powinien mieć w fazie obciążania charakterystykę degresywną „miękką”, a w fazie odciążania progresywną - „sztywną” [11,32,122].

Z nielicznych prac dotyczących modelowania zderzenia dwóch wagonów o różnej masie poprzez sumaryczny zderzak ze sprężyną pierścieniową wyróżnia się praca H.Sliwy [146].

Sposób taki zamodelowania zderzenia wagonów nie pozwala uwzględnić różnych siłowych charakterystyk zderzaków i różnych rodzajów zderzeków.

Do grupy tej można włączyć prace traktujące o zderzeniu dwóch wagonów, z tzw. belką pływającą. Belką pływającą nazywamy dodatkową belkę umieszczoną współśrodkowo w belce grzbietowej ramy wagonu; wówczas oprócz amortyzatora o normalnym skoku na końcach belki posiada ona dodatkowy amortyzator o dużym skoku (nawet do 0,8 m) między ramą a belką pływającą [52,54,126,130,152]. Dzięki zastosowaniu tego ostatniego w wagonach chłodniach, w wagonach krytych i w wagonach platformach można przewozić kolejną ładunki szczególnie podatne na uszkodzenia podczas transportu i ponadto zwiększyć dopuszczalną prędkość zderzenia do 20,0 km/h przy przyspieszeniach działających na ładunek mniejszych niż 1,8 g i siłach zmniejszonych aż o 80 % [52].

Zasada częściowej, szczątkowej, belki pływającej może być wykorzystana dla zabezpieczenia podczas zderzeń pojazdów trakcyjnych, np. [40].

Prace [56,95], korzystając z połówkowego schematu, tzn. zderzenie wagonu z przegrodą z połową prędkości zderzenia (dwóch wagonów) analizują nieśrodkowe zderzenie wagonów. Z prac tych wynika, że wartość siły spowodowanej nieśrodkowym zderzeniem jest o 3 % [56] lub 8 % [95] mniejsza niż przy prostym, środkowym, zderzeniu dla wagonów węglarek.

W pracach [13,14] wykonanych z udziałem autora, korzystając z symetrycznego schematu zderzenia dwóch wagonów (rys.25) przedstawiono

model symulacyjny na maszynę analogową realizujący model matematyczny zderzenia wagonów, umożliwiający dobór parametrów zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego w procesie projektowym. Ten schemat zderzenia wagonów umożliwia uwzględnienie różnych siłowych charakterystyk zderzaków i różnych ich rodzajów (zderzaki pierścieniowe, pierścieniowo-hydrauliczne i im podobne).

W pracy [155], wzorując się na [148,164] traktuje się zderzenie dwóch jednakowych wagonów jako zderzenie prętów o długości równej długości wagonu i sztywności równej wartości sztywności więzi w fazie obciążenia (2 zderzaki). Określono maksymalną reakcję w układzie (wzór(10) przy za założeniu $M_1 = M_2 = M$).

W pracach [78, 79,90,151] korzysta się ze schematu zastępczego, tzn. układ dwóch zderzających mas sprowadza się do drgań jednej zastępczej masy na sumarycznym zderzaku, np. [32](rys.14).

Schemat taki, w [78,79], posłużył do badania analitycznego wpływu parametrów sprężysto-tłumiących zderzaka i w [90], w procesie projektowania amortyzatorów gazowo-hydraulicznych.

Taki sposób zamodelowania nie pozwala uwzględnić różnych charakterystyk siłowych zderzaków i różnych ich rodzajów.

Modele matematyczne omówione wyżej (modele Z31, Z33, tabela 7) są ważne do zblokowania zastępczego zderzaka lub jednego ze zderzaków.

Odwzorowanie zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem zderzaków, konstrukcji wagonów i ładunku (Modele Z41, Z43, tabela 7)

Z analizy zderzenia dwóch wagonów załadowanych ładunkiem sypkim wyposażonych w amortyzatory o dużym skoku (około 0,762 m) (rys.10), korzystając z zasady zachowania energii mechanicznej i zasady pędu [126] praca F.Freudensteina, można określić siłę w sprzęgu samoczynnym

$$F_c = \frac{m_{2c} + m_{2L}}{2m_{2L}} F_L + \mu g(m_{2c} + m_{2L}), \quad (11a)$$

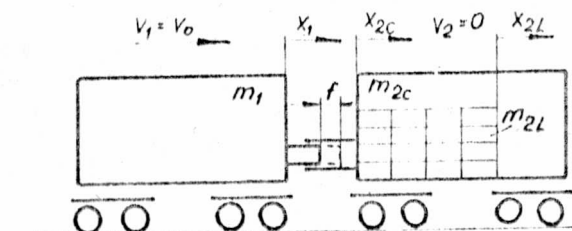
siłę w ładunku

$$F_L = \frac{m_1 m_{2c} v_0^2}{m_T} \frac{1}{f} - 2 \mu g m_{2L} \quad (11b)$$

$$(m_T = m_1 + m_{2c} + m_{2L})$$

i czas zblokowania amortyzatora

$$T = \frac{2f}{v_0} \quad (11c)$$



Rys.10.

Schemat zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem przepływania (zagęszczania) ładunku

Z przeprowadzonych rozważań [126] wynika, że zależność siły w ładunku przy końcowej ścianie wagonu w funkcji siły w sprzęgu jest liniowa odcinkami; wynosi zero, gdy siła tarcia między ładunkiem a konstrukcją wagonu nie zostanie przekroczona, a następnie wzrasta liniowo. Tak przeprowadzona analiza nie pozwoliła określić czasu trwania ubicia ładunku i wielkości ubicia.

Korzystając z równań ruchu można odwzorować zderzenie dwóch wagonów z ładunkiem z uwzględnieniem schematu asymetrycznego [24, 44, 126, 138, 145, 146] i zastępczego [24, 126] (elementy układu modelowane układem dyskretnym 1-masowym) oraz schematu połówkowego [91, 92] (elementy układu modelowane układem ciągłym).

W pracy F. Freudensteina [126], korzystając ze schematu asymetrycznego (rys. 10), zakłada się, że ładunek jest modelowany układem dyskretnym 1-masowym, w którym sztywność i bezwładność masy ładunku definiuje się: $k'_L = \delta k_L$, $B_{2L} = m_{2L}[\lambda \ddot{x}_{2c} + (1 - \lambda)\ddot{x}_{2L}]$; dla masy ładunku skupionej na wolnym końcu wagonu: $\delta = 1$, $\lambda = 0$, dla ładunku, którego masa i sztywność są rozłożone równomiernie:

$$\delta = \frac{\pi}{2}, \quad \lambda = 1 - \frac{1}{\delta}, \quad \text{np. [112] równania ruchu:}$$

1^o Dla przedziału $T \geq t_0$, $\dot{x}_{2c} \neq \dot{x}_{2L}$
dla wagonu uderzającego

$$m_1 \ddot{x}_1 = -F_c \quad (12a)$$

dla wagonu uderzanego

$$m_{2c} \ddot{x}_{2c} = -k'_L(x_{2c} - x_{2L}) + F_c - \mu g m_{2L} \quad (12b)$$

dla ładunku

$$m_{2L}[\lambda \ddot{x}_{2c} + (1 - \lambda)\ddot{x}_{2L}] = k'(x_{2c} - x_{2L}) + \mu g m_{2L} \quad (12c)$$

2^o Dla przedziału $T \geq t_0$, $\dot{x}_{2c} = \dot{x}_{2L}$

Równanie (12a) pozostaje takie samo, równanie (12c) redukuje się do zera, a równanie (12b) ma postać

$$m_2 \ddot{x}_{2c} = F_c - \mu g m_{2L} \quad (12b)$$

gdzie:

$$m_2 = m_{2c} + m_{2L}$$

t_0 - czas między początkiem a maksymalnym zagęszczeniem ładunku.

Po przekształceniach równań (12b) i (12c) jest

$$\ddot{y} + \omega^2 y = P \quad (12d)$$

gdzie:

$$y = x_{2c} - x_{2L} - \text{ubicie ładunku,}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k'_L(m_{2c} + m_{2L})}{(1 - \lambda)m_{2c}m_{2L}}} - \text{częstość kołowa drgań swobodnych} \\ \text{ładunku,}$$

$$P = \frac{F_c - \mu g(m_{2c} + m_{2L})}{(1 - \lambda)m_{2c}} - \text{siła wymuszająca.}$$

Po rozwiązaniu równania (12d), uścisk ładunku ma postać

$$y = \frac{P}{\omega^2} (1 - \cos \omega t) \quad (12e)$$

Stąd siła w ładunku przy końcowej ścianie

$$F_L = \frac{m_{2L} m_{2c} P(1 - \lambda)(1 - \cos \omega t)}{m_{2L} + m_{2c}} \quad (12f)$$

Siła w sprzęgu samoczynnym ma postać jak (11a).

Dla maksymalnego uścisku

$$t_0 = \frac{\pi}{\omega}, \quad y_0 = \frac{2P}{\omega^2}$$

Gdy ładunek zmienia kierunek ruchu, to równanie (12d) należy uzupełnić, wówczas

$$\ddot{y} + \omega^2 y = P + \frac{2\mu g}{1 - \lambda} \left(1 - \frac{m_{2L}}{m_{2c}}\right), \quad (12g)$$

(ruch względny występuje gdy: $\ddot{y} \neq 0$ i $\mu \leq \frac{F_L}{4g m_{2L}}$).

Skok amortyzatora

$$f = \frac{1}{2} v_0 T - \frac{F_L}{m_{2c} \omega^2} \quad (12h)$$

Z ostatniej zależności widać, że pierwszy człon wzoru pokrywa się z zależnością (11c), drugi - charakteryzuje sprężysto-tłumiące własności ładunku i jego pracę podczas zderzenia.

Z przeprowadzonej analizy wynika:

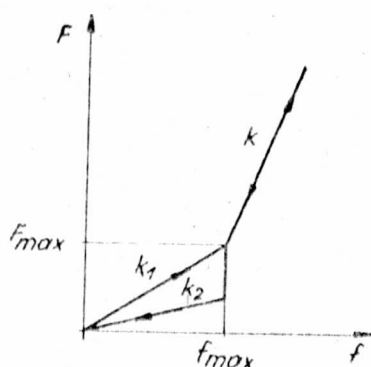
- wyniki analizy przybliżone i dokładnej są zbieżne z dokładnością do 25 % (z uwzględnieniem własności sprężysto-tłumiących ładunku),

- amortyzatory o dużym skoku mogą zabezpieczyć przewożony ładunek przed skutkami zderzeń wagonów.

Tak przeprowadzona analiza nie pozwala określić odkształceń wewnątrz ładunku, a uwzględnienie wpływu siły w sprzęgu samoczynnym jest przybliżone; aproksymacja badań doświadczalnych.

W pracy R.C.Roggeveena [126], korzystając z wyników badań doświadczalnych W.E.Baillie i analizy teoretycznej F.Freudensteina [126], przedstawiono sposób zamodelowania na maszynie analogowej zderzenia dwóch wagonów opierając się o asymetryczny schemat zderzenia (rys.10), przy czym wagon nabygający był układem o dwóch stopniach swobody.

Własności sprężysto-tłumiące amortyzatora i konstrukcji wagonu przyjęto jako sumaryczne obu wagonów (rys.11).



Rys. 11.

Przebieg sumarycznej siłowej charakterystyki amortyzatorów i konstrukcji wagonów

W pracy porównano wyniki z badań symulacyjnych z wynikami badań doświadczalnych uzyskując dobrą ich zgodność.

Taki sposób odwzorowania zderzenia dwóch wagonów nie pozwala uwzględnić różnych charakterystyk siłowych zderzaka i ich rodzaju oraz różnych sztywności konstrukcji wagonu.

W pracy A.Schuberta i innych [146] przedstawiono model matematyczny zderzenia dwóch wagonów z ładunkiem drobnicowym z uwzględnieniem oporów ruchu wagonu. Przedstawiono możliwość zastępowania układu z przesuwającym drobnicowym ładunkiem układem bez przesuwającego ładunku poprzez wprowadzenie funkcji jednostkowej: 0,1 (0: $\dot{x}_{2L} = \dot{x}_{2c}$, brak względnego ruchu; 1: $\dot{x}_{2L} \neq \dot{x}_{2c}$, występuje względny ruch ładunku) Sztywności konstrukcji wagonu nie uwzględniono.

Bardzo obszerna praca W.Raebera [138] dotyczy zderzenia dwóch wagonów i wagonu lub dwóch wagonów z grupą wagonów (odpowiednio 2, 4, 6 i 8) załadowanych drobnicowym ładunkiem poprzez różny sumaryczny zderzak (z elementami gumowymi, pierścieniowy, typu UIC, z elastomerem i idealny) z uwzględnieniem sumarycznej sztywności konstrukcji wagonu.

Dodatkowo przyjęto własności sprężysto-tłumiące konstrukcji wagonu: sztywność - ze statycznego ściskania (tabela 1), natomiast energię rozpraszającą modelowano tarcie suchym proporcjonalnym do nacisku (rys. 29a), oraz pomiędzy ładunkiem a konstrukcją wagonu występuje tarcie suche proporcjonalne do nacisku.

Układ równań ruchu rozwiązano na EMC, korzystając z metody numerycznej całkowania równań.

Z pracy wynika:

1^o W przypadku zderzenia dwóch takich samych wagonów:

- tarcie pomiędzy ładunkiem a konstrukcją wagonu spełnia taką samą rolę jak zmniejszenie masy zderzających się wagonów, wywołuje spadek przyspieszenia działającego na ładunek, np. dla $\mu = 0,4$ spadek wartości przyspieszenia wynosi około 53 % (wagony o masie $8,0 \cdot 10^4$ kg),
- wzrost masy wagonu o 155 % (z $2,8 \cdot 10^4$ do $8,0 \cdot 10^4$ kg) powoduje wzrost długości fazy obciążenia zderzaka o 9,5 %,
- zderzaki pełnią ważną rolę w ochronie konstrukcji wagonu i ładunku przed skutkami zderzeń; zderzak idealny tj. o charakterystyce prostokątnej przy tych samych warunkach zderzenia zmniejsza wartość siły spowodowanej zderzeniem o około 60 %, a wartość przyspieszenia o około 66 %,
- prędkość zderzenia ma duży wpływ na wartość siły spowodowanej zderzeniem. Przy wzroście prędkości z 10 do 20 km/h wzrost siły wynosi około 73 %.

2^o W przypadku zderzenia wagonu z grupą wagonów:

- przy tych samych warunkach zderzenia wartość siły spowodowanej zderzeniem pomiędzy uderzającym wagonem a pierwszym wagonem grupy są o 3,6 % większe niż podczas zderzenia dwóch wagonów.

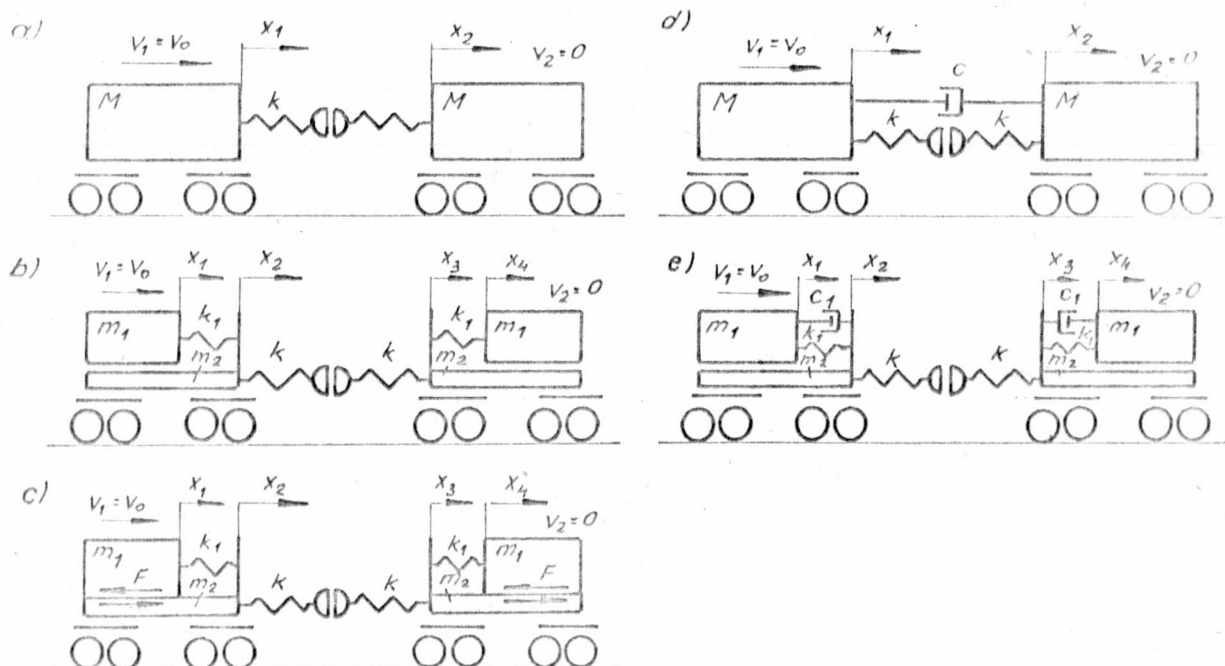
Z badań doświadczalnych [21] wynika, że ta różnica wynosić może nawet 20 %.

W pracy [146] budzi zastrzeżenie przyjęcie statycznych siłowych charakterystyk zderzaków głównie dla zderzaków z elementami gumowymi i z elastomerem oraz dla konstrukcji wagonu.

Przedstawiony model zderzenia nie pozwala zamodelować różnych siłowych charakterystyk zderzaka i różnych ich rodzajów oraz różnej sztywności konstrukcji wagonu.

Praca B.G.Keglina [44] stanowi próbę odpowiedzi na pytanie: jak zamodelować strukturę dwóch zderzających się wagonów z uwzględnieniem własności sprężysto-tłumiących konstrukcji i ładunku (amortyzatory są zastąpione elementami metalowymi). Przeanalizowano pięć struktur wagonów (rys.12), z których dla struktur określonych w tej pracy jako b i c równania ruchu układów modelowano na EMA, a pozostałe zaczerpnięto z literatury. Wyniki z badań symulacyjnych porównywano z

wynikami badań doświadczalnych; zgodność tych wyników przyjęto za kryterium jakości odwzorowania struktury wagonu w procesie zderzenia [44].



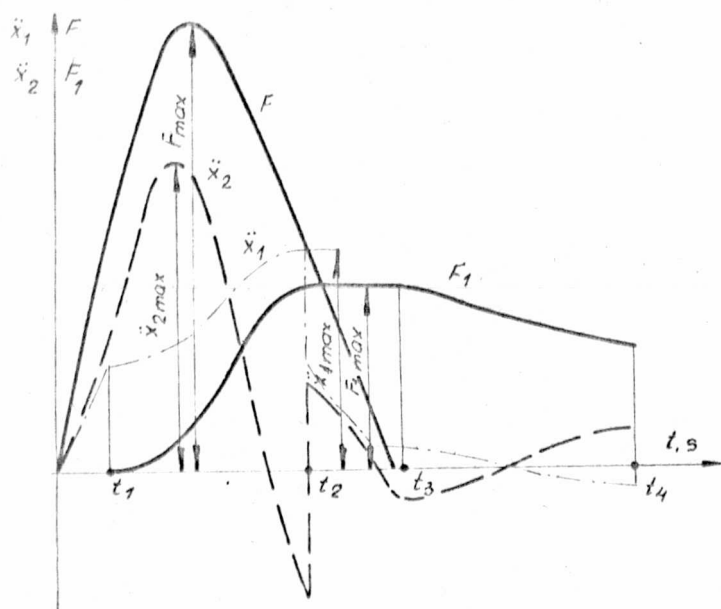
Rys.12. Modele struktury konstrukcji wagonu i ładunku dwóch zderzających się wagonów ($M_1 = M_3 = M$, $k^1 = k^2 = k$) [44]

Struktura wagonu a jest najczęściej stosowana w analitycznym odwzorowaniu zderzenia wagonów [25,106,142,151-153]. Struktura ta nie pozwala otrzymać asymetrii przebiegu siły spowodowanej zderzeniem w fazie obciążenia i odciążania oraz różnych wzdłużnych przyspieszeń konstrukcji wagonu i ładunku.

Odpowiednie równania ruchu elementów układu struktury b zamodelowano na EMA. Z badań symulacyjnych można zauważyć, że przebieg siły działającej na konstrukcję wagonu jest niesymetryczny, a maksymalne wartości siły działającej na konstrukcję wagonu i ładunek występują w różnych chwilach czasu.

Przedstawiona struktura wagonu umożliwia większą dokładność w określeniu przebiegu sił działających na oba układy; nie umożliwia uwzględnienia tarcia zewnętrznego ładunku o konstrukcję wagonu.

Odpowiednie równania ruchu struktury c zamodelowano na EMA. Przebiegi czasowe niektórych wielkości charakterystycznych zderzenia wagonów przedstawiono na rys.13.



Rys. 13.

Przebieg sił F i F_1 i przyspieszeń podczas zderzenia dwóch wagonów o strukturze c

Z rys.13 można zauważyć, że proces zderzenia rozpadła się na kilka faz, w których ładunek przemieszcza się razem z konstrukcją wagonu ($0, t_1$ i t_2, t_3), bądź wykonuje względny ruch aż do zatrzymania; w chwili zatrzymania w więzach mocowania występuje siła $|F_1| < F_t$. Warunek spoczynku ładunku

$$\left| F_1 - \frac{m_1}{m_1 + m_2} F \right| < F_t, \quad (F_t = \mu m_1 g).$$

Struktura ta najlepiej odwzorowuje proces zderzenia dwóch wagonów z ładunkiem drobnicowym.

Strukturę taką przyjmowano do zamodelowania zderzenia wagonów w [126, 138, 144, 145].

Strukturę wagonu d wykorzystywano w [24] modelując zderzenie dwóch wagonów załadowanych dłuźcą (przedstawiono niżej).

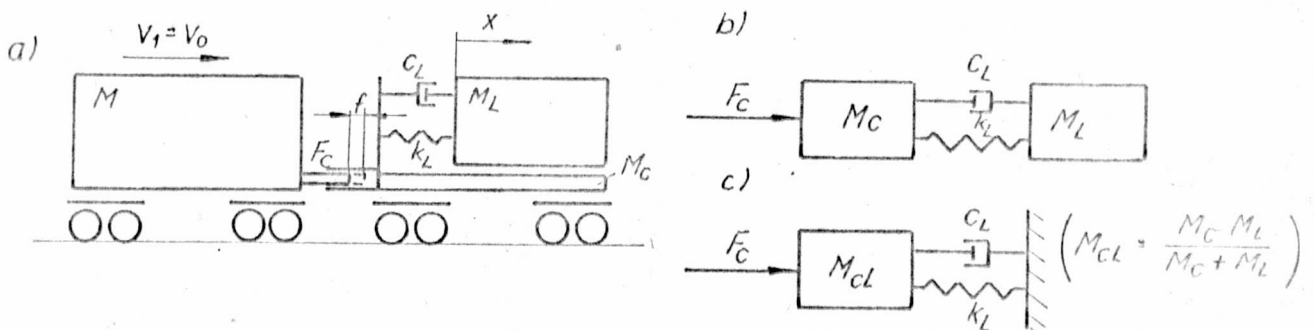
W początkowej chwili zderzenia wagonów występuje skończona wartość siły tarcia lepkiego równa cv_0 . Efektu takiego nie obserwuje się w badaniach doświadczalnych.

Struktura wagonu e odwzorowuje dokładniej proces zderzenia niż struktura poprzednia, ma jednak stosunkowo złożoną postać; nie uwzględnia wszystkich efektów występujących podczas zderzenia (stanów spoczynku i względnego ruchu ładunku). Była wykorzystana w pracy W.H. Petersona [126].

Przyjęcie modelu struktury wagonu powinno być uzależnione od celu badań, gdzie chce się określić skutki zderzenia (zderzak, konstrukcja wagonu, ładunek), ponadto jeśli sztywność amortyzatora i konstrukcji wagonu są tego samego rzędu koniecznym staje się przyjęcie struktury

b lub c.

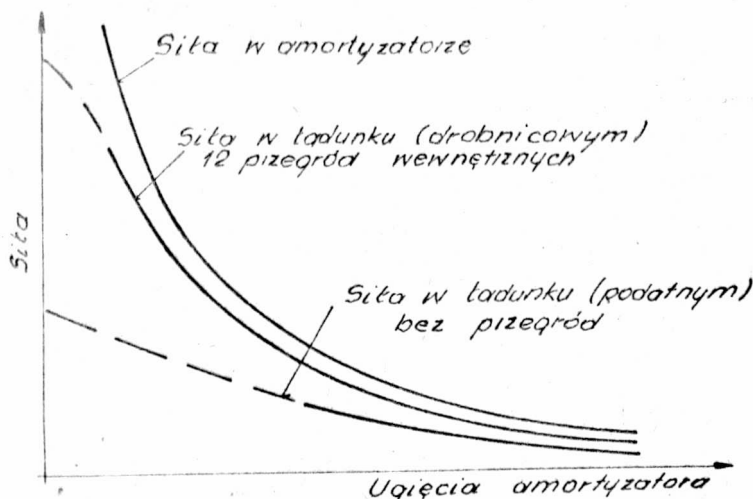
W pracy W.H. Petersona [126] opierając się na zastępczym schemacie zderzenia (rys.14) przyjęto, że własności sprężysto-tłumiące ładunku odwzorowane są modelem sprężysto-lepkim, wpływ wagonu nadbiegającego zastępuje się skokową siłą wymuszającą proporcjonalną do przyspieszenia konstrukcji wagonu stojącego (do chwili zderzenia) oraz masą konstrukcji wagonu i ładunku wagonu stojącego (układ o dwóch stopniach swobody), zastępuje się jedną zastępczą masą (układ o jednym stopniu swobody). Rozpatrzono wpływ rodzaju amortyzatora i jego skoku oraz ilości przegród w wagonie na siłę w ładunku przy końcowej ścianie.



Rys.14. Schemat zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem sprężysto-lepkich własności ładunku (a)[126]; b - model układu o 2 stopniach swobody, c - model układu o 1 stopniu swobody (schemat zastępczy)

Na siłę w ładunku ma wpływ: siła w amortyzatorze (F_C), masa ładunku i własna wagonu, sztywność i tarcie wewnętrzne ładunku oraz jego powierzchnia.

Przegrody wewnątrz wagonu nie redukują siły w ładunku; zwiększają sztywność i siłę (rys.15).



Rys.15.

Przebieg siły w ładunku w funkcji ugięcia amortyzatora (dla i bez przegród) [126]

Optymalną redukcję siły w ładunku można uzyskać przy skoku 0,762 m (bez przegród w wagonie). Dla amortyzatorów o skoku mniejszym np. 0,254 m istnieje możliwość takiego doboru ilości przegród wewnątrz wagonu aby ładunek był zabezpieczony przed zniszczeniem.

Tak przeprowadzona analiza nie pozwoliła uwzględnić spoczynku i względnego ruchu ładunku oraz określić długotrwałości zagęszczenia ładunku.

W pracy N.A.Gajdara [24], korzystając z zastępczego schematu zderzenia (rys.12d), przyjęto że sumaryczne własności sprężysto-tłumiące zderzaka do zblokowania oraz konstrukcji wagonu i ładunku po zblokowaniu zderzaka są liniowe sprężysto-lepkie. Określono analitycznie siłę spowodowaną zderzeniem

- do zblokowania zderzaków

$$F_{\max} = \frac{v_0 k_1}{\sqrt{\omega_1^2 - \vartheta_1^2}} e^{-\vartheta_1 t_1} \sin \sqrt{\omega_1^2 - \vartheta_1^2} t_1, \quad (13a)$$

- po zblokowaniu zderzaków

$$F_{\max}^* = e^{-\vartheta_2 t_2} \sqrt{F_{\max}^2 + \left(\frac{k}{\omega_2}\right)^2 (v_0^{zb} + 2\omega_2 f_{\max}) v_0^{zb}}, \quad (13b)$$

gdzie:

- ω_1, ω_2 - odpowiednio częstość kołowa drgań swobodnych do i po zblokowaniu zderzaka,
- ϑ_1, ϑ_2 - odpowiednio współczynnik rozproszenia energii do i po zblokowaniu zderzaka,
- t_1, t_2 - długotrwałość fazy obciążania do i po zblokowaniu zderzaka.

Korzystając z badań doświadczalnych określono do tego modelu wielkości: aktywność konstrukcji (5a), zastępczą masę wagonu oraz współczynnik rozproszenia energii (korzystając ze współczynnika restytucji (9b)), (tabela 3). Uzyskano dużą zgodność wyników otrzymanych z zależności (13) i wyników badań doświadczalnych.

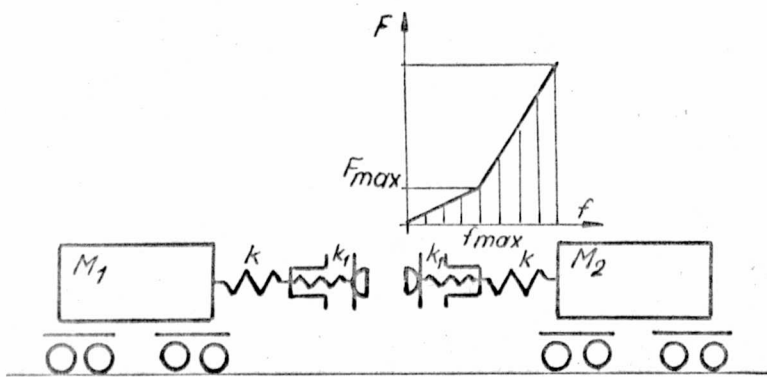
W pracach L.A.Manaškina i innych [91,92] modeluje się elementy układu uderzających wagonów układem ciągłym.

Praca [92], korzystając z połówkowego schematu zderzenia, uwzględnia rozkład masy i własności sprężysto-tłumiących konstrukcji wagonu na długości. Ładunek przyjęto w postaci nieodkształcalnego pręta o stałym przekroju, połączonego z konstrukcją wagonu poprzez amortyzator

Odwzorowane zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem zderzaków i konstrukcji wagonu (Model Z+K51) oraz zderzaków i konstrukcji wagonu z ładunkiem (Modele Z+KL51 - Z+KL53, tabela 7)

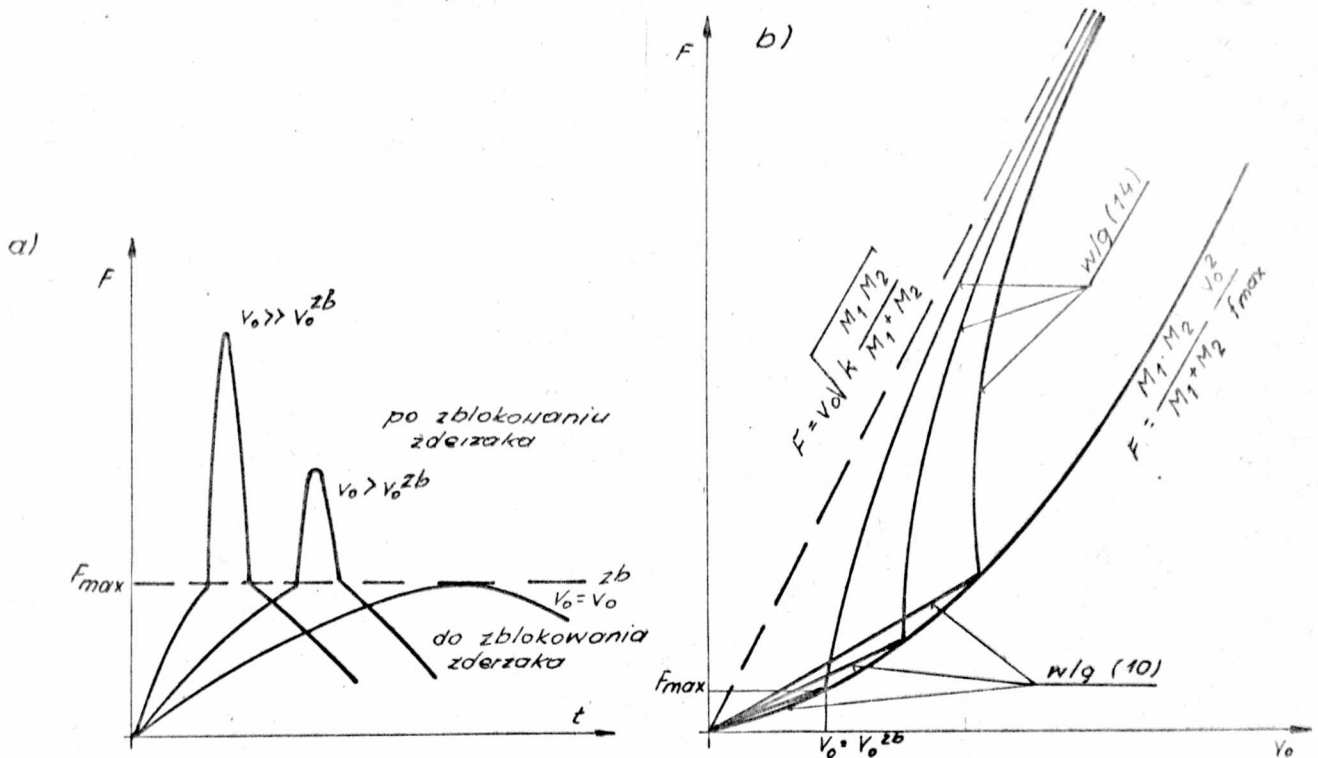
W pracy I.P.Isaeva, za [88,120], badano wzdłużne (ściskające, rozciągające) naprężenia powstające w przekrojach belki grzbietowej ramy wagonu jeśli znana była przyłożona do jednego końca siła, siłę tę określano z rozwiązania zadania zderzenia dwóch sztywnych układów poprzez amortyzator.

S.V.Veršinskij [153] oraz S.V.Veršinskij i A.V.Fedossev [154], korzystając z zasady zachowania energii i zasady pędu, podają, że wartość siły spowodowanej zderzeniem dwóch wagonów do zblokowania zderzaka jest równa, zależność (10), a po zblokowaniu (rys.17,18)



Rys.17.

Schemat zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem siłowej charakterystyki zderzaka i konstrukcji wagonu



Rys.18. Przebieg zależności siły spowodowanej zderzeniem wagonów w zależności od czasu (a) i prędkości zderzenia (b)

$$F_{\max}^* = \sqrt{F_{\max}^2 + \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} k(v_0 - v_0^{zb})^2} \quad (14)$$

gdzie:

$$v_0^{zb} = f_{\max} \sqrt{k_1 \frac{M_1 + M_2}{M_1 M_2}} - \text{prędkość zblokowania zderzaka}$$

Na rysunku 18b charakterystyczna jest hiperboliczna zależność siły spowodowanej zderzeniem od prędkości zderzenia po zblokowaniu zderzaka, potwierdzona badaniami doświadczalnymi, np. [141, 154].

Zaleca się przyjmować, dla różnych wagonów, sztywność konstrukcji wagonu równą

$$k = \frac{2E}{\frac{l_1}{F_1} + \frac{l_2}{F_2}} \quad (15)$$

(Jeśli $l_1 = l_2 \equiv l$; $F_1 = F_2 \equiv F$ to $k = \frac{EF}{l}$).

W pracy N.N.Ovečnikowa [120], wzorowanej na pracy Isaeva i [4], dotyczącej obliczeń wytrzymałościowych konstrukcji lokomotywy spalinowej po obciążeniu spowodowanym zderzeniem z nieodkształcalną masą korzystano z macierzowej analizy konstrukcji. Z pracy wynika (co było do przewidzenia), że rozkład naprężeń w konstrukcji lokomotywy od wzdłużnego, statycznego obciążenia obliczeniowego (2000-2500 kN) nie pokrywa się z rozkładem naprężeń od obciążenia spowodowanego zderzeniem).

Korzystając z zasady zachowania energii i zasady pędu dla zderzenia dwóch wagonów poprzez zderzaki z uwzględnieniem własności sprężystych konstrukcji wagonu z ładunkiem otrzymuje się taką samą zależność jak (14), z tym że k należy traktować jako globalną sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem (określoną jedną z metod podanych w punkcie 1.1) [25, 106, 142, 152, 153].

Natomiast korzystając z równań ruchu układów odwzorowuje się zderzenie dwóch wagonów w zakresie naprężeń sprężystych opierając się o schemat zderzenia zastępczy [151], symetryczny [23] i połówkowy [8, 88, 89], modelując konstrukcję wagonu z ładunkiem układem dyskretnym 1- lub wielomasowym i układem ciągłym.

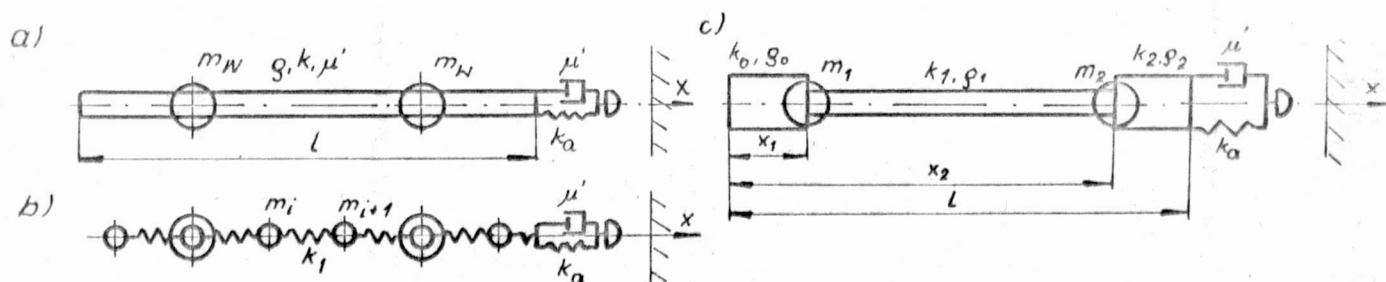
W pracy [151] schemat zastępczy zderzenia dwóch wagonów wykorzystano do oszacowania sztywności układu zderzaki-konstrukcja wagonu.

Taki sposób zamodelowania zderzenia wagonów nie pozwala uwzględnić różnych siłowych charakterystyk zderzaków, różnych ich rodzajów i różnych sztywności konstrukcji wagonu.

W pracy [23] przedstawiono model matematyczny zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem własności sprężysto-tłumiących zderzaków (zderzaki pierścieniowe) i konstrukcji wagonu z ładunkiem. Przyjęto, że konstrukcję wagonu modeluje układ dyskretny 1-masowy. Przebadano na maszynie analogowej wpływ tarcia i innych wielkości zderzaka na maksymalną wartość siły spowodowanej zderzeniem. Wykazano, że aby zmniejszyć siłę odbicia (odrzutu) należy stosować w zderzaku tarcie suche proporcjonalne do przesunięcia.

Zakres ważności modelu do i po zblokowaniu zderzaków, w zakresie napężeń sprężystych konstrukcji wagonu.

W pracach Manáskina i innych [8,88,89] konstrukcję wagonu przyjęto w postaci równoważnego pręta o stałym lub odcinkami stałym przekroju ze skupionymi masami wózków (rys.19).



Rys.19. Schemat połówkowy zderzenia wagonów; układ ciągły o stałym (a) lub odcinkami skokowo zmiennym przekroju (c), układ dyskretny wielomasowy (b)

W pracy [88,89] pręt o stałym przekroju, ze skupionymi masami wózków, zamodelowano układem dyskretnym wielomasowym (rys.19b). W [88] przedstawiono schemat elektryczny odwzorowujący równania ruchu pręta (analogia bezpośrednia, np. [35,81]), sposób kontroli pracy układu i porównanie wyników z elektrycznej symulacji i z EMC.

W pracy [89] przedstawiono badania symulacyjne wpływu kształtu i parametrów siłowej charakterystyki amortyzatora na wartość siły spowodowanej zderzeniem korzystając ze schematu elektrycznego z [88].

Z przeprowadzonych badań wynika:

- maksymalna siła w amortyzatorze i w konstrukcji wagonu z ładunkiem występuje, z pewnym przybliżeniem, w tym samym czasie,

- charakterystyka "sztywna" - progresywna, amortyzatora wywołuje mniejsze siły w konstrukcji wagonu z ładunkiem niż charakterystyka "miękka" - regresywna, przy tej samej maksymalnej sile zblokowania zderzaka,
- wartość rozproszonej przez amortyzator energii wpływa na wartość i rozkład sił w konstrukcji wagonu z ładunkiem, nie wpływa na maksymalne siły w fazie obciążania.

W pracy [8], korzystając z doświadczeń wcześniejszych [88,89], określono analitycznie rozkład sił w przekrojach konstrukcji wagonu z ładunkiem (rys.19c). Równanie ruchu pręta rozwiązano metodą Fouriera np. [127,117]. Siła wzdłużna w przekroju pręta o odciętej x jest

$$F(x,t) = v_0 a^2 \rho_0 \rho_1(x) \sum_{m=0}^{\infty} A_m \frac{1}{\omega_m} X_m(x) \left\{ \left(1 - \frac{\mu^2 v_m^2}{2}\right) \sin \omega_m t + \mu \omega_m \cos \omega_m t \right\} e^{-\frac{\mu v_m^2}{2} t}$$

gdzie:

$$\rho_1(x) = 1 + \sum_{i=0}^{\infty} r_i H(x - x_i)$$

A_m - stała, określona z warunków początkowych,

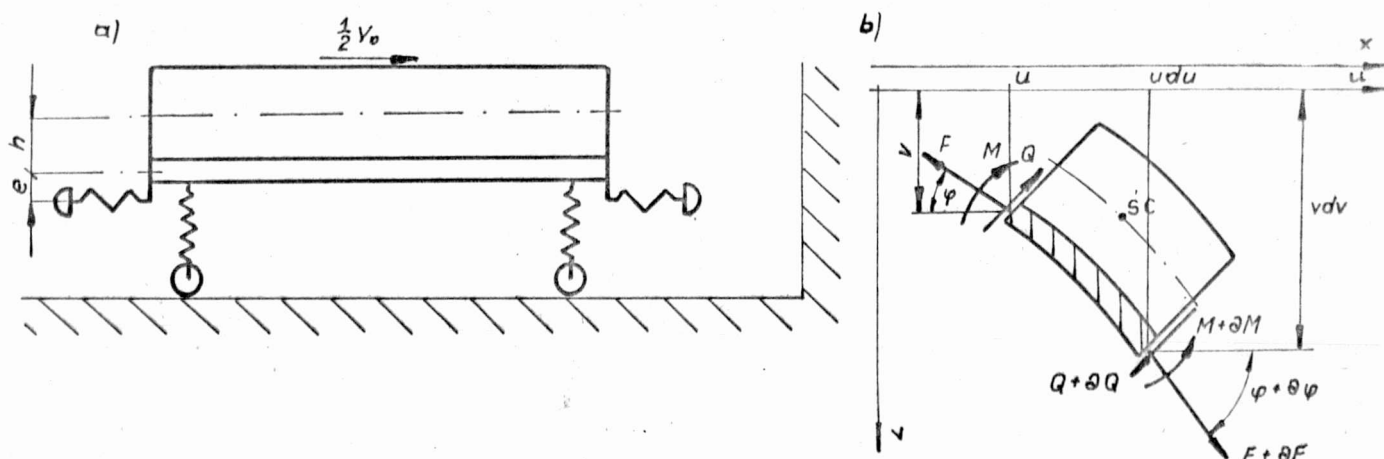
X_m - pochodna względem odciętej x funkcji własnej,

$\left. \begin{matrix} v_m \\ \omega_m \end{matrix} \right\}$ - odpowiednio częstość kołowa drgań swobodnych i tłumionych m postaci drgań ,

$$\omega_m = v_m \sqrt{1 - \left(\frac{\mu v_m}{2}\right)^2}.$$

Rozpatrzono wpływ kształtu podłużnego konstrukcji wagonu z ładunkiem: stały i stały odcinkami oraz wartości sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem. Pokazano, że niejednorodność kształtu podłużnego nie ma większego wpływu na wartość sił; podobnie wpływ wartości sztywności.

Praca [93] uwzględnia dodatkowo wpływ nieśrodkowości zderzenia (rys.20). Korzystając z metody prostych, np.[17] sprowadzono układ równań różniczkowych cząstkowych ruchu pręta do układu równań różniczkowych zwyczajnych, który modelowano elektrycznie i na EMC.



Rys.20. Schemat konstrukcji wagonu z ładunkiem (a) i obciążenia działające na element wagonu (b)

Z pracy [93] można zauważyć, że zwiększenie wartości mimośrod (odległości środka ciężkości od linii przyłożenia siły) powoduje znaczny wzrost energii przejmowanej przez konstrukcję wagonu z ładunkiem i energii całkowitej układu; wzdłużne siły spowodowane zderzeniem obniżają się nieznacznie.

Wyniki prac [8,88,89,93] powinny być zweryfikowane z wynikami badań doświadczalnych; zostały porównane z wynikami badań symulacyjnych z EMC. W takim przypadku można mówić o dokładności obliczeń (symulacja elektryczna i EMC) a nie dokładności odwzorowania zjawiska zderzenia przyjętym modelem matematycznym.

Z prac odwzorowujących zjawisko zderzenia w zakresie naprężeń sprężysto-plastycznych wyróżniają się prace V.A.Lazarjana i innych [74,75], wzorujące się na [38,136]. W pracach tych, korzystając z połówkowego schematu zderzenia (zderzenie z przegrodą), modeluje się konstrukcję wagonu z ładunkiem układem ciągłym lub wielomasywnym. Dodatkowo przyjmuje się, że własności globalne sprężysto-tłumiące wagonu z ładunkiem - zależność naprężenia od odkształcenia - modeluje ośrodek Prandtla ze sprężystym umocnieniem oraz do zblokowania amortyzatora jego siłowa charakterystyka jest liniowa o różnej wartości w fazie obciążania i odciążania; skok amortyzatora jest ograniczony.

Z przeprowadzonych rozważań wynika:

1^o W przypadku układu ciągłego:

- maksymalne plastyczne odkształcenia występują w pobliżu miejsca uderzenia,
- wzrost skoku amortyzatora zmniejsza maksymalną wartość plastycznego odkształcenia.

2° W przypadku układu wielomasowego:

- amortyzator nieznacznie zabezpiecza przednią część konstrukcji wagonu z ładunkiem, obniża jednak maksymalne wartości plastycznego odkształcenia, umożliwia ich równomierniejsze rozłożenie na długości.

Ważną grupą prac są prace dotyczące zderzenia pociągów poza zakres naprężeń sprężystych. Modelowaniem takich zjawisk, korzystając z połówkowego schematu zderzenia, zajmuje się zespół V.A. Lazarjana [76, 103]. Badania takie pozwalają przewidywać skutki zderzeń pociągów i określić środki aby zminimalizować skutki zderzeń, np. przeciwuderzeniowy amortyzator (częściowa, szczątkowa, belka pływająca) [40].

Podsumowanie

Analiza dostępnej literatury przedmiotu nasuwa następujące wnioski:

1. Stosowane w badaniu zjawisk zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów modele matematyczne, w których konstrukcję wagonu z ładunkiem modelowano układem dyskretnym wielomasowym nie są porównywalne z modelami, w których konstrukcję wagonu z ładunkiem modelowano układem dyskretnym 1-masowym; nie określa się ich zakresu ważności.
2. Modele matematyczne, w których konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny jednomasowy odwzorowujące zderzenie dwóch wagonów nie uwzględniają tłumienia spowodowanego pracą konstrukcji wagonu z ładunkiem oraz zastępczej masy wagonu.
3. Dotychczasowe modele obliczeniowe wykorzystywane w procesie projektowania zderzaków nie uwzględniają własności sprężysto-tłumiących konstrukcji wagonu z ładunkiem.
4. Stosowana w procesie badania zjawisk zachodzących podczas zderzenia wagonów zasada równoważności zderzenia dwóch wagonów (z prędkością zderzenia v_0) i zderzenia wagonu z przegrodą (z prędkością $\frac{1}{2} v_0$) (schemat zderzenia połówkowy) nie jest uzasadniana.
5. Brak porównania skutków występowania w układzie tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia i równoważnego tarcia lepkiego określonego ze wzoru Bat'a [2] podczas występowania maksymalnej reakcji układu.
6. W literaturze przedmiotu przedstawiono wpływ tylko niektórych

parametrów istotnych elementów układu: prędkości zderzenia, sztywności konstrukcji na przebieg maksymalnej siły układu. Dane te są wyrywkowe i niepełne, nie uwzględniają warunków i parametrów taboru kolejowego PKP. Nie uwzględniają takich istotnych wielkości jak: rodzaj zderzaka i jego parametry oraz parametry konstrukcji wagonu z ładunkiem. Nie mogą stanowić podstawy do analizy procesu zderzenia ściśle określonych dwóch wagonów.

W pracy, układ biorący udział w zderzeniu (zderzaki, konstrukcja wagonu z ładunkiem) określony będzie

$$\langle Q, X, Y, F, O \rangle \quad (16)$$

gdzie:

- $Q = Z \cup K$ - zbiór parametrów istotnych elementów układu, zależność (6), (7),
- $X = \{v_o\}$ - zbiór wejść do układu,
- $Y = \{x_i, \dot{x}_i, f_i, F_i\}$ - zbiór wyjść z układu ($i = 1, 2$),
- $F = \{v_o^{2000}, F_{max}^{*v_o}, a_{max}^{v_o}\}$ - zbiór celów, gdzie v_o^{2000} - prędkość zderzenia powodująca w układzie siłę równą 2000 kN, $F_{max}^{*v_o}$, $a_{max}^{v_o}$ - odpowiednio siła i przyspieszenie w układzie przy założonej prędkości zderzenia,
- O - zbiór zakłóceń, zdefiniowany wyżej, pominięty w pracy.

1.3. Cel pracy. Tezy. Zakres pracy.

Cel pracy

Celem pracy jest:

- a) Zbudowanie modelu matematycznego, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem zamodelowano układem dyskretnym wielomasowym, odpowiedniego do warunków PKP.
- b) Uściślenie modelu matematycznego, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem zamodelowano układem dyskretnym 1-masowym, odpowiedniego do procesu projektowania zderzaków.
- c) Wyjaśnienie zjawisk zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów (do i po zablokowaniu zderzaków) oraz przewidywanie skutków w przypadku: różnych zderzaków i różnych parametrów konstrukcji wagonu z ładunkiem.

- d) Poznanie wpływu rodzaju zderzaka i jego wybranych parametrów oraz parametrów konstrukcji wagonu z ładunkiem na maksymalną wartość siły w układzie.

Tezy pracy

- 1^o Zastosowanie w modelu matematycznym, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy tłumienie modelującego pracę (energię rozproszoną) konstrukcji wagonu z ładunkiem i zastępczej masy wagonu, po zblokowaniu zderzaków, daje dostatecznie dokładne wyniki w porównaniu z wynikami badań doświadczalnych.
- 2^o Reakcja układu podczas zderzenia dwóch wagonów (z prędkością v_0) i zderzenia wagonu z przegrodą (z prędkością $\frac{1}{2} v_0$), w przypadku prostej siłowej charakterystyki zderzaka (w postaci trójkąta), do zblokowania zderzaka, są sobie równoważne (ilościowo i co do charakteru przebiegu); w przypadku złożonej siłowej charakterystyki zderzaka (zacisk wstępny, wstępne ugięcie), po zblokowaniu zderzaków, z uwzględnieniem tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem nie są równoważne (różnią się ilościowo, charakter przebiegu mają taki sam).
- 3^o Podczas zderzenia dwóch wagonów reakcja układu, w którym występuje tarcie suche proporcjonalne do przesunięcia, jest istotnie różna (ilościowo i jakościowo) od reakcji układu, w którym występuje równoważne tarcie lepkie określone z zależności Bat'a (wzór (34)).

Zakre pracy

Praca obejmuje:

- opracowanie modeli matematycznych zderzenia dwóch wagonów, w których konstrukcję wagonu z ładunkiem zamodelowano układem dyskretnym 1-masowym lub wielomasowym z uwzględnieniem fazy do i po zblokowaniu zderzaków, określenie i przyjęcie parametrów do modeli oraz opracowanie programów na EMA (punkt 2),
- porównanie wyników badań symulacyjnych z wynikami badań doświadczalnych, rezultatów zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą, skutków występowania w układzie tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia i równoważnego (wzór (34)) tarcia lepkiego oraz analizę wpływu wybranych parametrów układu (punkt 3),
- pracę kończą: ocena przydatności modeli matematycznych, analiza procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów, propozycja wykorzystania wyników badań symulacyjnych, kierunki dalszych prac oraz wnioski (punkt 4).

2. MODELE MATEMATYCZNE I SYMULACJA ZDERZENIA DWÓCH WAGONÓW

2.1. Wprowadzenie.

Ze względu na złożoność i różnorodność zjawisk oraz procesów występujących w rzeczywistych układach mechanicznych trzeba zaniedbać pewne własności tych układów, rozpatrzeć układy uproszczone, wyidealizowane, a niektóre cechy i właściwości istotne dla rozpatrywanego zagadnienia szczególnie wyróżnić.

Zgodnie z definicją W.Sztófa, za [47,61], "Przez model rozumie się taki dający się pomyśleć lub materialnie zrealizować układ (zgodnie z aktualnie posiadaną wiedzą), który odzwierciedlając przedmiot badania zdolny jest zastępować go tak, że jego badanie dostarcza nowej informacji o tym przedmiocie".

Określa się więc model fizyczny (nominalny) układu, a następnie formułuje się jego opis matematyczny: model matematyczny [12,61,129, 132,147].

Tworząc model fizyczny układu przyjmuje się wiele założeń upraszczających odnośnie przebiegu zachodzących zjawisk. Ustala się również warunki brzegowe (wyizolowanie modelu z otoczenia) tak, aby odtwarzały wzajemne oddziaływanie układu i otoczenia [12,61,132,147].

Sposób budowy modelu fizycznego i stopień jego uproszczenia w procesie modelowania jest determinowany przez cel dla którego jest opracowywany.

Przy tworzeniu modelu matematycznego jest przydatne stosowanie następujących uproszczeń technicznych (R.H.Canon jr., [12]):

- pomijanie małych wpływów,
- założenie, że układ badany nie powoduje zmian w otaczającym go środowisku,
- zastępowanie parametrów rozłożonych przez parametry skupione,
- zakładanie prostych liniowych zależności między zmiennymi fizycznymi opisującymi przyczyny i skutki,
- założenie, że parametry fizyczne nie zmieniają się z czasem,
- unikanie niezdeterminowanych zakłóceń, niepewnych parametrów i pomijanie szumów.

Poprawności części przyjętych założeń można udowodnić na podstawie znajomości parametrów układu lub w oparciu o wstępne badania eksperymentalne. O poprawności pozostałych można się przekonać porównując eksperymentalne i modelowe (symulacyjne) badania układu.

Z ostatniego jednak nie wynika, jak się powszechnie zakłada, słuszność i poprawność przyjętego modelu.

Zagadnienie adekwatności badań teoretycznych (i badań symulacyjnych) i eksperymentalnych jest przedmiotem licznych sporów i dyskusji, np. [22].

W pracy [98] M. Mazur uzależnia równoważność badań teoretycznych i doświadczalnych od ich jakości, rozumianej w sensie dokładności i powtarzalności. Formuluje to następująco: "... można żądać zgodności teorii z empirią ale również żądać zgodności empirii z teorią". Odnosnie rozstrzygnięcia, czy teorię weryfikować empirią czy empirię teorią tenże autor mówi: "... zależy od tego jaka jest teoria a jaka empiria. Słabą teorię weryfikuje się mocną empirią, ale słabą empirię weryfikuje się mocną teorią".

Ciekawy wydaje się również pogląd przedstawiony w [16]: "Z logicznego punktu widzenia warto zauważyć, że dane empiryczne mogą posłużyć jedynie do odrzucenia modelu, nie zaś do jego potwierdzenia. Jeśli z modelu (M) wynika pewna własność (W) danych to empirycznie stwierdzony brak tej właściwości (nie-W) wystarcza do odrzucenia modelu, ale z występowania tej właściwości nie wynika jeszcze trafność modelu, choć występowanie to stanowi pewne indukcyjne jego podparcie".

Na stopień uproszczenia modelu matematycznego, oprócz celu dla którego tworzy się model, wpływa również sposób jego badania. Można wyróżnić dwa zasadnicze sposoby badania modeli matematycznych opisujących proces zderzenia dwóch wagonów:

- analityczny,
- symulacja komputerowa.

Metody analityczne pozwalające na otrzymanie ogólnego rozwiązania zadania mają ograniczone możliwości zastosowań do prostych liniowych modeli. Sposób postępowania, sposoby linearyzacji i praktyczne metody rozwiązywania równań przedstawia literatura [12, 26, 106, 126, 147, 152].

Metody symulacji komputerowej, w odróżnieniu od metod analitycznych, nie mają teoretycznych ograniczeń. Procedura postępowania musi być zupełnie inna. Stosowanie zasad postępowania takich jak w metodzie analitycznej, tzn. linearyzacji charakterystyk sprężysto-tłumiących elementów układu, nie uwzględniania tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia i korzystanie z symetryczności jest nieuzasadnione.

W przypadku symulowania komputerowego tworzenie modelu maszynowego dokonywane jest metodą bezpośredniego modelowania równań podstawowych układu.

Symulowanie komputerowe może odbywać się na maszynach matematycznych: cyfrowych, analogowych i hybrydowych. Jak wynika z dotychczas opublikowanych prac, np. [4, 8, 13, 14, 23, 33, 44, 48, 76, 81, 84-86, 88-90, 95, 103, 113, 119, 120, 138, 146, 151] w dynamice wzdłużnej pociągu największe zastosowanie znalazły dwa pierwsze sposoby. Symulowanie na maszynach cyfrowych (EMC) jest wygodne dla dużych układów wielomasowych (np. pociąg składający się z 50 wagonów towarowych [33, 151]). W sposobie tym, występują duże trudności z oszacowaniem długości kroku całkowania równań i długotrwałością pracy maszyny cyfrowej (czasochłonne i kosztowne obliczenia).

Z wymienionych prac, jak również z doświadczeń własnych, wynika że najwygodniejszym środkiem do symulacji procesu zderzenia dwóch wagonów jest maszyna analogowa.

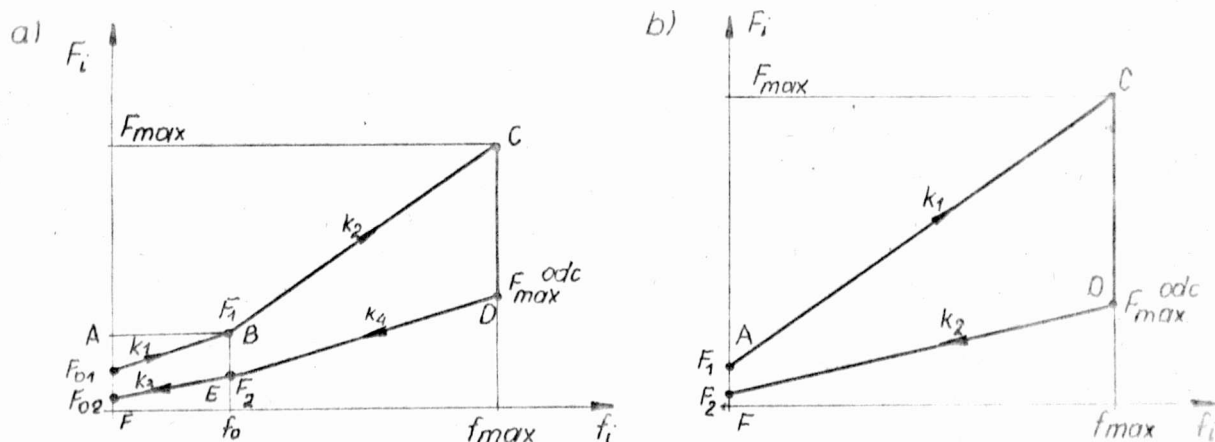
2.2. Założenia upraszczające.

2.2.1. Charakterystyka sprężysto-tłumiąca zderzaka.

Elementy składowe zderzaka: korpus, tarcza zderzakowa i inne są traktowane jako sztywne. Masę części ruchomych zderzaka przyjęto jako skupioną, jego więź sprężysto-tłumiącą - nieważką. Przyjęto, że obciążenie zderzaka następuje od wartości zacisku wstępnego.

a) Zderzak pierścieniowy

Kształt siłowej charakterystyki zderzaka z oznaczeniem podstawowych parametrów przedstawiono na rys. 21, w tabeli 1 (Załącznik 1) - wartości parametrów.



Rys. 21. Siłowa charakterystyka zderzaka pierścieniowego;
a - zderzak P, b - zderzak UIC (proponycja charakterystyki)

Siła działająca na zderzak (rys.6, rys.21a).

$$F_{si} = \begin{cases} F_{o1} + k_1 f_i & \text{dla } 0 \leq f_i \leq f_o, \quad \dot{f}_i > 0, \\ F_1 + k_2 f_i & \text{dla } f_o < f_i \leq f_{\max}, \quad \dot{f}_i > 0, \\ F_2 + k_4 f_i & \text{dla } f_o < f_i \leq f_{\max}, \quad \dot{f}_i < 0, \\ F_{o2} + k_3 f_i & \text{dla } 0 \leq f_i \leq f_o, \quad \dot{f}_i < 0, \end{cases} \quad (17)$$

lub (rys.21b)

$$F_{si} = \begin{cases} F_1 + k_1 f_i & \text{dla } 0 \leq f_i \leq f_{\max}, \quad \dot{f}_i > 0, \\ F_2 + k_2 f_i & \text{dla } 0 \leq f_i \leq f_{\max}, \quad \dot{f}_i < 0, \end{cases}$$

gdzie:

$$i = 1, 2;$$

$$f_i = x_i - x_{i+1}$$

Charakterystyki przedstawione na rys.21 otrzymano z badań dynamicznych.

W okresie pomiędzy fazą obciążania a fazą odciążania zderzaka jego sztywność przyjęto nieskończoność dużą (prosta pionowa). W warunkach rzeczywistych, ze względu na odkształcalność elementów zderzaka, sztywność ta jest duża, o skończonej wartości. Jej wartość może być o około dwa rzędy większa niż wartość sztywności zderzaka w fazie obciążania. W pracy [19,151] przyjęto ją równą sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem określoną metodą opisaną wyżej. W większości prac, np. [33,48,106,113,146] przyjmuje się ją tak jak w pracy.

b) Zderzak pierścienio-hydrauliczny

Siła działająca na zderzak

$$F_i = F_{si} + A_i p_i \quad (18)$$

Siła w sprężynie pierścieniowej (F_{si}) określona jest zależnością (17).

Równanie natężenia przepływu cieczy w zderzaku

$$A_i \dot{f}_i = G_i(f_i) \sqrt{p_i} + \frac{V_i}{B_i} \dot{p}_i \quad (19)$$

Warunek początkowy

$$\dot{p}_i(0) = 0, \quad (i = 1, 2).$$

Przewodność hydrauliczną przyjęto:

$$G_i(f_i) = \sum_{k=0}^2 a_{ik} f_{ik}, \quad a_0 > 0.$$

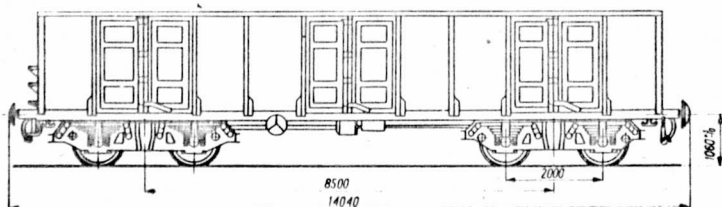
Schemat zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego przedstawiono na rys. 7, a jego siłową charakterystykę oraz przebieg przewodności hydraulicznej - rys.4 (załącznik 1).

Ponadto założono:

- przepływ cieczy przez elementy oporowe ma charakter burzliwy, tzn. istotny jest opór jest opór proporcjonalny do kwadratu prędkości ($F_t \approx \text{const} \cdot \dot{r}^2$),
- pojemność komory roboczej jest stała i niezależna od położenia nurnika oraz ciśnienia,
- ciśnienie w komorze roboczej (wysokiego ciśnienia) traktowane jest jako nadciśnienie względem ciśnienia w komorze niskiego niskiego ciśnienia,
- siły tarcia lepkiego (wiskotycznego) są pomijalne.

2.2.2. Charakterystyka sprężysto-tłumiąca konstrukcji wagonu z ładunkiem

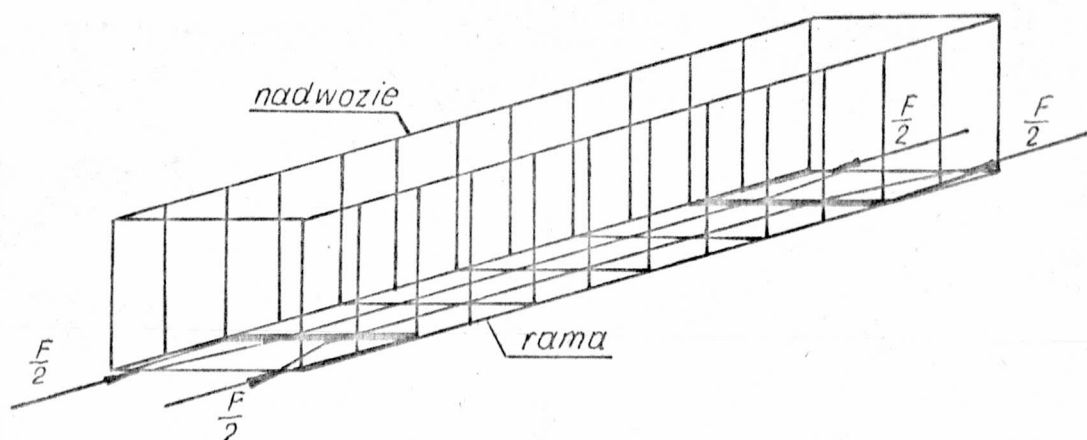
W dalszych rozważaniach wzięto pod uwagę wybrany typ wagonu: węglarkę 4-osową PKP serii 401 Wb (rys.22) oraz ładunek : węgiel w sortymencie kostka lub kęsy, żwir, tłuczeń itd. (ładunek o dużym kącie zsypu, który podczas zderzenia wagonów ulega stosunkowo nieznacznym przemieszczeniom).



Rys.22.

Wagon węglarka 4-osowa PKP serii 401 Wb

Konstrukcja wagonu składa się z ramy i nadwozia (pudła)(rys.23). Rama wagonu składa się z szeregu sztywno połączonych ze sobą prętów podłużnych i poprzecznych. Z ramą wagonu jest połączona sztywno nadwozie, które zbudowane jest z prętów pionowych i podłużnych pokrytych poszyciem (ściany boczne z otworami drzwiowymi i czołowe). Również rama wagonu pokryta jest poszyciem (podłoga). Rama wagonu spoczywa poprzez czopy skrzętowe i ślizgi boczne na dwóch wózkach (połączenie obrotowe).



Rys.23. Schemat podstawowych elementów konstrukcji wagonu

Wózki wagonu towarowego składają się z ramy spoczywającej poprzez usprężynowanie (sprężyny śrubowe i tłumik cierny: wózek 25TN-a lub resory piórowe: wózek 1XT-a) na dwóch zestawach kołowych.

Model konstrukcji wagonu z ładunkiem (model fizyczny), korzystając np. [19,23,33,34,44,47,48,71,72,76,89,91-93,116,126,142,151,152,164], przyjęto następująco:

- konstrukcję wagonu z ładunkiem, wózki z zestawami kołowymi traktuje się jako jedną sztywną bryłę (układ dyskretny 1-masowy). Masę konstrukcji wagonu z ładunkiem przyjmuje się:

* do zblokowania zderzaków: całkowitą,

** po zblokowaniu zderzaka: $\frac{1}{2}$ lub $\frac{1}{3}$ masy całkowitej.

W układach podlegających zderzeniom tak zaleca się ją przyjmować [32,48,112,128]; podobnie otrzymuje się z badań doświadczalnych (tabela 2). Własności sprężysto-tłumiące konstrukcji wagonu z ładunkiem odwzorowuje się: równoważną liniową sztywnością (określoną metodą opisaną wyżej) i tarciem lepkiem lub tarciem suchym (tarcie konstrukcyjne i wewnętrzne konstrukcji wagonu i tarcie wewnętrzne oraz zewnętrzne ładunku).

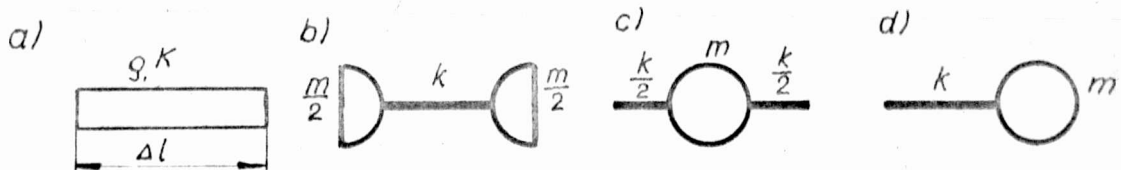
Przyjęto, że sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem i tarcie suche, proporcjonalne do stałej siły równej sile tłumienia na końcu skoku zderzaka, włączają się po zblokowaniu zderzaków, natomiast tarcie lepkie od początku zderzenia.

W punkcie 2.3.2 konstrukcję wagonu z ładunkiem modeluje się kilkoma sztywnymi bryłami (układ dyskretny wielomasowy).

Wybór ilości i rodzaju odcinków aproksymujących pręta decyduje o dokładności obliczeń, np. [6,50,60,68,81,86,104,112,127]. Należy dążyć do takiej najmniejszej ilości odcinków, aby błąd rozwiązania zadania nie przewyższał błędu modelowania.

Do odwzorowania konstrukcji wagonu z ładunkiem w procesie zderzenia wagonów ilość odcinków aproksymacyjnych powinna być większa od ośmiu ($n \geq 8$), np. [68,81].

Można podać wiele sposobów przyjmowania tych odcinków; niektóre, najczęściej stosowane, przedstawiono na rys.24.



Rys.24. Schematy odcinków aproksymacyjnych

Przyjmuje się, że odcinek aproksymacyjny modeluje nieważka sprężysto-lepka więź z masą odpowiednio skupioną (na odcinku aproksymacyjnym wzdlużne obciążenie jest stałe). Błąd w wyznaczaniu częstości kołowej drgań własnych w przypadku odcinka aproksymacyjnego: rys.24b i c zmienia się w granicy odwrotnie proporcjonalnie do n^2 , zaś dla przypadku: rys.24d - odwrotnie proporcjonalnie do n [6]. W pracy zostanie uwzględniony: odcinkami zmienny przekrój konstrukcji wagonu z ładunkiem (od zderzaków do czopa skreću, pomiędzy czopami skreću i od czopa skreću do zderzaków) oraz masy wózków. Do zamodelowania konstrukcji wagonu z ładunkiem przyjęto sześć odcinków aproksymacyjnych ($n = 6$), jak na rys.24b,

- pomija się luzy w prowadzeniu zestawów kołowych i w oparciu nadwozia na wózkach,
- wagon jest symetryczny,
- nie rozpatruje się zjawisk zachodzących przy współdziałaniu koła z szyną,
- pomija się opory ruchu wagonu jako wartości małe w porównaniu do maksymalnych sił spowodowanych zderzeniem wagonów. Błąd wynikający z ostatniego uproszczenia jest rzędu 0,01 %,
- rozpatruje się przejścia przez układ obciążenia od pojedynczego, jednokrotnego zderzenia,
- w modelu konstrukcji wagonu z ładunkiem w postaci układu dyskretnego 1-masowego pomija się zjawiska falowe. Zgodnie np. [1,3,28,32,45,128] powinno być:

$$t < T \quad \text{ i } \quad \frac{t}{T} = 3 - 8.$$

Dla wagonów o masie $M_1 = M_3 = 8,0 \cdot 10^4$ kg, ze zderzakami UIC

o $k_1 = 5,381 \cdot 10^6$ N/m, czas zderzenia wynosi $t \approx 0,20$ s (przy $v_0 = 15$ km/h), okres drgań własnych:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_1}, \text{ gdzie } \omega_1 = \sqrt{\frac{2k_1}{M_1}} \text{ czyli } T = 0,54 \text{ s,}$$

natomiast czas przejścia fali sprężystej w konstrukcji wagonu z ładunkiem:

$$\tau = \frac{L}{a} = 0,03 \text{ s (} a = \sqrt{\frac{kL^2}{M_1}} = 423,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \text{ gdzie } k = 4 k_1, L = 12,9\text{m)}$$

Stąd: $t < T$, $\frac{t}{\tau} = 6,6$; warunki są spełnione.

- konstrukcja wagonu (nadwozie) nie posiada wewnętrznych przegród,
- środek ciężkości konstrukcji wagonu z ładunkiem leży na linii działania obciążenia wzdłużnego spowodowanego zderzeniem wagonów; zderzenie jest centralne (środkowe) proste, tzn. normalna zderzenia przechodzi przez środek układu, a wektory prędkości punktów zetknięcia układów mają kierunek normalnej zderzenia, np. [32].

Siła działająca na konstrukcję wagonu z ładunkiem:

a) Dla przypadku tylko sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem:

$$F_n = F_{\max} + k f_i \quad \text{dla} \quad f_i > f_{\max}; \dot{f}_i > 0, \dot{f}_i < 0 \quad (20)$$

b) Dla przypadku sztywności i tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem

$$F_n = \begin{cases} cf_i & \text{dla } 0 \leq f_i \leq f_{\max}; \dot{f}_i > 0, \dot{f}_i < 0 \\ F_{\max} + kf_i + cf_i & \text{dla } f_i > f_{\max}; \dot{f}_i > 0, \dot{f}_i < 0 \end{cases} \quad (21a)$$

c) Dla przypadku sztywności i tarcia suchego w konstrukcji wagonu z ładunkiem

$$F_n = \begin{cases} F_{\max} + kf_i & \text{dla } f_i > f_{\max}; \dot{f}_i > 0 \\ F_{\max}^{\text{odc}} + kf_i & \text{dla } f_i > f_{\max}; \dot{f}_i < 0 \end{cases} \quad (21b)$$

(n = 1,2)

2.2.3. Inne założenia.

Proces zderzenia dwóch tarcz zderzakowych ma charakter zderzenia idealnie plastycznego ($R = 0$).

Dwa zderzające się odkształcalne ciała, których własnej masy nie można zaniedbać, mogą się względem siebie różnie zachowywać: połączenie, rozłączenie lub względny ruch, w tym samym, lub przeciwnym kierunku [128]. W pracy nie analizuje się: efektów lokalnych na styku tarcz zderzakowych i efektów globalnych części ruchomych zderzaków, rozpatruje się efekty globalne układu zderzaki - wagony z ładunkiem.

Pominięto parcie wiatru działające na zderzające wagony i generowany hałas.

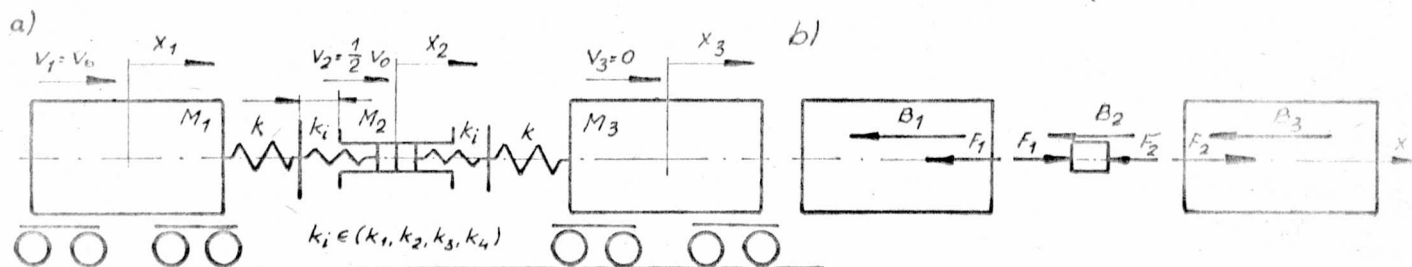
Proces zderzenia dwóch wagonów analizuje się w zakresie naprężeń sprężystych w fazie obciążania i odciążania zderzaków oraz konstrukcji wagonów z ładunkiem (jeden cykl pracy, jednokrotne zderzenie), a zderzenie następuje z umiarkowaną prędkością.

Schemat zderzenia wagonów założono następujący: na niezahamowany stojący wagon na torze prostym poziomym najeżdża wagon z prędkością zderzenia v_0 .

2.3. Modele matematyczne.

2.3.1. Model matematyczny zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny jednomasowy.

Schemat zderzenia dwóch wagonów przedstawiono na rys.25.



Rys.25. Schemat zderzenia dwóch wagonów; a - schemat symetryczny zderzenia, b - siły działające na poszczególne elementy układu

Przy przyjętych założeniach upraszczających na podstawie metody d' Alemberta, np. [12,117,123,125,127,129,161], proces zderzenia

dwóch wagonów opisują równania:

1. Równanie równowagi sił działających na wagon nabiegający

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + F_1 &= 0 & \text{dla } f_i \leq f_{\max} \\ M_{z1} \ddot{x}_1 + F_1 &= 0 & \text{dla } f_i > f_{\max} \end{aligned} \right\} \quad (22a)$$

Warunki początkowe

$$x_1(0) = 0; \quad \dot{x}_1(0) = \dot{x}_{10} = v_0.$$

Siła działająca na zderzak wagonu nabiegającego:

- do zblokowania zderzaka, korzystając z równań (17) i (18)

$$F_1 = F_{si} \quad \text{lub} \quad F_1 = F_i \quad (23)$$

- po zblokowaniu zderzaka, korzystając z równań (17) i (20) lub (21) albo (18) i (20) lub (21)

$$F_1 = F_{si} + F_n \quad \text{lub} \quad F_1 = F_i + F_n, \quad (24)$$

gdzie $i = n = 1$, $f_1 = x_1 - x_2$.

2. Równanie równowagi sił działających na części ruchome zderzaków

$$M_2 \ddot{x}_2 + F_2 - F_1 = 0 \quad (25a)$$

(Masa części ruchomych zderzaków podczas zderzenia (dla $f_i > f_{\max}$) nie ulega zmianie).

Warunki początkowe

$$x_2(0) = 0; \quad \dot{x}_2(0) = \dot{x}_{20} = \frac{1}{2} \dot{x}_{10} = \frac{1}{2} v_0.$$

Siła działająca na zderzak wagonu stojącego:

- do zblokowania, korzystając z równań (17) i (18)

$$F_2 = F_{si} \quad \text{lub} \quad F_2 = F_i \quad (26)$$

- po zblokowaniu zderzaka, korzystając z równań (17) i (20) lub (21) albo (18) i (20) lub (21)

$$F_2 = F_{si} + F_n \quad \text{lub} \quad F_2 = F_i + F_n, \quad (27)$$

gdzie $i = n = 2$, $f_2 = x_2 - x_3$.

Siła F_1 wyraża się zależnością (23) lub (24).

3. Równanie równowagi sił działających na wagon stojący

$$\begin{aligned} M_3 \ddot{x}_3 - F_2 &= 0 \quad \text{dla} \quad f_i \leq f_{\max} \\ M_{z3} \ddot{x}_3 - F_2 &= 0 \quad \text{dla} \quad f_i > f_{\max} \end{aligned} \quad (28)$$

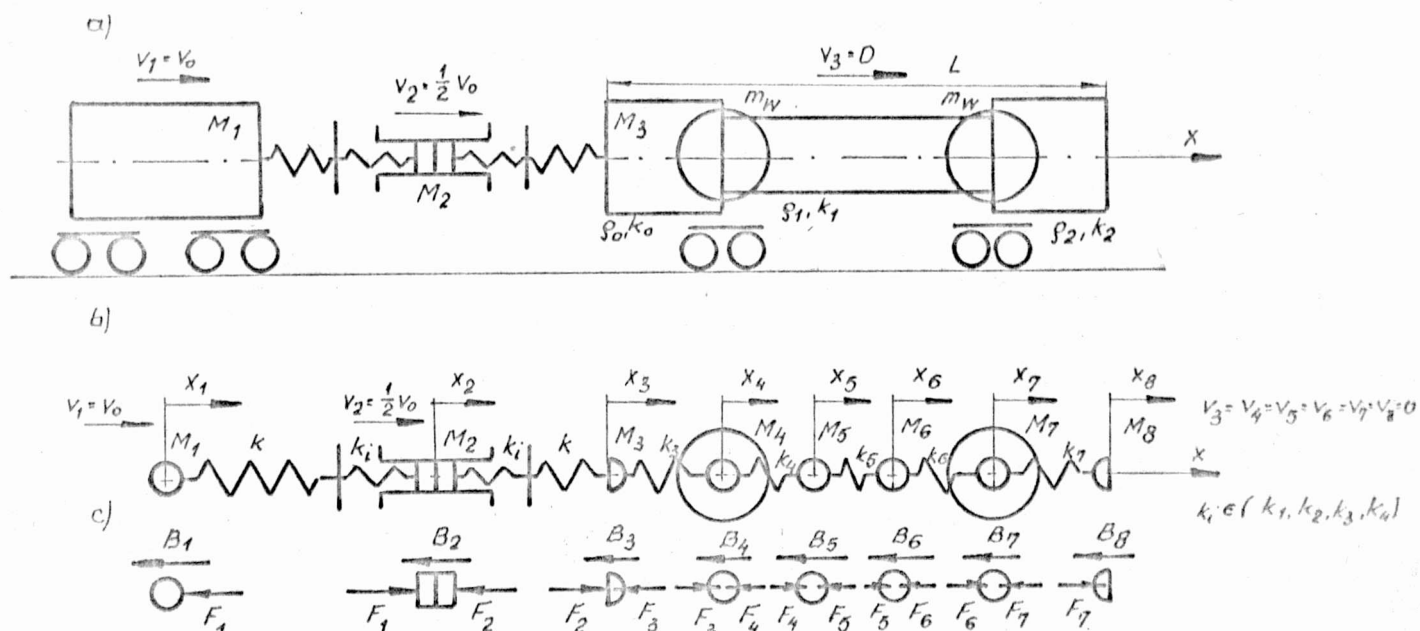
Warunki początkowe

$$x_3(0) = 0; \quad \dot{x}_3(0) = 0$$

Siłę F_2 wyraża się zależnością (26) lub (27).

2.3.2. Model matematyczny zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcje wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto w postaci układu dyskretnego wielomasowego.

Schemat zderzenia dwóch wagonów przedstawiono na rys.26.



Rys.26. Schemat zderzenia dwóch wagonów; a - schemat zderzenia,
b - schemat dyskretyzacji konstrukcji wagonu z ładunkiem,
c - siły działające na elementy układu

Przy przyjętych założeniach upraszczających proces zderzenia dwóch wagonów opisują równania:

1. Równanie równowagi sił działających na wagon nadbiegający

$$M_1 \ddot{x}_1 + F_1 = 0 \quad (22b)$$

Warunki początkowe

$$x_1(0) = 0; \quad \dot{x}_1(0) = \dot{x}_{10} = v_0$$

Siłę działającą na zderzak wagonu nadbiegającego określa się zależnością (23) lub (24).

2. Równanie równowagi sił działających na części ruchome zderzaków

$$M_2 \ddot{x}_2 + F_2 - F_1 = 0 \quad (25b)$$

Siłę działającą na zderzak wagonu stojącego określa się zależnością (26) lub (27).

3. Równanie równowagi sił działających na k masę wagonu stojącego

$$M_k \ddot{x}_k + F_k - F_{k-1} = 0 \quad (29)$$

Warunki początkowe

$$x_k(0) = 0; \quad \dot{x}_k(0) = 0$$

Warunki brzegowe

$$F_8 = 0, \quad (k = 3, 4, 5, 6, 7, 8).$$

Siła działająca na k odcinek aproksymacyjny

$$F_k = k f_k + c \dot{f}_k \quad (30)$$

gdzie

$$f_k = x_k - x_{k-1}$$

2.4. Określenie i przyjęcie parametrów do modeli matematycznych.

2.4.1. Wprowadzenie.

Do modeli matematycznych należy określić i przyjąć następujące parametry oraz ich przedziały zmienności:

- prędkość zderzenia,
- prędkość początkową części ruchomych zderzaków (po połączeniu, $t = 0_{+0}$),
- sztywność zderzaków w fazie obciążania i odciążania (siłowa charakterystyka zderzaków),
- kombinacje mas zderzających się wagonów i ich masę do i po zablokowaniu zderzaków (zastępcza masa),
- sztywność i tłumienie konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Korzystając z założenia o symetryczności wagonu z ładunkiem wzdłuż osi wzdłużnej wagonu, modeluje się połowę wagonu i jeden zderzak.

Powyższe parametry dotyczą obu opisanych modeli matematycznych, w przypadku gdy parametr dotyczy tylko jednego modelu będzie to podkreślone.

2.4.2. Sposoby określenia i przyjęcia parametrów do modeli matematycznych.

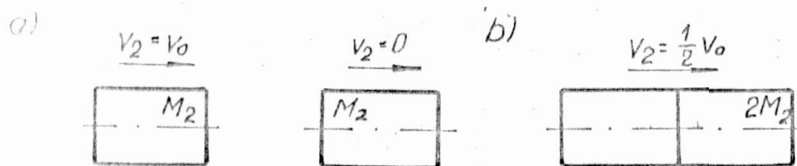
2.4.2.1. Przyjęcie prędkości zderzenia.

Prędkość zderzenia, prędkość wagonu nadbiegającego, będzie przyjmowana z przedziału od 2,5 km/h do 15,0 km/h, czasami do 20,0 km/h, co 2,5 km/h [43,51,140,159].

Prędkość ta powinna być określona na podstawie analizy statystycznej kilku wybranych górów rozrządowych PKP, np. [21,107].

2.4.2.2. Określenie początkowej prędkości części ruchomych zderzaka.

Schemat zderzenia części ruchomych zderzaka przedstawiono na rys.27.



Rys.27.

Schemat zderzenia części ruchomych zderzaków

Korzystając z założenia, że

- układ jest odosobniony, nie działają żadne zewnętrzne siły,
 - w czasie i po zderzeniu obie masy mają wspólną prędkość
- oraz korzystając z prawa zachowania pędu jest

$$M_2 \cdot v_0 = 2 M_2 \cdot x_{20}.$$

Stąd początkowa prędkość części ruchomych zderzaków

$$\dot{x}_{20} = \frac{v_0}{2}. \quad (31)$$

2.4.2.3. Charakterystyka siłowa zderzaków.

Wśród wielu rodzajów zderzaków stosowanych w wagonach towarowych na PKP najbardziej rozpowszechnione są zderzaki pierścieniowe o sile końcowej $420 \cdot 10^3$ N [150]. Ich siłową charakterystykę przyjęto w pracy do analizy (oznaczenie w pracy - P); rys.6, rys.21a i załącznik 1. Parametry techniczne tych zderzaków są niższe od wymagań międzynarodowych (np. wartości energii przejmowanej, prędkości zblokowania zderzaka itp.).

Drugą charakterystyką siłową przyjętą w pracy jest charakterystyka zderzaka o sile końcowej $590 \cdot 10^3$ N (oznaczenie w pracy - UIC),

spełniająca wymagania między narodowe [159]; rys.21b i załącznik 1.

Trzecim rodzajem zderzaka, przyjętym do analizy w pracy, jest zderzak pierścieniowo-hydrauliczny (oznaczenie w pracy - K); rys.7 i załącznik 1. Projekt wstępny tego zderzaka był opracowany przy udziale autora w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej na ogólnopolski, zamknięty, konkurs zorganizowany przez ZG SITK [13,14],

Do modeli matematycznych (22-30) przyjmuje się dynamiczną charakterystykę zderzaka.

W pracy, do oznaczenia w jakie zderzaki są wyposażone wagony, przyjęto krótsze oznaczenie, tak np. P oznacza, że wagon najeżdżający i stojący są wyposażone w zderzaki pierścieniowe o skoku 0,075 m i sile końcowej (zblokowania) $0,420 \cdot 10^6$ N (podobnie odpowiednio UIC i K) oraz P-UIC oznacza, że wagon najeżdżający wyposażony jest w zderzaki pierścieniowe o skoku 0,075 m i sile końcowej $0,420 \cdot 10^6$ N a wagon stojący - w zderzaki o charakterystyce wg UIC (podobnie odpowiednio UIC-P, UIC-K).

Parametry niektórych zderzaków krajowych i obcych przedstawiono w załączniku 1.

2.4.2.4. Określenie kombinacji mas zderzających się wagonów i ich masy do i po zblokowaniu zderzaków.

Przy przyjmowaniu kombinacji mas dwóch zderzających się wagonów oparto się na dwóch przesłankach:

a) zgodnie z zaleceniami OSZD i UIC, za [43,51,159]:

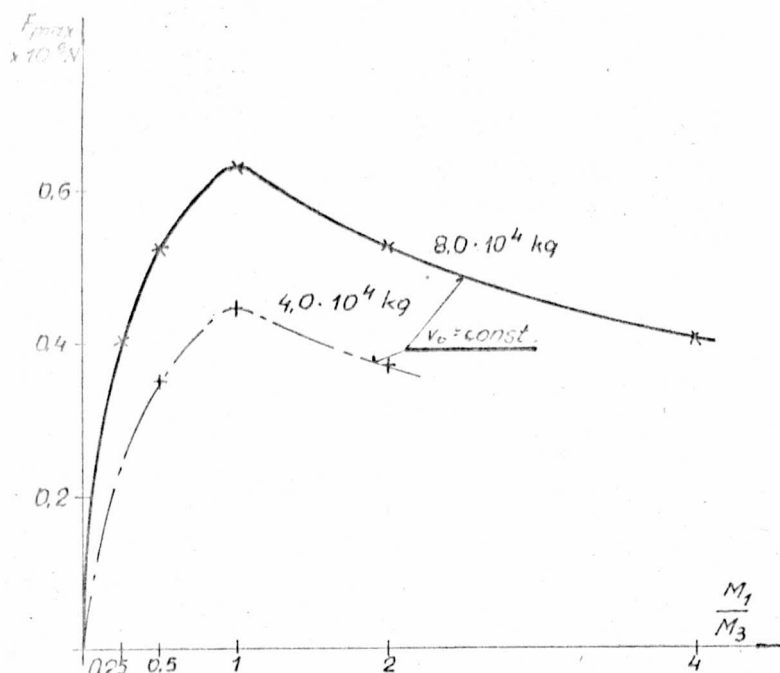
- do ochrony ładunku przyjmuje się następujące kombinacje mas wagonów: wagon o masie $2,0 \cdot 10^4$ kg najeżdża na stojący o masie $8,0 \cdot 10^4$ kg, a przyspieszenie na wagonie najeżdżającym nie przekroczy (2-2,5)g,
- do ochrony konstrukcji wagonu przyjmuje się dwie kombinacje mas wagonów: wagon o masie $4,0 \cdot 10^4$ kg najeżdża na stojący o masie $4,0 \cdot 10^4$ kg lub $8,0 \cdot 10^4$ kg na $8,0 \cdot 10^4$ kg; zaleca się również kombinację $4,0 \cdot 10^4$ kg na $8,0 \cdot 10^4$ kg (w pracy przyjęto krótsze oznaczenie zderzających się wagonów, np. 40 × 80, co oznacza, że wagon o masie $4,0 \cdot 10^4$ najeżdża na stojący o masie $8,0 \cdot 10^4$ kg).

b) z rozpoznawczych, symulacyjnych badań zderzenia dwóch wagonów wynika, że maksymalna reakcja układu spowodowana zderzeniem zależy od ilorazu mas wagonów $\left(\frac{M_1}{M_3}\right)$ i wartości masy wagonu M (przy

założeniu, że zderzaki i prędkość zderzenia są takie same), (rys.28).

Maksymalna reakcja układu w przypadku asymetrii mas wagonów, tzn. 80×40 i 40×80 , 80×20 i 20×80 oraz 40×20 i 20×40 , jest równa.

Przyjęto następujące kombinacje mas wagonów: 80×80 , 40×80 , 20×80 , 40×40 i 20×40 .



Rys.28.

Przybieg maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem w funkcji ilorazu mas wagonów

Dokładne przyjęcie kombinacji mas wagonów powinno być oparte na statystycznej analizie kilku wybranych górrek rozrządowych, np. [21, 107].

Z prac [32,44,45] wynika, że podczas zderzenia należy przyjmować zastępczą masę układu. Z prac [24,44] wynika, że dla ładunków drobnicowych istnieje taka prędkość zderzenia od której następuje względny ruch ładunku. Dla przyjętego w pracy rodzaju ładunku nie jest możliwe ścisłe określenie tej prędkości. W związku z tym, w pracy przyjęto a priori, że względny ruch ładunku występuje po zablokowaniu zderzaków (zamiast masy całkowitej wagonu wprowadza się masę zastępczą).

Do określenia zastępczej masy układu korzysta się z metody energii kinetycznej i pędu (punkt 1.2).

Założenia:

- przemieszczenie dynamiczne jest aproksymowane przemieszczeniem statycznym: $u(x,t) = z(t) \cdot u(x)$, gdzie $u(x,t)$ - przemieszczenie dynamiczne, $u(x)$ - przemieszczenie statyczne, $z(t)$ - funkcja czasu,

- napężenie w konstrukcji wagonu z ładunkiem zmienia się liniowo na odległości wagonu: $\sigma_x = \sigma \frac{x}{L}$.

Korzystając z metody energii kinetycznej, tzn. przyjmując równość energii kinetycznej konstrukcji wagonu z ładunkiem (układ ciągły) i modelowanego układu dyskretnego 1-masowego można zapisać:

$$\frac{M_z \cdot \dot{z}^2}{2} u^2(x_0) = \frac{1}{2} \dot{z}^2 \int_0^L \rho(x) u^2(x) dx.$$

Przyjmując: $\rho(x) = \rho = \text{const}$, $u(x) = x$, $u(x_0) = L$, po przekształceniach jest

$$M_z = \rho \int_0^L \frac{x^2}{L^2} dx = \frac{\rho \cdot L}{3} = \frac{M}{3}, \quad (\beta = \frac{1}{3}). \quad (32)$$

Dla metody pędu, tzn. przyjmując równość pędu konstrukcji wagonu z ładunkiem i modelowanego układu dyskretnego 1-masowego można zapisać:

$$M_z^* \dot{z} u(x_0) = \int_0^L \rho(x) \dot{z} u(x) dx.$$

Przyjmując jak wyżej, po przekształceniach jest

$$M_z^* = \rho \int_0^L \frac{x}{L} dx = \frac{\rho \cdot L}{2} = \frac{M}{2}, \quad (\beta = \frac{1}{2}). \quad (33)$$

Przyjęto następujące krotności zastępczej masy: $\frac{1}{3} \leq \beta \leq \frac{1}{2}$.

Dla konstrukcji wagonu z ładunkiem w postaci układu dyskretnego wielomasowego (punkt 2.3.2) nie uwzględniono zastępczej masy po zblokowaniu zderzaków.

2.4.2.5. Określenie i przyjęcie sztywności i tłumienia konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Do modeli matematycznych, opierając się na danych zawartych w [44, 67, 110, 138, 151], przyjęto sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem równą: $k = (4, 6, 8)k_1$, gdzie k_1 - sztywność fazy obciążania dwóch zderzaków UIC ($k_1 \approx k^+$).

Własności dyssypacyjne konstrukcji wagonu z ładunkiem odwzorowano dwoma modelami: tarcie lepkiem i tarcie suchym proporcjonalnym do stałej siły nacisku równej sile tłumienia na końcu skoku dwóch zderzaków. Dla tarcia lepkiego założono, że iloraz energii rozproszenia konstrukcji wagonu z ładunkiem i energii rozproszenia dwóch

zderzaków jest stały (T). W pracy przyjęto:

$$T = 0,125; 0,25; 0,50.$$

Wartość tego ilorazu przyjęto dowolnie; chodziło przy tym o przyjęcie pewnego punktu odniesienia, rzędu wartości. W związku z tym, w modelach matematycznych nie należy wartości ilorazu T przyjmować dla skrajnych, granicznych wartości energii rozpraszanej konstrukcji wagonu z ładunkiem lub zderzaków. Korzystając z zależności M.I Bat'a [2], umożliwiającej zastępowanie tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia równoważnym tarcie lepkiem proporcjonalnym do względnej prędkości, można napisać:

$$\mu' = \frac{2 \ln \sqrt{\frac{1}{1-t}}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \sqrt{\frac{1}{1-t}}}}, \quad (34a)$$

gdzie:

$t = T \cdot d$ - względne rozproszenie energii,

d - procent pochłonięcia energii przez dwa zderzaki

$$(d = \frac{E_r}{E_p}),$$

lub korzystając ze sztywności w fazie obciążania i odciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem

$$\mu' = \frac{2 \ln \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \sqrt{\frac{k_1}{k_2}}}}, \quad (34b)$$

gdzie:

$$t = \frac{k_1 - k_2}{k_1}.$$

Korzystając ze znanych zależności oblicza się:

- współczynnik rozproszenia energii [72,102]

$$2h = \mu' \omega, \quad \frac{1}{s} \quad (35)$$

- współczynnik tłumienia lepkiego [97,161]

$$c = 2hM, \quad \frac{Ns}{m} \quad (36)$$

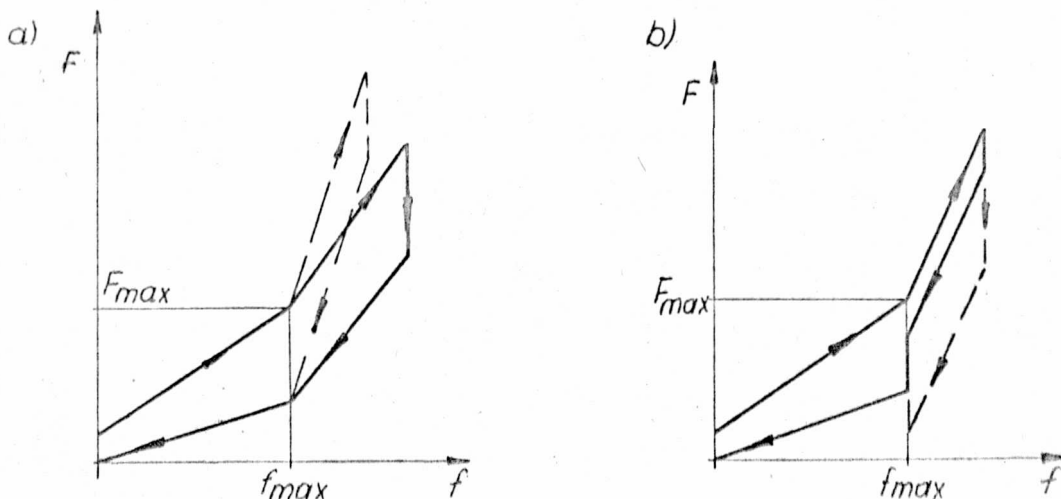
Wzór (34) otrzymano przy założeniu:

- a) pętla histerezy nie zależy od częstości drgań własnych układu, a jej powierzchni nie zależy od wymiarów geometrycznych konstrukcji wagonu z ładunkiem,
- b) proces jest monoharmoniczny, tzn. układ charakteryzuje się jedną częstością (przyjęto: po zblokowaniu zderzaków),
- c) największa dokładność zależności (34) jest dla częstości znacznie różnych od częstości wymuszeń.

Dla $T = 0,50$, amortyzatora S-1T i 4-osowego wagonu załadowanego rudą żelaza: $M_1 = M_3 = 8,4 \cdot 10^4$ kg, $k = 0,808 \cdot 10^8$ N/m, wartość bezwymiarowego współczynnika tarcia histerezy określonego z zależności (34a) jest równa $\mu = 0,14$. Taki rząd wartości tego współczynnika otrzymuje się z badań doświadczalnych [67].

Częstość drgań własnych konstrukcji wagonu z ładunkiem, uwzględniana w obliczeniach współczynnika tłumienia lepkiego, wyznaczono z uproszczonego wzoru: $\omega_i = \sqrt{\frac{k}{M_i}}$. Błąd wynikający z tego uproszczenia jest rzędu 2,5 - 4,5 %.

Tarcie suche proporcjonalne do stałej siły nacisku równej sile tłumienia na końcu skoku zderzaka uzyskano wprost z siłowej charakterystyki: dwa zderzaki - konstrukcja wagonu z ładunkiem podczas odwzorowania na maszynie analogowej (rys.29a); tak przyjęto ją w pracy



Rys.29. Schemat charakterystyki dwa zderzaki - konstrukcja wagonu z ładunkiem z tarcieniem suchym proporcjonalnym do nacisku; a - charakterystyka przyjęta w pracy, b - charakterystyka wymagana

Charakterystyka wymagana konstrukcji wagonu z ładunkiem z uwzględnieniem tarcia suchego powinna mieć możliwość regulowania wartości energii rozpraszanej (rys.29b). Ze względu na sposób odwzorowania tarcia suchego (rys.29a) wartość energii rozpraszanej w konstrukcji wagonu z ładunkiem zależy od: sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem, mas wagonów i prędkości zderzenia.

Podobnie odwzorowano tarcie suche w konstrukcji wagonu w pracy [138].

Do modelu matematycznego, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto w postaci układu dyskretnego wielomasowego parametry odcinka aproksymacyjnego określa się (załącznik 2, rys.1)

- masa

$$m_1 = \frac{\rho L}{n} = \rho L_1, \quad (37)$$

- sztywność

$$k_1 = \frac{k n}{L} = \frac{k}{L_1}, \quad (38)$$

- współczynnik tłumienia lepkiego proporcjonalnego do względnej prędkości

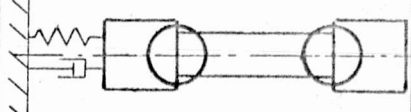
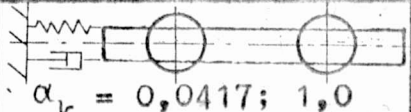
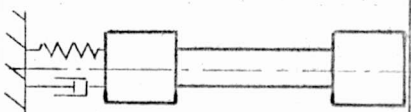
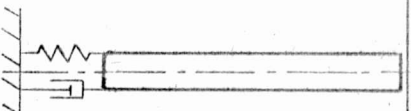
$$c_1 = \frac{k}{L_1} \mu = \mu' \frac{n}{\psi_1} \sqrt{k_1 m_1} \quad (39)$$

gdzie:

- ρ, k, μ, L - odpowiednio masa na jednostkę długości, sztywność, współczynnik tłumienia lepkiego, długość konstrukcji wagonu z ładunkiem,
- n - ilość odcinków aproksymacyjnych,
- ψ_1 - pierwsza wartość własna zadania lub pierwszy pierwiastek równania charakterystycznego.

Określenie ogólnych zależności na wartości własne zadania (równania charakterystyczne) przedstawiono w załączniku 3. Równania (11-14), załącznik 3, rozwiązano metodą bisekcji opracowaną na podstawie [82]. Pierwsze cztery wartości własne zadania dla różnych mas wagonów: $(2,0; 4,0; 8,0) \times 10^4$ kg, do i po zblokowaniu zderzaka UIC i różnych schematów konstrukcji wagonu z ładunkiem: o stałym przekroju, o stałym przekroju z masami skupionymi wózków, odcinkami o stałym przekroju i odcinkami o stałym przekroju z masami skupionymi przedstawiono w tabeli 8.

Wartości wartości własnych zadania ($k = 4k_1(\text{UIC})$)

Lp	Masa wago- nu		ψ_i	80	20	40	Schemat konstrukcji wagonu z ładunkiem i wózkami
	Zderzak	Nadwozie		t	t	t	
1	UIC		ψ_1	0,1887			
			ψ_2	2,5869			
			ψ_3	5,8654			
			ψ_4	9,4294			
	zblokowanie zderzaka		ψ_1	0,9039	0,7092	0,9029	$\alpha_m = 0,0634$ $\alpha_k = 0,0309; 1,0$ $\theta = 0,167$ $r = -0,3555$
			ψ_2	2,9006	5,4109	2,8969	
			ψ_3	5,9640	9,4861	5,9615	
			ψ_4	9,5009	11,5851	9,5009	
2	zblokowanie zderzaka		ψ_1	0,8111			 $\alpha_k = 0,0417; 1,0$ $\alpha_m = 0,0634$ $\theta = 0,167$
			ψ_2	3,1340			
			ψ_3	6,2228			
			ψ_4	9,5249			
3	r_0	zblokowanie zderzaka	ψ_1		0,9647		
			ψ_2		3,1869		
			ψ_3		6,1162		
			ψ_4		9,5025		
	r_1	zblokowanie zderzaka	ψ_1	0,9650			$\alpha_k = 0,0309$ $\theta = 0,167$ $r_1 = -0,356$ $r_0 = -0,355$
			ψ_2	3,1863			
			ψ_3	6,1154			
			ψ_4	9,5023			
4	UIC		ψ_1	0,2055			
			ψ_2				
			ψ_3				
			ψ_4				
	zblokowanie zderzaka		ψ_1	1,1623			$\alpha_k = 0,0417; 1,0$
			ψ_2				
			ψ_3				
			ψ_4				

Przyjęte dane:

Dla $M = 8,0 \cdot 10^4 \text{ kg}$: $M_z = 7,1 \cdot 10^4 \text{ kg}$, $M_p = 1,1 \cdot 10^4 \text{ kg}$,

$M_w = 0,45 \cdot 10^4 \text{ kg}$,

$v_0 = (7,5; 9,04; 12,5) \text{ km/h}$,

$n = 6$,

$L = 12,9 \text{ m}$, $b = 2,15 \text{ m}$.

Sztywność w fazie obciążania jednego zderzaka:

$k_a = 5,381 \cdot 10^6 \text{ N/m (UIC)}$, $k_a = 5,610 \cdot 10^6 \text{ N/m (P)}$.

Połowa sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem:

$k = 21,524 \cdot 10^6 \text{ N/m } (4k_1 \text{ (UIC)})$.

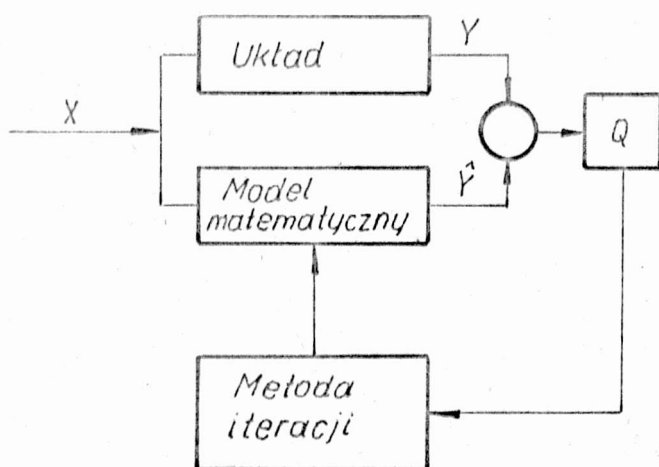
Ponadto przyjęto: $\frac{F_0}{F_1} = \frac{k_0}{k_1} = 1,35$; $\frac{\rho_0}{\rho_1} = 1,55$.

W pracy [8] wartość $\frac{F_0}{F_1}$ przyjęto równą 1,27. Dla wagonów PKP, rozpatrywanych w niniejszej pracy, ten iloraz jest większy.

2.4.3. Schemat propozycji identyfikacji parametrów do modelu matematycznego.

Dla zwiększenia dokładności określenia wyżej przyjętych parametrów proponuje się ich identyfikację w oparciu o poniższą procedurę i zaproponowane wskaźniki jakości.

Z analizy prac, np. [9,96,115,129,132] można zauważyć dwa rodzaje zadań identyfikacji: zadanie proste i zadanie odwrotne (określenia za J. Osieckim [115]). Wśród problemów z zadań odwrotnych można wyróżnić problem syntezy (konstruowanie), tzn. znane są wejścia, wyjścia i struktura, a szukamy parametrów układu (rys.30).



Rys. 30.

Schemat procesu określenia parametrów układu

Przy porównywaniu wyjść z układu i z modelu możliwe jest porównywanie wszystkich wyjść układu i modelu. Funkcję jakości identyfikacji Q można przyjąć, za [9,69,115], np.

$$Q = \sum_{i=1}^n |Y_i - \hat{Y}|^2; \quad Q = \max_i |Y_i - \hat{Y}_i|; \quad Q = \frac{1}{t} \int_0^t (Y_i - \hat{Y}_i) dt \dots$$

Wydaje się bardziej racjonalne i szybsze określenie parametrów układu, szczególnie po zblokowaniu zderzaków, porównując:

- maksymalne reakcje,
- szybkości narastania przyspieszeń w chwili $t = t_n$ (chwila włączenia się do pracy sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem),
- parametry kinematyczne procesu: współczynnik przekazywania energii, określony z zależności

$$\alpha = \frac{M_3 v_3^2}{M_1 v_0^2},$$

współczynnik restytucji (9) i długość zderzenia.

Dwa pierwsze wskaźniki pozwalają głównie dobrać masę i sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem, a drugi i trzeci wartość bezwymiarowego współczynnika tarcia histerezy.

Funkcję jakości identyfikacji Q można przyjąć:

$$Q_F = \min_i |F_i - \hat{F}_i|, \quad Q_{\ddot{x}} = \min_i |\ddot{x}_i - \hat{\ddot{x}}_i|, \quad Q = \min_i |\alpha - \hat{\alpha}|,$$

$$Q_R = \min_i |R - \hat{R}|, \quad Q_t = \min_i |t - \hat{t}|, \text{ (gdzie } i=1,3).$$

Aby można było przeprowadzić dokładne określenie parametrów do modeli matematycznych (punkt 2.3) należy podczas badań doświadczalnych określić:

- naprężenie i odkształcenie konstrukcji lub siłę i ugięcie konstrukcji wagonu z ładunkiem spowodowane zderzeniem w wybranych punktach na długości wagonu do i po zblokowaniu zderzaków,
- parametry kinematyczne: prędkość zderzenia, chwilowe prędkości wagonów do i po zblokowaniu zderzaków,
- oraz wstępnie, sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem, np. z rozprzestrzeniania się fali obciążenia (punkt 1.1).

2.5. Programy realizujące modele matematyczne na maszynie analogowej.

2.5.1. Wprowadzenie.

Badania modelu matematycznego opisującego proces zderzenia dwóch wagonów przeprowadzono na maszynie analogowej WAT-102 w Instytucie Cybernetyki Technicznej Politechniki Wrocławskiej. Oznaczenia bloków operacyjnych wg [35,36].

Przedstawione na rys.31 i 32 schematy programu na maszynę analogową są ważne dla każdego modelu matematycznego wyrażonego w postaci układu równań różniczkowych nieliniowych o zmiennej strukturze (22 - 30). Model matematyczny natomiast opisuje zdarzenie dwóch wagonów wyposażonych w zderzaki pierścieniowe lub pierścieniowo-hydrauliczne i uwzględnia własności sprężysto-tłumiące konstrukcji wagonu z ładunkiem, jeżeli tylko są spełnione założenia przyjęte w punkcie 2.2.

Rozwiązanie (badanie) modelu matematycznego ze względu na nieliniowy charakter równań i zmienną strukturę nie może mieć tak ogólnego charakteru. Możliwe są tylko przypadki rozwiązań szczególnych - dla konkretnych wartości liczbowych współczynników równań, tj. dla konkretnych elementów układu.

Obliczenia symulacyjne prowadzi się na przykładzie konkretnych wagonów z odpowiednimi zderzakami. Wartości parametrów zderzaków i konstrukcji wagonu z ładunkiem przedstawiono w punkcie 2.4 i załącznik 1,5.

Zgodnie z zasadami modelowania na maszynach analogowych [15,35, 50,99,112] oszacowano maksymalne wartości zmiennych rozwiązania i wyznaczono współczynniki skali. Skalowanie amplitudy przeprowadzono metodą polegającą na bezpośredniej modyfikacji schematu analogowego [15,99].

Zasada pracy maszyny analogowej polega na rozwiązywaniu zadania w czasie rzeczywistym, tzn. takim, w jakim przebiega proces w rzeczywistości. Ze względu na ograniczenia bloków maszyny, a częściej, dla zapewnienia poprawnej rejestracji wyników obliczeń, należy proces obliczeń odpowiednio zwolnić lub przyspieszyć. Jest to skalowanie czasu.

W pracy, w obu przypadkach, zwolniono proces obliczeń 100 razy w stosunku do rzeczywistej skali czasu, przy czym również zastosowano metodę bezpośredniej modyfikacji schematu analogowego.

Na rys. 31 i 32 wyrażenia w nawiasach prostokątnych na wyjściach z bloków oznaczają zmienne maszynowe, przy czym liczba oznacza współczynnik skali [15,55,99,112]. Natomiast wyrażenia przy potencjometrach odpowiednie współczynniki stałe, wynikające z równań po przekształceniu do postaci odpowiedniej do programowania.

2.5.2. Opis programów.

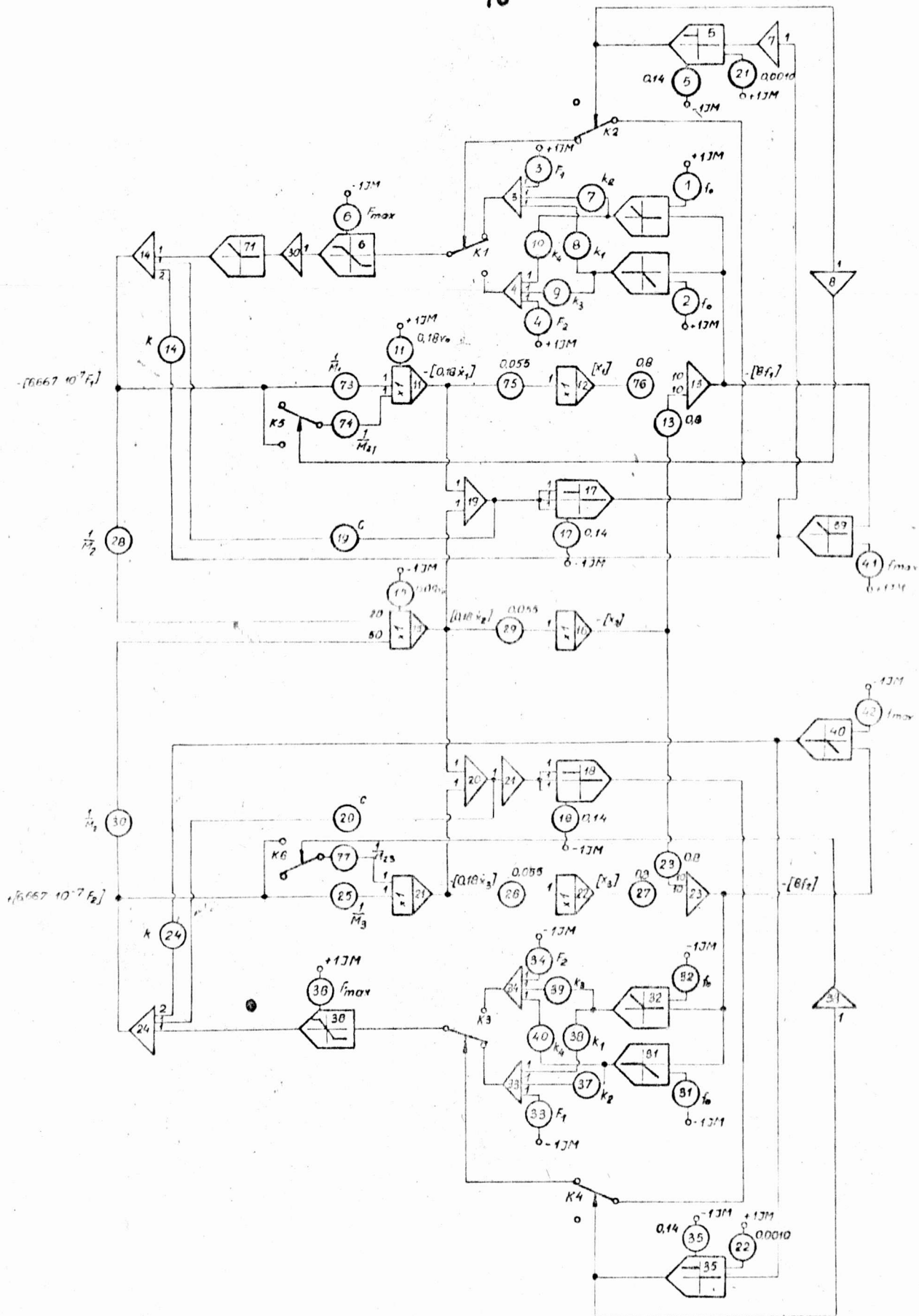
2.5.2.1. Program realizujący model matematyczny zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1 - masowy.

Na rys. 31 przedstawiono schemat realizacji układu równań różniczkowych nieliniowych zwyczajnych o zmiennej strukturze (22 - 28).

Równania równowagi sił działających na wagon nabiegający, części ruchome zderzaków i wagon stojący ((22),(25),(28)) zamodelowano za pomocą ogólnej metody programowania równań różniczkowych z niejawną pochodną najwyższego rzędu.

Równanie równowagi sił działających na wagon nabiegający (22) zamodelowano za pomocą integratorów 11 i 12 oraz sumatorów 13 i 14. Poszczególne człony równania równowagi sił (22) zrealizowano w następujący sposób:

- równanie (17): siła działająca na zderzak wagonu nabiegającego (charakterystyka siłowa zderzaka) zamodelowano za pomocą bloków ogranicznika dokładnego 1 i 2 oraz sumatora 3 (faza obciążania zderzaka) oraz za pomocą bloków ogranicznika dokładnego 1 i 2 oraz sumatora 4 (faza odciążania). Na potencjometrach 1 i 2 odwzorowano ugięcie wstępne f_0 zderzaka, na potencjometrach 3 i 4 - siłę odpowiadającą zakłamaniu siłowej charakterystyki odpowiednio F_1 w fazie obciążania i F_2 - odciążania zderzaka, natomiast na potencjometrach 8 i 7 sztywność w fazie obciążania: k_1, k_2 , a 9 i 10 - w fazie odciążania: k_3, k_4 . Przykład zamodelowania zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem równania (18) i (19) przedstawiono w [13]. Inne możliwości zamodelowania siłowej charakterystyki (w tym nieliniowej charakterystyki) przedstawiono w załączniku 4,
- równanie (20): siła działająca na konstrukcję wagonu z ładunkiem zamodelowano za pomocą bloku ogranicznika dokładnego 39 i sumatora 14. Ograniczenie siły zderzaka (siła zblokowania) zrealizowano



Rys. 31. Schemat analogowy modelu matematycznego zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy.

na bloku ogranicznika amplitudy 6. Na potencjometrach: 39 odwzorowano ugięcie maksymalne zderzaka, 6 - maksymalną siłę zderzaka, 14 - sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem. Przykład zamodelowania zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem autor przedstawił w [23]. Równanie (21a): siła tłumienia lepkiego zamodelowano na sumatorach 19 i 14. Potencjometr 19 odwzorowuje współczynnik tłumienia lepkiego,

- masę wagonu nabiegającego odwzorowano na potencjometrze 73, jej wartość zastępczą, po zablokowaniu zderzaka, na - 73 i 74.

Do przełączania układu: przejście od obciążenia do odciążenia układu zderzak - konstrukcja wagonu z ładunkiem służy sumator 19, inwertor 7, komparatory 17 i 5, ogranicznik dokładny 39 oraz klucze K1 i K2. Należy przy tym zwrócić szczególną uwagę na znaki ugięcia i szybkości ugięcia oraz na podłączenie komparatorów 17 i 5 oraz kluczy K1 i K2. Po usunięciu inwertera 7 (potencjometr 19 ma nastawę równą zero) otrzymuje się odwzorowanie równania (21b), realizację, w konstrukcji wagonu z ładunkiem, tarcia suchego proporcjonalnego do nacisku. Redukcję masy konstrukcji wagonu z ładunkiem, po zablokowaniu zderzaka, zrealizowano przez dodatkowy potencjometr 74, włączony równolegle do potencjometru 73, odwzorowującego masę wagonu nabiegającego, klucz K5 sterowany z komparatora 5 poprzez inwertor 8.

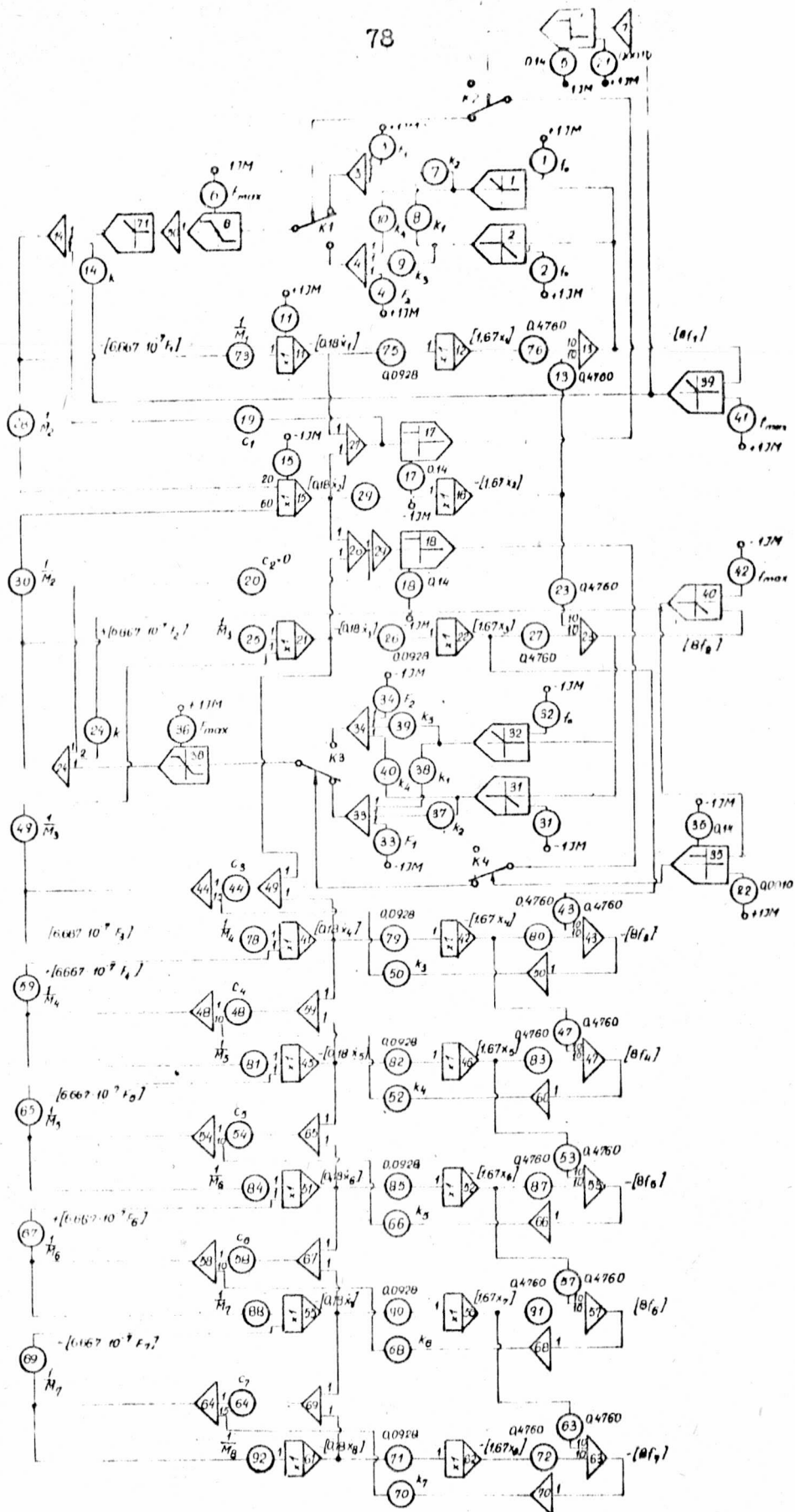
Równanie równowagi sił działających na części ruchome zderzaka (25) zrealizowano na integratorach 15 i 16.

Warunki początkowe równań (22) i (25) są odwzorowane odpowiednio na potencjometrze 11 i 15.

Na wyjściu z integratorów 11 i 12 otrzymuje się odpowiednio prędkość i położenie środka masy wagonu nabiegającego. Ugięcie f_1 zderzaka wagonu nabiegającego otrzymuje się jako różnicę położenia środków ciężkości wagonu i części ruchomych zderzaków $x_1 - x_2$ na sumatorze 13, natomiast prędkość ugięcia $\dot{f}$ - na sumatorze 19.

Na wyjściu z integratorów 15 i 16 otrzymuje się odpowiednio prędkość i położenie (przemieszczenie) środka masy części ruchomych zderzaków.

Równanie sił działających na wagon stojący (28) zostało zamodelowane w identyczny sposób jak równanie (22).



Rys. 32. Schemat analogowy modelu matematycznego zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcję wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy

2.5.2.2. Program realizujący model matematyczny zderzenia dwóch wagonów, w którym konstrukcję wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy.

Na rys.32 przedstawiono schemat realizacji układu równań różniczkowych zwyczajnych nieliniowych o zmiennej strukturze (22-27), (29) i (30).

Równanie równowagi sił działających na wagon nabiegający, części ruchome zderzaków i wagon stojący (22), (25) i (29) zamodelowano za pomocą ogólnej metody programowania równań różniczkowych, z niejawną pochodną najwyższego rzędu.

Równania równowagi sił działających na wagon nabiegający (22), części ruchome zderzaków (25) i na pierwszy odcinek aproksymacyjny wagonu stojącego, dla $k = 3$, (29), zamodelowano identycznie jak opisano wyżej. Ostatnie równanie uzupełniono o siłę F_3 , zgodnie z (29) otrzymaną na sumatorze 44 po pomnożeniu przez odpowiednią masę odwzorowaną na potencjometrze 49. Potencjometr 20 odwzorowujący siłę lepkiego tłumienia konstrukcji wagonu z ładunkiem jest niepotrzebny, zastępują go odpowiednio potencjometry 44, 48, 54, 58 i 64 w odpowiednich odcinkach aproksymacyjnych. Dodatkowo zrezygnowano z potencjometrów 74 i 77 odwzorowujących zastępczą masę wagonu oraz z kluczy K5 i K6. W modelu tym, ze względu na skończoną ilość miejsc operacyjnych EMA (72) i ograniczoną ilość kluczy (8) nie można zrealizować redukcji masy odcinków aproksymacyjnych wagonu stojącego po zblokowaniu zderzaka.

Równanie równowagi sił działających na drugi odcinek aproksymacyjny wagonu stojącego, dla $k = 4$, (29) zamodelowano na integratorach 41 i 42 oraz sumatorach 43, 49, 44, 59 i 48.

Poszczególne człony równania równowagi (29), ($k = 4$) zrealizowano w następujący sposób:

- reakcja pierwszego odcinka aproksymacyjnego ($k = 3$), (F_3):
 ugięcie f_3 zrealizowano na sumatorze 43, szybkość ugięcia - na 49, na potencjometrach 50 i 44 odwzorowano odpowiednio sztywność i współczynnik tarcia lepkiego. Na sumatorze 44 otrzymuje się reakcję pierwszego odcinka aproksymacyjnego,
- siła drugiego odcinka aproksymacyjnego ($k = 4$), (F_4): odpowiednio ugięcie f_4 zrealizowano na sumatorze 47, szybkość ugięcia - na 59, na potencjometrach 60 i 48 odwzorowano sztywność i współczynnik tarcia lepkiego. Na sumatorze 48 otrzymuje się siłę działającą

na drugi odcinek aproksymacyjny,

- masę drugiego odcinka aproksymacyjnego wagonu stojącego odwzorowano na potencjometrach 78 i 59.

Na wyjściu z integratorów 41 i 42 otrzymuje się odpowiednio prędkość i położenie środka masy drugiego odcinka aproksymacyjnego wagonu stojącego. Ugięcie f_3 otrzymuje się jako różnicę położenia środków ciężkości mas pierwszego i drugiego odcinka aproksymacyjnego $x_3 - x_4$ na sumatorze 43.

Równanie równowagi sił działających na kolejne masy odcinków aproksymacyjnych wagonu stojącego ($k = 5 - 8$), (29) zrealizowano w identyczny sposób. Dla $k = 8$, z warunku brzegowego jest $F_8 = 0$, czyli nie ma siły działającej na ten odcinek a tylko reakcja odcinka poprzedzającego $k = 7$.

3. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

3.1. Badania symulacyjne procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów.

3.1.1. Cel i zakres badań symulacyjnych.

Badania symulacyjne, polegające na analizie modeli matematycznych opisujących zderzenie dwóch wagonów za pomocą maszyny analogowej, miały na celu:

- a) sprawdzenie czy model poprawnie odwzorowuje zderzenie wagonów, poprzez porównanie z wynikami teoretycznymi lub uzyskanymi z doświadczenia,
- b) sprawdzenie zasadności przyjętych, przy formułowaniu modeli matematycznych, założeń upraszczających,
- c) porównanie wyników zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą,
- d) porównanie skutków występowania w układzie tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia i równoważnego tarcia lepkiego,
- e) określenie wpływu wybranych parametrów układu na wielkości charakterystyczne zderzenia dwóch wagonów.

Badania symulacyjne obejmowały:

- modelowanie zderzenia dwóch wagonów przy parametrach układu odpowiadającym badaniom doświadczalnym: załącznik 5 oraz [63,110],
- modelowanie zderzenia dwóch wagonów dla różnych parametrów układów:
mas wagonów: $M_i = (2,0-8,0) \cdot 10^4$ kg,
zderzaków: P, UIC, K, P-UIC, UIC-P, UIC-K,

szttywność konstrukcji wagonu z ładunkiem: $k = (4-8)k_1$, gdzie k_1 - sztywność dwóch zderzaków UIC w fazie obciążania, tłumienia konstrukcji wagonu z ładunkiem: $T = 0,125; 0,25; 0,50$, prędkości zderzenia: $v_0 = 2,5 - 15,0$ km/h.

3.1.2. Sposób rejestracji, dokładność modelowania i opracowanie wyników.

Obliczenia symulacyjne przeprowadza się wg programu zamieszczonego w punkcie 2.5, rozpoczynając je przy odpowiednich początkowych warunkach: $\dot{x}_1(0) = v_0$ i $\dot{x}_2(0) = \frac{1}{2} v_0$. Analizowano proces zderzenia dwóch wagonów w fazie obciążania i odciążenia zderzaków i konstrukcji wagonów z ładunkiem (do chwili, gdy $F_1, F_3 = 0$).

Rejestrację wyników przeprowadza się następująco:

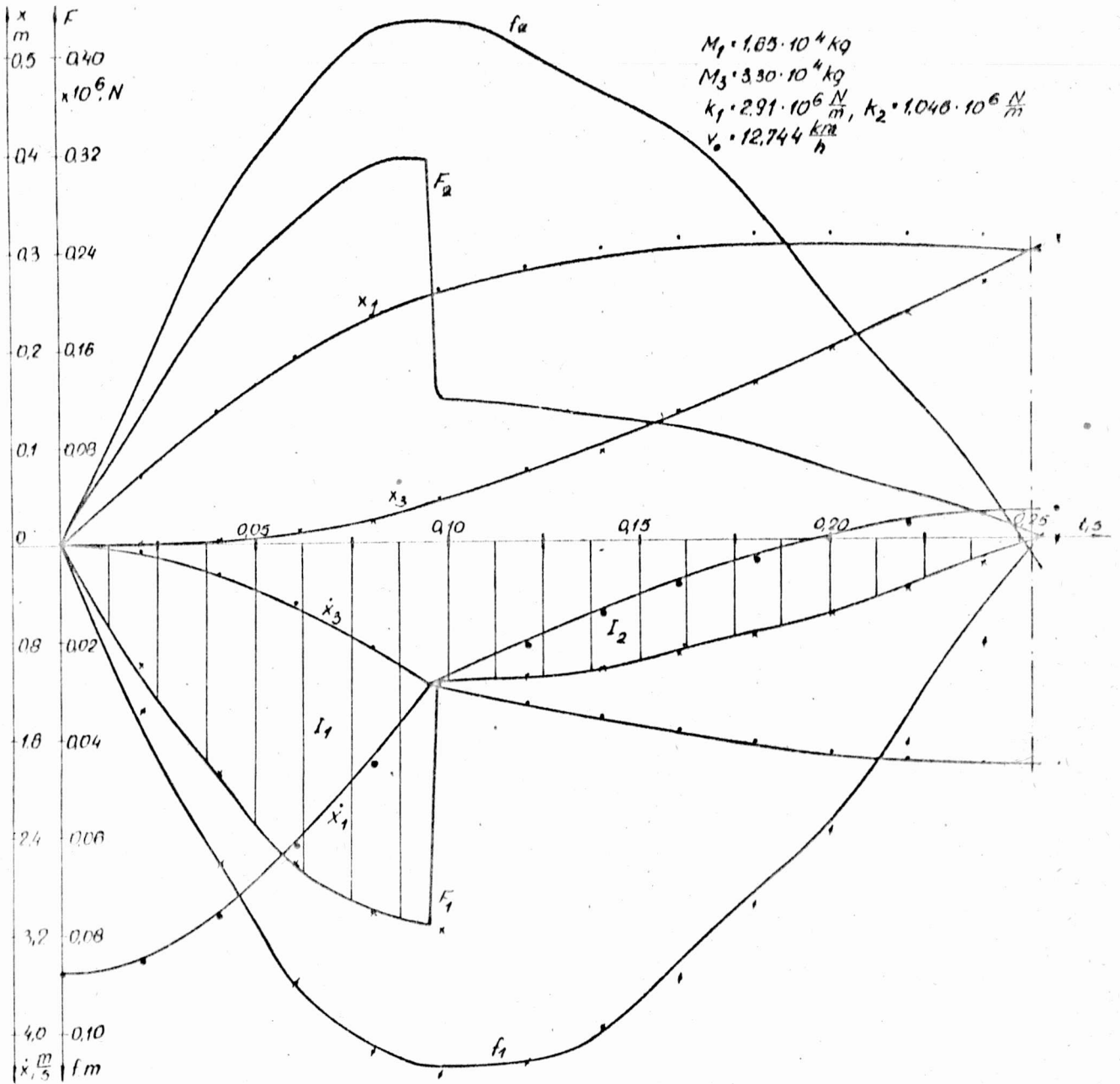
- przebiegi chwilowe wielkości: $F_i, f_i, \dot{x}_i, x_i$ w funkcji czasu rejestrowano za pomocą rejestratora $Y(t)$ i XY firmy Yokogawa typu PRO-12,
- charakterystyczne dla procesu zderzenia maksymalne wartości niektórych wielkości: $F_{\max}, F_{\max}^*, v_0^{zb}, v_0^{2000}, F_{\max}^{*v_0}$ rejestrowano za pomocą woltomierza cyfrowego, stanowiącego wyposażenie maszyny analogowej WAT-102.

Dokładność obliczeń na maszynach zależy od dokładności poszczególnych bloków operacyjnych, nastaw potencjometrów, struktury i złożoności programu analogowego oraz od skalowania zmiennych [15,55,86]. Przyjmuje się, że dla równań różniczkowych zwyczajnych liniowych o stałych współczynnikach błędy obliczeń są w granicach 0,1-4,0 %.

Dokładność obliczeń oszacowano sprawdzając:

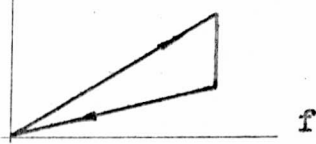
- dokładność odwzorowania siłowych charakterystyk zderzaków i sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem,
- oraz dokładność odwzorowania procesu i wielkości charakterystycznych zderzenia dwóch wagonów.

W pierwszym przypadku oszacowany błąd wynosił 0,5-1,5 %, w drugim przypadku zamodelowano zderzenie dwóch wagonów korzystając z danych zawartych w [157]. Uzyskane wyniki z badań symulacyjnych porównano z rezultatami z metody analitycznej, korzystającej z zasady zachowania energii i zasady pędu. Porównanie wyników przedstawiono na rys.33, a różnice wartości wielkości charakterystycznych zderzenia w tabeli 9.



Rys.33. Porównanie wyników obliczeń symulacyjnych i z metody analitycznej

Zestawienie błędów wartości wielkości charakterystycznych zderzenia dwóch wagonów z obliczeń symulacyjnych i z metody analitycznej

Parametr Kształt charakterystyki	$F_{\max}$ %	$f_{\max}$ %	v'_1 %	v'_3 %	t %
	1,25	2,70	-4,50	-0,50	3,50
	1,90	3,60	1,60	0,80	1,30

Uzyskano taką dokładność jak podaje literatura [15,55,86].

W wyniku realizacji badań symulacyjnych otrzymano zbiory danych określających wpływ wybranych parametrów na charakterystyczne wielkości procesu zderzenia dwóch wagonów. Otrzymane zbiory punktów aproksymowano metodą regresji wielomianowej. Obliczenia przeprowadzono korzystając ze standardowego programu aproksymacji wielomianowej na EMC.

Program, korzystając z metody najmniejszych kwadratów, oblicza współczynniki funkcji regresji wielomianowej (maksymalny stopień wielomianu wynosi 5). Ponadto oblicza współczynnik korelacji, odchylenie standardowe itp.

Do porównania wyników symulacji i badań doświadczalnych oraz wyników zderzenia dwóch wagonów i wagonu z przegrodą ciągłą, czasowe przebiegi dyskretyzuje się, a następnie oblicza się współczynnik korelacji, jego wartość krytyczną i przedział ufności oraz porównuje się wielkości charakterystyczne zderzenia.

3.2. Badania doświadczalne zderzenia dwóch wagonów.

W pracy, odwzorowując warunki badań doświadczalnych, symulowano na modelu matematycznym proces zderzenia dwóch wagonów. Otrzymane wyniki porównano z wynikami badań doświadczalnych (dla badań COB i RTK bez podziału na fazy do i po zblokowaniu zderzaka).

Badania doświadczalne zderzenia dwóch wagonów dotyczą zderzenia:

- 1° Do zblokowania zderzaka: badania przeprowadzone przez COB i RTK w Warszawie i badania [110] z amortyzatorem Š-1T.
- 2° Z uwzględnieniem zblokowania zderzaka: badania COB i RTK, badania [63] z amortyzatorem CNII-N6 i bez amortyzatora: badania [110].
- Opis badań przedstawiono w załączniku 5.

3.3. Porównanie rezultatów symulacji z wynikami badań doświadczalnych.

3.3.1. Wprowadzenie.

Porównanie rezultatów badań symulacyjnych z wynikami badań doświadczalnych (załącznik 5) miało na celu sprawdzenie czy model poprawnie odwzorowuje proces zderzenia i zasadności przyjętych założeń upraszczających oraz udowodnienie Tezy 1.

3.3.2. Zderzenie dwóch wagonów do zblokowania zderzaka.

- 3.3.2.1. Porównanie rezultatów symulacji z wynikami badań doświadczalnych COB i RTK (załącznik 5, punkt 1), (z amortyzatorem GRK-110).

Do oceny przybliżenia wyników badań symulacyjnych i badań doświadczalnych ich ciągłe przebiegi (siły spowodowanej zderzeniem) dyskretyzowano wyznaczając ich współczynnik korelacji.

Do określenia okresu próbkowania korzysta się z twierdzenia W.A.Kotielnikowa i C.E.Shannona, ze [96,126].

Przedział próbkowania określono:

- na podstawie wykresu czasowego, wtedy

$$\Delta t = \frac{\Delta F}{\max_t \left| \frac{dF(t)}{dt} \right|} \quad (40)$$

- oraz z warunku

$$\Delta t \leq \frac{\pi}{\omega_g}, \quad (41)$$

gdzie:

ΔF - błąd względny wartości maksymalnej,

ω_g - graniczna częstość kołowa.

Przyjęto okres próbkowania równy $\Delta t = 0,01$ s (dla danych z badań symulacyjnych i doświadczalnych).

Wartości współczynników korelacji, wartości krytyczne tych współczynników na poziomie istotności 0,05 i ich przedziały ufności wyliczone w oparciu o [96,162] przedstawiono w tabeli 10.

T a b e l a 10

Wartości współczynnika korelacji,
ich wartości krytyczne i przedziały ufności

Prędkość $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	Współczynnik korelacji	Wartość krytyczna współczynnika korelacji na poziomie istotności 0,05	Przedział ufności współczynnika korelacji na poziomie ufności $1 - \alpha = 0,95$
9,5	0,9835	0,3809	0,98; 0,99
9,6	0,9735	0,3809	0,96; 0,98
11,9	0,9364	0,3809	0,88; 0,98
12,0	0,9326	0,3809	0,85; 0,97
14,9	0,8481	0,4438	0,64; 0,92
15,0	0,8462	0,4438	0,62; 0,91

Porównanie różnic i wartości wielkości charakterystycznych procesu zderzenia z badań symulacyjnych i doświadczalnych przedstawiono w tabeli 11.

Na rys.34-36 przedstawiono porównanie przebiegów czasowych siły i ugięcia amortyzatora dla wagonu nabiegającego przy prędkości zderzenia $v_0 = 9,5; 12,0; 15,0$ km/h, natomiast na rys.37 porównanie przebiegów zależności siły spowodowanej zderzeniem w funkcji prędkości zderzenia z badań symulacyjnych i z doświadczalnych.

Krzywe na rys.37 otrzymano z aproksymacji wielomianowej, przy czym najodpowiedniejszą funkcją, do i po zblokowaniu amortyzatora, jest wielomian stopnia pierwszego o postaci

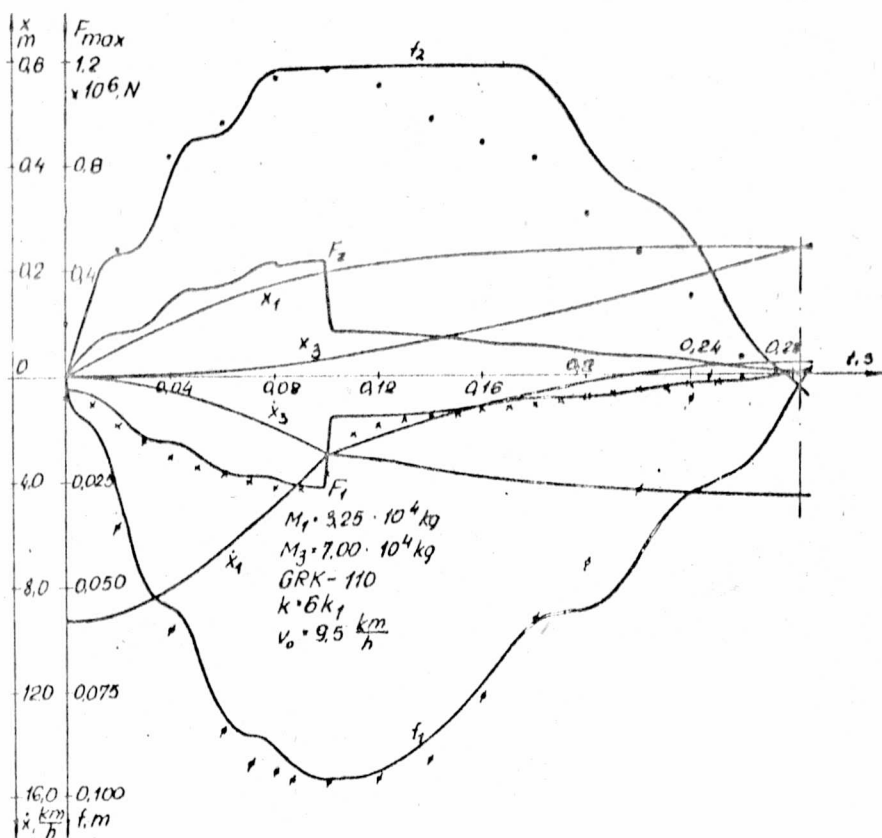
$$F_{\max} = a_0 + a_1 \cdot v_0 \quad (42)$$

Wartości współczynników tego równania zamieszczono w tabeli 12.

T a b e l a 11

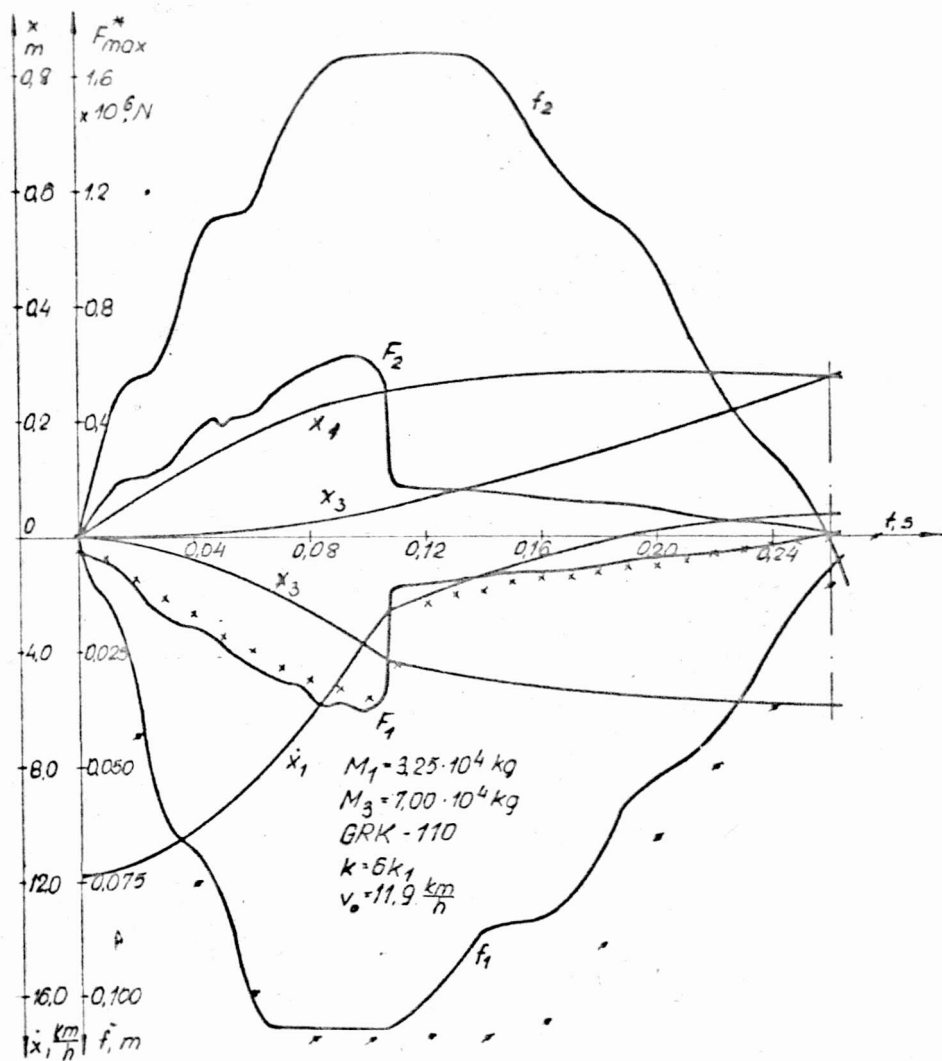
Porównanie różnic i wartości wielkości charakterystycznych procesu zderzenia z badań symulacyjnych i doświadczalnych

Prędkość zderzenia $v_0, \frac{\text{km}}{\text{h}}$	Wielkość charakterystyczna	Badania symulacyjne	Badania doświadczalne	Błąd	
				bezwzględny	względny
9,5	$F_{1\max}, \text{N}$	$0,860 \cdot 10^6$	$0,870 \cdot 10^6$	$1,0 \cdot 10^4$	1,15 %
	$f_{1\max}, \text{m}$	0,0962	0,0972	$1,0 \cdot 10^{-3}$	1,03 %
	t_1, s	0,100	0,094	$-6,0 \cdot 10^{-3}$	-6,38 %
	t, s	0,282	0,280	$-2,0 \cdot 10^{-3}$	-0,71 %
11,9	$F_{1\max}, \text{N}$	$1,22 \cdot 10^6$	$1,15 \cdot 10^6$	$-7,0 \cdot 10^4$	-6,09 %
	$f_{1\max}, \text{m}$	0,1075	0,1109	$3,4 \cdot 10^{-3}$	3,07 %
	t_1, s	0,098	0,100	$2,0 \cdot 10^{-3}$	2,00 %
	t, s	0,260	0,296	$36,0 \cdot 10^{-3}$	12,16 %
15,0	$F_{1\max}, \text{N}$	$2,50 \cdot 10^6$	$2,925 \cdot 10^6$	$42,0 \cdot 10^4$	14,38 %
	$f_{1\max}, \text{m}$	0,1256	-	-	-
	t_1, s	0,087	0,093	$6,0 \cdot 10^{-3}$	6,45 %
	t, s	0,194	0,245	$51,0 \cdot 10^{-3}$	20,82 %

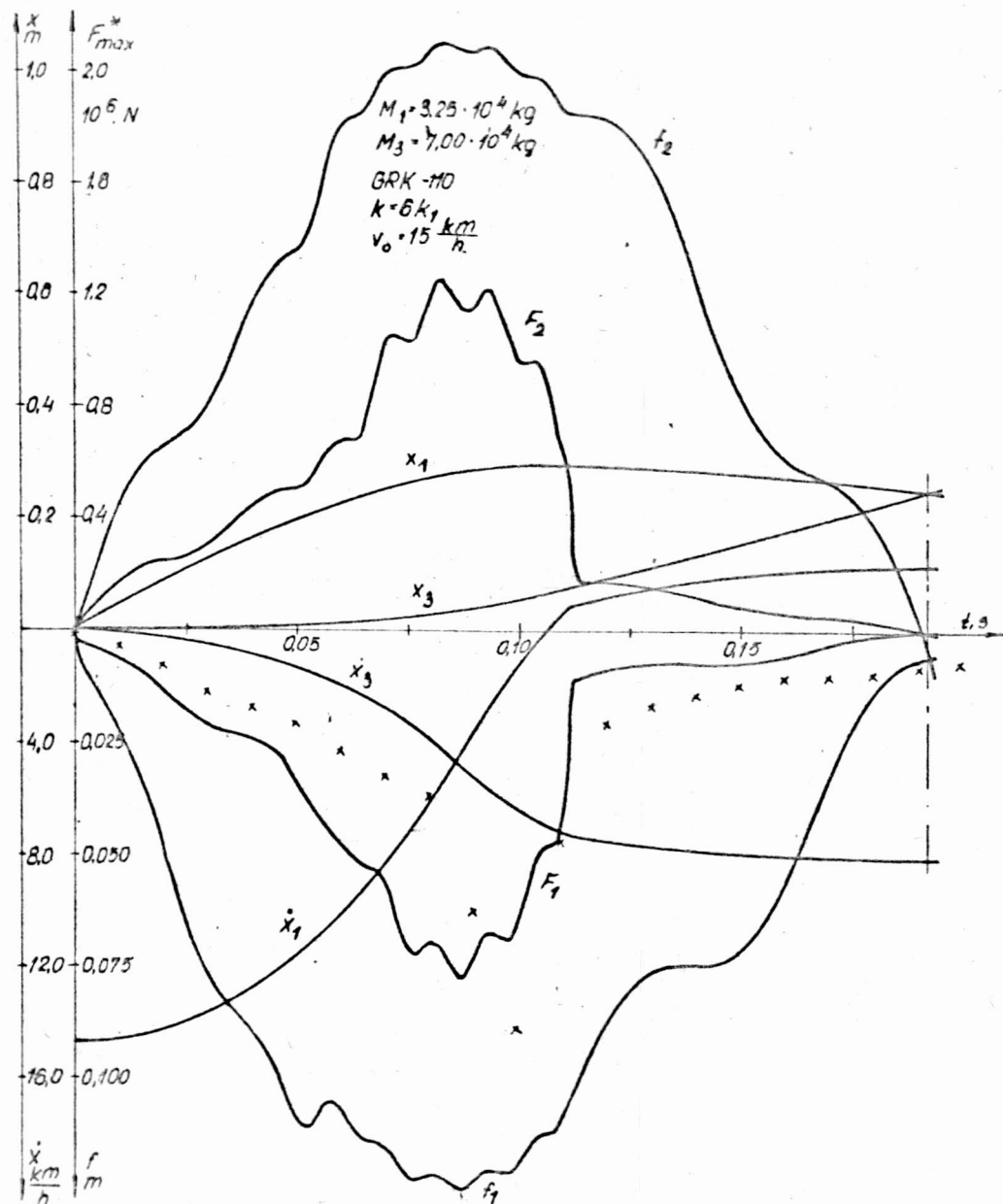


Rys. 34.

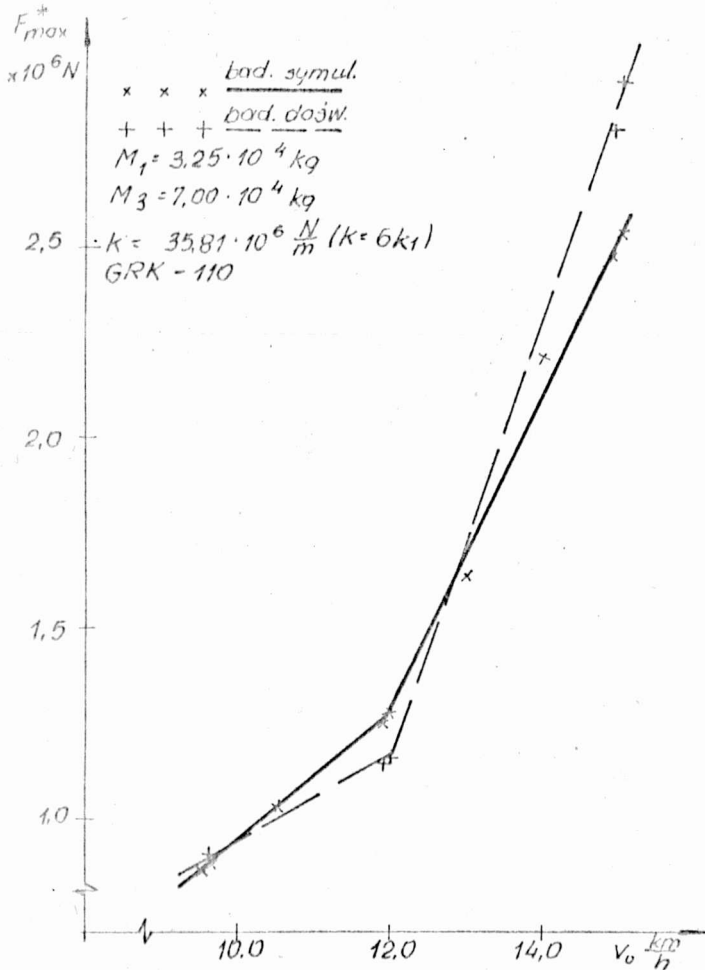
Porównanie przebiegów czasowych siły F_1 i ugięć f_1 i f_2 dla prędkości zderzenia $v_0 = 9,5 \text{ km/h}$ z badań symulacyjnych i z doświadczalnych



Rys.35. Porównanie przebiegów czasowych siły F_1 i ugięcia f_1 dla prędkości zderzenia $v_0 = 11.9 \text{ km/h}$ z badań symulacyjnych i z doświadczalnych



Rys.36. Porównanie przebiegu czasowego siły F_1 dla prędkości zderzenia $v_0 = 15.0 \text{ km/h}$ z badań symulacyjnych i z doświadczalnych



Rys. 37.

Porównanie przebiegów zależności siły w funkcji prędkości zderzenia z badań symulacyjnych i z doświadczalnych

T a b e l a 1 2

Zestawienie współczynników równania (42) opisującego zależność $F_{max}(v_0)$ otrzymane z badań symulacyjnych i z doświadczalnych

Badania Wielkość	Współczynnik Stan amortyzatora	a_0	a_1
Symulacyjne $F_{max}, \times 10^{-6} N$	do zblokowania	-0,218	0,121
	po zblokowaniu	-3,830	0,424
Doświadczalne $F_{max}, \times 10^{-6} N$	do zblokowania	-0,151	0,108
	po zblokowaniu	-5,824	0,581

Z przedstawionych w tabeli 10 współczynników korelacje, z rys. 34-37 oraz z porównania różnic i wartości wielkości charakterystycznych zderzenia można stwierdzić, że do zblokowania amortyzatora

odwzorowanie procesu zderzenia jest dobre. Wysokie współczynniki korelacji potwierdzają dobrą zgodność charakteru przebiegu siły i ugięcia a małe błędy wielkości charakterystycznych - dobrą zgodność ilościową badań symulacyjnych i doświadczalnych. Dla prędkości zderzenia $v_0 = 15,0$ km/h, po zablokowaniu amortyzatora, odwzorowanie jest gorsze. Można zauważyć, że aby poprawić dokładność odwzorowania należy:

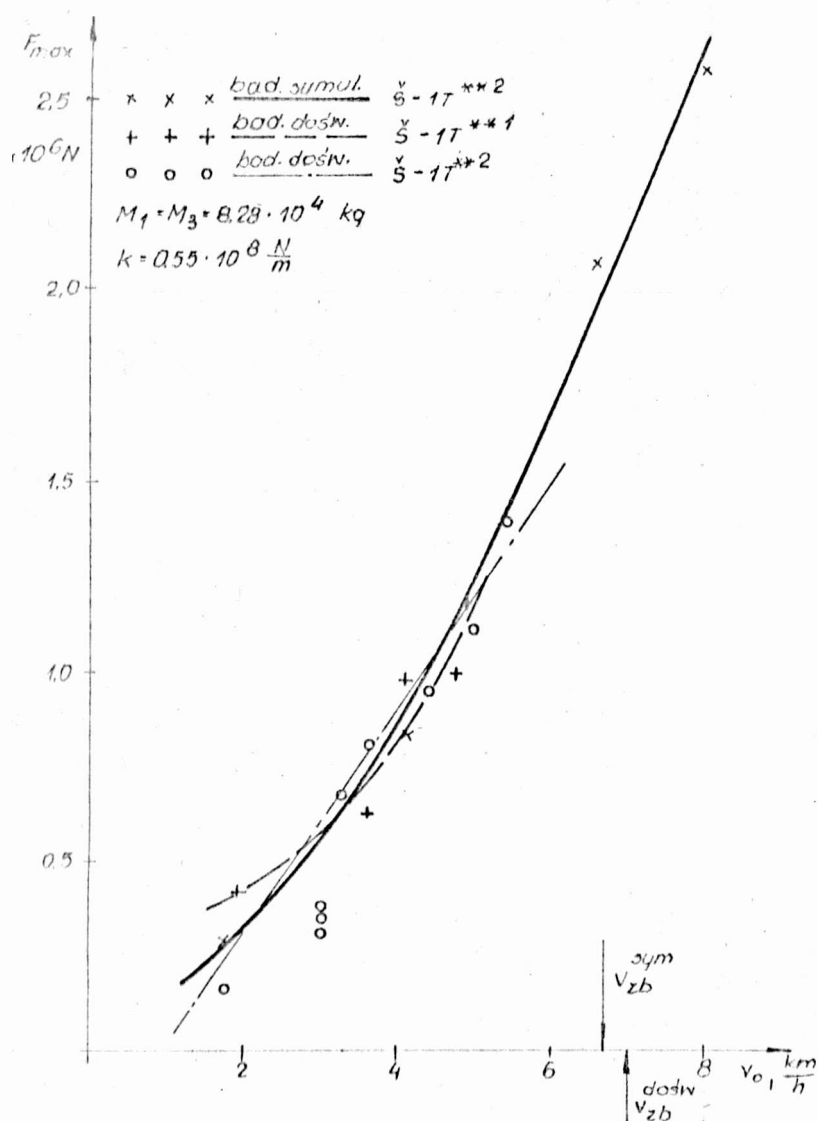
- określić dynamiczną siłową charakterystykę amortyzatora z większej ilości badań doświadczalnych. Poza tym, możliwe jest, że zależy ona od prędkości zderzenia, np. [106]. W związku z tym, należy ją określić biorąc pod uwagę zmienność współczynnika tarcia od prędkości zderzenia, lub w przybliżeniu, że jest stała dla pewnych przedziałów prędkości,
- określić dokładnie sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem, np. z rozprzestrzeniania się fali obciążenia w pociągu [67]. W badaniach symulacyjnych, opierając się na tym co powiedziano wyżej (punkt 1.1) oraz ze wzoru (5a) korzystając z badań doświadczalnych COB i RTK przyjęto ją równą $k = 6k_1$. Okazało się, że (rys.37) dla większych prędkości, jest jeszcze za mała,
- uwzględnić tarcie w konstrukcji wagonu z ładunkiem (duży błąd długotrwałości zderzenia około 20 %); wagony, które poddawano zderzeniu były specjalnie przygotowane do badań, mianowicie zostały wyposażone w przegrody wewnętrzne. W związku z tym uwzględnienie zastępczej masy po zablokowaniu amortyzatora jest niepotrzebne (korzystając z (2) dla $v_0 = 15,0$ km/h krotność zastępczej masy wynosi $\beta \approx 0,2$).

Poza tym przedstawiona w załączniku 5 (punkt 1) metoda pomiaru siły w ramieniu sprzęgu samoczynnego po zablokowaniu amortyzatora budzi zastrzeżenia.

Powinna być określona z wzdłużnych przyspieszeń konstrukcji wagonu z ładunkiem oraz z pomiaru naprężeń w wybranych punktach na długości w konstrukcji wagonu, np. [107,110,126,130,154].

3.3.2.2. Porównanie rezultatów symulacji z wynikami badań doświadczalnych radzieckich (Załącznik 5, punkt 2.1), (z amortyzatorem S-1T).

Na rys.38 przedstawiono zależność maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem wagonów od prędkości zderzenia.



Rys. 38.

Przebieg zależności $F_{max}(v_0)$ otrzymanej z badań symulacyjnych i z doświadczalnych (amortyzator $\check{S}-1T$)

Otrzymane krzywe stanowią rezultat wielomianowej aproksymacji, przy czym najodpowiedniejszą funkcją jest wielomian stopnia pierwszego lub drugiego o postaci

$$F_{max} = \sum_{i=0}^{1,2} b_i v_0^i \quad (43)$$

Wartości współczynników tych wielomianów zamieszczono w tabeli 13.

Z rys. 38 można zauważyć, że zaproponowany model matematyczny zderzenia dwóch wagonów dobrze odwzorowuje badania doświadczalne. Ze względu na rodzaj ładunku i jego umieszczenie (skrzynki z piaskiem) uwzględnienie tłumienia wiskotycznego w modelu jest zbędne (nie trzeba uwzględniać również zastępczej masy ze względu na prędkości zderzenia, $v_0 < v_{zb}$).

Ponadto na rys.38 zaznaczono wartości prędkości zblokowania amortyzatora otrzymane z badań symulacyjnych i doświadczalnych.

T a b e l a 13

Zestawienie współczynników równania (43)
opisującego zależność $F_{\max} = f(v_0)$
otrzymanych z badań symulacyjnych i z badań doświadczalnych

Współczynniki Badania	b_0	b_1	b_2	Uwagi
Symulacyjne $F_{\max}, 10^{-6} \text{ N}$	-0,0088	0,108	0,028	$\check{S}-1T^{**2}$ ($M_z = M_i, T = 0$)
Doświadczalne $F_{\max}, 10^{-6} \text{ N}$	0,451	-0,122	0,054	$\check{S}-1T^{**1}$
	-0,299	0,301	-	$\check{S}-1T^{**2}$

3.3.3. Zderzenie dwóch wagonów z uwzględnieniem zblokowania zderzaka.

3.3.3.1. Porównanie rezultatów symulacji z wynikami badań doświadczalnych radzieckich (Załącznik 5, punkt 2.2.1), (z amortyzatorem CNII-N6).

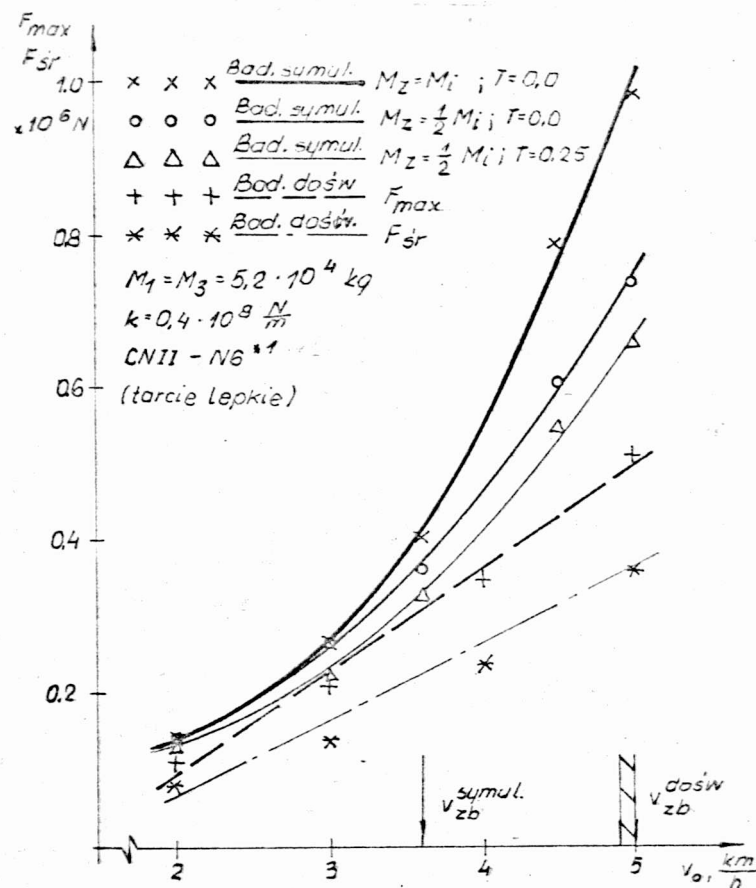
Dynamiczne charakterystyki tego amortyzatora zależą od długości okresu użytkowania (stanu ciernych, współpracujących powierzchni) [63]. Do badań symulacyjnych przyjmowano odpowiednie charakterystyki amortyzatora (załącznik 1).

Zależność wartości maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem w funkcji prędkości zderzenia z badań symulacyjnych i doświadczalnych przedstawiono na rys.39 (amortyzator CNII-N6 nowy) i rys.40 (amortyzator CNII-N6 używany).

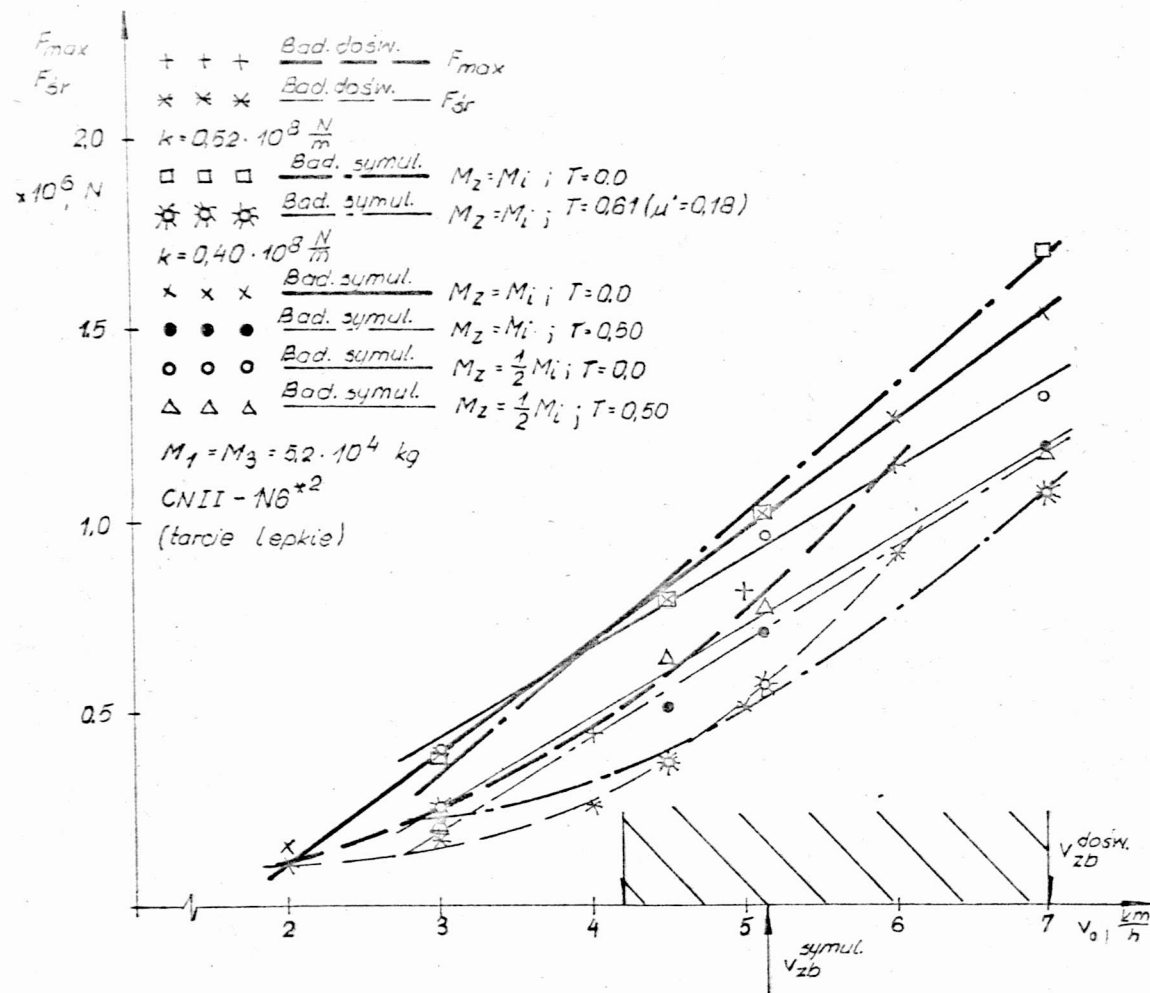
Otrzymane krzywe stanowią rezultat wielomianowej aproksymacji, przy czym najodpowiedniejszą funkcją jest wielomian stopnia pierwszego lub drugiego o postaci

$$F_{\max} = \sum_{i=0}^{1 \vee 2} c_i v_0^i \quad (44)$$

Wartości współczynników wielomianów (44) zamieszczono w tabeli 14.



Rys.39. Przebieg zależności $F_{\max}$, $F_{\text{sr}} = f(v_0)$ z badań symulacyjnych i z doświadczalnych (amortyzator CNII-N6, nowy)



Rys.40. Przebieg zależności $F_{\max}(v_0)$ z badań symulacyjnych i z doświadczalnych (amortyzator CNII-N6, użytkowany)

T a b e l a 14

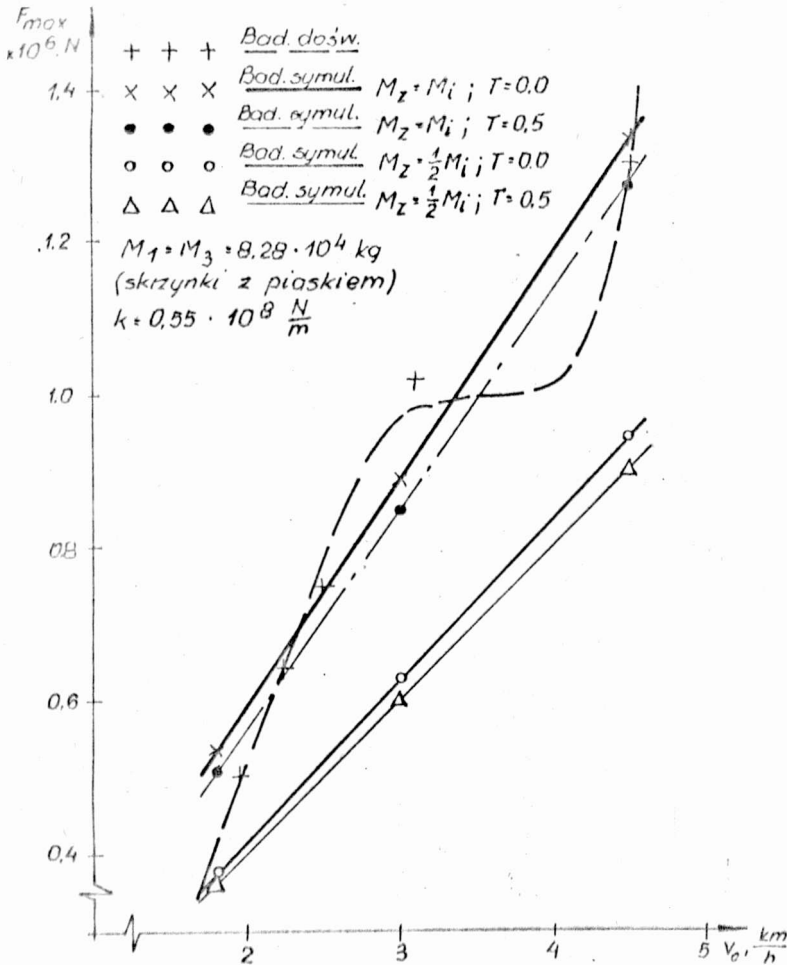
Zestawienie współczynników równania (44)
 opisującego zależność $F_{\max} \vee F_{\text{śr}} = f(v_0)$
 otrzymane z badań symulacyjnych i z doświadczalnych

Oznaczenie amortyzatora	Szttywność $k \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$	Badania	Współczynnik	c_0	c_1	c_2
			Uwzględniane parametry			
CNII-N6*1	0,40	Symulacyjne	$M_z = M_1, T = 0,0$	0,342	-0,254	0,077
			$M_z = \frac{1}{2} M_1, T = 0,0$	0,169	-0,095	0,042
			$M_z = \frac{1}{2} M_1, T = 0,25$	0,154	-0,086	0,038
	-	Doświad.	$F_{\max}, 10^{-6} \text{ N}$	-0,174	0,134	-
			$F_{\text{śr}}, 10^{-6} \text{ N}$	-0,124	0,094	-
CNII-N6*2	0,52		$M_z = M_1, T = 0,0$	-0,666	0,334	-
			$M_z = M_1, T = 0,61$	0,356	-0,156	0,037
	0,40	Symulacyjne	$M_z = M_1, T = 0,0$	-0,449	0,284	-
			$M_z = M_1, T = 0,50$	-0,557	0,248	-
			$M_z = \frac{1}{2} M_1, T = 0,0$	-0,264	0,232	-
			$M_z = \frac{1}{2} M_1, T = 0,50$	-0,476	0,239	-
	-	Doświad.	$F_{\max}, 10^{-6} \text{ N}$	0,104	-0,081	0,043
			$F_{\text{śr}}, 10^{-6} \text{ N}$	-0,404	0,199	-

Na podstawie rys. 39, 40 i tabeli 14 można zauważyć, że uwzględnienie w modelu matematycznym tłumienia wiskotycznego w konstrukcji wagonu z ładunkiem oraz zastępczej masy wagonu po zablokowaniu amortyzatora obniża maksymalną siłę w układzie, przybliżając i czyniąc ją zbliżną z rezultatami badań doświadczalnych (Teza 1).

3.3.3.2. Porównanie rezultatów symulacji z wynikami badań doświadczalnych radzieckich (Załącznik 5, punkt 2.2.2), (bez amortyzatora).

Na rys.41 (wagon chłodnia załadowany) i rys.42 (wagon węglarka załadowany) przedstawiono zależność wartości maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem w funkcji prędkości zderzenia.



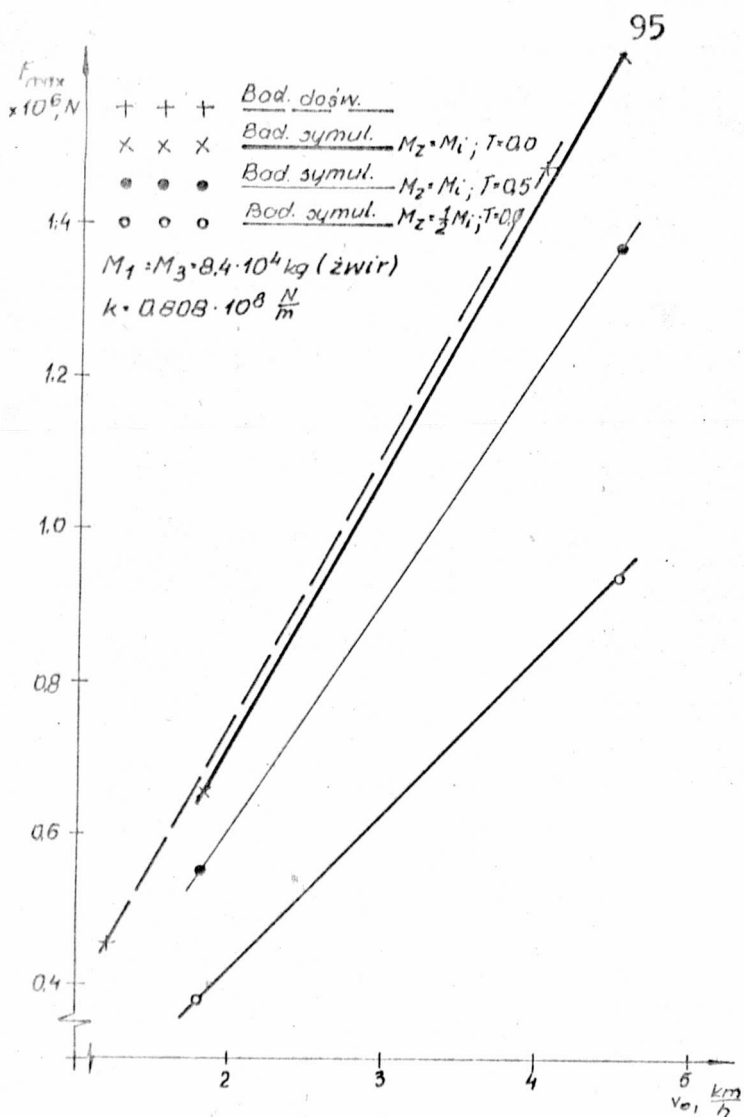
Rys. 41.

Przebieg zależności $F_{max}(v_0)$ z badań symulacyjnych i z doświadczalnych (załadowany wagon chłodnia)

Otrzymane krzywe stanowią wynik wielomianowej aproksymacji, przy czym najodpowiedniejszą funkcją jest wielomian stopnia pierwszego lub czwartego o postaci

$$F_{max} = \sum_{i=0}^{1 \vee 4} d_i v_0^i \quad (45)$$

Wartości współczynników tych wielomianów zamieszczono w tabeli 15.



Rys. 42.

Przebieg zależności $F_{max}(v_0)$ z badań symulacyjnych i z doświadczalnych (załadowany wagon węglarka)

T a b e l a 15

Zestawienie współczynników równania (45) opisującego zależność $F_{max}(v_0)$ otrzymanych z badań symulacyjnych i z badań doświadczalnych

Typ wagonu	Uwzględnione parametry	Badania	Współczynniki				
			d_0	d_1	d_2	d_3	d_4
Wagon chłodnia załadowany	$M_z = M_i; T = 0,0$	symulacyjne	0,0034	0,296	-	-	-
	$M_z = M_i; T = 0,25$	symulacyjne	0,0009	0,282	-	-	-
	$M_z = \frac{1}{2} M_i; T = 0,0$	symulacyjne	0,0014	0,210	-	-	-
	$M_z = \frac{1}{2} M_i; T = 0,25$	symulacyjne	-0,0005	0,201	-	-	-
		doświadczalne	5,815	-9,444	5,679	-1,379	0,119
Wagon węglarka załadowany	$M_z = M_i; T = 0,0$	symulacyjne	0,002	0,361	-	-	-
	$M_z = M_i; T = 0,25$	symulacyjne	0,000	0,304	-	-	-
	$M_z = \frac{1}{2} M_i; T = 0,0$	symulacyjne	0,0017	0,209	-	-	-
		doświadczalne	0,0018	0,364	-	-	-

Na podstawie rys.3.9, 3.10 i tabeli 3.7 można zauważyć, że w przypadku zderzenia dwóch wagonów bez amortyzatora, dla prędkości $v_0 \leq 4,5$ km/h, w modelu matematycznym nie należy stosować tłumienia oraz zastępczej masy wagonu.

Z przebiegu czasowego siły spowodowanej zderzeniem dwóch wagonów bez amortyzatorów przy prędkości zderzenia $v_0 = 4,5$ km/h, otrzymanego z badań doświadczalnych, zamieszczonego w [67] wynika, że czas trwania fazy obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem jest mniejszy niż fazy odciążania, co wskazuje na obecność tarcia w układzie.

W tabeli 16 przedstawiono wartości wielkości charakteryzujących zderzenie z uwzględnieniem tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem.

T a b e l a 16

Porównanie różnic i wartości wielkości charakterystycznych zderzenia dwóch wagonów chłodni załadowanych z badań symulacyjnych i z doświadczalnych ($v_0 = 4,5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$)

Wielkość	Badania doświadczalne	Badania symulacyjne			Błąd					
					bezwzględny			względny, %		
		T=0,0	T=0,25	T=0,50	T=0,0	T=0,25	T=0,50	T=0,0	T=0,25	T=0,50
$F_{\max}$, N	$1,32 \cdot 10^6$	$1,32 \cdot 10^6$	$1,26 \cdot 10^6$	$1,20 \cdot 10^6$	0,0	$6,0 \cdot 10^4$	$12,0 \cdot 10^4$	0,0	4,5	9,0
t_1 , s	0,040	0,060	0,059	0,058	-0,020	-0,019	-0,018	-51,2	-49,2	-46,0
t , s	0,107	0,121	0,119	0,116	-0,014	-0,012	-0,009	-13,1	-11,2	-8,4

Z zestawienia wynika (tabela 16), że uwzględnienie tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem powoduje poprawę dokładności czasu trwania fazy obciążania (o 5%) i zderzenia (o 4,7%) rezultatów symulacji; znacznie silniej pogarsza się dokładność zamodelowania wartości maksymalnej siły. Można stąd sądzić, że zjawiska fizyczne dyssypacji towarzyszące odkształcaniu konstrukcji wagonu i odkształcaniu i przemieszczaniu ładunku mają bardzo złożony charakter (należy w przyszłości podjąć próbę zbudowania modelu uwzględniającego równoczesne występowanie różnych rodzajów tłumienia: tarcie suche proporcjonalne do nacisku, względnie proporcjonalne do przesunięcia, liniowe względnie nieliniowe tłumienie lepkie, tłumienie subwiskotyczne itp., np. [118]).

3.3.4. Podsumowanie

Różnice między wynikami badań symulacyjnych a doświadczalnych mogą być spowodowane:

- błędami pomiarów w badaniach doświadczalnych,
- błędami rozwiązania komputerowego modelu matematycznego,
- przyjętym modelem matematycznym.

Drugą przyczynę rozbieżności można stosunkowo łatwo oszacować i wykryć, oszacowanie pozostałych błędów: pomiarów (szczególnie po zablokowaniu zderzaka) i przyjęcia odpowiedniego modelu jest sprawą prostą. Dlatego można przypuszczać, że tu leży główna przyczyna różnic między wynikami otrzymanymi z badań symulacyjnych i doświadczalnych.

Pierwszą przyczynę rozbieżności można oszacować korzystając z sugestii M. Mazura [98] cytowanej wyżej (punkt 2.1). Wówczas znając przebieg zjawisk występujących podczas zderzenia dwóch wagonów z badań symulacyjnych można przewidywać odpowiedzi i zachowanie układu.

Do różnic spowodowanych przyjętym modelem matematycznym można zaliczyć:

1. Przyjęcie statycznej charakterystyki zderzaka lub amortyzatora. Powinna być ona przyjęta w oparciu o dynamiczne badania (na górcie rozbiegowej) dużej populacji zderzaków, przy tej samej i różnych prędkościach zderzenia.
2. Przyjęcie wartości sztywności i tłumienia szacunkowe. Korzystając z zaproponowanej procedury i wskaźników jakości (punkt 2.4.3) można parametry elementów układu określić stosunkowo dokładnie.
3. Przyjęcie konstrukcji wagonu z ładunkiem w postaci układu dyskretnego 1-masowego. Ze względu na długość wagonu (ok. 13 m) ma to również wpływ.

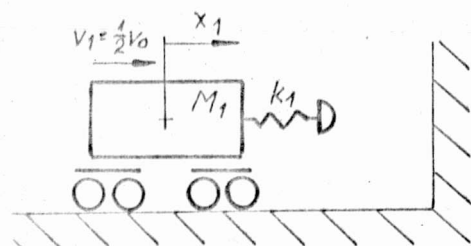
3.4. Porównanie rezultatów zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą.

3.4.1. Wprowadzenie

Badania symulacyjne zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą miały na celu przede wszystkim sprawdzenie zasadności założenia, że do odwzorowania zderzenia dwóch wagonów wystarczającym jest przyjęcie zderzenia wagonu z przegrodą (z połową prędkości

zderzenia dwóch wagonów) czynione w pracach [8,74-76,88,89,91-93, 95,103,120] (udowodnienie Tezy 2) oraz kiedy może być ono przyjmowane.

Na rys.43 przedstawiono schemat zderzenia wagonu z przegrodą (równanie: $M\ddot{x}_1 + F_1 = 0$, warunki początkowe: $x_1(0) = 0$, $\dot{x}_1(0) = \frac{1}{2}v_0$).



Rys.43.

Schemat zderzenia wagonu z przegrodą
(schemat półówkowy)

W badaniach tych korzysta się z równań (22), (25) i (28) i ze schematu analogowego przedstawionego na rys.31. W przypadku zderzenia dwóch wagonów schemat nie ulega żadnym zmianom, natomiast w przypadku zderzenia wagonu z przegrodą należy wprowadzić następujące zmiany: odłączyć potencjometr 13 od sumatora 13, potencjometr 28 od integratora 15 oraz integrator 15 od sumatora 19.

W pracy przeanalizowano następujące parametry układu:

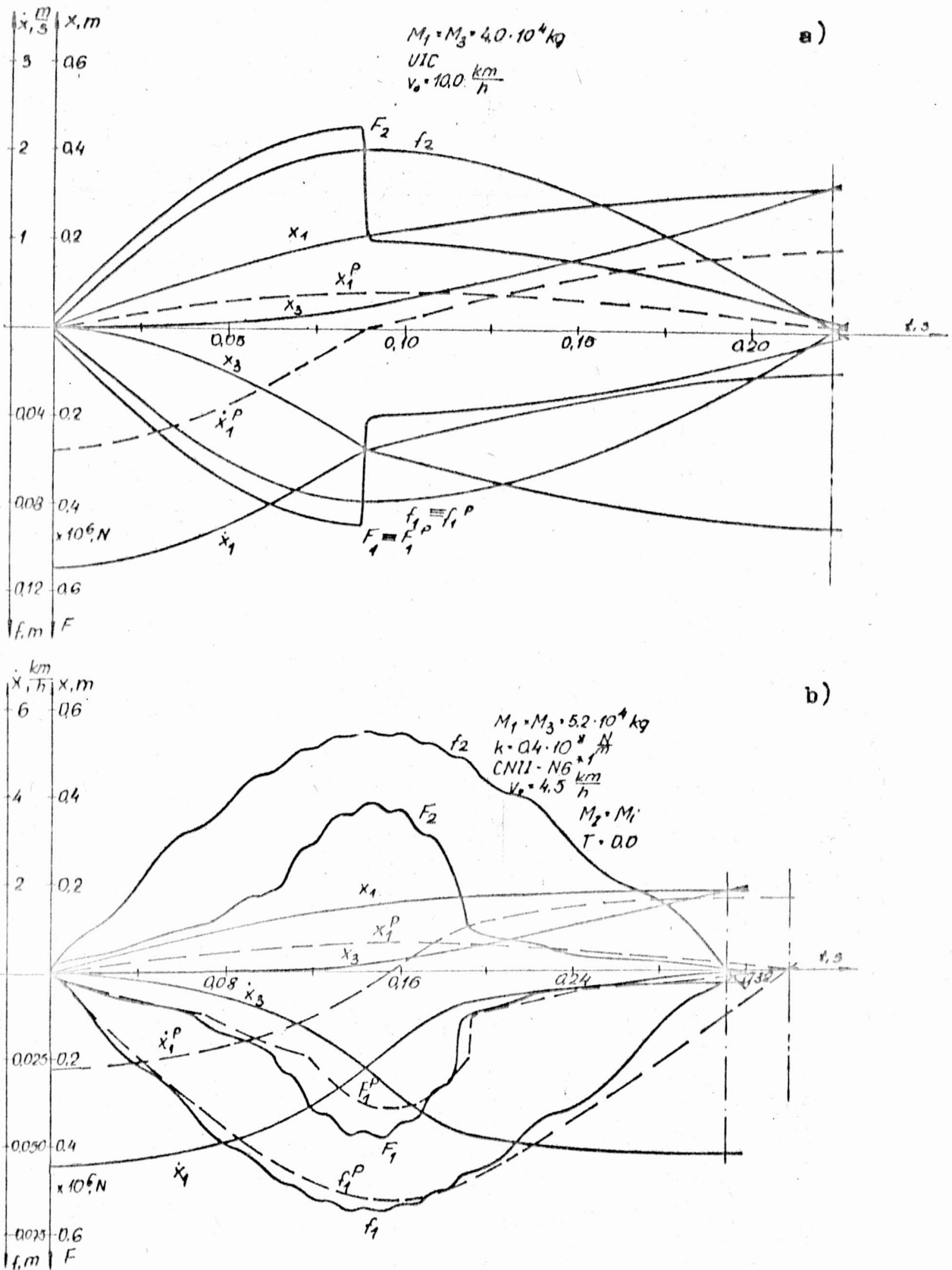
- 1° $M_1 = M_3 = 4,0 \cdot 10^4$ kg, charakterystyka zderzaka wg UIC dla $F_1 = F_2 = 0,025 \cdot 10^6$ N, $v_0 = 10$ km/h, do zblokowania zderzaka.
- 2° $M_1 = M_3 = 5,2 \cdot 10^4$ kg w przypadku charakterystyki CNII-N6^{*1} oraz:
 - a) $k = 0,40 \cdot 10^8$ N/m, $v_0 = 4,5$ km/h, $T = 0,0; 0,25; 0,50$,
 - b) $k = 0,52 \cdot 10^8$ N/m, $v_0 = 5,0$ km/h, $T = 0,0; 0,61$.
- 3° $M_1 = M_3 = 8,28 \cdot 10^4$ kg, charakterystyka amortyzatora Š-1T^{*1}, $k = 0,55 \cdot 10^8$ N/m, $v_0 = 10$ km/h, $T = 0,0; 0,25; 0,50$.

W przypadku 2° i 3° następuje zblokowanie amortyzatora podczas zderzenia.

Parametry amortyzatorów i zderzaków zawiera Załącznik 1.

3.4.2. Wyniki badań symulacyjnych zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą.

Na rys.44 przedstawiono porównanie czasowych przebiegów siły spowodowanej zderzeniem i ugięciem zderzaka dla zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą.



Rys. 44. Porównanie czasowych przebiegów siły i ugięcia dla zderzenia dwóch wagonów (linia ciągła) i zderzenia wagonu z przegrodą (linia przerywana);
 a - dla parametrów układu 1^o, b - dla parametrów układu 2^o

Z porównania przebiegów można zauważyć, że dla parametrów układu 1° (charakterystyka zderzaka w postaci trójkąta, do zblokowania zderzaków ($v_0 \leq v_0^{zb}$)) otrzymuje się całkowicie zbieżne odwzorowanie przebiegów: siły i ugięcia (rys.44a); dla parametrów układu 2° i 3° (złożona charakterystyka zderzaka: zacisk wstępny, wstępne ugięcia), po zblokowaniu zderzaka ($v_0 > v_0^{zb}$) z uwzględnieniem tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem analizowane przebiegi różnią się znacznie (rys.44b). Przebiegi pozostałych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów ($x_1, \dot{x}_1$) dla parametrów układu 1°-3° są różne.

Do oceny zgodności odwzorowania charakteru przebiegu (porównanie jakościowe) wyniki badań symulacyjnych zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą (ciągłe przebiegi siły) dyskretyzuje się i określa się wartości współczynnika korelacji (dla parametrów układu 2° i 3°). Opis dyskretyzacji zamieszczono w punkcie 3.3.2.1. Przyjęto okres próbkowania równy $\Delta t = 0,01$ s.

Wartości współczynników korelacji, ich wartości krytyczne na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ i przedziały ufności na poziomie ufności $1 - \alpha = 0,95$ przebiegu sił dla zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą, wyliczone w oparciu o [30,162], przedstawiono w tabeli 17.

Do oceny ilościowej odwzorowania zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą w tabeli 18 przedstawiono wartości wielkości charakterystycznych zderzenia i ich różnic dla parametrów układu 2° i 3°.

Na rys.45-47 przedstawiono odpowiednio zależność maksymalnej wartości siły, ugięcia i współczynnika restytucji (wg zależności (9)) od ilorazu T dla badań symulacyjnych zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą.

Otrzymane krzywe stanowią wynik wielomiennej aproksymacji wielomianem stopnia pierwszego o postaci

$$y = e_0 + e_1 x \quad (46)$$

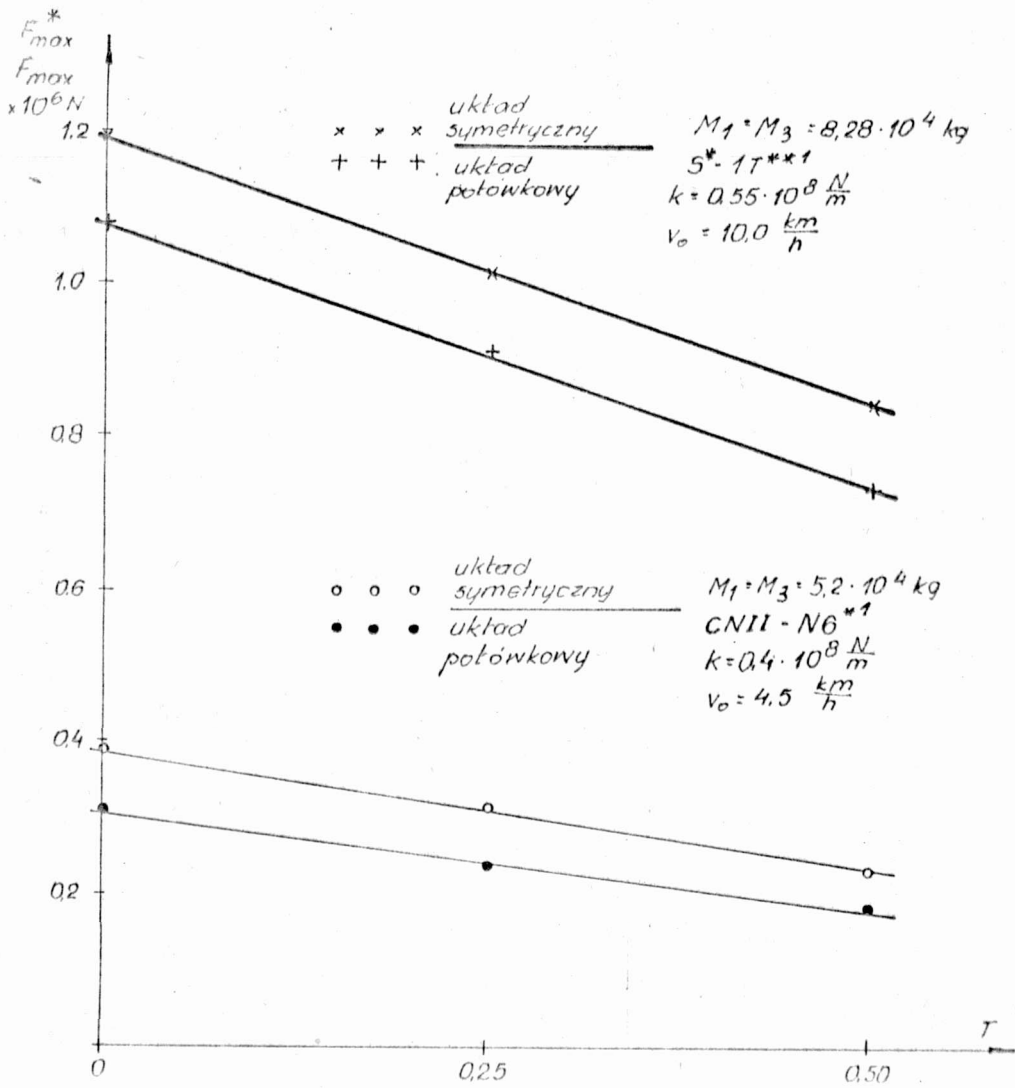
Wartości współczynników przedstawiono w tabeli 19.

Wartości współczynnika korelacji,
ich wartości krytyczne i przedziały ufności

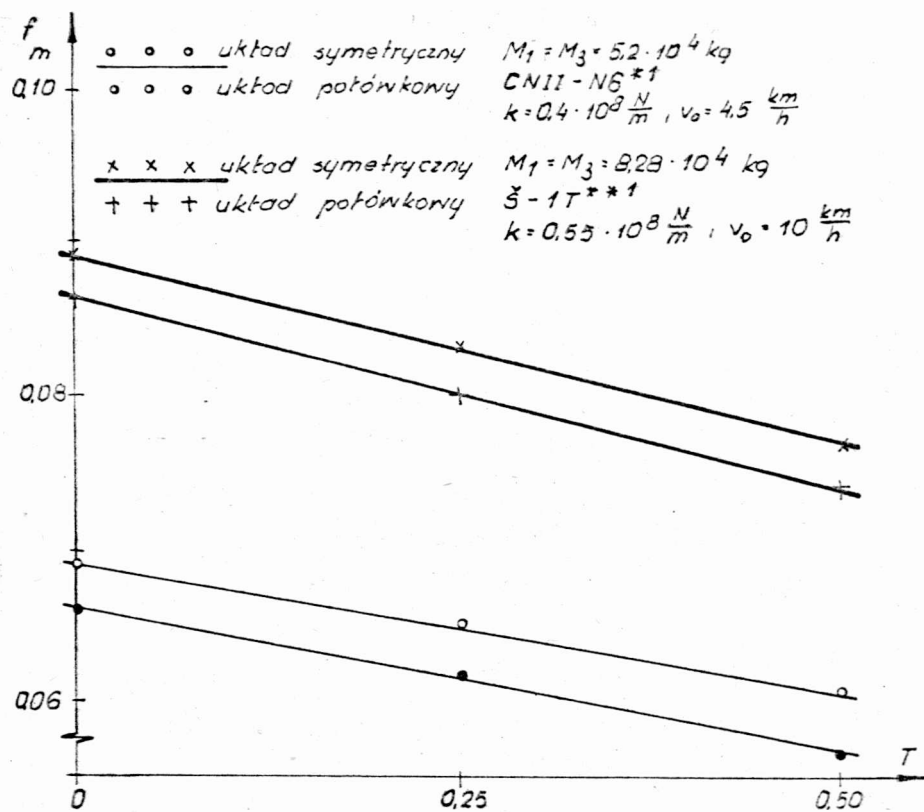
Parametry układu	Współczynnik korelacji	Wartość krytyczna współczynnika korelacji na poziomie istotności 0,05	Przedział ufności współczynnika korelacji na poziomie ufności $1 - \alpha = 0,95$
$M_1=M_3=5,2 \cdot 10^4 \text{ kg}$ CNII-N6*1 $k=0,52 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ $T=0,0$ $v_0=5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$	0,9764	0,3490	0,94; 0,98
$M_1=M_3=5,2 \cdot 10^4 \text{ kg}$ CNII-N6*1 $k=0,52 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ $T=0,61$ $v_0=5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$	0,9449	0,3490	0,89; 0,97
$M_1=M_3=8,2 \cdot 10^4 \text{ kg}$ Š-1T**1 $k=0,55 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ $T=0,0$ $v_0=10 \frac{\text{km}}{\text{h}}$	0,9973	0,4440	0,97; 0,99

Porównanie różnic i wartości wielkości charakterystycznych
zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą

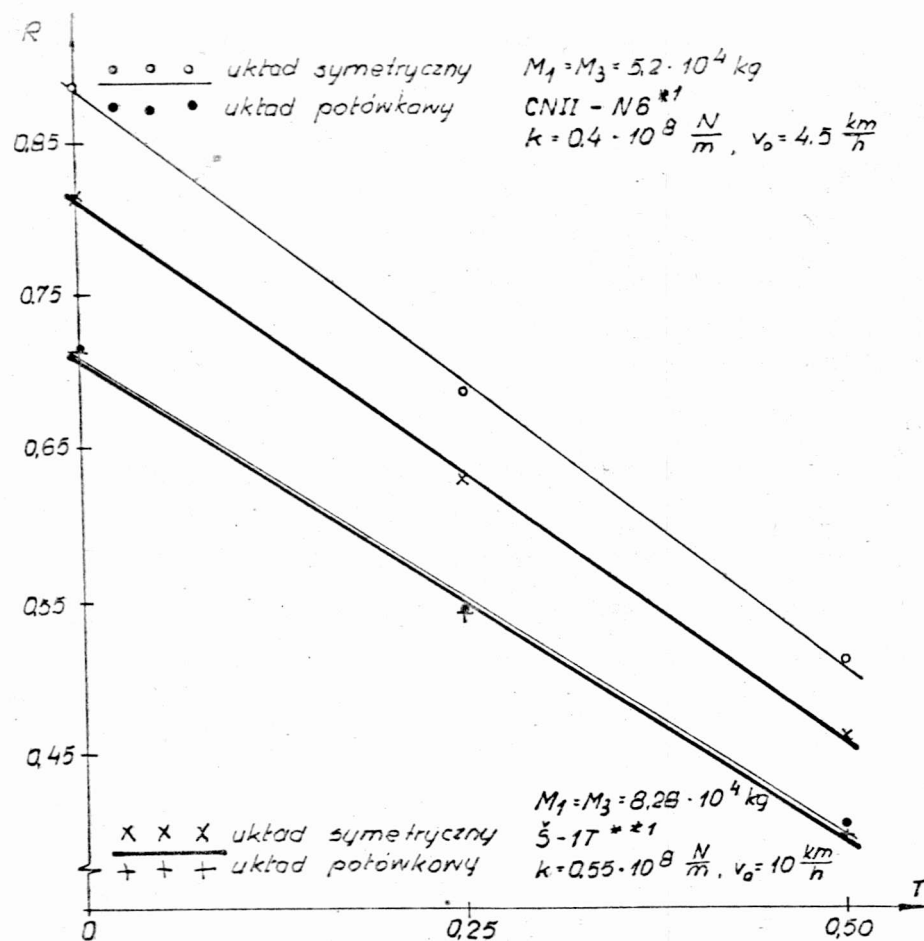
Parametry układu			Wielkość	Zderzenie dwóch wagonów	Zderzenie wagonu z przegrodą	Błąd	
						bezwzględny	względny, %
CNII-N6*1	$k = 0,40 \cdot 10^8 \frac{N}{m}, v_0 = 5 \frac{km}{h}$	$E = 0,0$	F_{max}, N	$0,386 \cdot 10^6$	$0,319 \cdot 10^6$	$6,7 \cdot 10^4$	17,4
			f_{max}, m	0,069	0,066	0,003	4,3
			t, s	0,315	0,340	-0,025	-7,9
		$E = 0,25$	F_{max}, N	$0,310 \cdot 10^6$	$0,237 \cdot 10^6$	$7,3 \cdot 10^4$	23,5
			f_{max}, m	0,065	0,062	0,003	4,6
			t, s	0,312	0,346	-0,034	-10,9
	$k = 0,55 \cdot 10^8 \frac{N}{m}, v_0 = 4,5 \frac{km}{h}$	$E = 0,50$	F_{max}, N	$0,230 \cdot 10^6$	$0,182 \cdot 10^6$	$4,8 \cdot 10^4$	20,9
			f_{max}, m	0,061	0,057	0,004	6,6
			t, s	0,320	0,360	-0,040	-12,5
		$E = 0,0$	F_{max}, N	$0,574 \cdot 10^6$	$0,457 \cdot 10^6$	$11,7 \cdot 10^4$	20,4
			f_{max}, m	0,074	0,069	0,005	6,8
			t, s	0,272	0,292	-0,020	-7,4
$\Sigma-1T^{**1}$	$k = 0,55 \cdot 10^8 \frac{N}{m}, v_0 = 10 \frac{km}{h}$	$E = 0,61$	F_{max}, N	$0,244 \cdot 10^6$	$0,180 \cdot 10^6$	$6,4 \cdot 10^4$	26,2
			f_{max}, m	0,061	0,055	0,006	9,8
			t, s	0,266	0,320	-0,054	-20,3
		$E = 0,0$	F_{max}, N	$1,191 \cdot 10^6$	$1,072 \cdot 10^6$	$11,9 \cdot 10^4$	10,0
			f_{max}, m	0,089	0,086	0,003	3,4
			t, s	0,199	0,208	-0,009	-4,5
	$k = 0,55 \cdot 10^8 \frac{N}{m}, v_0 = 10 \frac{km}{h}$	$E = 0,25$	F_{max}, N	$1,013 \cdot 10^6$	$0,911 \cdot 10^6$	$10,2 \cdot 10^4$	10,1
			f_{max}, m	0,083	0,080	0,003	3,6
			t, s	0,193	0,200	-0,007	-3,6
		$E = 0,50$	F_{max}, N	$0,847 \cdot 10^6$	$0,735 \cdot 10^6$	$11,2 \cdot 10^4$	13,2
			f_{max}, m	0,077	0,074	0,003	3,9
			t, s	0,194	0,212	-0,018	-9,3



Rys.45. Zależność maksymalnej siły zderzenia w funkcji ilorazu T .



Rys.46. Zależność maksymalnego ugięcia w funkcji ilorazu T



Rys.47. Zależność współczynnika restytucji w funkcji ilorazu T

T a b e l a 19

Zestawienie wartości współczynników wielomianu (46)
opisującego zależność wielkości
charakteryzujących proces zderzenia
dwóch wagonów i wagonu z przegrodą

Parametry układu	Schemat zderzenia	Wielkość charakterystyczna	Wartości współczynników wielomianu	
			e_0	e_1
$M_1 = M_3 = 5,2 \cdot 10^4 \text{ kg}$ CNII-N6*1 $k = 0,40 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ $v_0 = 4,5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$	symetryczny	$F_{\max}, \times 10^{-6} \text{ N}$	0,387	-0,312
		$f_{\max}, \text{ m}$	0,069	-0,016
		$R, -$	0,880	-0,744
	porównkowy	$F_{\max}, \times 10^{-6} \text{ N}$	0,315	-0,273
		$f_{\max}, \text{ m}$	0,066	-0,019
		$R, -$	0,710	-0,622
$M_1 = M_3 = 8,28 \cdot 10^4 \text{ kg}$ S-1T*1 $k = 0,55 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ $v_0 = 10,0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$	symetryczny	$F_{\max}, \times 10^{-6} \text{ N}$	1,188	-0,686
		$f_{\max}, \text{ m}$	0,089	-0,025
		$R, -$	0,812	-0,710
	porównkowy	$F_{\max}, \times 10^{-6} \text{ N}$	1,075	-0,675
		$f_{\max}, \text{ m}$	0,086	-0,025
		$R, -$	0,706	-0,628

3.4.3. Podsumowanie.

Z rys.44-47 i z tabel 17-19 można zauważyć:

- dla parametrów układu 1^o otrzymano jakościową i ilościową zbieżność przebiegów siły i ugięcia podczas zderzenia dwóch wagonów i zderzenia wagonu z przegrodą,
- dla pozostałych parametrów układu (2^o i 3^o) otrzymuje się jakościową zbieżność wyników (wysokie wartości współczynników korelacji, tabela 17), natomiast znaczne ilościowe różnice wartości. Dla wartości maksymalnych sił spowodowanych zderzeniem względny błąd wynosi 5-26 %, a dla ugięcia 3,4-9,8 % (tabela 18),
- z porównania wartości maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem dwóch wagonów i zderzeniem wagonu z przegrodą z rezultatami

badzeń doświadczalnych (amortyzator CNII-N6^{*1}, $k = 0,4 \cdot 10^8$ N/m, $v_0 = 4,5$ km/h, rys.39) wynika, że wartości sił spowodowane zderzeniem dwóch wagonów leżą dalej od maksymalnych wartości niż wartości sił spowodowane zderzeniem wagonu z przegrodą.

Korzystając z tego co udowodniono wyżej (Teza 1) oraz z [107], w której na podstawie badań doświadczalnych stwierdzono, że takie same wartości naprężeń wystąpią w konstrukcji wagonu jeśli w przypadku zderzenia dwóch wagonów (drugi wagon stoi) prędkość zderzenia jest o 30 % większa niż podczas zderzenia wagonu z przegrodą, można sądzić, że wyniki uzyskiwane z połówkowego schematu zderzenia (zderzenie wagonu z przegrodą) są zaniżone w porównaniu z rezultatami badań doświadczalnych i uwzględnianie zastępczej masy wagonu po zablokowaniu zderzaka było niepotrzebne [8,74-76,88,89,91-93,95, 103,120].

Przyjęcie do odwzorowania zderzenia dwóch wagonów połówkowego schematu zderzenia jest poprawne dla prostych charakterystyk zderzaków i amortyzatorów (w postaci trójkąta) do zablokowania zderzaka, w innych przypadkach otrzymane wyniki są zaniżone i błąd rozwiązania dochodzi do 25 %.

Zauważono podczas badań symulacyjnych, że w przypadku połówkowego schematu zderzenia układ jest bardzo wrażliwy na dokładne ustawienie warunku początkowego, prędkości zderzenia.

Należy jednak obiektywnie stwierdzić, że połówkowy schemat zderzenia pozwala:

- otrzymać przebieg siły bez zakłóceń (wyższych harmonicznych, np. od masy części ruchomych zderzaków),
- stosować mniejszą ilość bloków operacyjnych w porównaniu do schematu symetrycznego (o około 50 %).

3.5. Porównanie skutków występowania w układzie tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia i równoważnego tarcia lepkiego.

3.5.1. Wprowadzenie.

Badania symulacyjne zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia lub równoważnego, liniowego tarcia lepkiego proporcjonalnego do względnej prędkości mają na celu porównanie reakcji układu (udowodnienie Tezy 3) oraz interpretację otrzymanych wyników.

W pracach [8,53,74,76,77,86,88,89,92,93,123,124,127,137] brak jest informacji o wpływie tarcia suchego lub lepkiego na maksymalną reakcję układu i inne wielkości charakterystyczne zderzenia.

W badaniach symulacyjnych korzysta się ze schematu analogowego przedstawionego na rys.31, przy czym przy uwzględnieniu tarcia suchego potencjometry odwzorowujące zastępczą masę 74 i 77, siłę tarcia lepkiego 19 i 20 oraz siłę działającą w konstrukcji wagonu z ładunkiem 14 i 24 ustawiono na zerowe wartości, przy uwzględnieniu tarcia lepkiego ustawiono na zerowe wartości potencjometry 74 i 77 oraz 14 i 24.

W pracy uwzględniono następujące parametry układu:

$M_1 = M_3 = 8,28 \cdot 10^4$ kg, $k = 0,55 \cdot 10^8$ N/m, $v_0 = 2 - 6$ km/h,
 $T = 0,0 - 1,0$, $d = 0,70$ ($\dot{S} - 1T^{**1}$), z zależności (34), (35) i (36) można określić potrzebne parametry: μ' , k_1 , k_2 , c (przy uwzględnieniu tarcia suchego przyjęto uproszczoną charakterystykę amortyzatora: w postaci trójkąta, $F_1 = F_2 = 0$), wartość krytyczną współczynnika tłumienia [161,97] wynosi: $c_{kr} = 3,018 \cdot 10^6$ Ns/m, tzn. $c_{kr} \gg c$.

3.5.2. Wyniki badań symulacyjnych zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem tarcia suchego lub równoważnego tarcia lepkiego.

Na rys.48 przedstawiono zależność siły spowodowanej zderzeniem w funkcji ugięcia dla tarcia suchego lub lepkiego, natomiast na rys.49 przedstawiono czasowe przebiegi wielkości charakteryzujących zderzenie dla obu rodzajów tarcia.

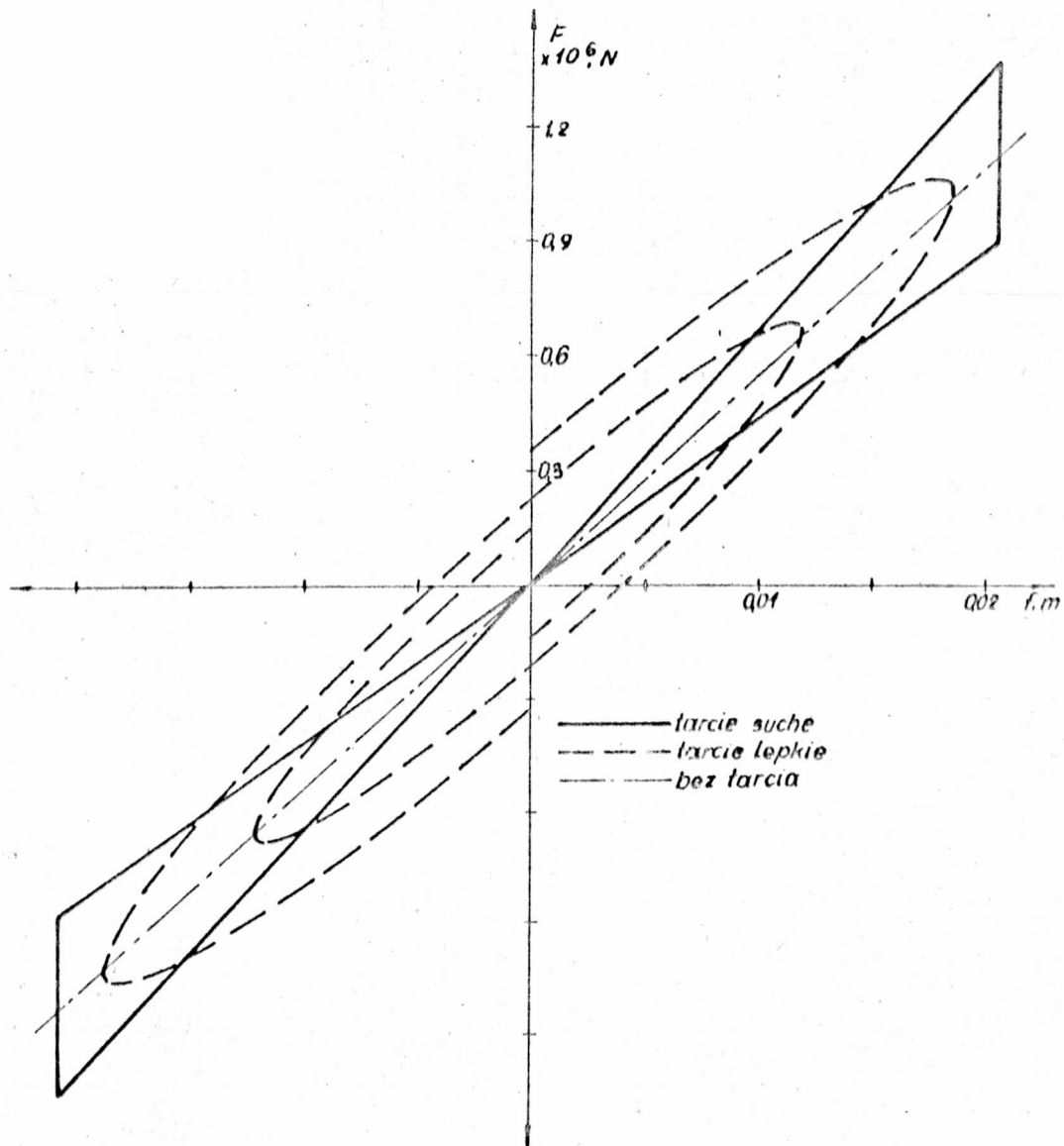
Z rozpoznawczych badań symulacyjnych przyjęto następującą zależność maksymalnej siły w funkcji T i v_0

$$F_{\max} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{11} x_1^2 + b_{12} x_1 x_2 \quad (47)$$

gdzie:

x_1 - iloraz T (stosunek ilości energii rozpraszanej przez konstrukcję wagonu z ładunkiem do energii rozpraszanej przez dwa zderzaki),

x_2 - prędkość zderzenia v_0 , km/h.



Rys.48. Przebieg siły w funkcji ugięcia z uwzględnieniem tarcia suchego lub równoważnego lepkiego

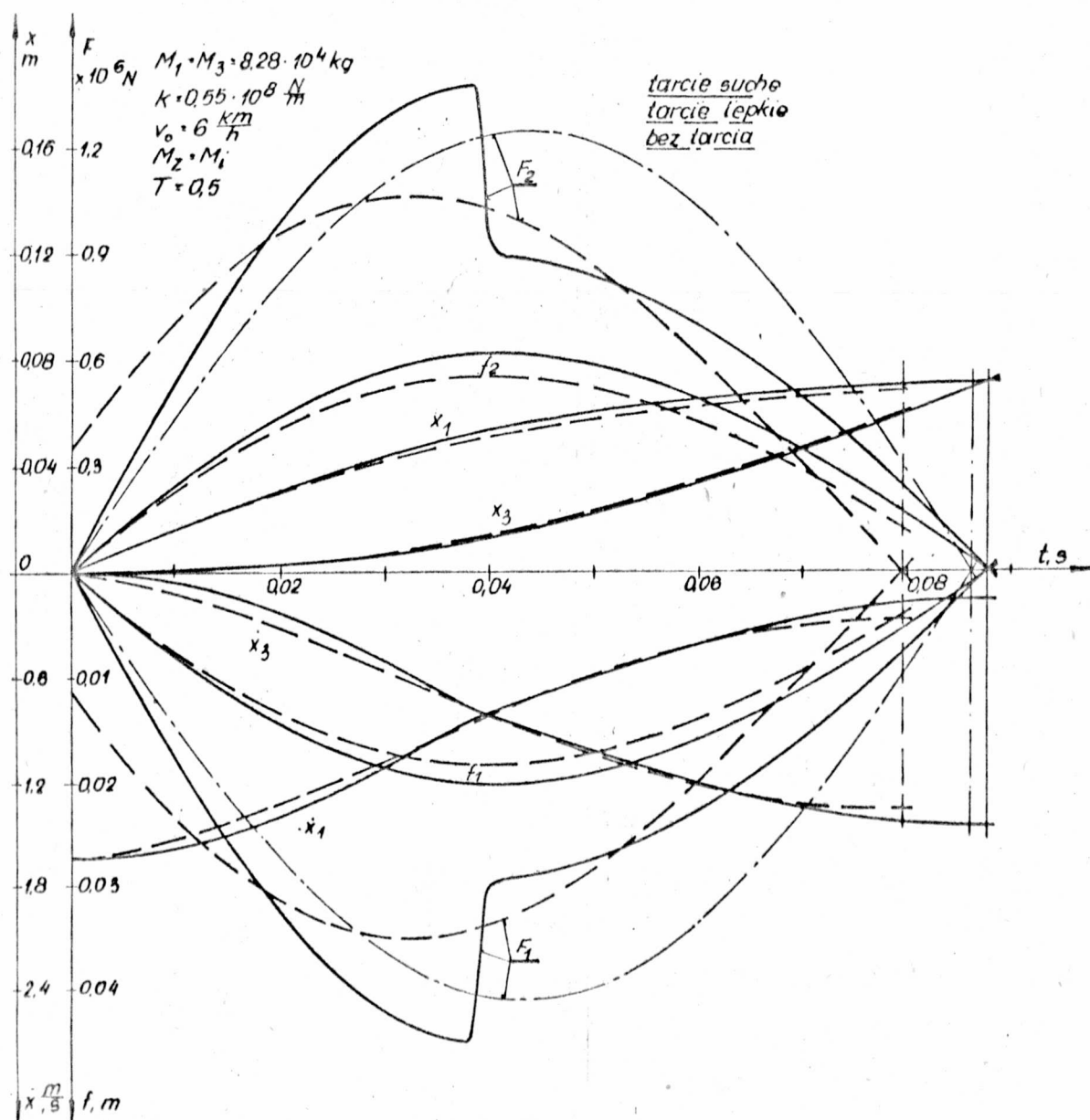
Ze względu na potrzeby praktyczne określono przedział zmienności $\langle a, b \rangle$ parametrów x_i

$$x_1 \in \langle 0,192, 1,058 \rangle$$

$$x_2 \in \langle 1,691, 6,309 \rangle$$

Do określenia wartości współczynników równania (47) wykorzystano zasady planowanego eksperymentu. Przeprowadzono eksperyment o $N = 3^2 = 9$ doświadczeniach.

Punkty referencji wyznaczono zgodnie z planami optymalnymi eksperymentu, wg zer wielomianów Czebyszewa.



Rys.49. Przebiegi czasowe podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenia dwóch wagonów z uwzględnieniem tarcia suchego (linia ciągła) i równoważnego tarcia lepkiego (linia przerywana)

Dla eksperymentu na trzech poziomach odpowiada to wartościom $(-0,866; 0; +0,866)$ standaryzowanych zmiennych niezależnych z przedziału $\langle -1, +1 \rangle$.

Wartości zmiennych, przy których będą wykonywane badania, określa się z zależności [96,131]

$$x_i = \frac{x'_i(a - b) + (a + b)}{2}, \quad (48)$$

gdzie:

- x_i - standaryzowana zmienna niezależna,
 a, b - dolna i górna granica przedziału zmienności parametrów x_i .

Punkty referencji x_i wyznaczone z zależności (48) wynoszą:
 ilorz T: 0,25; 0,625; 1,0,
 prędkość v_0 : 2; 4; 6.

Oznaczając dolny poziom badanej zmiennej: -1, a górny: +1, plan eksperymentu przedstawiono w tabeli 20.

T a b e l a 20

Plan eksperymentu $N = 3^2$

Nr eksperymentu	x_1	x_2
1	-1	-1
2	0	-1
3	+1	-1
4	-1	0
5	0	0
6	+1	0
7	-1	+1
8	0	+1
9	+1	+1

Wprowadzając zmienne standaryzowane, wyrażenie (47) przyjmie postać

$$F_{max} = k_0 + k_1 x'_1 + k_2 x'_2 + k_{11} x'^2_1 + k_{12} x'_1 x'_2 \quad (49)$$

Dla przeprowadzonych pomiarów centralne punkty eksperymentu są:

$$x_1^0 = \frac{a + b}{2} = 0,625,$$

$$x_2^0 = 4,0 \text{ km/h},$$

a kroki robocze

$$\Delta x_1 = \frac{(b_1 - a_1) 0,866}{2} = 0,375$$

$$\Delta x_2 = 2,0 \text{ km/h}$$

Wyniki badań symulacyjnych: określenie maksymalnej wartości siły spowodowanej zderzeniem, przedstawiono w tabeli 21.

T a b e l a 21

Wyniki badań symulacyjnych
maksymalnej reakcji układu
z uwzględnieniem
tarcia suchego lub lepkiego

Nr doświad- czenia	Parametry zmienne		Tarcie suche	Tarcie lepkie
	T -	v_0 $\frac{\text{km}}{\text{h}}$	F_{max} 10^{-6} N	F_{max} 10^{-6} N
1	0,250	2	0,435	0,390
2	0,625	2	0,465	0,351
3	1,000	2	0,519	0,350
4	0,250	4	0,866	0,766
5	0,625	4	0,950	0,700
6	1,000	4	1,023	0,699
7	0,250	6	1,312	1,144
8	0,625	6	1,420	1,060
9	1,000	6	1,556	1,054

Macierz standaryzowanych wejść jest

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} +1, & -1, & -1, & +1, & +1 \\ +1, & 0, & -1, & 0, & 0 \\ +1, & +1, & -1, & +1, & -1 \\ +1, & -1, & 0, & +1, & 0 \\ +1, & 0, & 0, & 0, & 0 \\ +1, & +1, & 0, & +1, & 0 \\ +1, & -1, & +1, & +1, & -1 \\ +1, & 0, & +1, & 0, & 0 \\ +1, & +1, & +1, & +1, & +1 \end{bmatrix}$$

oraz macierz wyjść, tzn. maksymalne wartości siły w układzie:

z tarcie suchym

$$\underline{y} = \begin{bmatrix} 0,435 \cdot 10^6 \\ 0,465 \cdot 10^6 \\ 0,519 \cdot 10^6 \\ 0,866 \cdot 10^6 \\ 0,950 \cdot 10^6 \\ 1,023 \cdot 10^6 \\ 1,312 \cdot 10^6 \\ 1,420 \cdot 10^6 \\ 1,556 \cdot 10^6 \end{bmatrix}$$

z tarcie lepkiem

$$\underline{y} = \begin{bmatrix} 0,390 \cdot 10^6 \\ 0,351 \cdot 10^6 \\ 0,350 \cdot 10^6 \\ 0,766 \cdot 10^6 \\ 0,700 \cdot 10^6 \\ 0,699 \cdot 10^6 \\ 1,144 \cdot 10^6 \\ 1,060 \cdot 10^6 \\ 1,054 \cdot 10^6 \end{bmatrix}$$

Korzystając z [96,131], wektor nieznanych współczynników równania (49) jest

$$\underline{k} = \underline{T}^T \underline{T}^{-1} \underline{T} \underline{y} \quad (50)$$

stąd (dla układu z tarcie suchym)

$$k_0 = \frac{1}{3}(0,465 \cdot 10^6 + 0,950 \cdot 10^6 + 1,420 \cdot 10^6) = 0,945 \cdot 10^6$$

$$k_1 = \frac{1}{6}(-0,435 \cdot 10^6 + 0,519 \cdot 10^6 - 0,866 \cdot 10^6 + \dots \\ \dots + 1,556 \cdot 10^6) = 0,081 \cdot 10^6$$

$$k_2 = \frac{1}{6}(-0,435 \cdot 10^6 - 0,465 \cdot 10^6 - 0,519 \cdot 10^6 + \dots \\ \dots + 1,556 \cdot 10^6) = 0,478 \cdot 10^6$$

$$k_{11} = \frac{1}{6}(0,435 \cdot 10^6 - 2 \cdot 0,465 \cdot 10^6 + 0,519 \cdot 10^6 + \dots \\ \dots - 1,556 \cdot 10^6) = -0,512 \cdot 10^6$$

$$k_{12} = \frac{1}{4}(0,435 \cdot 10^6 - 0,519 \cdot 10^6 - 1,312 \cdot 10^6 + \dots \\ \dots + 1,566 \cdot 10^6) = 0,040 \cdot 10^6$$

Uwzględniając związek pomiędzy zmiennymi x_i oraz x_i' (zależność (48)) wartości współczynników b_i w równaniu (47) można wyznaczyć ze wzorów:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &= k_0 - b_1 x_1^0 + b_2 x_2^0 + b_{11} (x_1^0)^2 + b_{12} x_1^0 x_2^0 \\ b_1 &= \frac{k_1 - 2b_{11} x_1^0 \Delta x_1 - b_{12} \Delta x_1 x_2^0}{\Delta x_1} \\ b_2 &= \frac{k_2 - b_{12} x_1^0 \Delta x_2}{\Delta x_2} \\ b_{11} &= \frac{k_{11}}{\Delta x_1^2} \\ b_{12} &= \frac{k_{12}}{\Delta x_1 \Delta x_2} \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

Po przeprowadzeniu odpowiednich obliczeń, maksymalną siłę układu spowodowaną zderzeniem opisuje zależność:

- dla tarcia suchego

$$F_{\max} = 0,162 \cdot 10^6 T + 0,206 \cdot 10^6 v_0 - 0,128 \cdot 10^6 T^2 + 0,053 \cdot 10^6 T v_0 \quad (52)$$

- dla równoważnego tarcia lepkiego

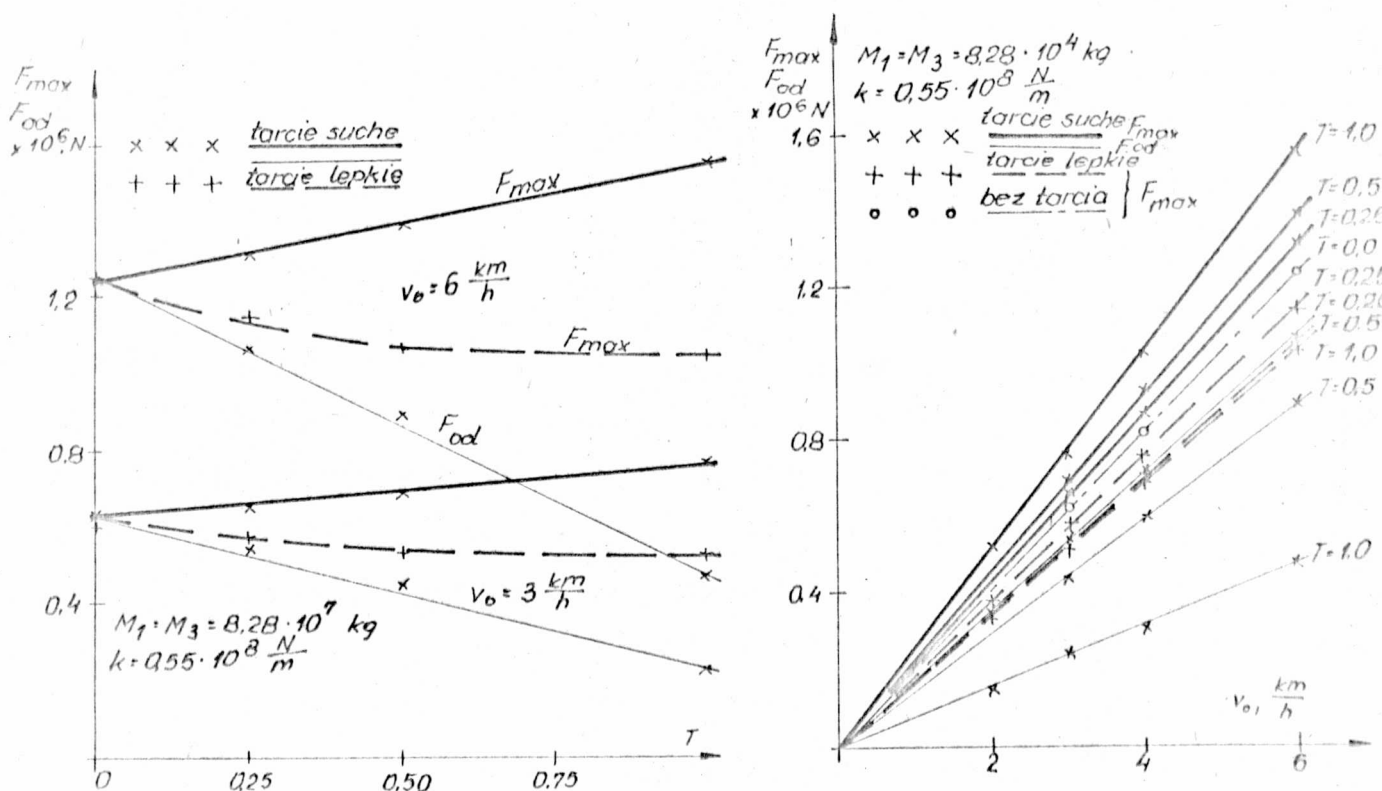
$$F_{\max} = 0,024 \cdot 10^6 T + 0,206 \cdot 10^6 v_0 + 0,008 \cdot 10^6 T^2 - 0,040 \cdot 10^6 T v_0 \quad (53)$$

Na podstawie rozpoznawczych badań symulacyjnych oraz z warunku, że dla $T = 0$, $v_0 = 0$ i $F_{\max} = 0$, w zależności (52) i (53) pominięto wolny wyraz: b_0 .

Jako miarę zgodności otrzymanej funkcji z wynikami badań symulacyjnych przyjęto współczynnik korelacji wielowymiarowej [30,96].

Dla zależności (52) uzyskano współczynnik korelacji $R = 0,9928$, a dla (53) $R = 0,9957$.

Dla zobrazowania różnic w skutkach w układzie z uwzględnieniem tarcia suchego i równoważnego lepkiego poniżej przedstawiono wpływ ilorazu T i prędkości zderzenia v_0 (oddzielnie), (rys. 50).

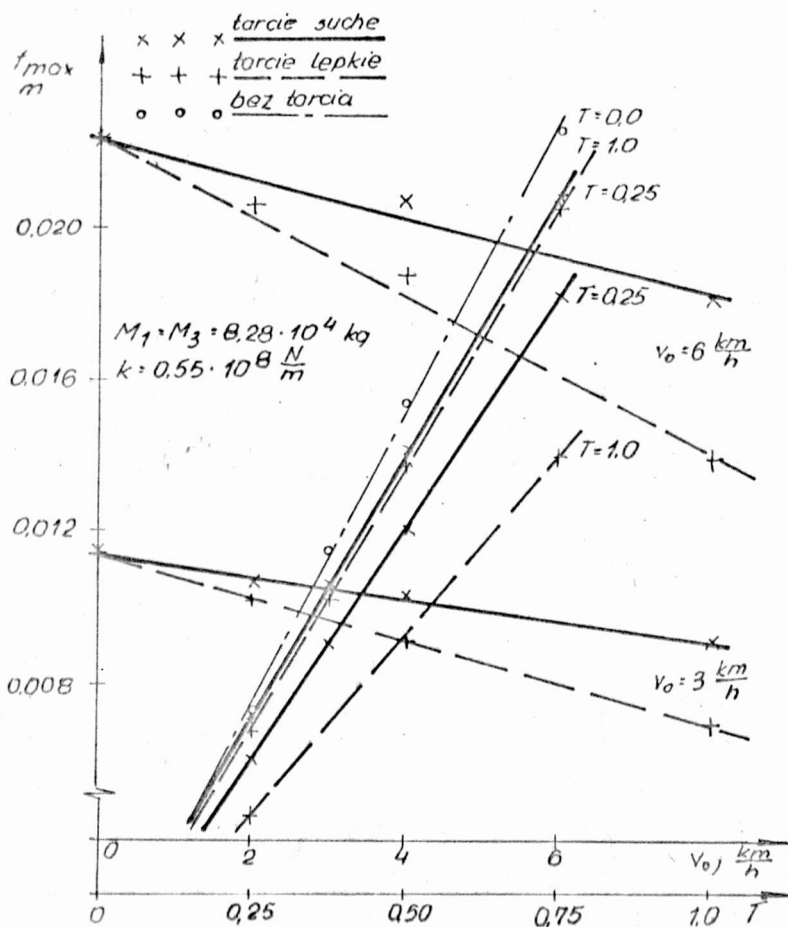


Rys. 50. Porównanie odpowiednio przebiegu zależności maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem w zależności od ilorazu T (a) lub od prędkości zderzenia (b)

Odpowiednie krzywe na rys.50 otrzymano z równań (52) i (53).

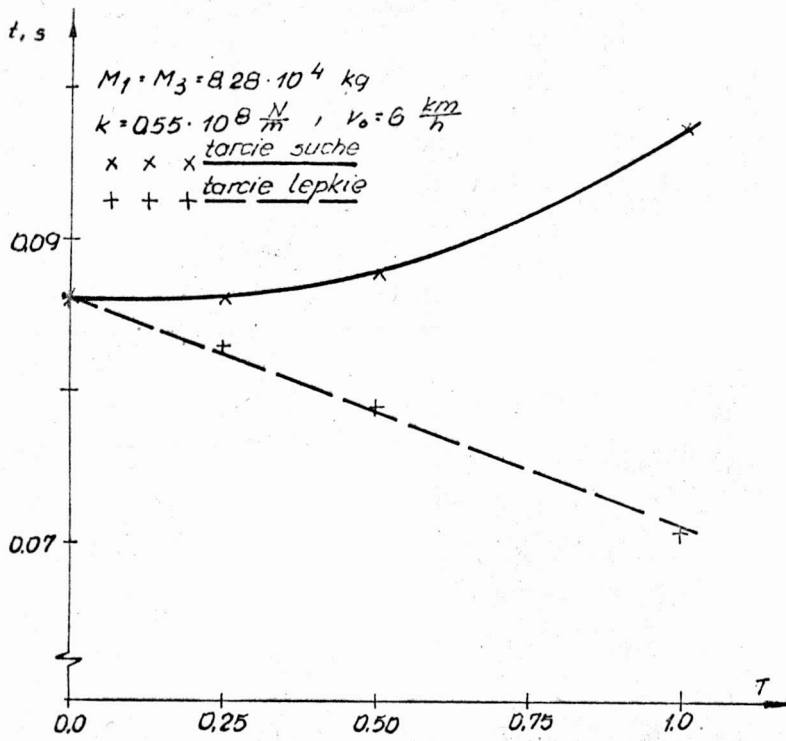
Na rysunkach 51-54 przedstawiono odpowiednio ugięcie, czas trwania, fazy obciążania i zderzenia, współczynnik przekazywania energii i restytucji oraz wielkości siłowej charakterystyki zderzaka z tarciem suchym i równoważnym lepkiem (energetyczne) w funkcji ilorazu T lub prędkości zderzenia v_0 . Wielkości siłowej charakterystyki zderzaka określono z planimetrowania zależności $F(f)$ dla ustalonych T i v_0 .

Otrzymane krzywe stanowią wynik wielomianowej aproksymacji. Ze względu na ograniczoną objętość pracy, w tabeli 22 podano wartości współczynników wielomianu dla różnych prędkości przy $T = 0,50$ oraz dla różnych T przy prędkości $v_0 = 6 \text{ km/h}$ następujących wielkości charakteryzujących zderzenie: $F_{\max}$, $f_{\max}$, t , R , E_p , $E_w - E_s$, $\frac{E_w}{E_s}$, d .



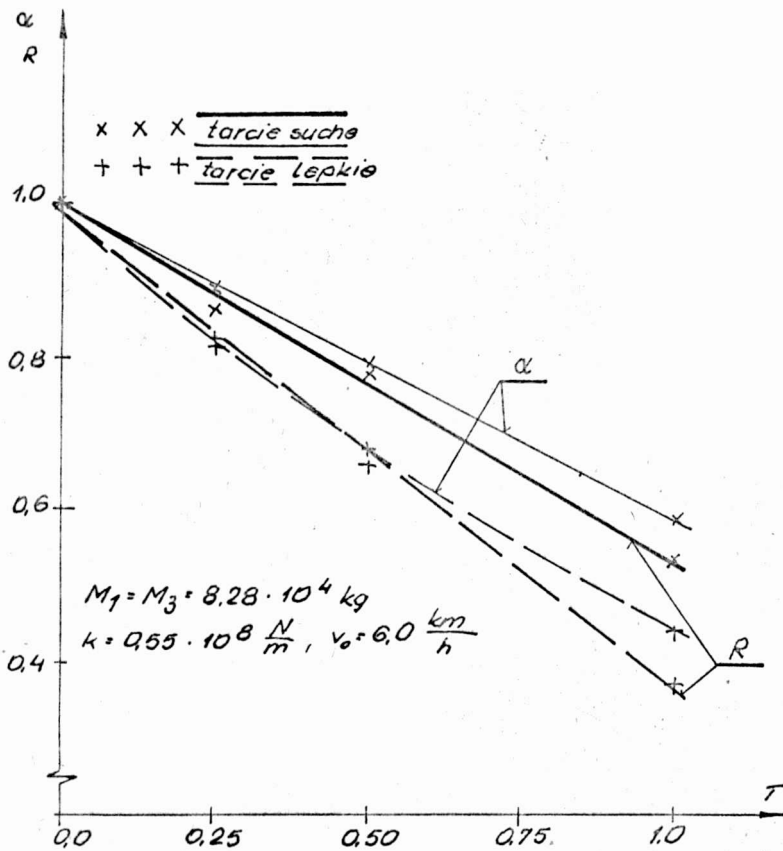
Rys.51.

Porównanie odpowiednio przebiegu ugięcia z uwzględnieniem tarcia suchego lub równoważnego lepkiego w funkcji ilorazu T i v_0



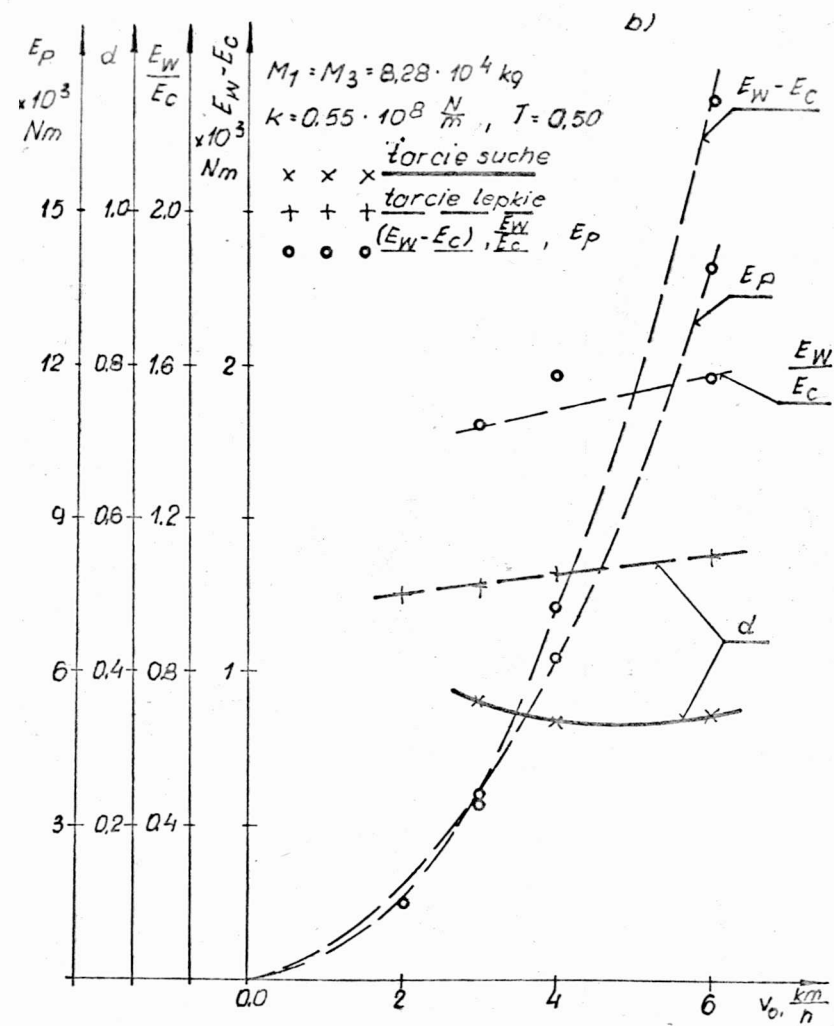
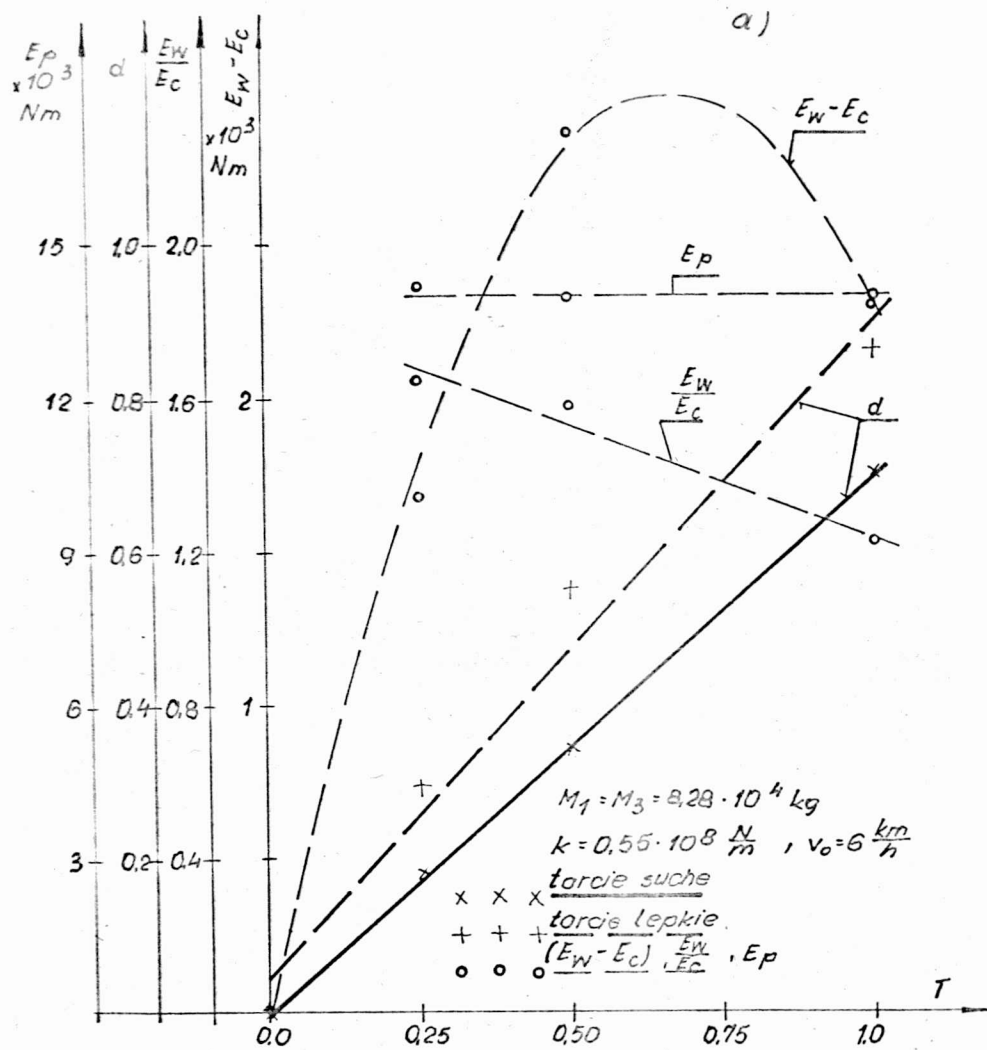
Rys.52.

Porównanie czasu trwania
zderzenia w funkcji
ilorazu T



Rys.53.

Porównanie przebiegu
zależności współczynnika
przekazywania energii i
restytucji w funkcji
ilorazu T i v_0



Rys. 54. Porównanie przebiegu zależności różnic energii przejmowanej, ilorazu tych energii podczas tarcia suchego lub równoważnego tarcia lepkiego oraz procentu pochłonięcia energii podczas tarcia lepkiego w funkcji ilorazu T (a) lub prędkości zderzenia v_0 (b)

T a b e l a 22

Zestawienie wartości współczynników wielomianu opisującego zależność wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów z uwzględnieniem tarcia suchego lub równoważnego tarcia lepkiego (dla różnego T i $v_0 = 6,0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ lub dla różnego v_0 i $T = 0,5$)

Wielkość	Rodzaj tarcia	Wartości współczynników wielomianu				Uwagi
		ε_0	ε_1	ε_2	ε_3	
$F_{\max}$, $\times 10^{-6} \text{ N}$	S	wzór (52)				$F_{\max}(T)$
	W	wzór (53)				
	S	wzór (52)				$F_{\max}(v_0)$
	W	wzór (53)				
$f_{\max}$, m	S	0,0226	-0,0156	0,0368	-0,0256	$f_{\max}(T)$
	W	0,0228	-0,0086	-	-	
	S	0,0000	0,0035	-	-	$f_{\max}(v_0)$
	W	0,0000	0,0031	-	-	
t , s	S	0,0863	-0,0040	0,0151	-	$t(T)$
	W	0,0864	-0,0152	-	-	
R , -	S	0,9996	-0,4605	-	-	$R(T)$
	W	0,9832	-0,6193	-	-	
E_p , $\times 10^{-3} \text{ Nm}$	-	14,1000	-	-	-	$E_p(T)$
	-	-0,0060	-0,0744	0,0935	-	$E_p(v_0)$
$(E_w - E_s)$, $\times 10^{-3} \text{ Nm}$	-	-0,0416	9,0240	-6,6625	-	$E_w - E_s = f(T)$
	-	-0,0059	-0,0734	0,0929	-	$E_w - E_s = f(v_0)$
$\frac{E_w}{E_s}$	-	1,8295	-0,5803	-	-	$\frac{E_w}{E_s}(T)$
	-	0,4118	0,4901	-0,0490	-	$\frac{E_w}{E_s}(v_0)$
d	S	0,0012	0,7017	-	-	$d(T)$
	W	0,0568	0,8513	-	-	
	S	0,5539	-0,0927	0,0097	-	$d(v_0)$
	W	0,4769	0,0126	-	-	

s - tarcie suche,

w - tarcie lepkie

3.5.3. Podsumowanie.

Z zależności (52) i (53), z rys.48-54 oraz z tabeli 22 można zauważyć:

- reakcja układu z uwzględnieniem tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia jest zawsze większa od reakcji układu bez tarcia lub z równoważnym tarciem lepkiem (w sensie wzoru Bat'a (34)); ze wzrostem ilorazu T dla tarcia suchego wzrasta ona prawie liniowo, dla tarcia lepkiego obniża się nieliniowo (rys.50b),
- układ z tarciem lepkiem charakteryzuje się tym, że w pierwszej chwili uderzenia ($t = 0 + 0$) występuje skończona wartość siły tarcia. Takiego efektu nie obserwuje się w rzeczywistych układach zderzających, np.[44],
- ugięcie układu w zależności od ilorazu T dla tarcia suchego maleje wolniej niż dla tarcia lepkiego (rys.51); podobny przebieg ma zależność czasu trwania fazy obciążania zderzaka i całego zderzenia (rys.52),
- współczynnik przekazywania energii i współczynnik restytucji w zależności od ilorazu T maleją, przy czym współczynnik α i R maleje silniej dla tarcia wiskotycznego niż dla tarcia suchego, czyli podczas pierwszego uderzenia układ z równoważnym tarciem lepkiem rozprasza więcej energii niż układ z tarciem suchym (rys.53),
- energia przejmowana w układzie z tarciem suchym i równoważnym lepkiem jest taka sama (z dokładnością do 1,5 %), nie zależy od ilorazu T , natomiast rośnie nieliniowo ze wzrostem prędkości zderzenia. Różnica energii rozpraszanej podczas pierwszego uderzenia dla układu z tarciem suchym i równoważnym lepkiem w zależności od ilorazu T wzrasta do $T = 0,5$, a potem maleje, natomiast w zależności od prędkości zderzenia wzrasta więcej niż liniowo. Iloraz energii rozpraszanej dla układu z tarciem suchym i równoważnym lepkiem w zależności od T asymptotycznie maleje, natomiast w zależności od v_0 jest stały. Procent pochłonięcia energii dla układu z tarciem suchym i równoważnym lepkiem (wzór (34)) w zależności od T wzrasta, przy czym dla tarcia lepkiego szybciej niż dla tarcia suchego, natomiast w zależności od v_0 jest stały.

Z pewnym przybliżeniem można powiedzieć, że zmiany wartości energii rozpraszanej podczas tłumienia lepkiego są przeciwne względem zmian wartości energii tarcia suchego; wynika to z faktu, że

opór lepki jest największy przy wysokich prędkościach względnych, a więc w pierwszej chwili zderzenia ($t = 0 + 0$), po czym maleje w miarę wyczerpywania skoku, podczas gdy opór tarcia suchego rośnie proporcjonalnie w miarę wzrostu skoku zderzaka (rys.48).

Zależności (52) i (53) ujmują wpływ T i v_0 , zakładając, że pozostałe wielkości są stałe. Do pełnej identyfikacji zależności maksymalnej reakcji układu należy uwzględnić: sztywność k i masę układu $\frac{M_1}{M_2}$.

Do uzyskania tych samych wartości sił w układzie z tarciem suchym i równoważnym lepkiem, w tym ostatnim przypadku należy wprowadzić współczynnik poprawkowy.

3.6. Analiza wpływu wybranych parametrów układu.

3.6.1. Wprowadzenie.

Modele matematyczne (punkt 2) odwzorowujące zderzenie dwóch wagonów pozwalają:

- przewidywać, w fazie projektowania zderzaków i konstrukcji wagonu, granicę bezpiecznej pracy konstrukcji wagonu z ładunkiem (v_0^{2000} , v_0^{3000} , v_0^{zb}),
- przewidywać zachowanie się układu podczas prac rozrządowych wagonów w różnych warunkach,
- badać wpływ parametrów elementów układu (zderzaki, konstrukcja wagonu z ładunkiem) na przebieg procesu zderzenia.

Do parametrów, które mogą mieć znaczący wpływ na maksymalną wartość siły spowodowanej zderzeniem należą:

- a) prędkość zderzenia,
- b) masy wagonów zderzających, względnie-po zblokowaniu zderzaków - ich zastępcze masy,
- c) rodzaj i parametry zderzaka,
- d) oraz parametry konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Przy określaniu wpływu parametrów elementów układu na przebieg zderzenia korzysta się z selekcji Galileusza, np. [131,158]. Zakłada się, że można badać wpływ - kolejno zmienianych - pojedynczych czynników (parametrów) badanych przy ustalonych wartościach wszystkich innych czynników, chwilowo nie będących przedmiotem badań. W ten sposób zamiast jednej funkcji wielu zmiennych otrzymuje się układ funkcji jednej zmiennej, określających wpływ poszczególnych czynników badanych, przy czym obowiązują one jedynie w odniesieniu do

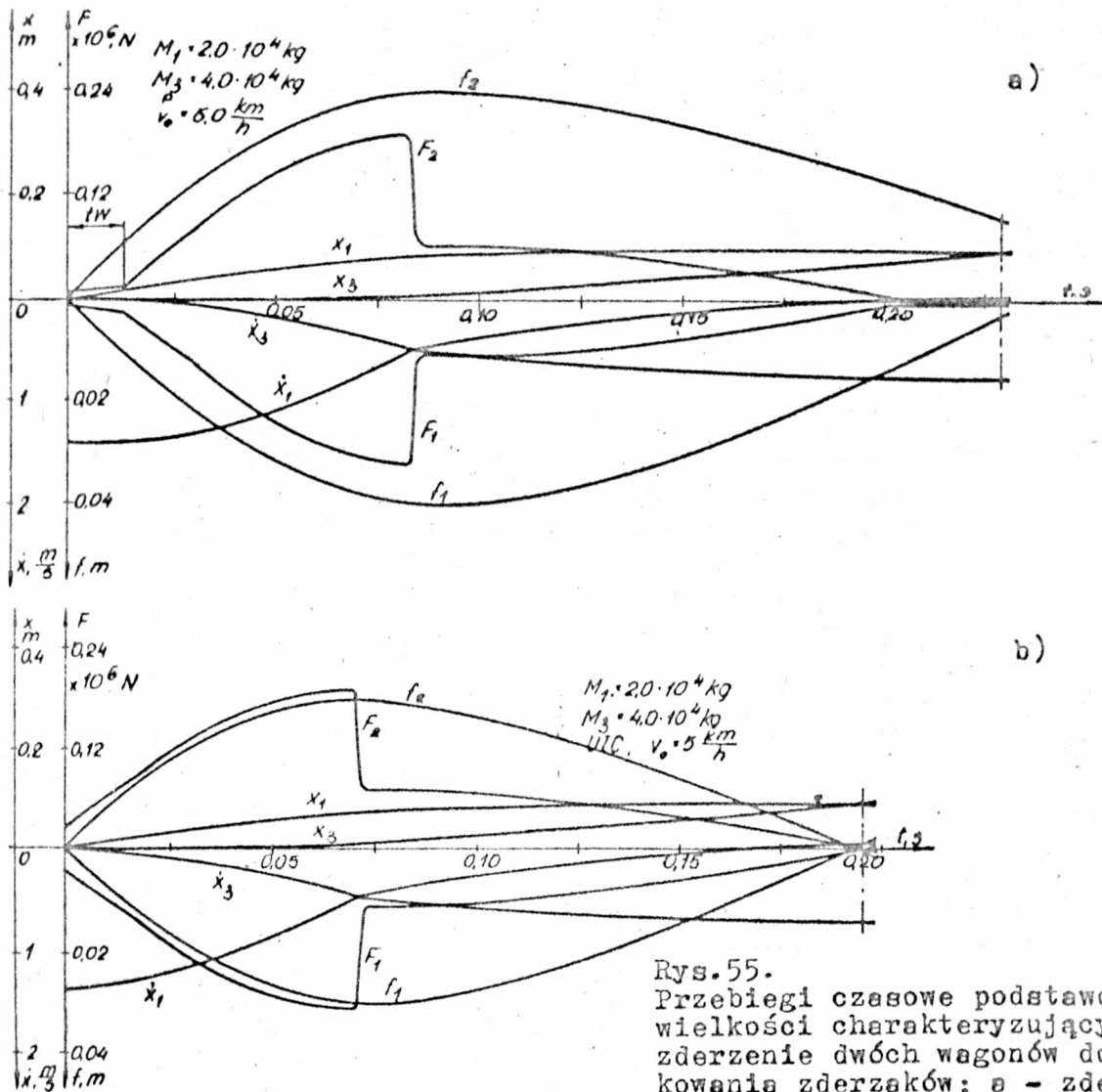
warunków określonych przez wartości pozostałych badanych czynników.

W badaniach symulacyjnych jako wartości centralne przyjęto:

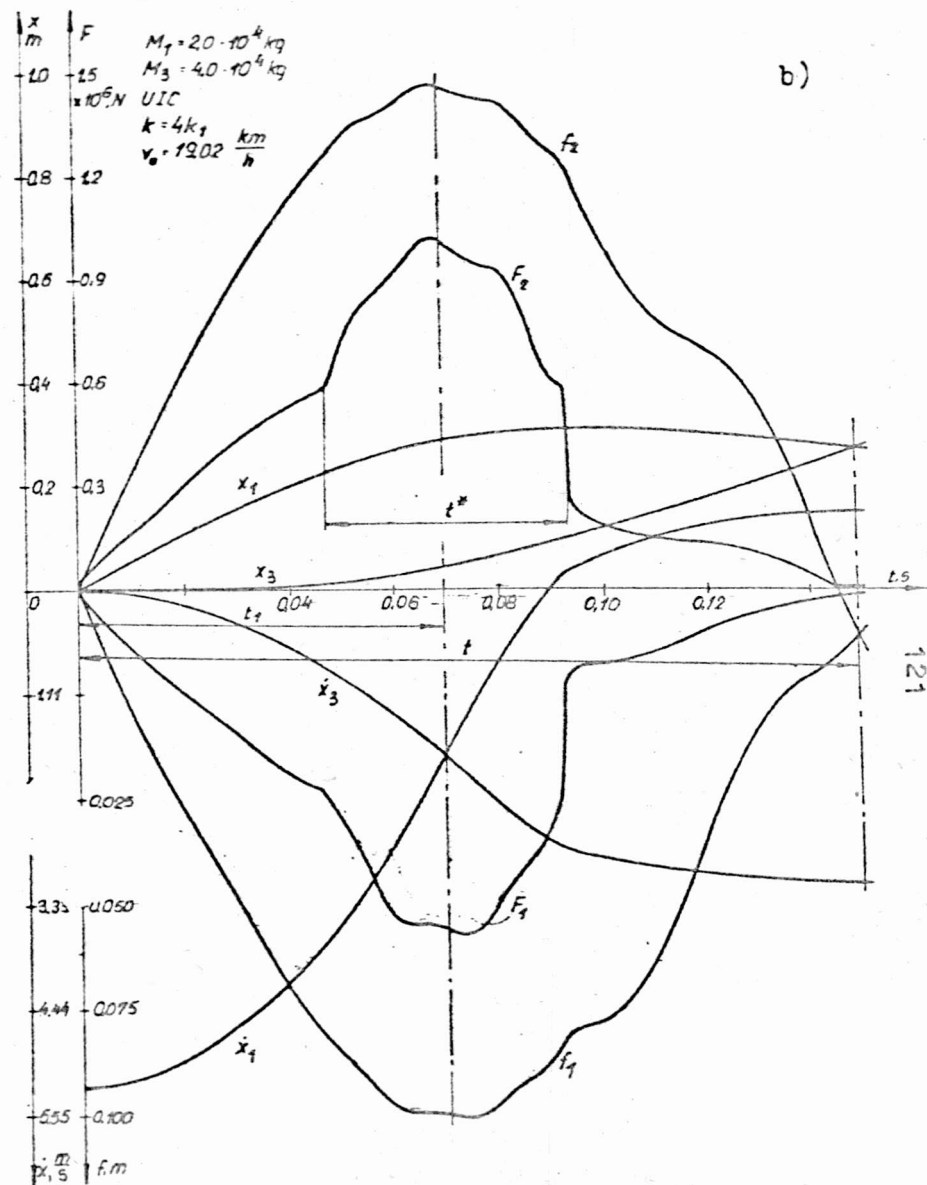
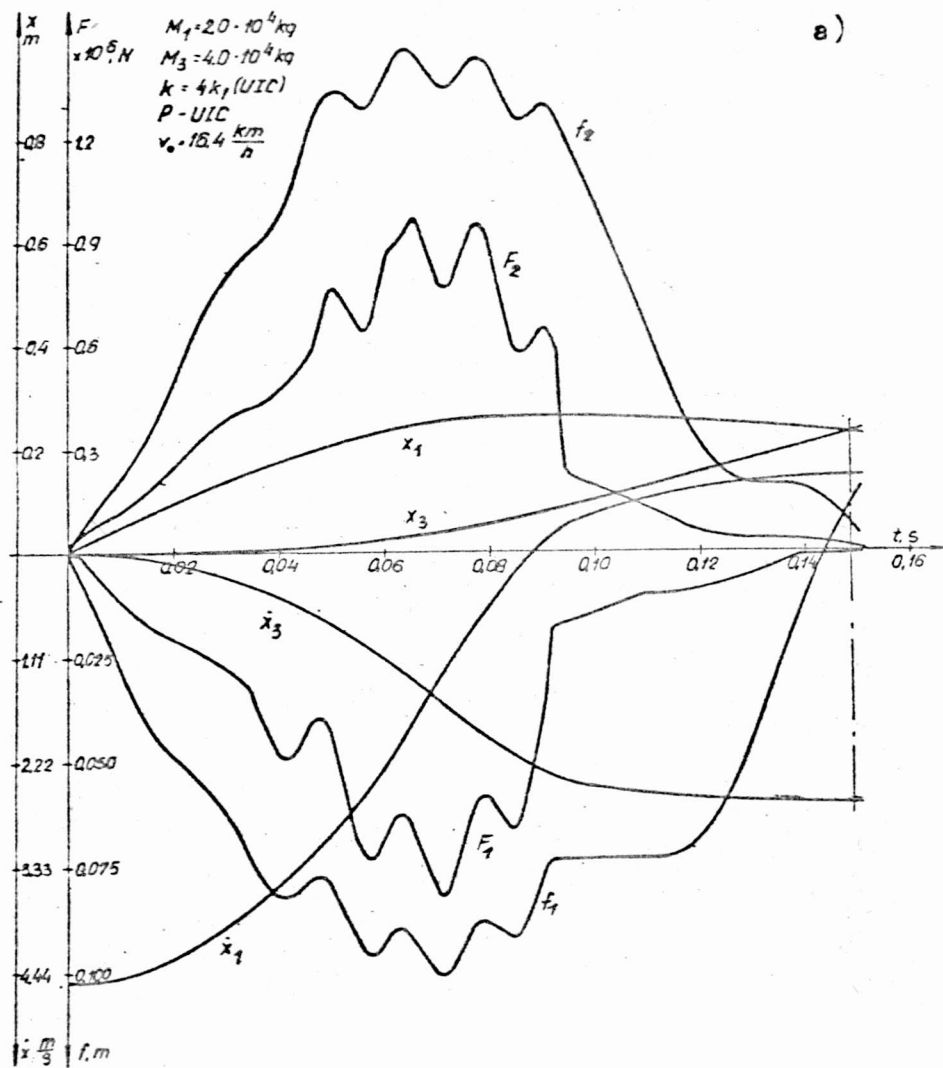
- w modelu matematycznym, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny jednomasowy: $M_1 = M_3 = 4 \cdot 10^4$ kg, zderzaki P lub UIC (parametry podano w załączniku 1), $v_0 = (5,0; 13,94; 15,42; 19,92)$ km/h,
- w modelu matematycznym, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy: podano w punkcie 2.4.

3.6.2. Analiza wpływu wybranych parametrów układu na podstawie modelu matematycznego, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy.

Na rys.55 i 56 przedstawiono przebiegi czasowe podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów ze zderzakami P, UIC i P-UIC odpowiednio do zblokowania i po zblokowaniu zderzaków.



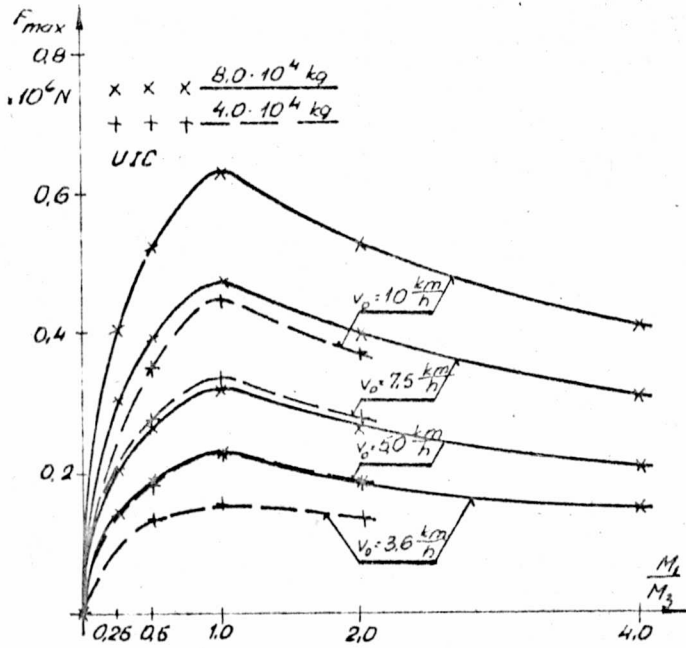
Rys.55.
Przebiegi czasowe podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów do zblokowania zderzaków; a - zderzaki P, b - zderzaki UIC



Rys.56. Przebiegi czasowe podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów po zblokowaniu zderzeków; a - zderzaki P-UIC, b - zderzaki UIC

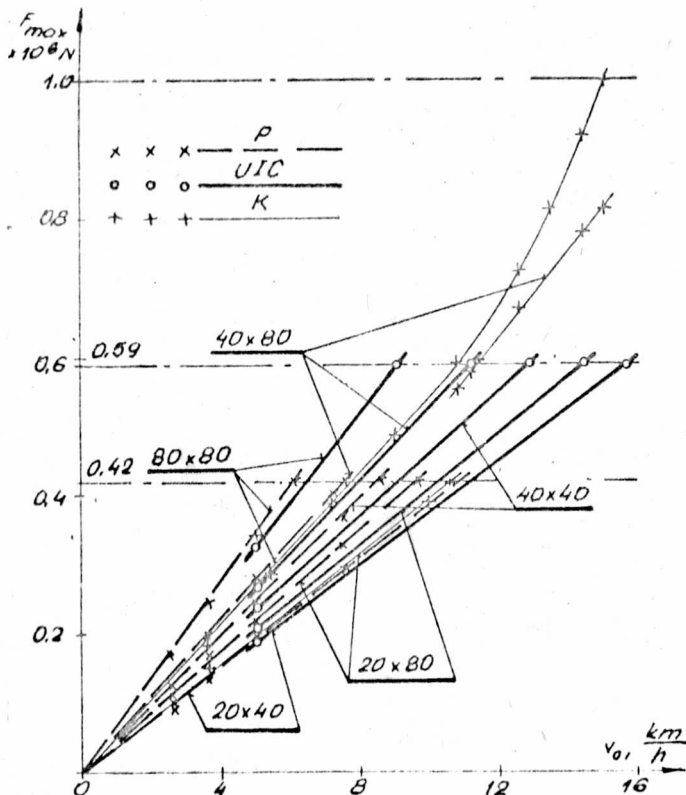
3.6.2.1. Wpływ prędkości zderzenia, mas wagonów i rodzaju zderzaka.

Na rys.57 przedstawiono przebieg zależności maksymalnej siły układu spowodowanej zderzeniem w funkcji ilorazu $\frac{M_1}{M_3}$ dla różnych prędkości zderzenia z uwzględnieniem zderzaków o charakterystyce wg UIC, natomiast na rys.58 przebieg zależności maksymalnej siły układu w funkcji prędkości zderzenia dla różnych rodzajów zderzaków (P, UIC, K) do zblokowania zderzaków.



Rys.57.

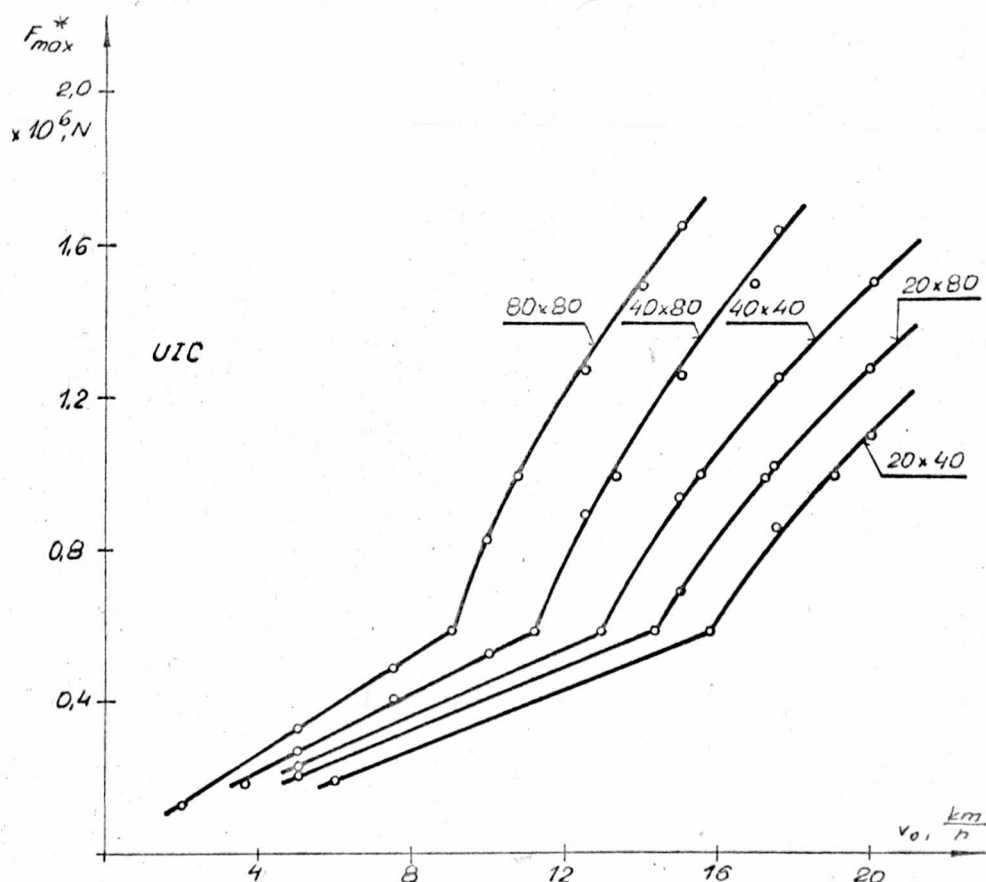
Przebiegi zależności maksymalnej siły w układzie w funkcji ilorazu zderzających się mas dla różnych prędkości zderzenia i różnych wartości mas wagonu ze zderzakami UIC



Rys.58.

Przebiegi zależności maksymalnej siły w układzie w funkcji prędkości zderzenia dla różnych kombinacji mas i różnych zderzaków do ich zblokowania

Przebieg zależności maksymalnej siły układu w funkcji prędkości zderzenia dla różnych kombinacji mas wagonów z uwzględnieniem zblokowania zderzaków o charakterystyce wg UIC przedstawiono na rys.59.



Rys.59. Przebieg zależności maksymalnej siły w układzie w funkcji prędkości zderzenia dla różnych kombinacji mas z uwzględnieniem zblokowania zderzaków UIC

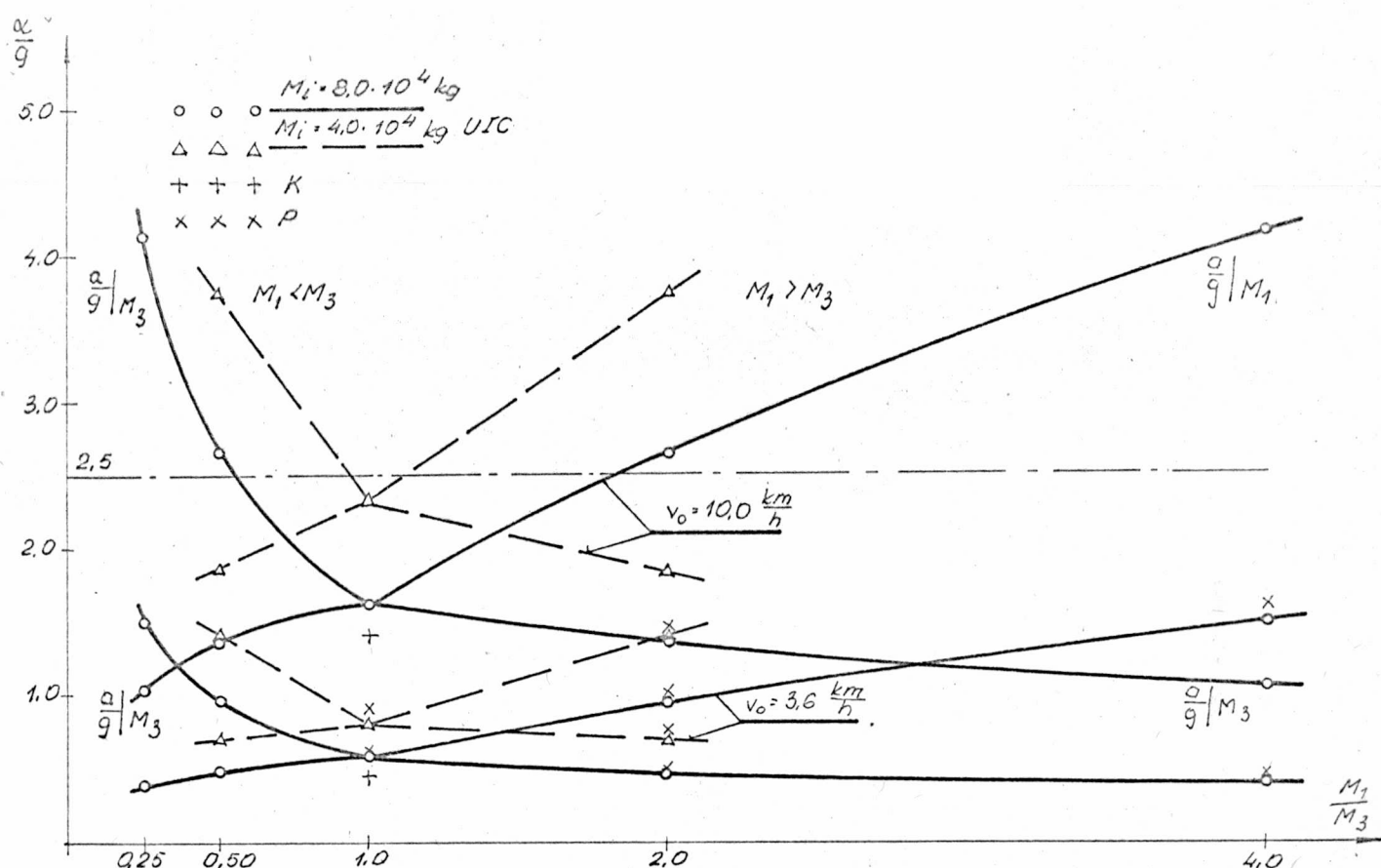
- Z przebiegu zależności przedstawionych na rys.57-59 wynika:
- maksymalna reakcja układu spowodowana zderzeniem występuje dla ilorazu $\frac{M_1}{M_3} = 1,0$ i maksymalnej wartości masy, np. w pracy dla $M_1 = 8,0 \cdot 10^4$ kg. W literaturze przedmiotu [8,74-76,88,89,91,93,95,103,120] przy analizie zderzenia dwóch wagonów przyjmuje się, bez uzasadnienia, identyczne wartości mas wagonów. Wynikało to z intuicyjnej przesłanki, że taka wartość masy wywołuje maksymalną reakcję układu oraz z możliwości modelowania (schemat zderzenia połówkowy). Z pracy [1], korzystając z założenia, że zderzające się masy są sztywne (klasyczna teoria zderzenia), dla trzech zderzających mas (uwzględniona masa części ruchomych zderzaka),

maksymalny współczynnik przekazywania energii otrzymuje się gdy: $M_3 < M_2 < M_1$ lub $M_1 < M_2 < M_3$. W niniejszej pracy: $M_2 \ll M_1, M_3$, można wówczas skorzystać z oceny współczynnika przekazywania energii dla zderzenia dwóch mas (M_1, M_3). Maksymalna wartość współczynnika α jest dla $\frac{M_1}{M_3} = 1$. Ponadto w pracy [138] pokazano, że dla kombinacji takich samych mas wagonów maksymalną reakcję układu otrzymuje się dla maksymalnej wartości masy. Maksymalną reakcję układu otrzymuje się dla kombinacji mas wagonów: 80×80 , a potem w kolejności dla kombinacji: 40×80 , 40×40 , 20×80 i 20×40 . Uwzględniając rodzaj zderzaka, maksymalną reakcję układu otrzymuje się dla zderzaków P, a następnie kolejno: UIC i K. Przebieg zależności maksymalnej siły w układzie w zależności od prędkości zderzenia dla zderzaków P i UIC do zblokowania jest liniowy a po zblokowaniu nieliniowy. Jest to zgodne z tym co podaje literatura np. [25, 142, 153, 154]. Do wartości siły około $(0,6 \cdot 10^6 \text{ N})$ co odpowiada prędkości zderzenia około $11,0 \text{ km/h}$ (do zblokowania zderzaka), przebieg zależności maksymalnej siły w układzie w funkcji prędkości zderzenia dla zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego (K) jest liniowy, powyżej wartości siły $(0,6 \cdot 10^6 \text{ N})$ staje się nieliniowy. Tego faktu nie spotkano np. w [66, 90, 130].

Na rysunku 60 przedstawiono przebieg zależności przyspieszenia danej masy wagonu nabiegającego i masy wagonu stojącego do zblokowania zderzaków UIC w funkcji ilorazu mas wagonów dla dwóch prędkości zderzenia dla wartości mas wagonów: $M_1 = (4,0 \cdot 10^4; 8,0 \cdot 10^4) \text{ kg}$. Przebieg zależności przyspieszenia w funkcji prędkości zderzenia jest taki jak $F_{\max}$ lub $F_{\max}^*(v_0)$ (rys. 58 i 59) po uwzględnieniu odpowiedniej masy.

Przebieg przyspieszenia w funkcji ilorazu mas wagonów jest odcinkami gładki i z wyjątkiem punktu o odciętej $\frac{M_1}{M_3} = 1,0$, jest różny dla M_1 oraz M_3 . Dla $\frac{M_1}{M_3} = 1,0$ otrzymuje się jedną wartość przyspieszenia zależną od wartości masy wagonu (np. przy $v_0 = 10,0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ dla $M_1 = M_3 = 8,0 \cdot 10^4 \text{ kg}$ $\frac{a}{g} = 1,6$, a dla $M_1 = M_3 = 4,0 \cdot 10^4 \text{ kg}$, $\frac{a}{g} = 2,87$) i rodzaju zderzaka (np. przy $v_0 = 3,6 \text{ km/h}$ odpowiednio P: $\frac{a}{g} = 0,63$, UIC: $\frac{a}{g} = 0,586$ i K: $\frac{a}{g} = 0,46$). Dla $\frac{M_1}{M_3} \neq 1,0$ otrzymuje się dwie wartości przyspieszenia odpowiednio dla jednej i drugiej masy wagonu. W przypadku gdy: $\frac{M_1}{M_3} \rightarrow 0$ przyspieszenie dla masy wagonu M_1 (większa masa) $\frac{a}{g} \rightarrow 0$ (wolno) a dla masy

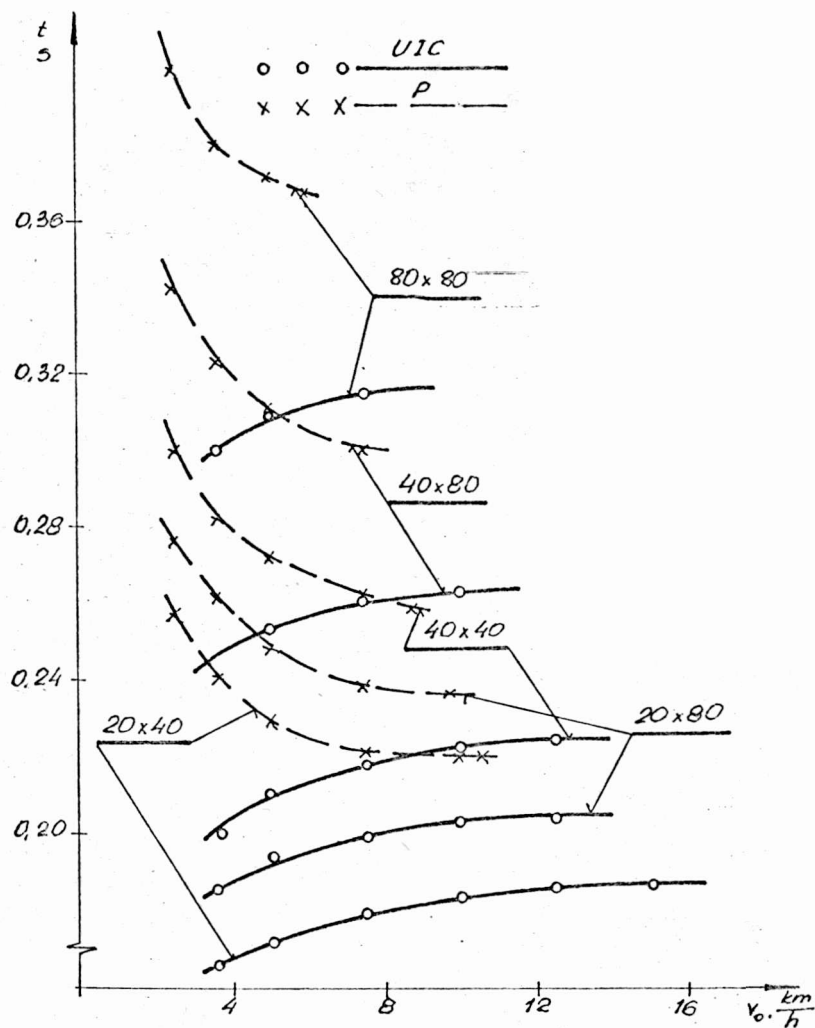
wagonu M_3 (mniejsza masa) $\frac{a}{g} \rightarrow +\infty$ (szybko), natomiast gdy:
 $\frac{M_1}{M_3} \rightarrow +\infty$ dla masy wagonu M_1 (mniejsza masa) $\frac{a}{g} \rightarrow +\infty$ (szybko)
 a dla masy wagonu M_3 (większa masa) $\frac{a}{g} \rightarrow 0$ (wolno).



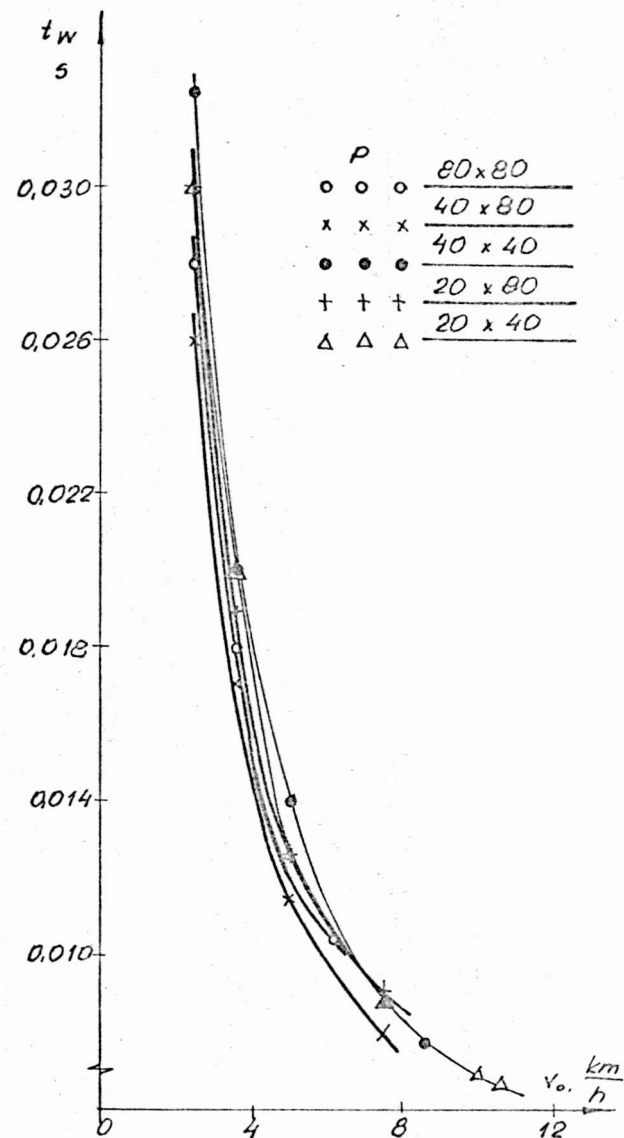
Rys.60. Przebieg ilorazu przyspieszenia w funkcji stosunku mas zderzających wagonów ze zderzakami UIC

Ponieważ przebieg zależności $\frac{a}{g}(v_0) \frac{M_1}{M_3}$ jest liniowy do zblokowania zderzaka, to wartość $\frac{a}{g}$ dla $\frac{M_1}{M_3} = 1,0$ rośnie szybko do wartości 2,5 ze wzrostem prędkości zderzenia. Stąd dla stosunku mas $\frac{M_1}{M_3} = 0,25$ (lub 4,0), przy $v_0 = 10,0 \text{ km/h}$, jest bardzo trudnym spełnienie warunku $\frac{a}{g} \leq 2,5$. Zderzak o dużej energii przejmowanej i pochłanianej może zapewnić spełnienie tego warunku dla jednakowych zderzaków (oba zderzaki jednakowe); dla mieszanych zderzaków jest to już niemożliwe. Wówczas jedynym sposobem zabezpieczenia ładunku przed uszkodzeniem jest indywidualne zabezpieczenie lub pływająca belka, np. [40, 52, 54, 126, 130].

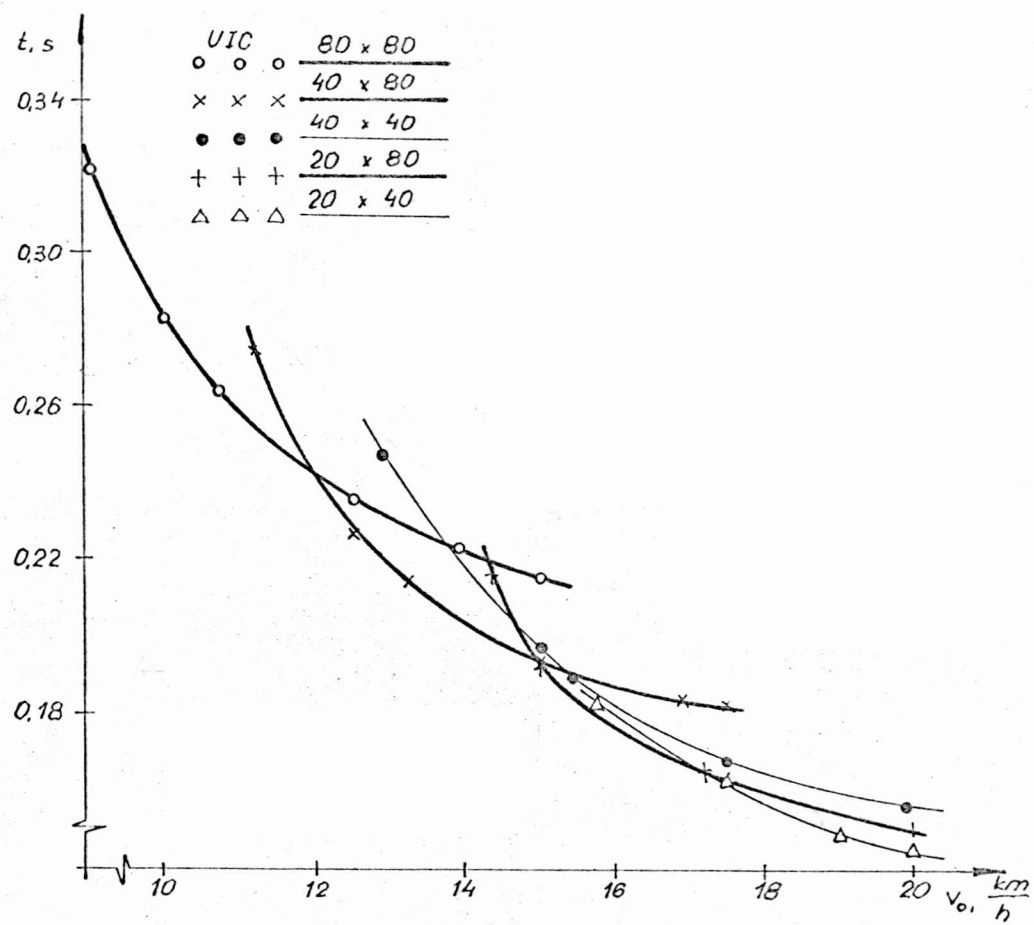
Na rysunkach 61 i 62 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio czasu trwania zderzenia i fazy wstępnego ugięcia zderzaka w funkcji prędkości zderzenia do zblokowania zderzaków.



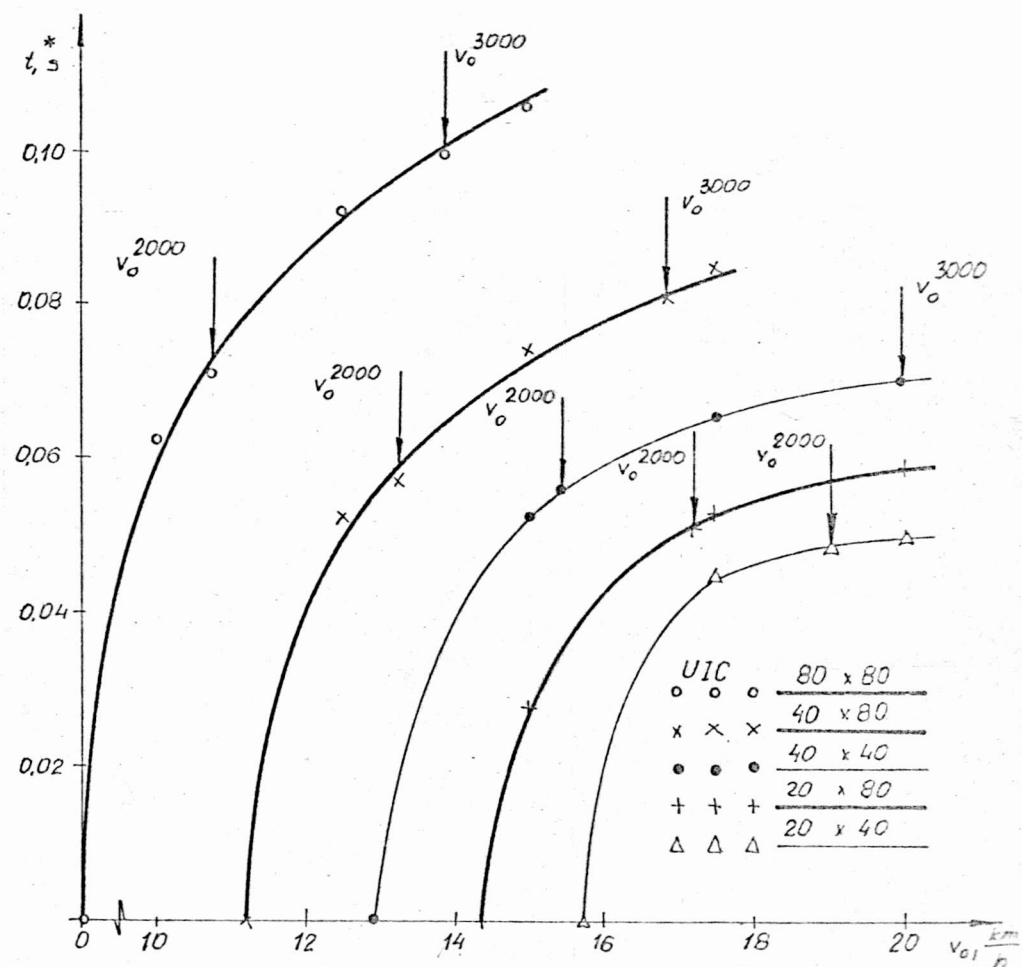
Rys.61. Przebieg czasu trwania zderzenia dwóch wagonów w funkcji prędkości zderzenia dla zderzaków P lub UIC do zblokowania zderzaków



Rys.62. Przebieg czasu trwania fazy wstępnego ugięcia zderzaka (P) w zależności od prędkości zderzenia do zblokowania zderzaka



Rys.63. Przebieg czasu trwania zderzenia dwóch wagonów w funkcji prędkości zderzenia dla zderzaków UIC z uwzględnieniem zblo-kowania zderzaków



Rys.64. Przebieg czasu trwania obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem (faza obciążania i odciażania) w funkcji prędkości zderzenia dla zderzaków UIC z uwzględnieniem zblo-kowania zderzaków

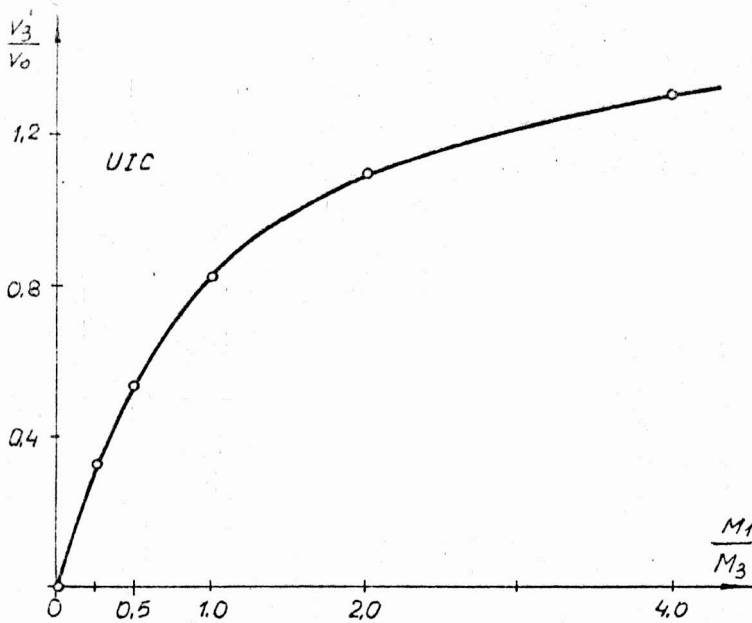
Na rysunkach 63 i 64 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio czasu trwania zderzenia i obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem w zależności od prędkości zderzenia z uwzględnieniem zblokowania zderzaków.

Z przebiegu zależności przedstawionych na rys. 61-64 można zauważyć, że:

- przebieg czasu trwania procesu zderzenia w zależności od prędkości zderzenia do zblokowania zderzaka jest różny dla zderzaków P i UIC; ze wzrostem v_0 dla P czas zderzenia maleje, a dla UIC - wzrasta. Wynika to z kształtu siłowej charakterystyki zderzaka. Po zblokowaniu zderzaków (dla UIC) czas zderzenia szybko maleje,
- przebieg zależności czasu trwania fazy wstępnego ugięcia zderzaków (P) bardzo mocno zależy od prędkości zderzenia, natomiast prawie nie zależy od kombinacji mas wagonów, np. wzrost prędkości zderzenia o 100 % (z 2,5 km/h do 5,0 km/h) pociąga za sobą zmniejszenie t_w o 132 %. Wynika stąd, że dla prędkości zderzenia około 6,0 km/h i większych, ugięcie wstępne zderzaka nie ma praktycznie wpływu na przebieg siły spowodowanej zderzeniem. Należy poszukiwać innego sposobu obniżenia szybkości narastania przyspieszenia ($\ddot{x}_1$) działającego na konstrukcję wagonu z ładunkiem,
- przebieg zależności czasu trwania pracy (obciążania) konstrukcji wagonu z ładunkiem w zależności od prędkości zderzenia jest szybko rosnący. Najszybciej rośnie dla kombinacji mas o maksymalnych wartościach mas wagonów, np. osiągnięcie siły $F = 2,0 \cdot 10^6$ N dla kombinacji mas 80×80 wymaga podwyższenia prędkości zderzenia o 15 km/h, natomiast dla kombinacji 20×40 już o 3,5 km/h. Widać stąd wyraźnie, jak łatwo jest uszkodzić konstrukcję wagonu z ładunkiem, szczególnie wagonów o dużych masach, nie dotrzymując warunków prowadzenia prac rozrządowych.

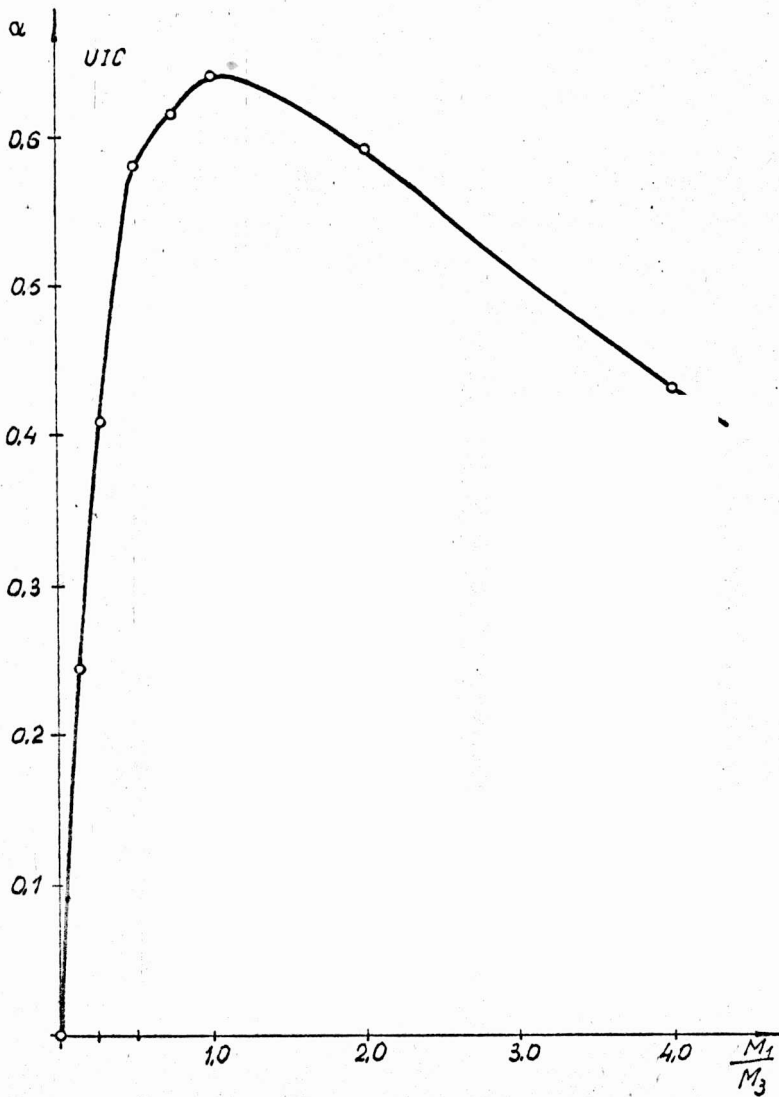
Iloraz prędkości $\frac{v_3}{v}$ oraz współczynnik przekazywania energii α dla określonej kombinacji mas wagonów do zblokowania zderzaków nie zależy od prędkości zderzenia. Otrzymane wyniki współczynnika przekazywania energii pokrywają się z wynikami otrzymanymi z klasycznej teorii zderzenia (przy założeniu, że $T \gg t$) [1].

Na rys. 65 i 66 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio ilorazu $\frac{v_3}{v_0}$ oraz współczynnika α w funkcji stosunku mas wagonów ($\frac{M_1}{M_3}$) do zblokowania zderzaków (UIC).



Rys.65.

Przebieg zależności ilorazu $\frac{v_3}{v_0}$ w funkcji stosunku mas zderzających wagonów do zblokowania zderzaków UIC



Rys.66.

Przebieg zależności współczynnika α w funkcji stosunku mas zderzających wagonów do zblokowania zderzaków UIC

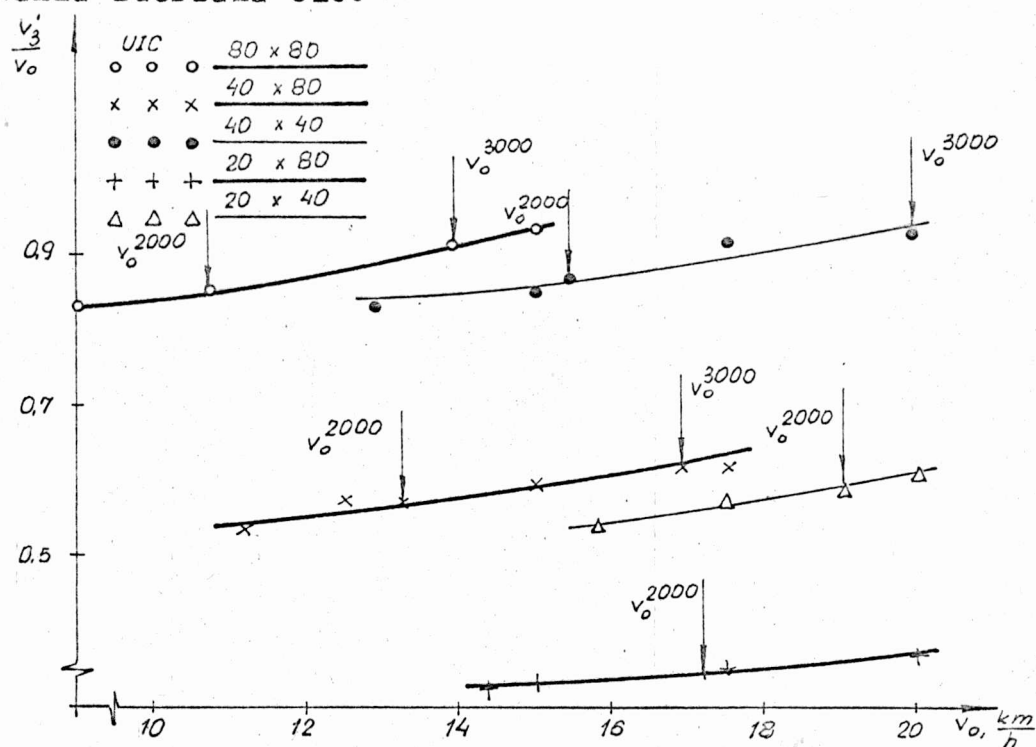
Współczynnik restytucji układu do zblokowania zderzaków nie zależy od prędkości zderzenia i stosunku mas (z błędem 5,0 % maksymalnej wartości). Wartości współczynnika R dla różnych zderzaków do ich zblokowania przedstawiono w tabeli 23.

T a b e l a 23

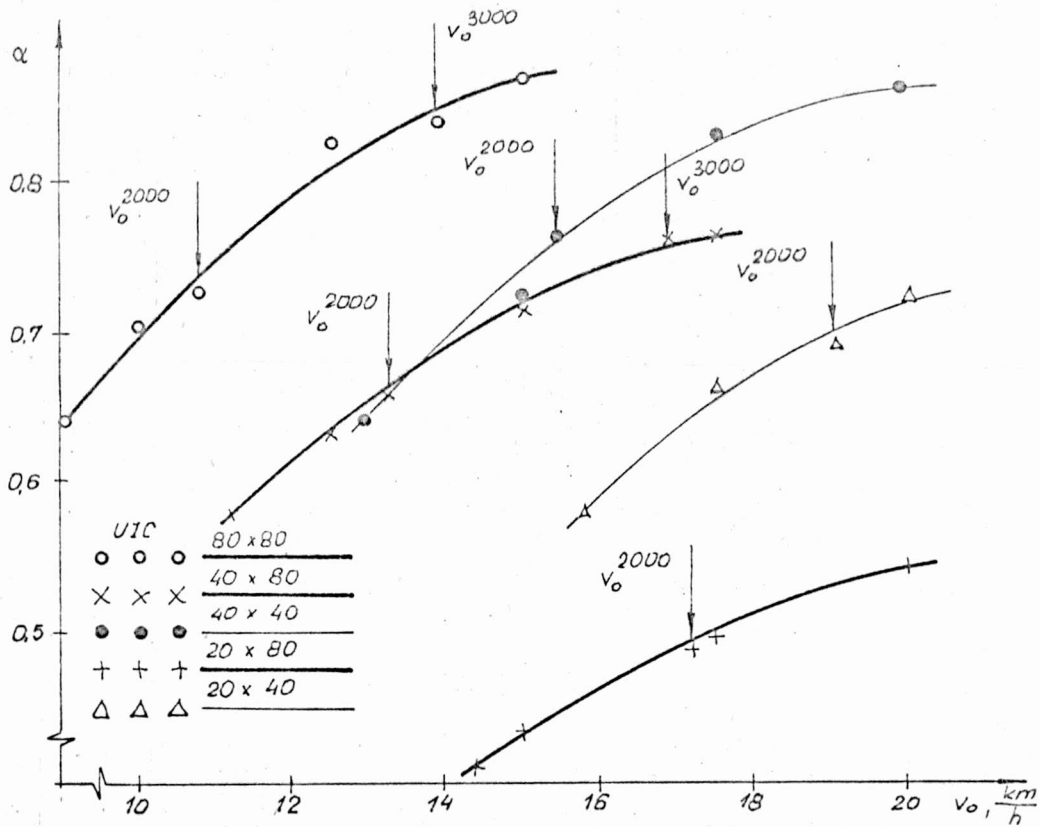
Wartości współczynnika restytucji R
w zależności od rodzaju zderzaka
(do zblokowania zderzaków)

Zderzak Parametr	P	UIC	K	UIC-K
$R, -$	0,58	0,61	0,42	0,58

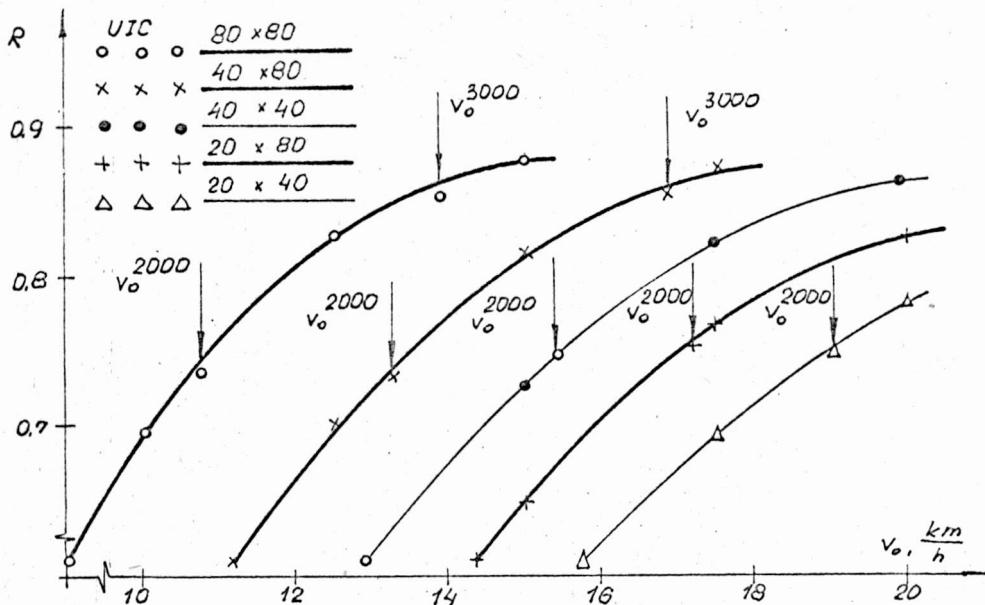
Na rysunkach 67-69 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio ilorazu $\frac{v_3}{v_0}$, współczynnika α i współczynnika R w funkcji prędkości zderzenia dla różnych kombinacji mas wagonów z uwzględnieniem UIC zblokowania zderzaka UIC.



Rys. 67. Przebieg zależności ilorazu $\frac{v_3}{v_0}$ w funkcji prędkości zderzenia dla różnych kombinacji mas z uwzględnieniem zblokowania zderzaków UIC.



Rys.68. Przebieg zależności współczynnika α w funkcji prędkości zderzenia dla różnych kombinacji mas z uwzględnieniem zblokowania zderzaków UIC



Rys.69. Przebieg zależności współczynnika restytucji R w funkcji prędkości zderzenia dla różnych kombinacji mas z uwzględnieniem zblokowania zderzaków UIC

Z zależności przedstawionych na rysunkach 65-69 można zauważyć, że:

- współczynnik przekazywania energii podczas zderzenia dwóch wagonów do zblokowania zderzaków nie zależy od prędkości zderzenia i osiąga maksymalną wartość dla $\frac{M_1}{M_3} = 1,0$ oraz maksymalnej wartości masy wagonów. Po zblokowaniu zderzaków zależy on bardzo mocno od prędkości zderzenia,
- współczynnik restytucji układu do zblokowania zderzaków nie zależy od prędkości zderzenia, zależy natomiast od rodzaju zderzaka. Zderzak pierścieniowo-hydrauliczny ma wartość tego współczynnika najniższą, czyli wśród porównywanych zderzaków wykazuje się największą zdolnością pochłaniania energii. Przy dwóch różnych zderzakach (UIC.- K) nie są wykorzystywane dobre własności zderzaka K. Po zblokowaniu zderzaków współczynnik R zależy bardzo mocno od prędkości zderzenia.

W tabeli 24 przedstawiono wartości prędkości zderzenia, przy której odpowiednio: następuje zblokowanie zderzaka lub w konstrukcji wagonu z ładunkiem powstaje siła równa $2,0 \cdot 10^6 \text{ N}$ i $3,0 \cdot 10^6 \text{ N}$.

Z danych przedstawionych w tabeli 24 można zauważyć, że prędkość zblokowania wywołująca zblokowanie zderzaka może mieć największą wartość dla zderzaków pierścieniowo-hydraulicznych (K). Dla wagonów wyposażonych w różne zderzaki, np. P-UIC, UIC-K uzyskuje się nieznaczne podwyższenie wartości prędkości zblokowania w porównaniu do prędkości jakie uzyskuje się dla tych samych zderzaków o niższych parametrach (np. P dla przypadku P-UIC).

T a b e l a 24

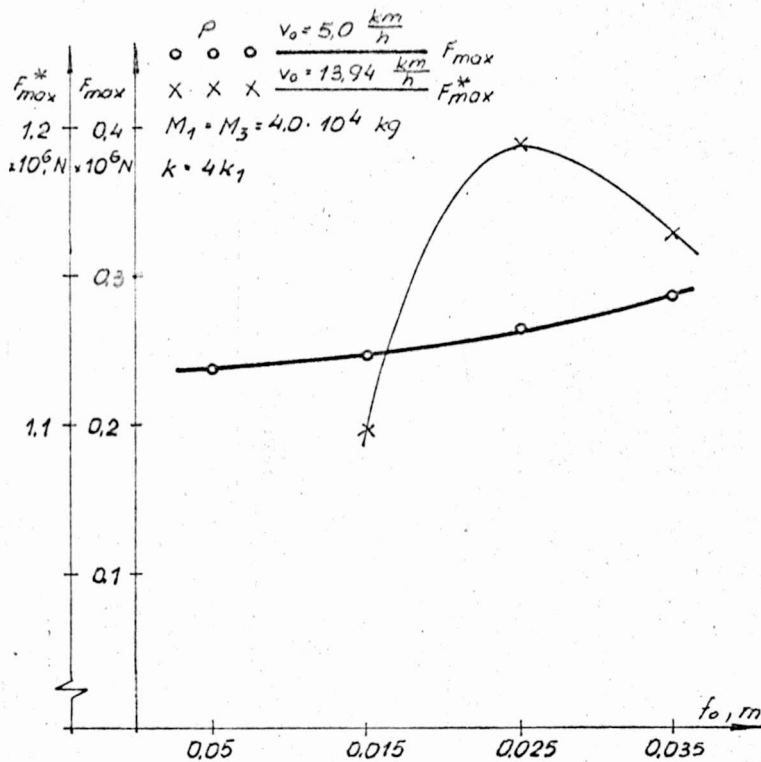
Zestawienie wartości prędkości zblokowania zderzaka oraz prędkości, przy której w konstrukcji wagonu z ładunkiem osiąga się siły $2,0 \cdot 10^6$ N i $3,0 \cdot 10^6$ N w zależności od rodzaju zderzaka i mas wagonów (założenie: $k = 4k_1$ (UIC))

Kombi- nacje mas	Rodzaj zde- rżaka Prędkość	P	UIC	K	P-UIC	UIC-K
80 × 80	$v_o^{zb}, \frac{km}{h}$	6,03	9,04	15,0	6,26(P)	
	$v_o^{2000}, \frac{km}{h}$		10,73	15,0	9,95	
	$v_o^{3000}, \frac{km}{h}$		13,90			
40 × 80	$v_o^{zb}, \frac{km}{h}$	7,50	11,20		7,60(P)	11,34(UIC)
	$v_o^{2000}, \frac{km}{h}$		13,25		11,91	
	$v_o^{3000}, \frac{km}{h}$		16,89			
20 × 80	$v_o^{zb}, \frac{km}{h}$	9,72	14,40		9,70(P)	
	$v_o^{2000}, \frac{km}{h}$		17,20		15,18	
	$v_o^{3000}, \frac{km}{h}$					
40 × 40	$v_o^{zb}, \frac{km}{h}$	8,60	12,90		8,89(P)	
	$v_o^{2000}, \frac{km}{h}$		15,40		13,94	
	$v_o^{3000}, \frac{km}{h}$		19,92			
20 × 40	$v_o^{zb}, \frac{km}{h}$	10,57	15,78		10,70(P)	
	$v_o^{2000}, \frac{km}{h}$		19,02		16,40	
	$v_o^{3000}, \frac{km}{h}$					

3.6.2.2. Wpływ parametrów zderzaka

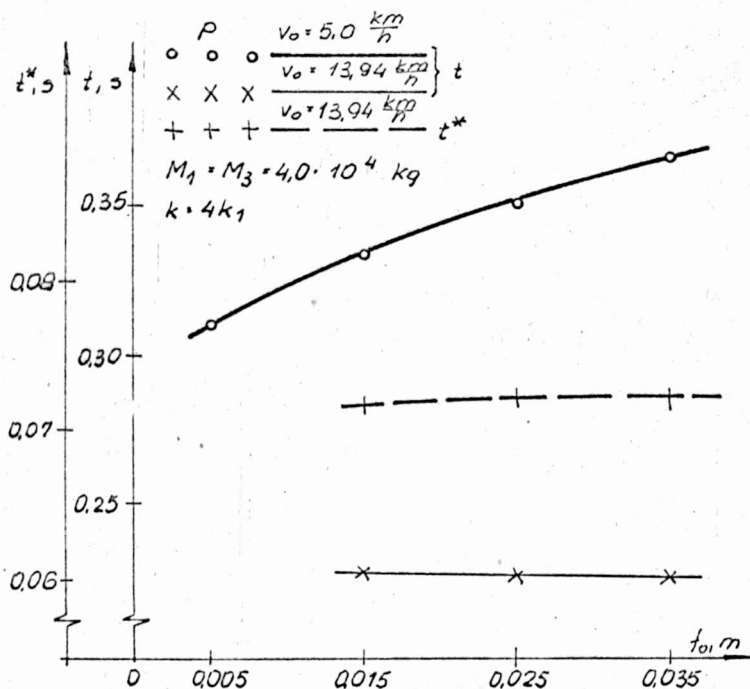
a) zmiana wartości ugięcia wstępnego zderzaka.

Na rys.70 i 71 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio: maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem oraz czasu trwania zderzenia i obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji wstępnego ugięcia zderzaka dla dwóch prędkości zderzenia do i po zblokowaniu zderzaków (P).



Rys.70.

Przebieg zależności maksymalnej siły w układzie w funkcji wstępnego ugięcia zderzaka do i po zblokowaniu zderzaków P



Rys.71.

Przebieg czasu trwania zderzenia i obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji wstępnego ugięcia zderzaka do i po zblokowaniu zderzaków P

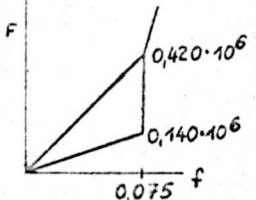
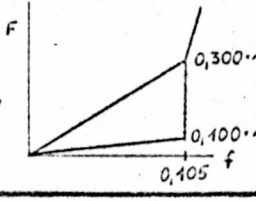
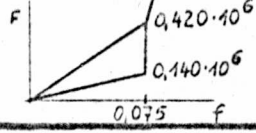
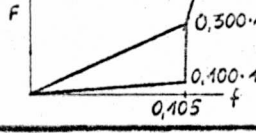
Z zależności przedstawionych na rys. 70 i 71 można zauważyć, że do zblokowania zderzaków wzrost wartości wstępnego ugięcia zderzaka powoduje wzrost maksymalnej siły, natomiast po zblokowaniu zderzaków przy wartości $f_0 = 0,015$ m występuje lokalne maksimum. Czas trwania zderzenia dwóch wagonów do zblokowania zderzaków wzrasta ze wzrostem f_0 , po zblokowaniu - w przybliżeniu jest stały. Czas trwania obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem jest stały i nie zależy od f_0 .

Zależności $F_{\max}(f_0)$ i $t(f_0)$ otrzymano przy założeniu, że ze zmianą f_0 ulegały zmianie E_p i E_r zderzaka.

b) Zmiana wartości maksymalnego ugięcia zderzaka.

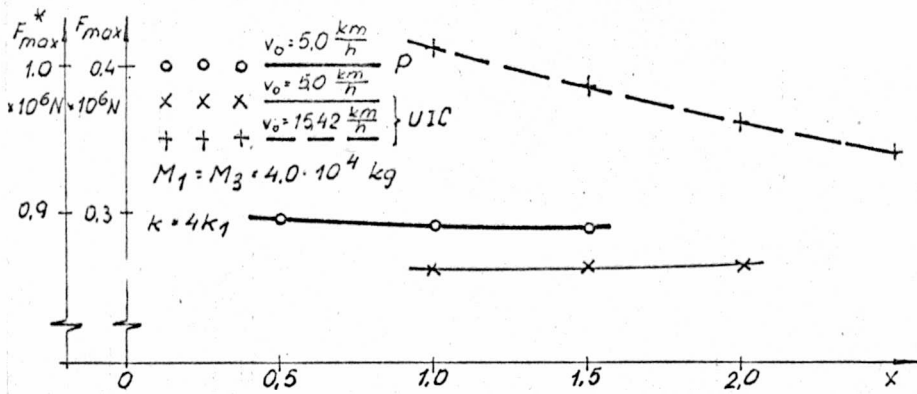
T a b e l a 25

Wartości wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów dla zderzaków o skoku 0,075 m i 0,105 m
($v_0 = 15,42 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, $E_p^1 = E_p^2$, $E_r^1 = E_r^2$)

Parametr Kształt charakte- rystyki	$F_{\max}^*$ 10^6 N	$f_{\max}^*$ m	$\frac{v_3'}{v_0}$, -	R, -	α , -	t_1 s	t s	t^* s
	1,260	0,112	0,9329	0,8824	0,8703	0,072	0,150	0,075
	1,297	0,146	0,9426	0,8875	0,8885	0,090	0,184	0,077
	1,357	0,118	0,9303	0,8785	0,8655	0,081	0,166	0,075
		0,147						0,081

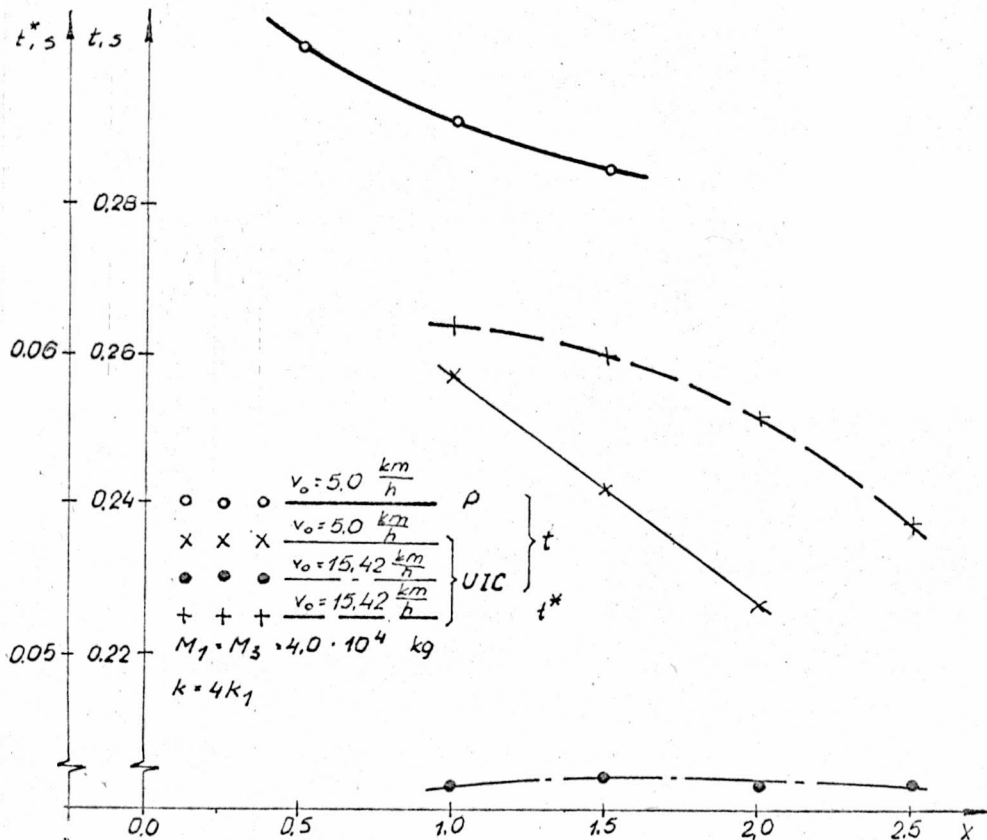
W tabeli 25 przedstawiono podstawowe wielkości charakteryzujące zderzenie dwóch wagonów dla różnych wartości maksymalnego skoku zderzaka. Wydłużenie maksymalnego ugięcia zderzaka nie powoduje obniżenia wartości podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie. W przypadku zderzenia dwóch wagonów z różnymi zderzakami otrzymuje się wzrost maksymalnej wartości siły w układzie oraz czasu trwania obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem ze zderzakiem o większym skoku; pozostałe wielkości przyjmują wartości pośrednie.

c) Przesunięcie pionowe charakterystyki zderzaka.



Rys. 72.

Przebieg zależności maksymalnej siły w funkcji krotności przesunięcia charakterystyki zderzaka P i UIC



Rys. 73. Przebieg zależności czasu trwania zderzenia i obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji krotności przesunięcia charakterystyki zderzaka P i UIC

Na rysunkach 72 i 73 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio maksymalnej siły w układzie i czasu trwania zderzenia oraz obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji krotności przesunięcia charakterystyki siłowej zderzaka (przyjmując za podstawę punkt F_1 , np. dla $F_1 = 0,025 \cdot 10^6 \text{ N}$ i $x = 1,5$; do obliczeń symulacyjnych przyjmuje się $F_1 = 0,0375 \cdot 10^6 \text{ N}$).

Z przebiegów przedstawionych na rys. 72 i 73 widać, że do zblokowania zderzaka wpływ przesunięcia charakterystyki zderzaka na przytoczone wielkości charakterystyczne zderzenia jest niewielki, po zblokowaniu zderzaka wpływ ten jest widoczny, np. dla F_{max}^* następuje obniżenie maksymalnej wartości o około 5 %, dla t^* o 5,5 %.

d) Zmiana kształtu siłowej charakterystyki zderzaka.

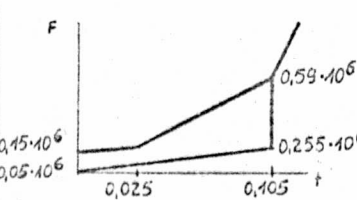
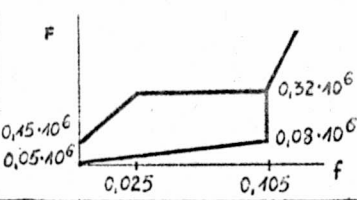
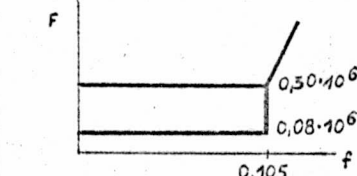
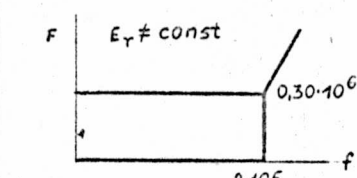
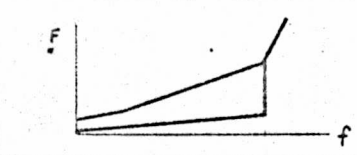
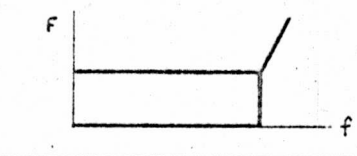
W tabeli 26 przedstawiono podstawowe wielkości charakteryzujące zderzenie dla różnych kształtów siłowej charakterystyki zderzaka.

Z przedstawionego zestawienia wynika:

- zmniejszenie maksymalnej siły zderzaka (siły zblokowania) o 4,5 % od wartości $0,590 \cdot 10^6 \text{ N}$ powoduje wzrost siły w układzie o około 30 %,
- charakterystyka o kształcie prostokątnym zderzaka powoduje znaczne obniżenie maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem. Wynika to również z [106,138],
- podczas zderzenia wagonów z różnymi zderzakami otrzymane wartości wielkości charakterystycznych są pośrednie w porównaniu do wartości otrzymanych dla przypadków z jednakowymi zderzakami. Ponadto otrzymano tutaj, przy zderzeniu wagonów ze zderzakami o charakterystyce o kształcie prostokątnym i o charakterystyce o kształcie różnym od prostokątnego, że dobre własności pierwszej charakterystyki zderzaka są niewykorzystywane z powodu charakterystyki drugiego. Obserwowano to również przy kombinacji zderzaków UIC-K [13,14].

T a b e l a 2 6

Wartości wielkości charakterystycznych zderzenia dwóch wagonów dla zderzaków o różnych kształtach siłowej charakterystyki
 $(v_0 = 15,42 \frac{\text{km}}{\text{h}}, f_{\text{max}}, f_0, E_p, E_r = \text{const}; k = 4k_1(\text{UIC}))$

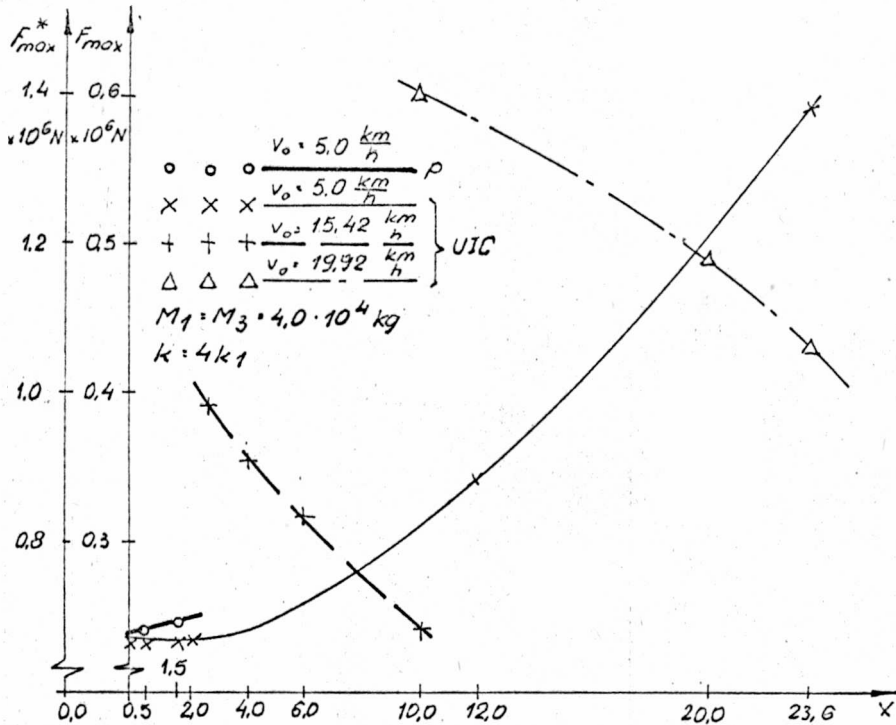
Parametr Kształt charakterystyki	F_{max}^* 10^6 N	f_{max}^* m	$\frac{v_3'}{v_0}, -$	$R, -$	$\alpha, -$	t_1 s	t s	t^* s
	1,072	0,126	0,8649	0,7250	0,7481	0,086	0,185	0,058
	1,387	0,162	0,9459	0,8811	0,8947	0,096	0,196	0,095
	0,900	0,133	0,8495	0,7094	0,7217	0,098	0,211	0,085
	0,885	0,131	0,7774	0,5636	0,6044	0,098	0,221	0,075
	1,080	0,126	0,8422	0,5928	0,7093	0,093	0,201	0,072
		0,142						0,078

e) Zmiana wartości punktów charakterystycznych siłowej charakterystyki zderzaka.

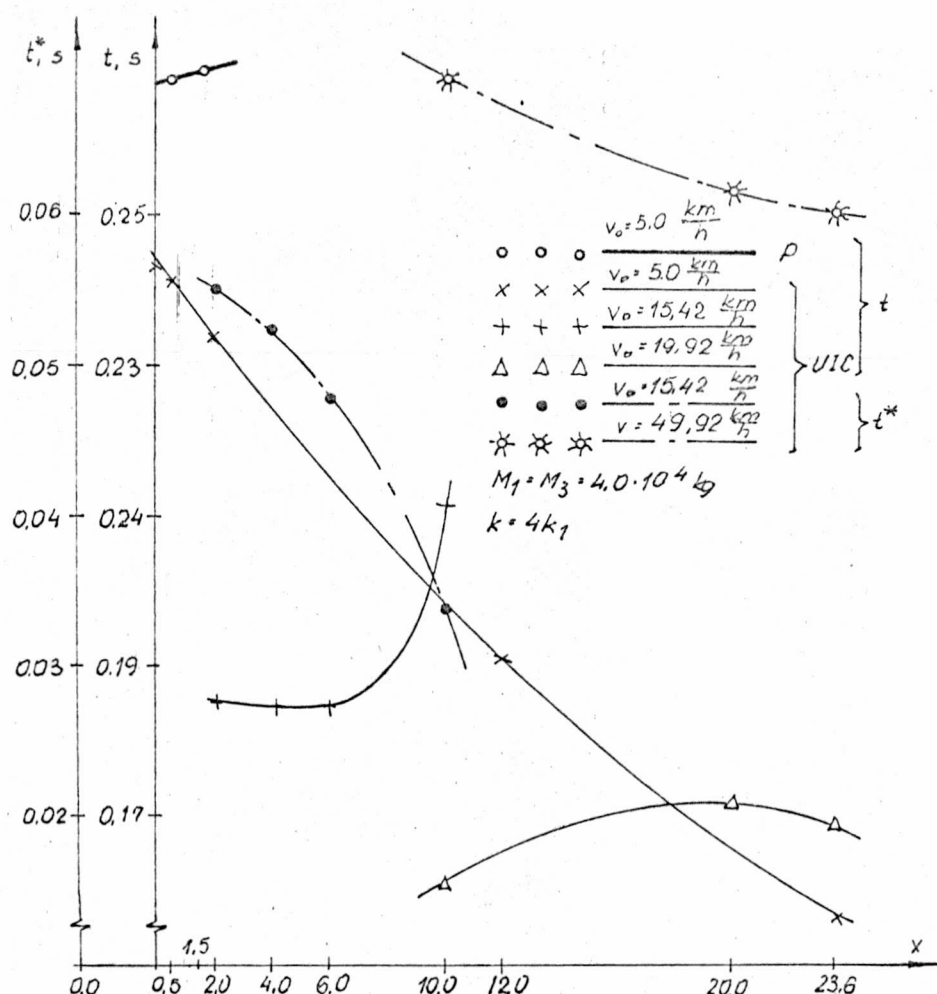
Zmiany wartości punktów charakterystycznych siłowej charakterystyki zderzaka były dokonywane przy założeniu, że $E_p, E_r = \text{var.}$ Oznaczenia punktów charakterystyki zderzaka są zgodne z rys.2.1.

1. Zmiana wartości siły zacisku wstępnego (punkt A).

Na rysunkach 74 i 75 przedstawiono odpowiednio przebieg zależności maksymalnej siły w układzie oraz czasu trwania zderzenia i obciążania konstrukcji wagonu w funkcji krotności zmiany wartości siły zacisku wstępnego charakterystyki siłowej.



Rys.74. Zależność maksymalnej siły w układzie w funkcji krotności zmian wartości siły zacisku wstępnego zderzaka



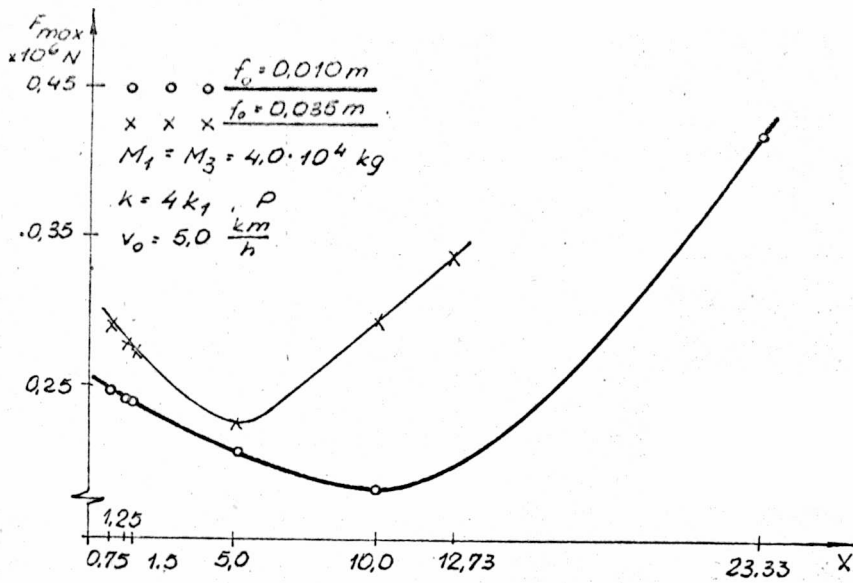
Rys.75. Zależność czasu trwania zderzenia i obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji krotności zmian wartości siły zacisku wstępnego zderzaka

Z przedstawionych przebiegów zależności na rys.74 i 75 wynika, że do zablokowania zderzaków wzrost krotności wartości siły zacisku wstępnego do około 6 niewiele wpływa na wartość siły w układzie; zwiększając krotność otrzymuje się wzrost siły, natomiast po zablokowaniu zderzaków efekt jest odwrotny, otrzymuje się obniżenie siły. Czas trwania zderzenia ze wzrostem wartości krotności do zablokowania zderzaków dla zderzaka P nieznacznie wzrasta, dla zderzaka UIC spada, po zablokowaniu (UIC) wzrasta.

Czas trwania obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem ze wzrostem krotności maleje, z tym, że dla niższych prędkości zderzenia silnie (przy krotności $x = 11,0$ konstrukcja wagonu z ładunkiem jest nie obciążana), a dla wyższych prędkości słabiej.

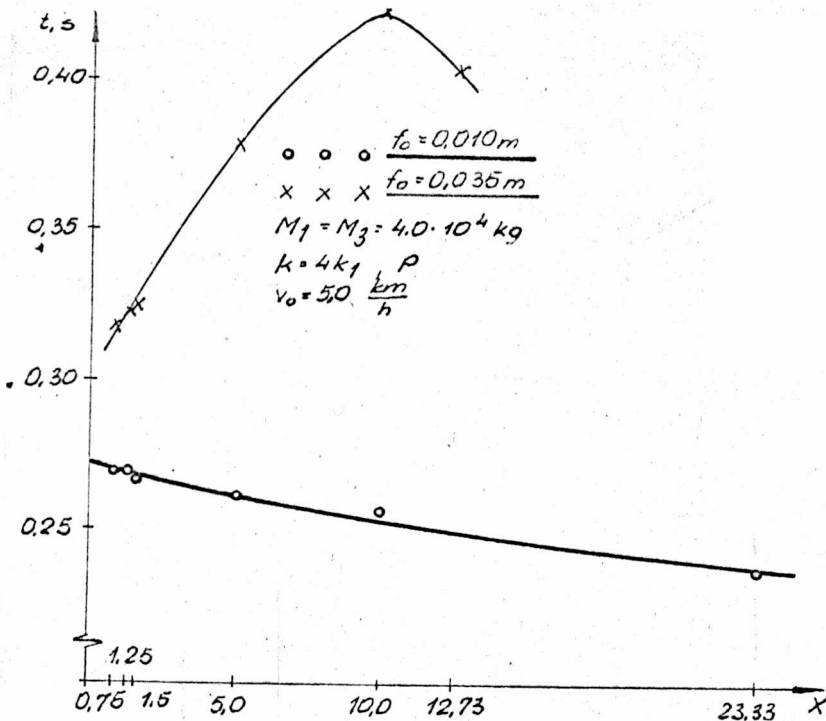
2. Zmiana wartości siły na końcu ugięcia wstępnego (punkt B)

Na rysunkach 76 i 77 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio maksymalnej siły w układzie i czasu trwania zderzenia w funkcji krotności zmian wartości siły na końcu ugięcia wstępnego charakterystyki zderzaka P i dla dwóch wartości wstępnego ugięcia.



Rys.76.

Przebieg zależności maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem w funkcji krotności zmian wartości siły na końcu zacisku wstępnego zderzaka P



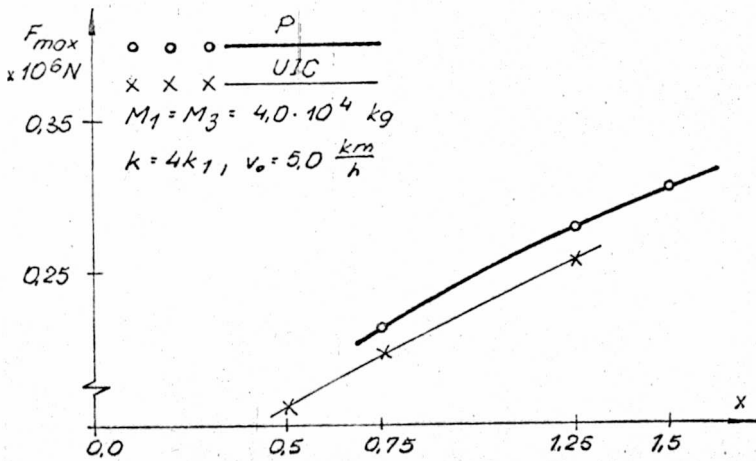
Rys.77.

Przebieg zależności czasu trwania zderzenia w funkcji krotności zmian wartości siły na końcu ugięcia wstępnego zderzaka P

Z przedstawionych przebiegów zależności (rys. 76 i 77) można zauważyć, że wzrost wartości krotności siły na końcu ugięcia wstępnej charakterystyki siłowej zderzaka powoduje spadek wartości maksymalnej siły, przy $x = 5$ (dla $f_0 = 0,035$ m) i przy $x = 10$ (dla $f_0 = 0,010$ m) występuje minimum lokalne, a następnie przy wzroście x wzrost siły.

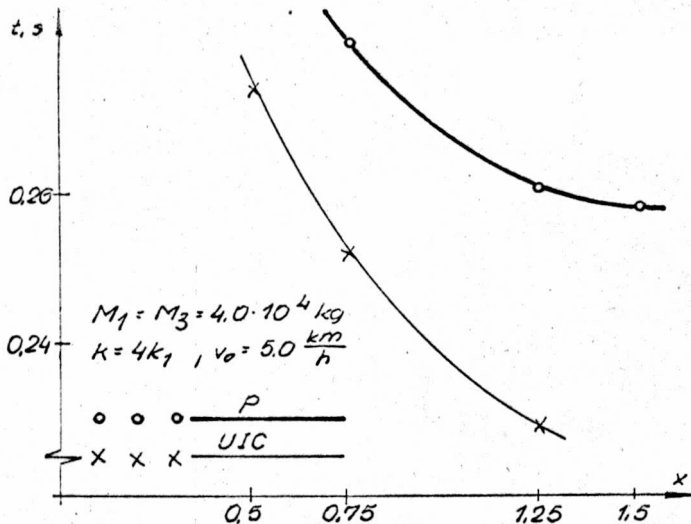
3. Zmiana wartości siły maksymalnej zderzaka (punkt C).

Na rysunkach 78 i 79 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio maksymalnej siły w układzie i czasu trwania zderzenia w funkcji krotności zmian wartości siły maksymalnej zderzaka dla zderzaków P i UIC.



Rys. 78.

Przebieg zależności maksymalnej siły w funkcji krotności zmian wartości siły maksymalnej zderzaka



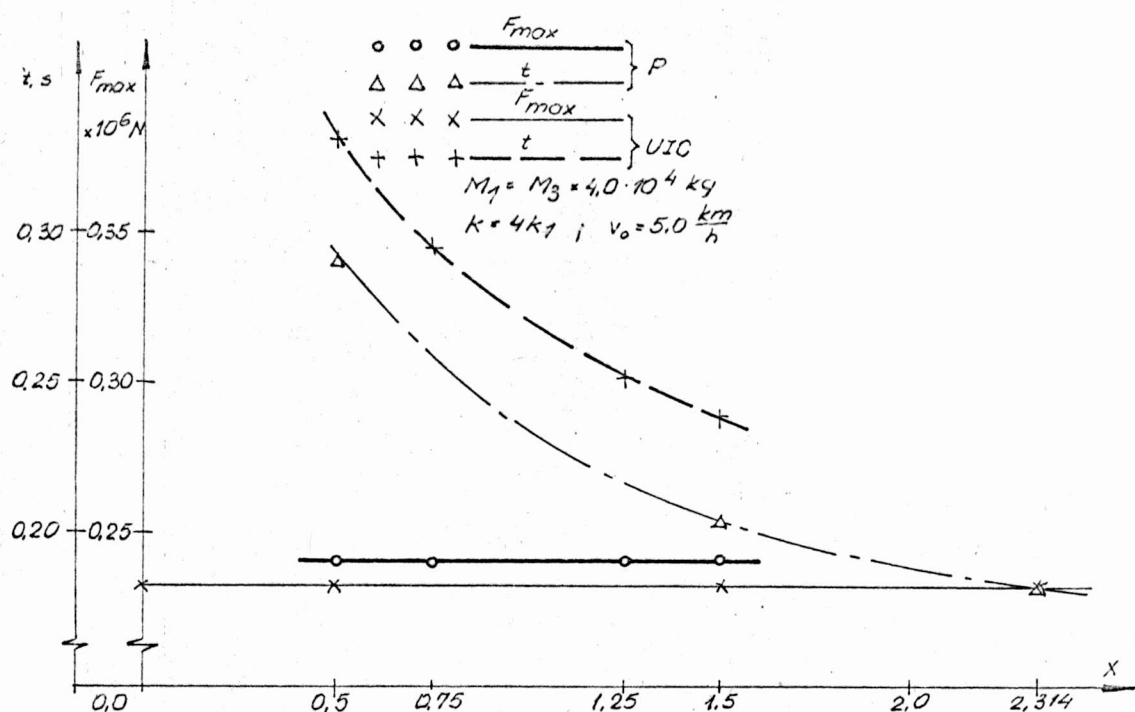
Rys. 79.

Przebieg zależności czasu trwania zderzenia w funkcji krotności zmian wartości siły maksymalnej zderzaka

Z przedstawionych przebiegów zależności na rys. 78 i 79 można zauważyć, że ze wzrostem krotności zmian wartości siły maksymalnej zderzaka dla obu zderzaków (P, UIC) wartości maksymalne siły wzrastają, natomiast długość czasu zderzenia maleją.

4. Zmiana wartości siły odbicia zderzaka (punkt D).

Na rysunku 80 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio maksymalnej siły w układzie i czasu trwania zderzenia w funkcji krotności zmian wartości siły odbicia (odrzutu zderzaka) dla zderzaków P i UIC.



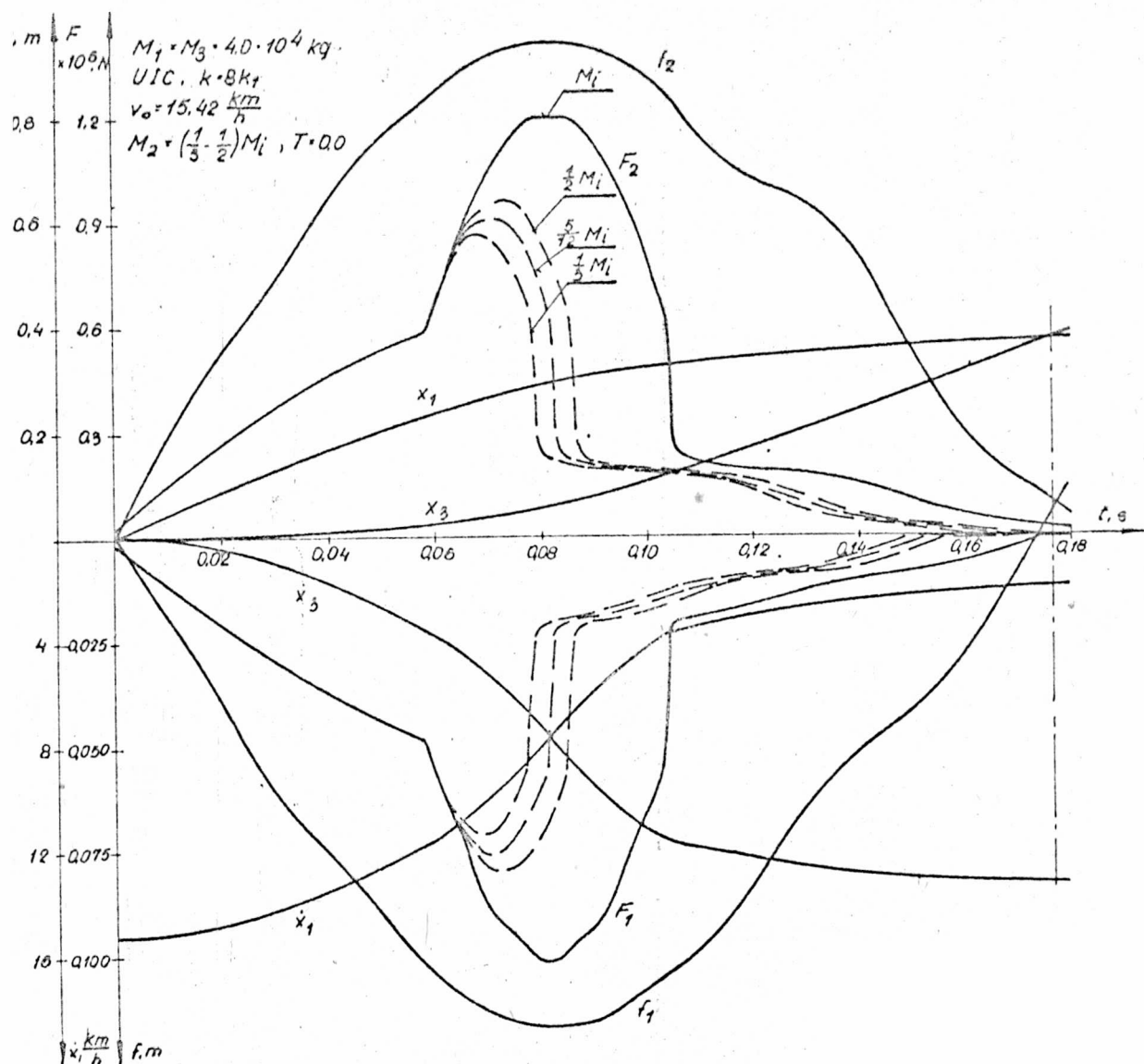
Rys. 80. Przebieg zależności maksymalnej siły i czasu trwania zderzenia w funkcji krotności zmian wartości siły odbicia zderzaka

Z przedstawionych przebiegów zależności można zauważyć, że maksymalna wartość siły spowodowanej zderzeniem nie zależy od krotności zmian wartości siły odbicia zderzaka, natomiast czas trwania zależy, otrzymuje się jego spadek.

3.6.2.3. Wpływ parametrów konstrukcji wagonu z ładunkiem.

a) Zmiana zastępczej masy wagonu wskutek wystąpienia ruchu ładunku względem konstrukcji wagonu.

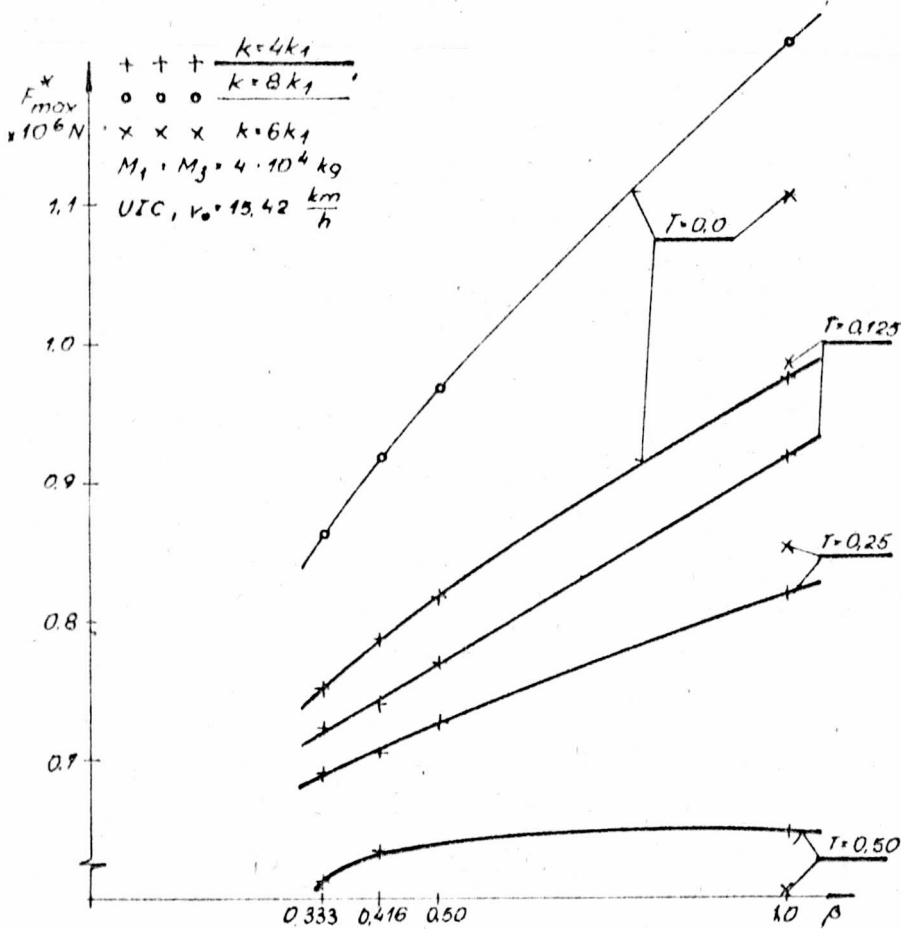
Na rys.81 przedstawiono odpowiednio przebiegi czasowe siły spowodowanej zderzeniem i przebiegi podstawowych wielkości charakterystycznych zderzenia.



Rys.81. Przebiegi czasowe zależności podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów z uwzględnieniem zastępczej masy po zblokowaniu zderzaków

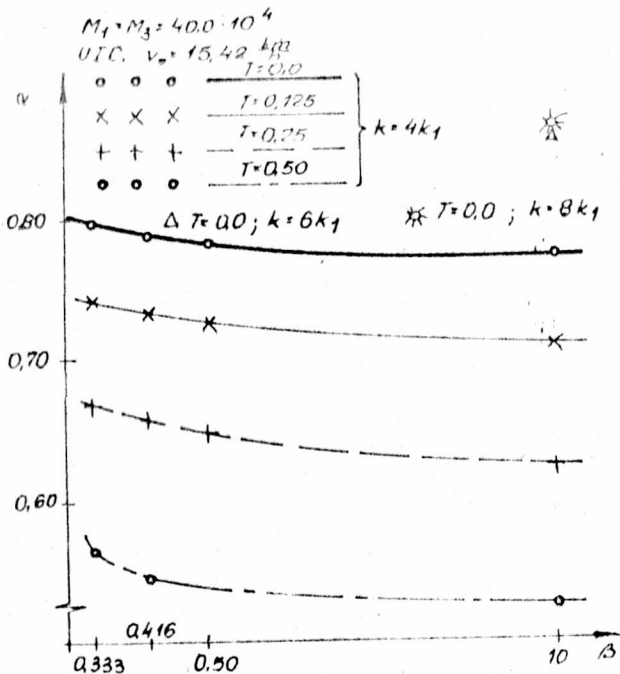
Charakterystycznym dla czasowego przebiegu prędkości obu wagonów są nieciągłe zmiany ich przebiegu w chwili początku przesunięcia ładunku.

Na rysunkach 82-84 przedstawiono odpowiednio przebiegi zależności maksymalnej siły w układzie, współczynnika przekazywania energii i długotrwałości obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji krotności wartości zastępczej masy ($0 < \beta \leq 1$) dla ilorazu $T = 0,0; 0,125; 0,25; 0,5$.



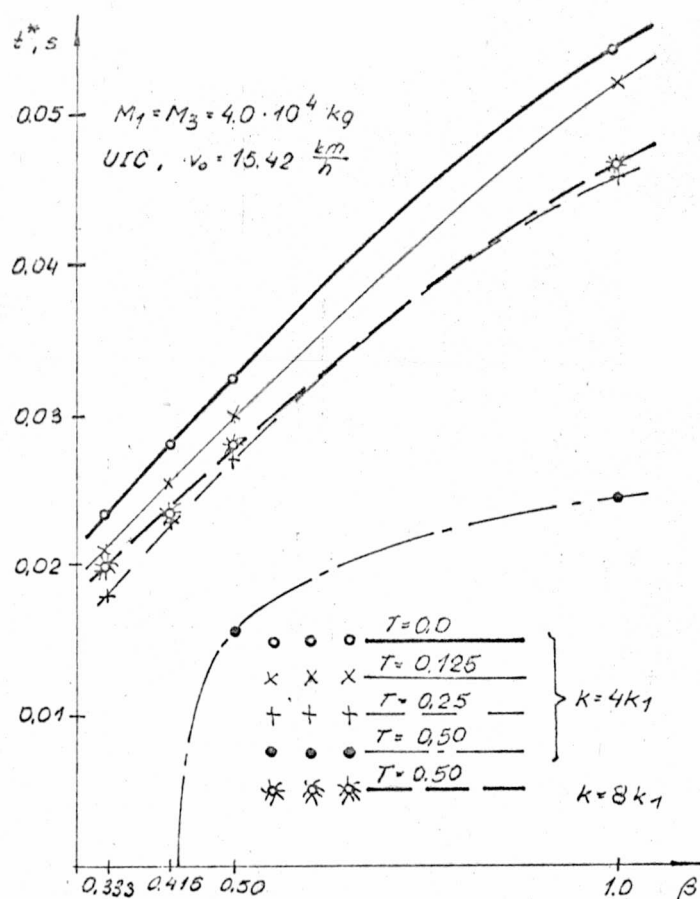
Rys. 82.

Przebiegi zależności maksymalnej siły w funkcji wartości krotności zastępczej masy



Rys. 83.

Przebieg zależności współczynnika przekazywania energii w funkcji wartości krotności zastępczej masy



Rys.84.

Przebieg zależności czasu trwania obciążenia konstrukcji wagonu w funkcji wartości krotności zastępczej masy

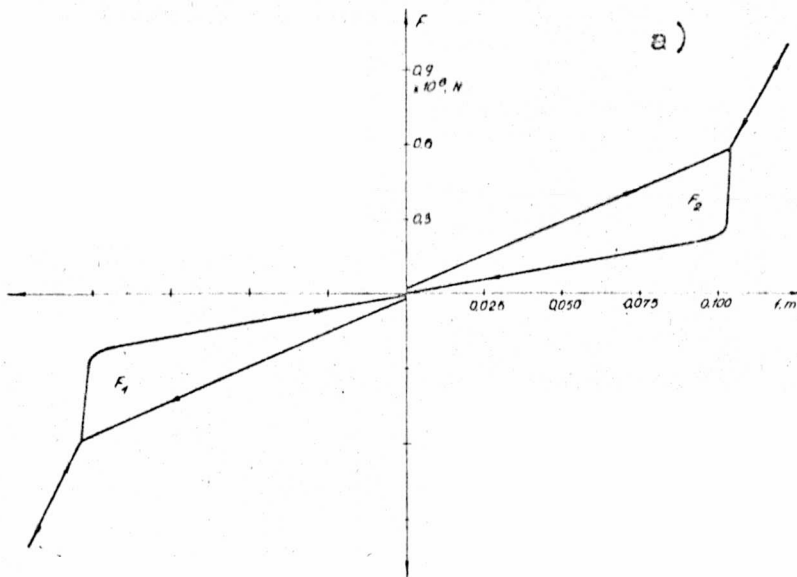
Z przedstawionych przebiegów zależności na rys.82-84 wynika, że im mniejsza jest wartość krotności zastępczej masy tym mniejsze powstają w układzie siły i mniejsza jest długotrwałość obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem. Przebieg zależności współczynnika przekazywania energii na wagon stojący jest rosnący ze spadkiem krotności β . Wzrost sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem wywołuje wzrost $F_{\max}^*$ i α , obniża natomiast długotrwałość obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem. Na zmniejszenie siły spowodowanej zderzeniem duży wpływ ma występowanie w układzie tłumienia i jego wartość.

Na podstawie powyższych spostrzeżeń można sformułować następujący praktyczny wniosek: aby obniżyć siły spowodowane zderzeniem dwóch wagonów należy zapewnić możliwość przemieszczania się masy ładunku względem konstrukcji wagonu oraz zwiększyć tarcie ładunku: zewnętrzne i wewnętrzne (np. podstawy pod drobnicowy ładunek umożliwiające ograniczony, względny ruch, pneumatyczne poduszki itp. [130]).

b) Zmiana sztywności i tłumienia konstrukcji wagonu z ładunkiem.

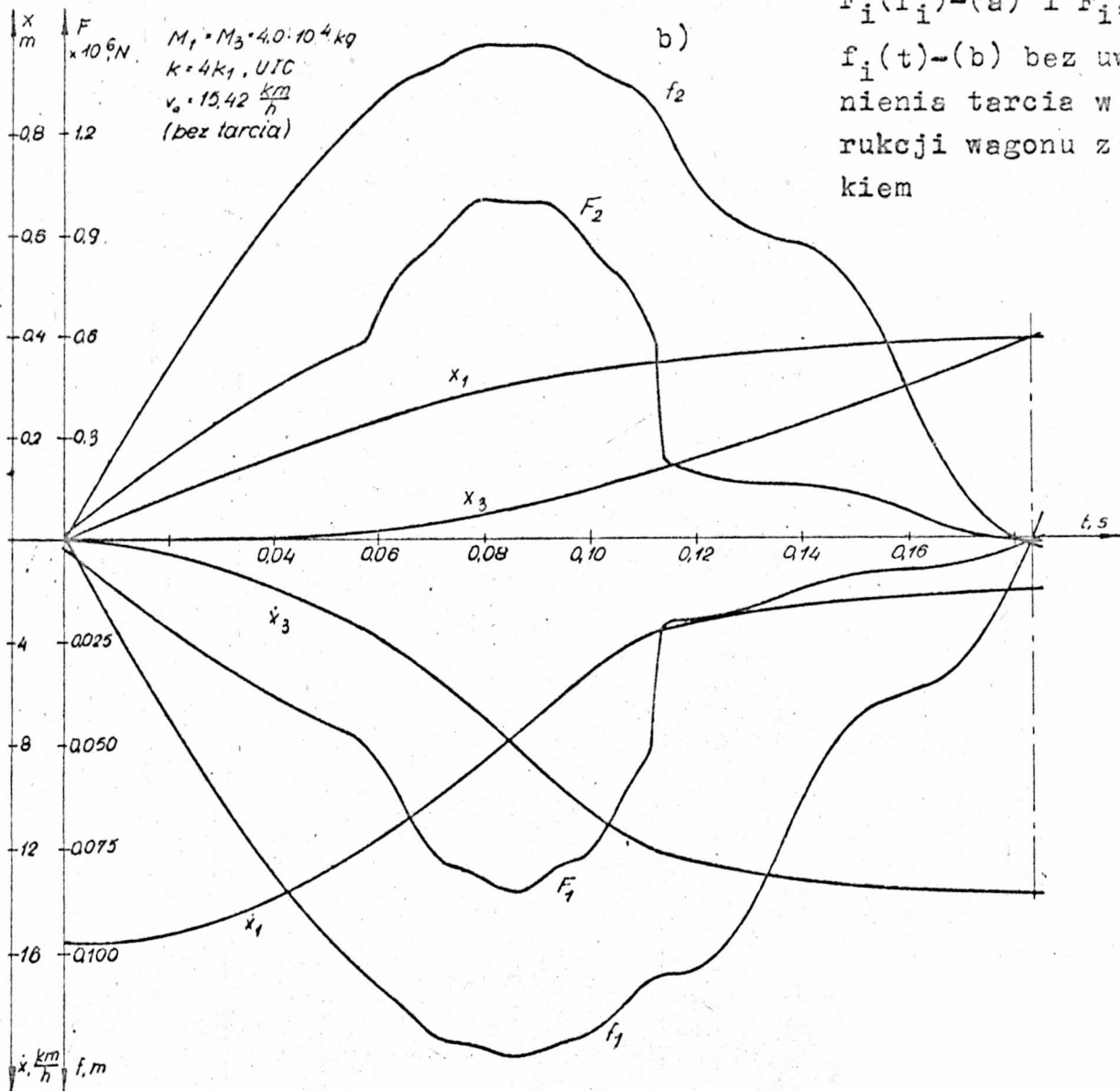
Na rysunkach 85-87 przedstawiono odpowiednio siłową charakterystykę układu $F(f)$ oraz czasowe przebiegi wielkości charakterystycznych zderzenia bez uwzględnienia tarcia w układzie oraz z uwzględ-

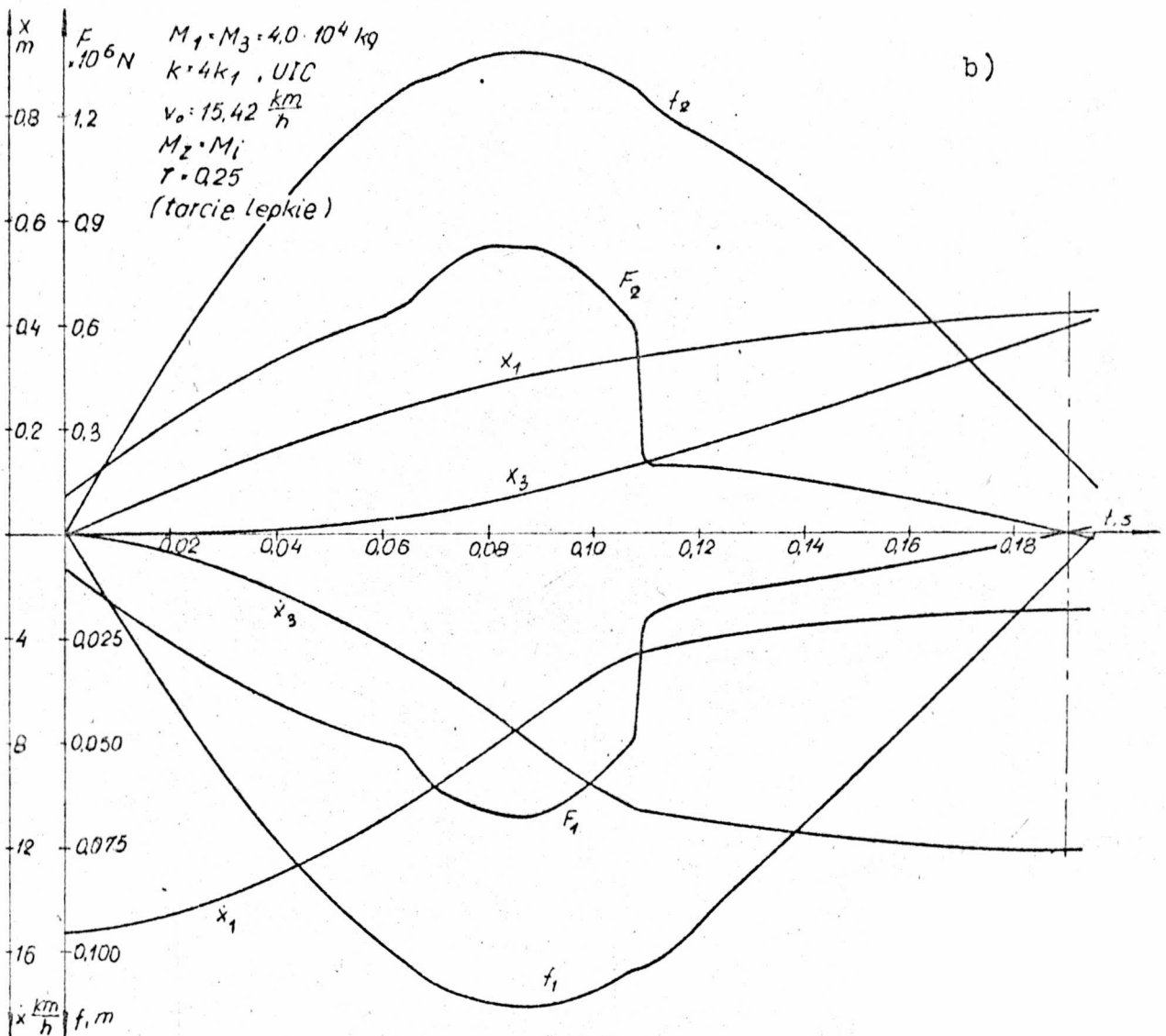
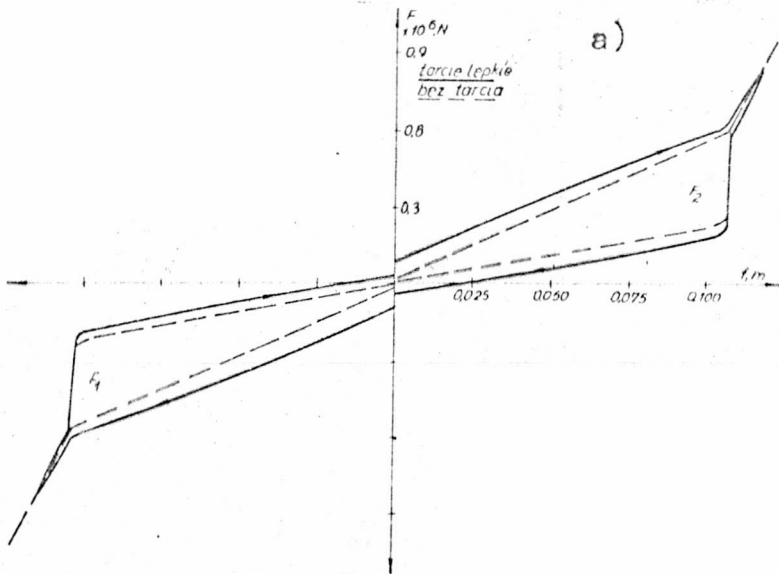
nieniem tarcia lepkiego i tarcia suchego proporcjonalnego do stałej siły równej sile tłumienia na końcu skoku amortyzatora.



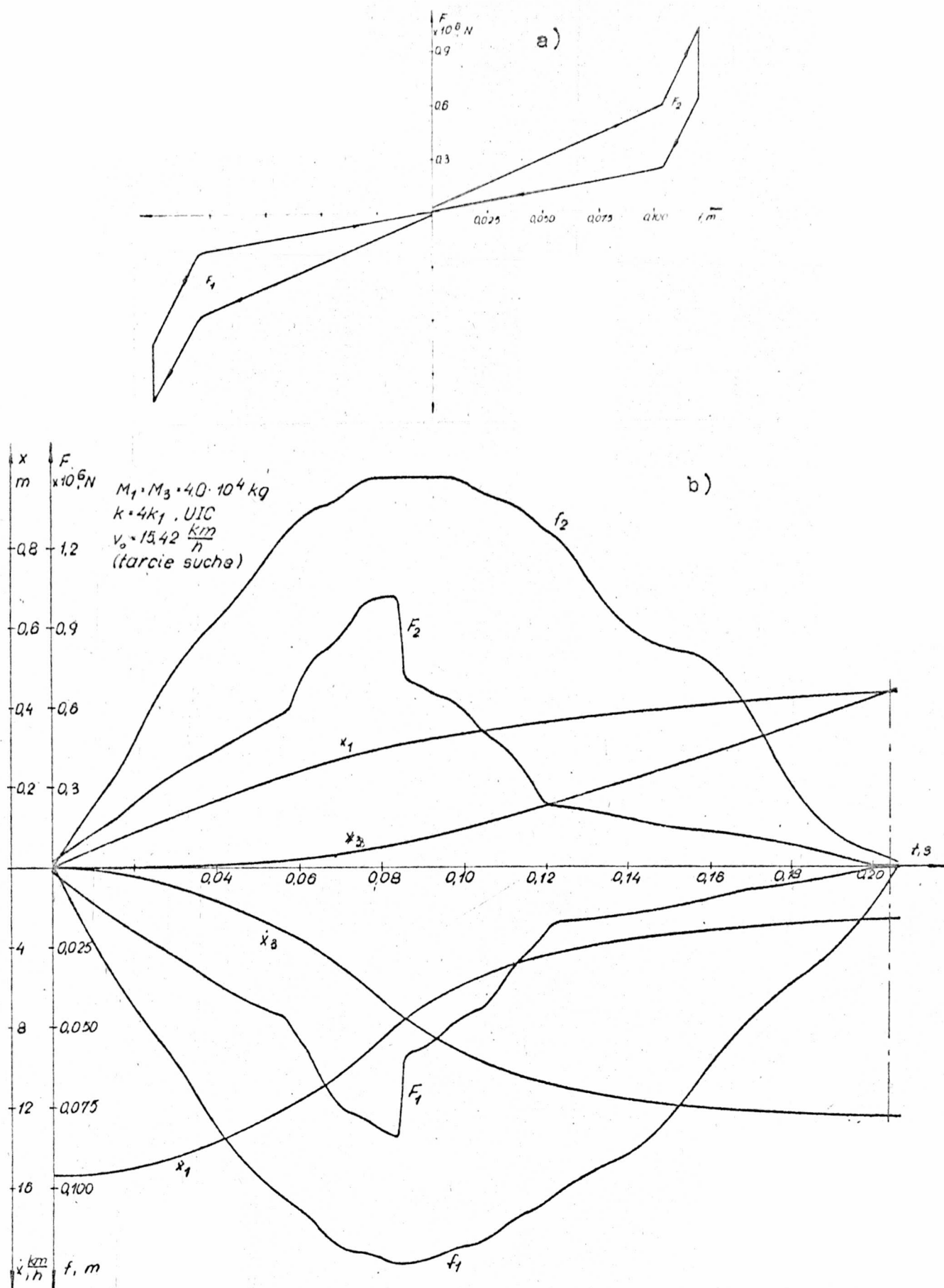
Rys.85.

Przebieg zależności $F_i(f_i)$ -(a) i $F_i, x_i, \dot{x}_i, f_i(t)$ -(b) bez uwzględnienia tarcia w konstrukcji wagonu z ładunkiem





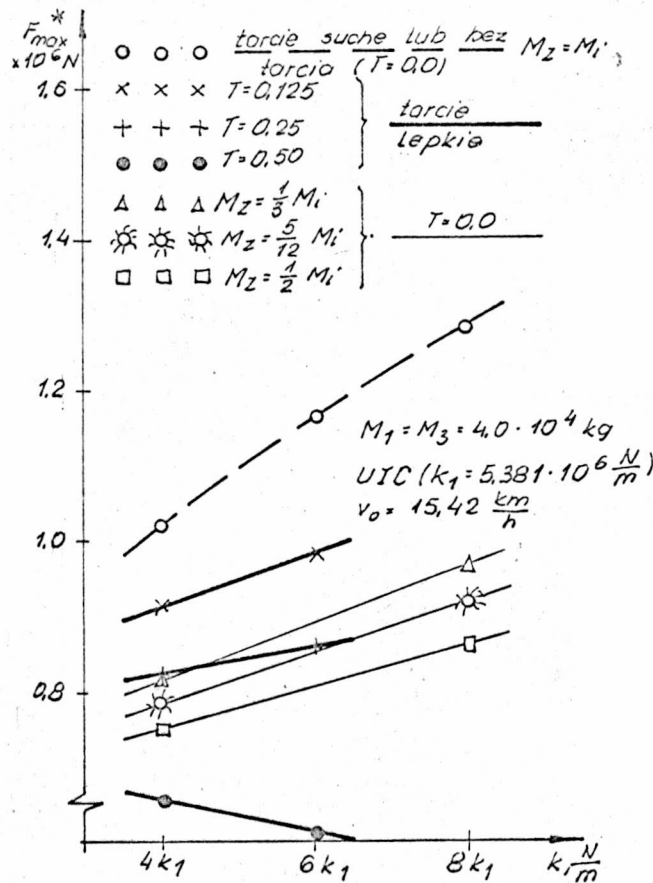
Rys.86. Przebieg zależności $F_1(f_1)$ - (a) i $F_1, x_1, \dot{x}_1, f_1(t)$ - (b) z uwzględnieniem tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem



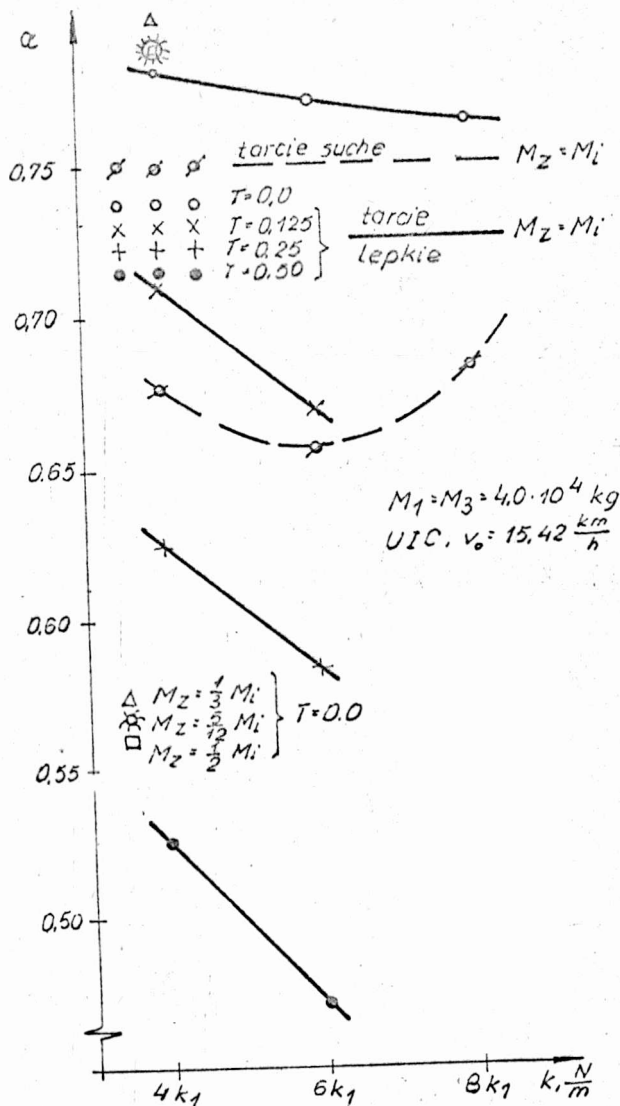
Rys.87. Przebieg zależności $F_i(f_i)$ - (a) i $F_i, x_i, \dot{x}_i, f_i(t)$ - (b) z uwzględnieniem tarcia suchego proporcjonalnego do stałej siły w konstrukcji wagonu z ładunkiem

Z rys.85 i 87 widać, że przebiegi siły w fazie obciążania układu są identyczne, różne są natomiast przebiegi w fazie odciążania. Na rys.86 charakterystyczna jest duża wartość siły w układzie w pierwszej chwili zderzenia ($t = 0 + 0$) nie obserwowana w badaniach doświadczalnych.

Na rysunkach 88 - 91 przedstawiono odpowiednio przebieg zależności maksymalnej siły, współczynnika przekazywania energii oraz czasu trwania zderzenia i obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem bez uwzględnienia tarcia oraz z uwzględnieniem tarcia lepkiego i tarcia suchego proporcjonalnego do stałej siły równej sile tłumienia na końcu skoku zderzaka.

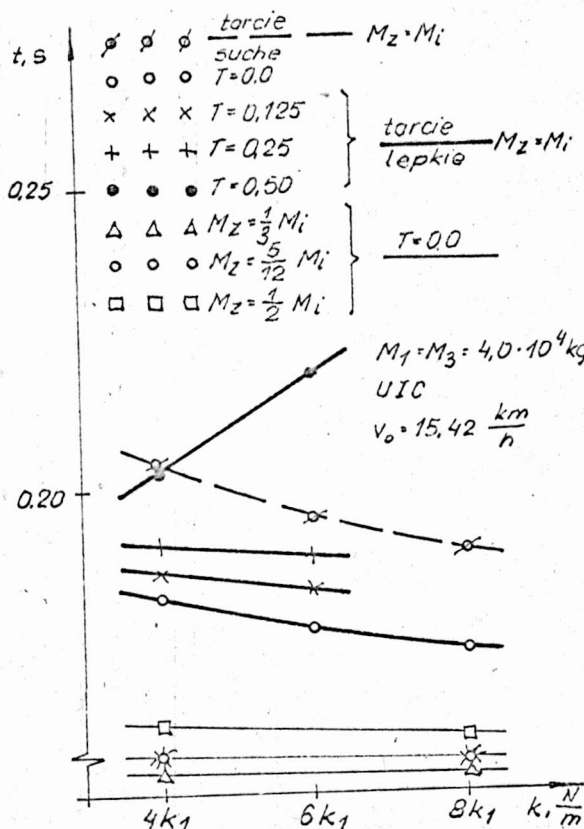


Rys. 88. Przebieg zależności $F_{\max}(k)$ bez uwzględnienia tarcia oraz z uwzględnieniem tarcia lepkiego lub tarcia suchego proporcjonalnego do stałej siły w konstrukcji wagonu z ładunkiem



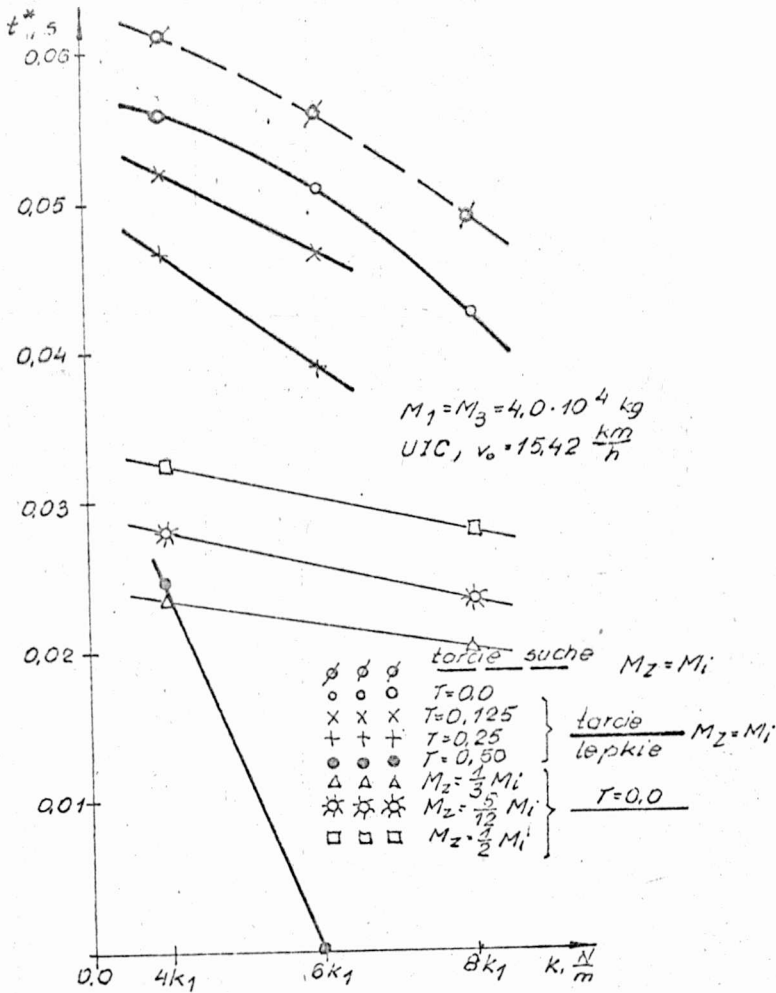
Rys. 89

Przebieg zależności $\alpha(k)$ bez
uwzględnienia tarcia oraz z uwzględ-
nieniem tarcia lepkiego lub suchego
proporcjonalnego do stałej siły w
konstrukcji wagonu z ładunkiem



Rys. 90.

Przebieg zależności $t(k)$ bez
uwzględnienia tarcia oraz z uwzględ-
nieniem tarcia lepkiego lub suchego
proporcjonalnego do stałej siły w
konstrukcji wagonu z ładunkiem

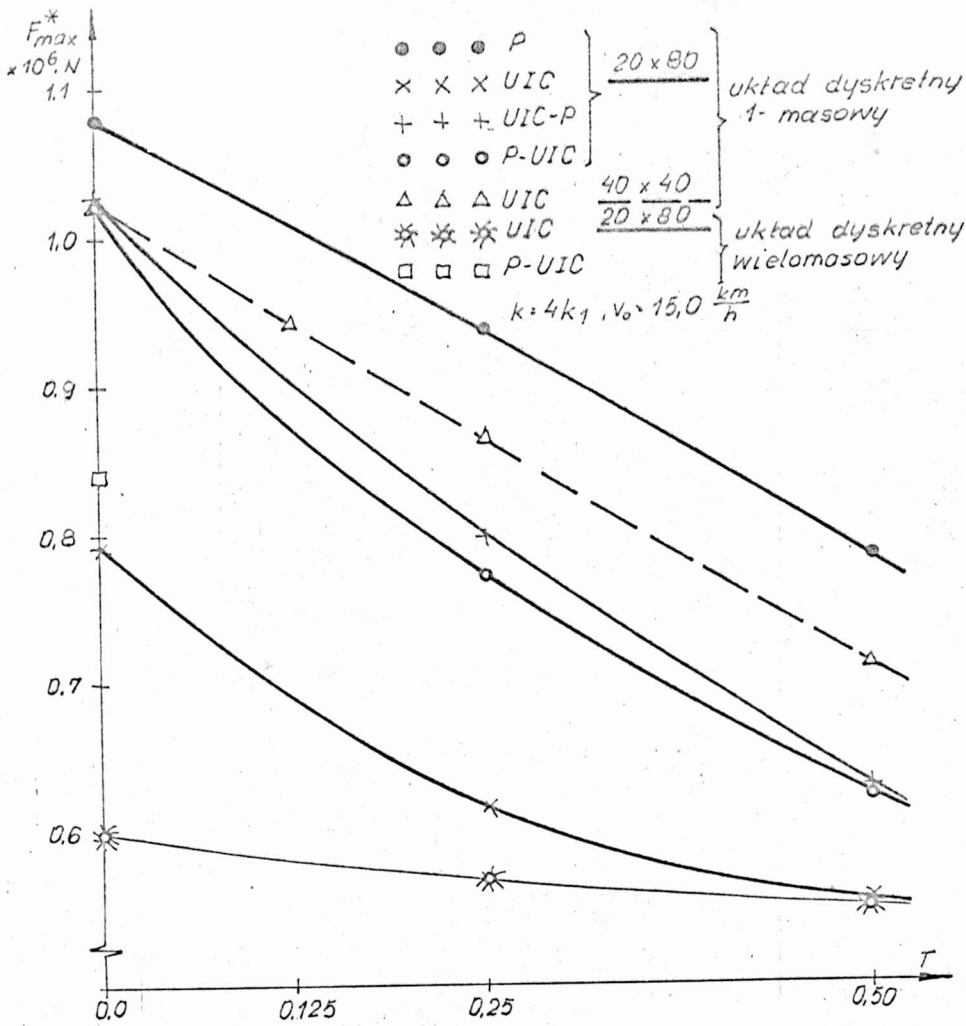


Rys. 91.

Przebieg zależności $t^*(k)$ bez uwzględnienia tarcia oraz z uwzględnieniem tarcia lepkiego lub suchego proporcjonalnego do stałej siły w konstrukcji wagonu z ładunkiem

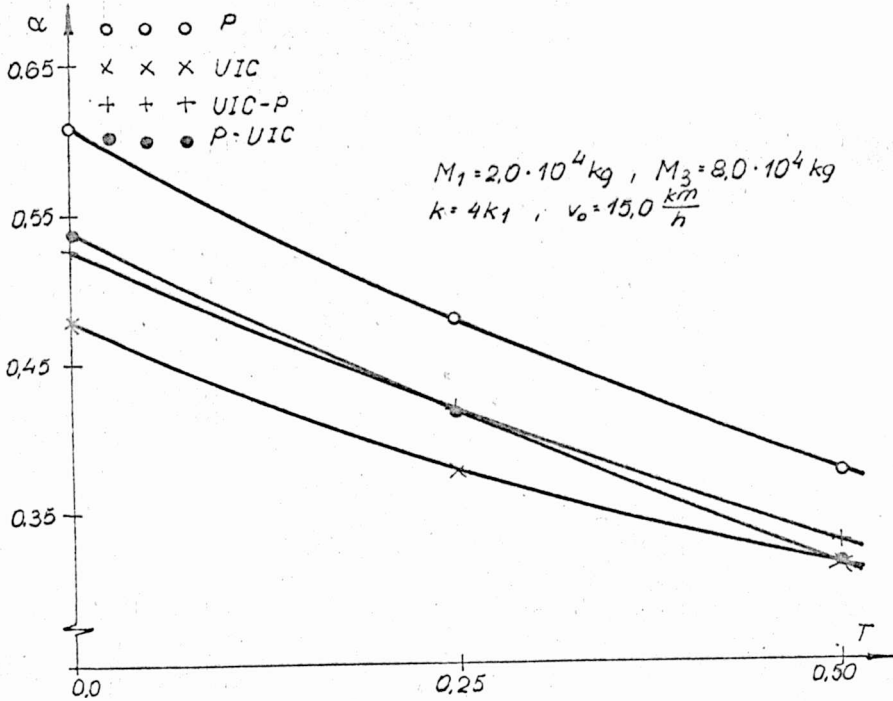
Z przedstawionych przebiegów zależności na rys. 88 - 91 wynika, że wzrost sztywności konstrukcji powoduje prawie liniowy wzrost siły w układzie. Dla dużej wartości ilorazu T (ilości energii rozpraszanej połowy konstrukcji wagonu z ładunkiem do energii rozpraszanej w zderzaku) ($T = 0,50$) ze wzrostem k mamy obniżenie maksymalnej siły. Wprowadzenie do układu tłumienia lub możliwości ruchu względnego ładunku (zastępcza masa wagonu) obniża maksymalne wartości sił. Uwzględnienie w układzie tłumienia (lepkiego lub suchego) ze wzrostem k obniża wartość energii przekazywanej na stojący wagon. Ze wzrostem sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem czas trwania zderzenia i obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem obniża się. Wielkości te mają większą wartość w układzie z tarcie suchym niż w układzie bez tarcia lub też tarcie lepkiem.

Na rys. 92 - 94 przedstawiono odpowiednio przebieg zależności maksymalnej siły, współczynnika przekazywania energii oraz długotrwałości obciążania konstrukcji w funkcji ilorazu T dla różnych kombinacji zderzaków: P, UIC, P-UIC i UIC-P z uwzględnieniem zblokowania zderzaków.



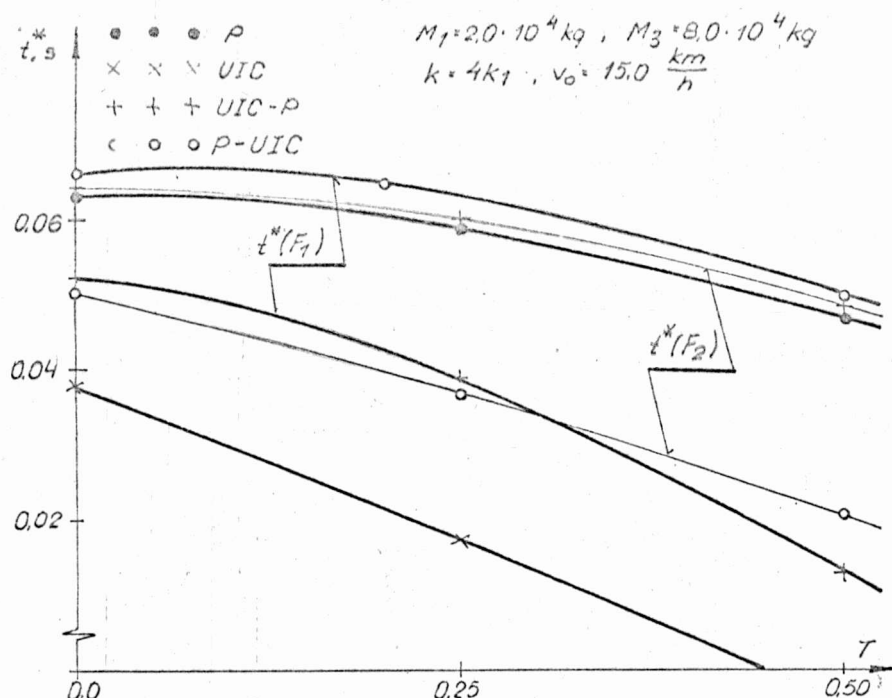
Rys.92.

Przebieg zależności maksymalnej siły w funkcji ilorazu T dla różnych kombinacji zderzaków



Rys.93.

Przebieg zależności współczynnika przekazywania energii z wagonu nabiegającego na wagon stojący w funkcji ilorazu T dla różnych kombinacji zderzaków



Rys. 94.

Przebieg zależności czasu trwania obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji ilorazu T dla różnych kombinacji zderzaków

Na rysunku 92 dodatkowo naniesiono krzywą zależności $F_{\max}^*(T)$ dla przypadku: $M_1 = M_3 = 4,0 \cdot 10^4 \text{ kg}$, zderzak o charakterystyce wg UIC.

Z rys.58 i 92 wynika, że zderzak P gorzej zabezpiecza konstrukcję wagonu z ładunkiem przed uszkodzeniem niż pozostałe zderzaki.

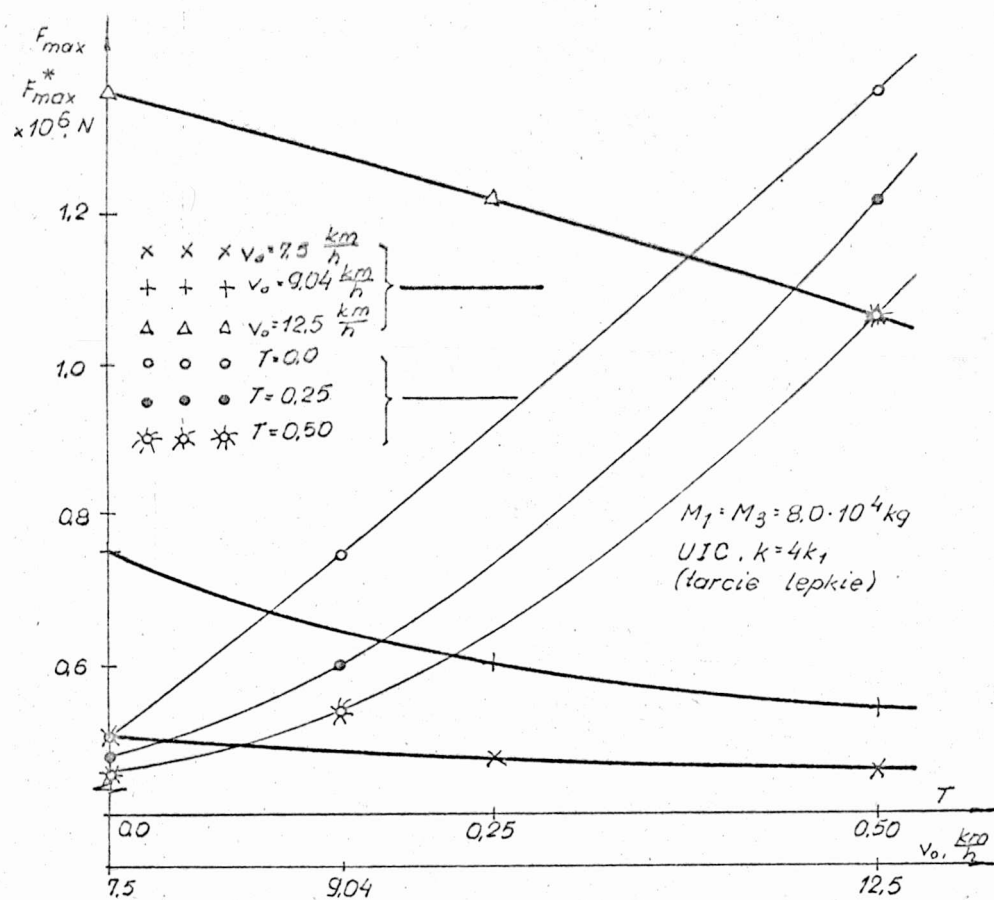
Otrzymuje się większe wartości sił spowodowanych zderzeniem, większy współczynnik przekazywania energii na wagon stojący oraz dłuższy czas obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem.

W przypadku kombinacji zderzaków: P-UIC lub UIC-P dla pierwszej kombinacji otrzymuje się nieznacznie niższe wartości maksymalnych sił, do $T = 0,25$ większy współczynnik przekazywania energii, powyżej tej wartości - mniejszy oraz zmniejszenie długotrwałości obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem, wagonu stojącego a znaczne wydłużenie tej wielkości dla wagonu najeżdżającego.

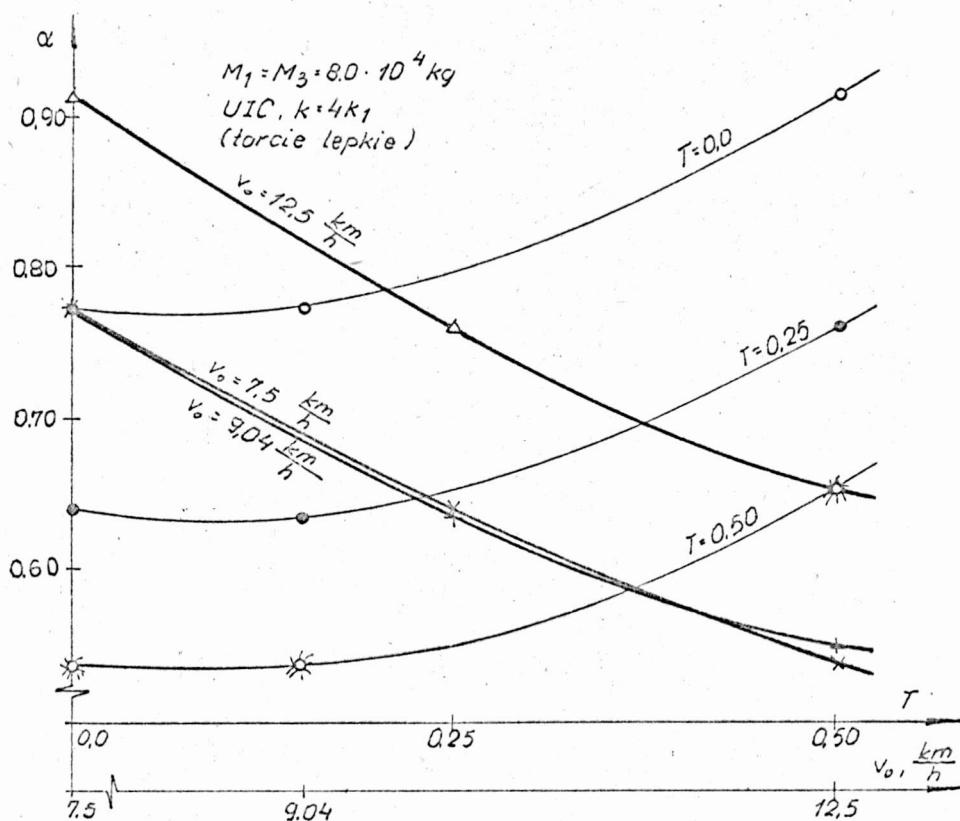
Na rys.95 - 97 przedstawiono przebieg zależności odpowiednio: maksymalnej siły w układzie, współczynnika przekazywania energii i czasu trwania obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem w funkcji ilorazu T lub prędkości zderzenia v_0 .

Z przedstawionych przebiegów zależności na rys.95-97 wynika, że:

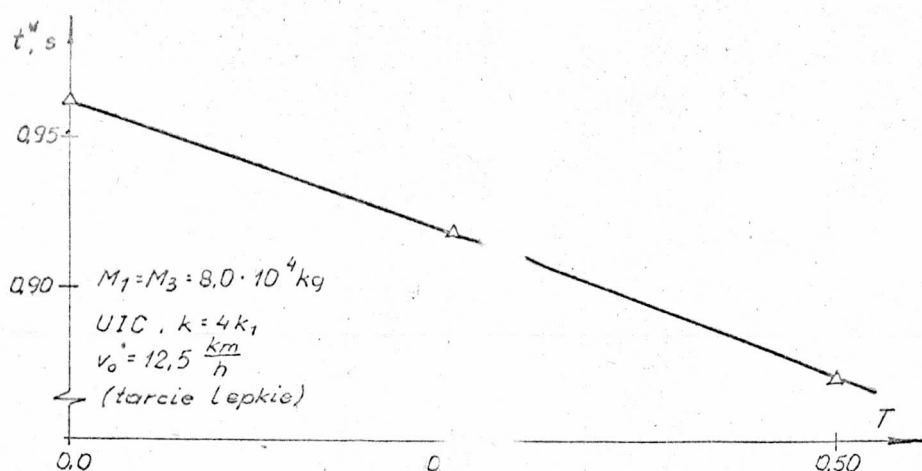
- po zablokowaniu zderzaków następuje bardzo szybki wzrost wartości maksymalnej siły,
- wartość współczynnika α jest większa po zablokowaniu zderzaków ($v_0 > v_0^{zb}$) niż do zablokowania ($v_0 \leq v_0^{zb}$),



Rys.95. Przebieg zależności F_{max} i $F_{max}^*(T, v_0)$ z uwzględnieniem zderzaków UIC



Rys.96. Przebieg zależności $\alpha(T, v_0)$ z uwzględnieniem zderzaków UIC



s. 97.

zbieg zależności
(T) z uwzględnie-
niem zderzaków UIC

- tłumienie obniża maksymalne wartości siły w układzie i wartości czasu trwania obciążenia konstrukcji wagonu z ładunkiem.

W tabeli 27 zamieszczono wartości maksymalne siły w układzie oraz czasu trwania zderzenia i obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem dla różnych sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem (równe i różne).

T a b e l a 27

Zestawienie wartości odpowiednio maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem, czasu trwania zderzenia i obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem dla równej i różnej wartości sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem dla zderzaków P-UIC ($v_0 = 13,94 \frac{\text{km}}{\text{h}}$, $M_1 = M_3 = 4, \cdot 10^4 \text{ kg}$; Uwaga: 1 - wagon nabiegający, 3 - wagon stojący)

Wielkość Parametr	Wagon	F_{max}^* 10^6 N	t s	t^* s
$4k_1$	1	0,952	0,1775	0,0825
	3			0,0610
$8k_1$	1	1,361	0,1640	0,0675
	3			0,0480
$4k_1, 8k_1$	1	1,080	0,1725	0,0790
	3			0,0570
$8k_1, 4k_1$	1	1,230	0,169	0,0740
	3			0,0520

Z danych przedstawionych w tabeli 27 wynika, że dla równych wartości sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem i różnych zderzaków (P-UIC) otrzymuje się różne wartości czasu trwania obciążania konstrukcji wagonów z ładunkiem, natomiast dla różnych wartości sztywności i różnych zderzaków (P-UIC) otrzymuje się, w porównaniu do przypadku takich samych wartości sztywności, różne wartości sił, czasu trwania zderzenia i czasu trwania obciążania konstrukcji wagonu z ładunkiem, przy czym wartości te są pośrednie pomiędzy wartościami dla przypadków symetrycznych (np. dla $k = 4k_1$ lub $k = 8k_1$). W przypadku różnych wartości sztywności konstrukcji wagonów z ładunkiem ($8k_1, 4k_1$) zwraca uwagę większa wartość sił niż dla przypadku wartości sztywności ($4k_1, 8k_1$). Widać stąd, że konstrukcję wagonu z ładunkiem o większej wartości sztywności powinien zabezpieczać przed uszkodzeniem zderzak o odpowiednio większych wartościach parametrów: E_p, E_r, d . Pokrywa się to z sugestią przedstawioną w [13,90]. Zwraca uwagę ponadto przebieg zależności $F_{\max}^*(v_0)$ na rys.95. Ma ona przebieg nieliniowy progresywny (typu "sztywnego")

$(\frac{d^2 F_{\max}^*}{dv_0^2} > 0)$. Jak wynika z rys.59, po zblokowaniu zderzaków, dla ilorazu $T = 0$, ma ona przebieg także nieliniowy lecz "miękki" $(\frac{d^2 F_{\max}^*}{dv_0^2} < 0)$ - jest regresywna.

Otrzymane krzywe (rys.57-80, 82-84, 88-97) stanowią wynik wielomianowej aproksymacji, przy czym najodpowiedniejszą funkcją są wielomiany potęgowe (najwyższy stopnia piątego) o postaci

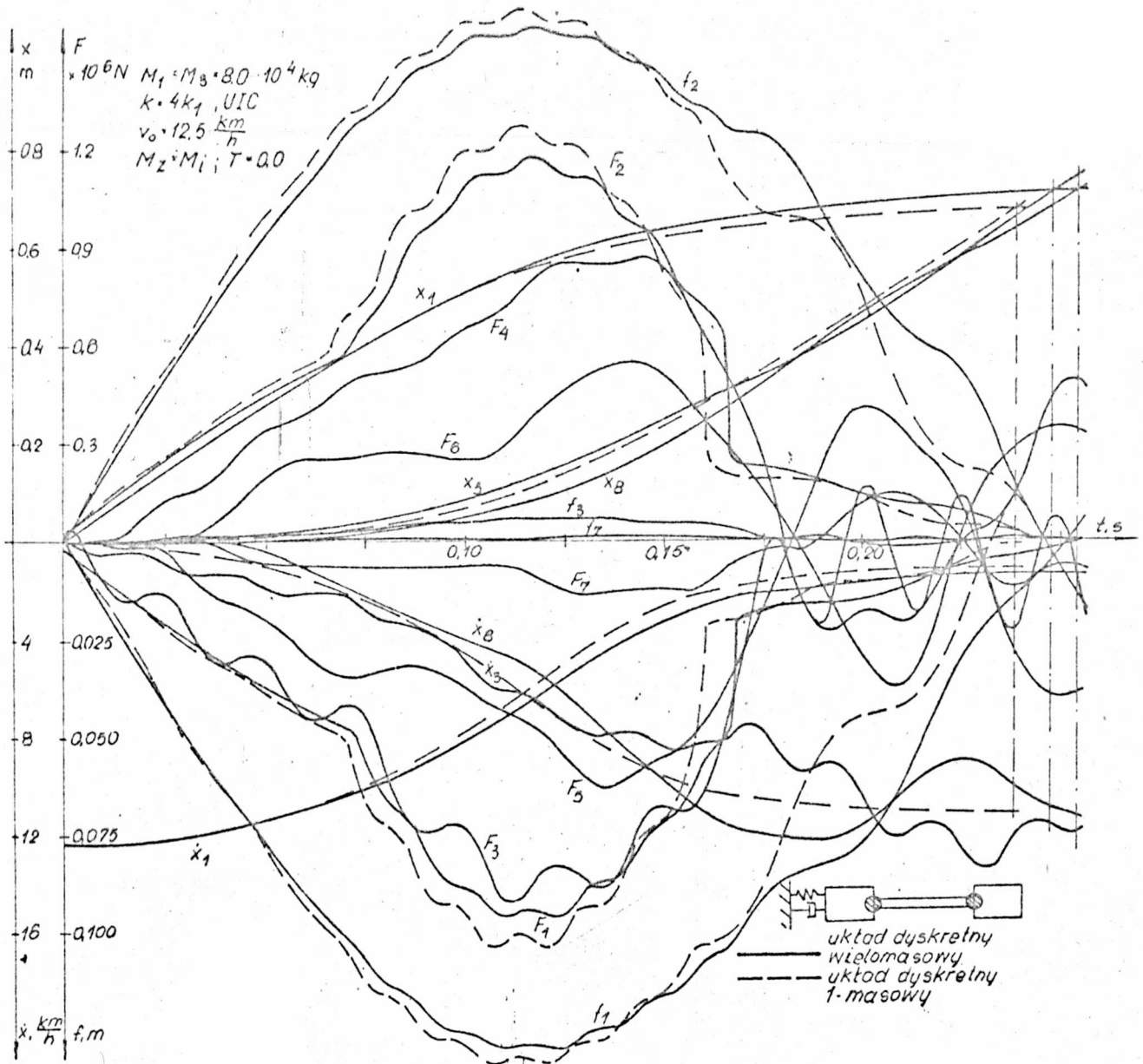
$$y = \sum_{i=0}^5 f_i x^i \quad (54)$$

Ze względu na ograniczoną objętość pracy nie podano wartości współczynników wielomianów (wartości te, jako wydruki EMC, są do wglądu; dotyczy to punktu 3.6, który nie wiąże się z тезami pracy).

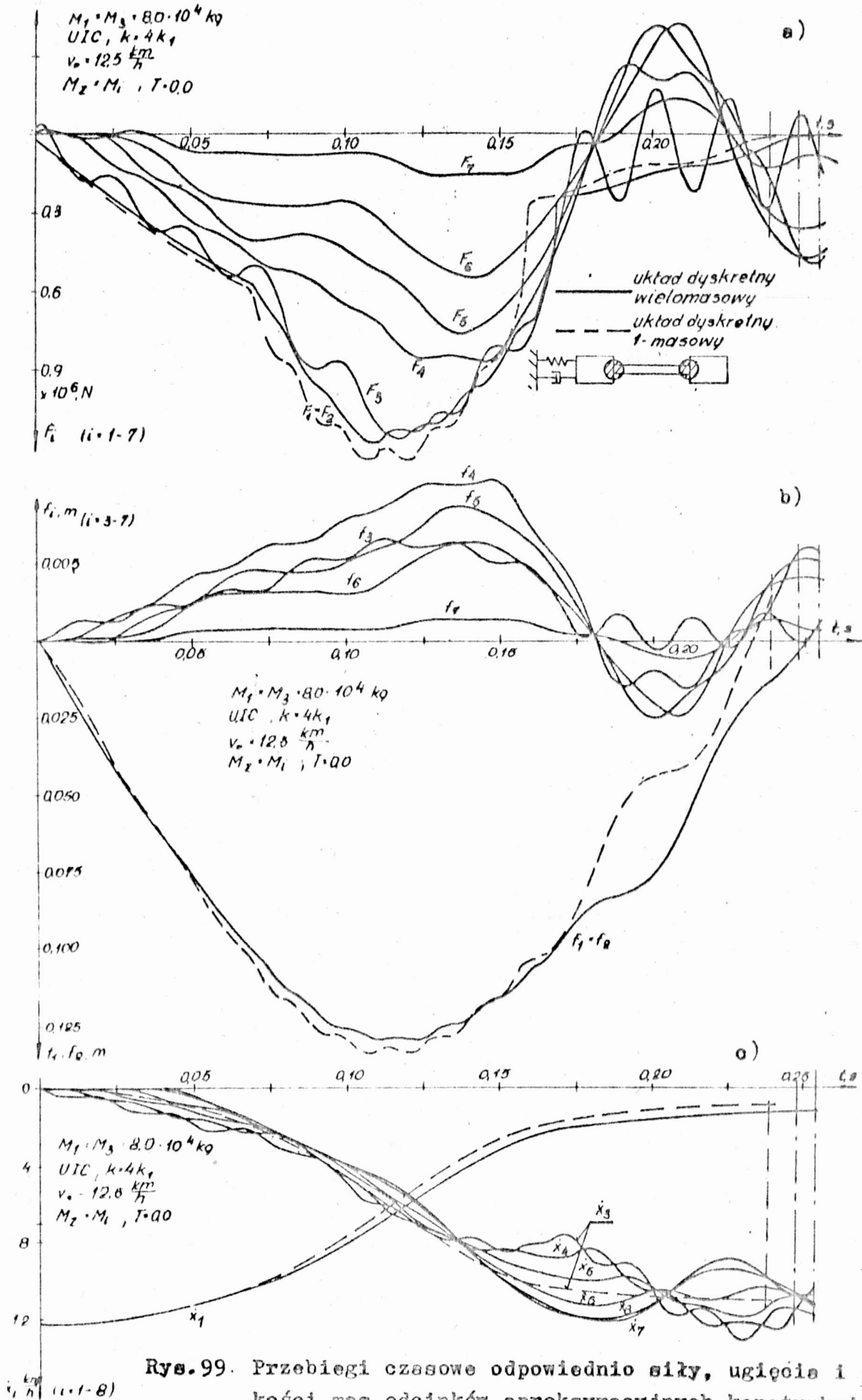
3.6.3. Analiza wpływu wybranych parametrów układu na podstawie modelu matematycznego, w którym konstrukcję wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy.

Na rys.98 i 99 przedstawiono odpowiednio przykładowe przebiegi zależności czasowych podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów oraz oddzielnie: sił, ugięć i prędkości dyskretnych

mas odpowiednich odcinków aproksymacyjnych konstrukcji wagonu stojącego z ładunkiem.



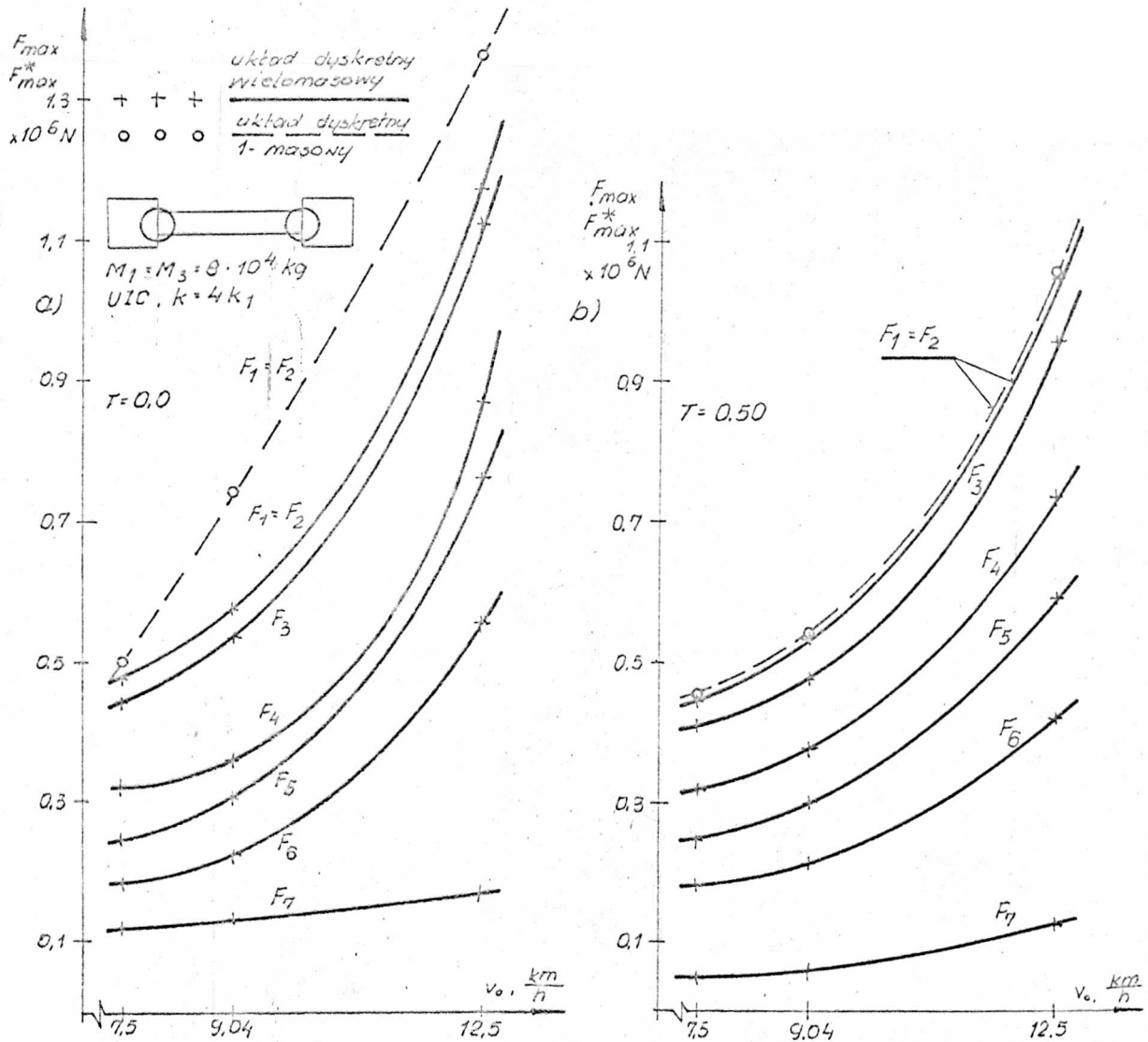
Rys. 98. Przebiegi czasowe podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów; — konstrukcja wagonu z ładunkiem jako układ dyskretny wielomasowy, — — — konstrukcja wagonu z ładunkiem jako układ dyskretny 1-masowy



Rys. 99. Przebiegi czasowe odpowiednio siły, ugięcia i prędkości mas odcinków aproksymacyjnych konstrukcji wagonu z ładunkiem

3.6.3.1. Wpływ prędkości zderzenia i rodzaju zderzaka.

Na rys.100 przedstawiono przebieg zależności maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem w odcinkach aproksymacyjnych konstrukcji wagonu z ładunkiem dla ilorazu $T = 0,0$; $T = 0,50$.

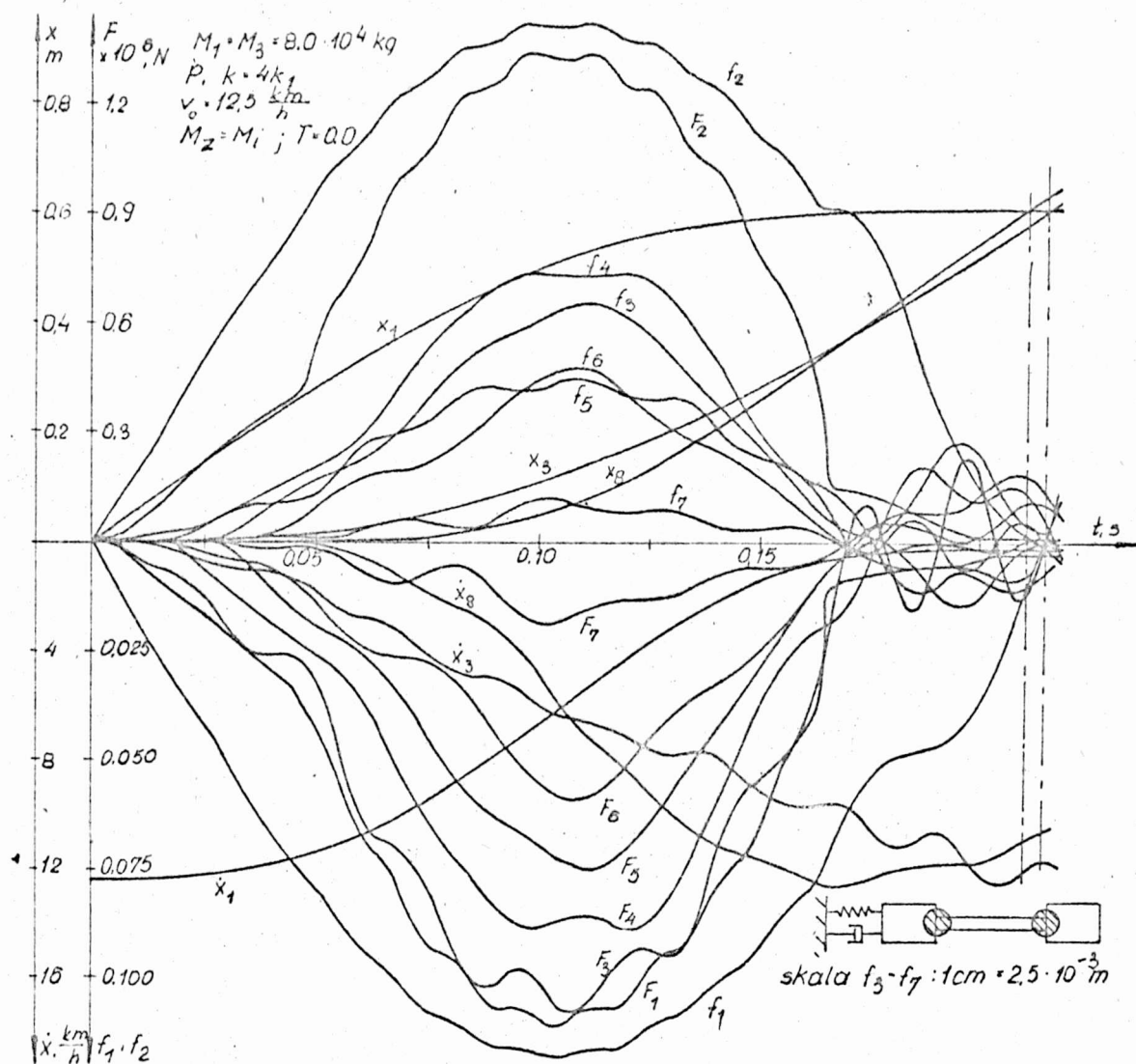


Rys.100. Przebiegi siły w funkcji prędkości zderzenia w odcinkach aproksymacyjnych konstrukcji wagonu z ładunkiem dla ilorazu $T = 0,00$ (a), $T = 0,50$ (b)

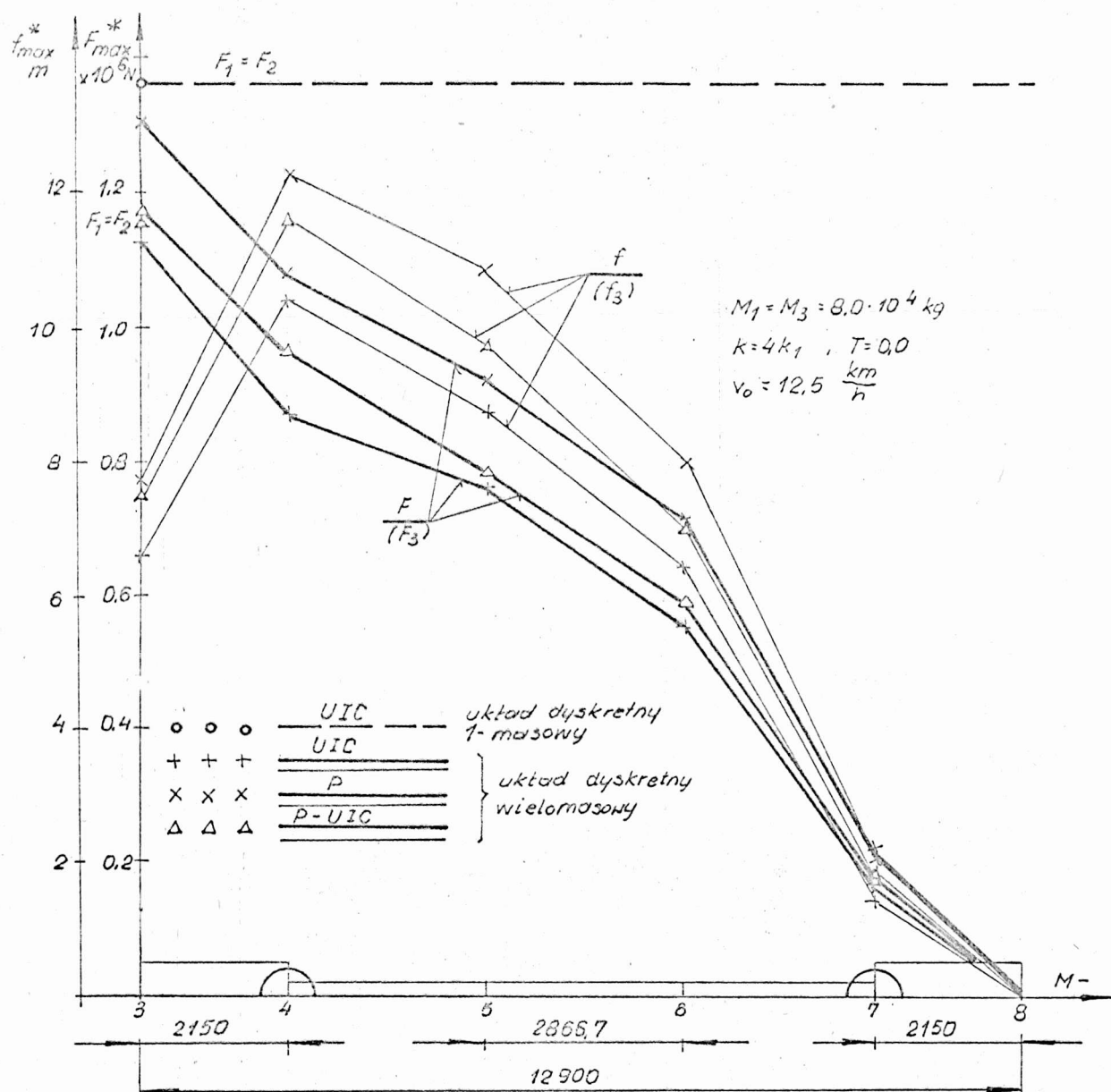
Z przedstawionych krzywych na rys.100 można zauważyć, że ze wzrostem prędkości zderzenia, do zablokowania zderzaków ($v_o \leq v_o^{zb}$), wzrost siły jest nieznaczny, po zablokowaniu zderzaków ($v_o > v_o^{zb}$), następuje silny wzrost siły na długości konstrukcji. Maksymalna wartość siły spowodowanej zderzeniem występuje w pierwszym odcinku aproksymacyjnym konstrukcji wagonu z ładunkiem, a potem stopniowo.

się obniża na długości wagonu. Jest to zgodne z badaniami doświadczalnymi, np. [107, 126, 154] i z badaniami symulacyjnymi, np. [8, 76, 88, 89, 103].

Na rys. 101 i 102 przedstawiono odpowiednio przebieg zależności podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie (zderzaki P) oraz siły i ugięcia na długości wagonu dla różnych zderzaków: UIC, P, P-UIC.



Rys. 101. Przebiegi czasowe podstawowych wielkości charakteryzujących zderzenie dwóch wagonów ze zderzakami P



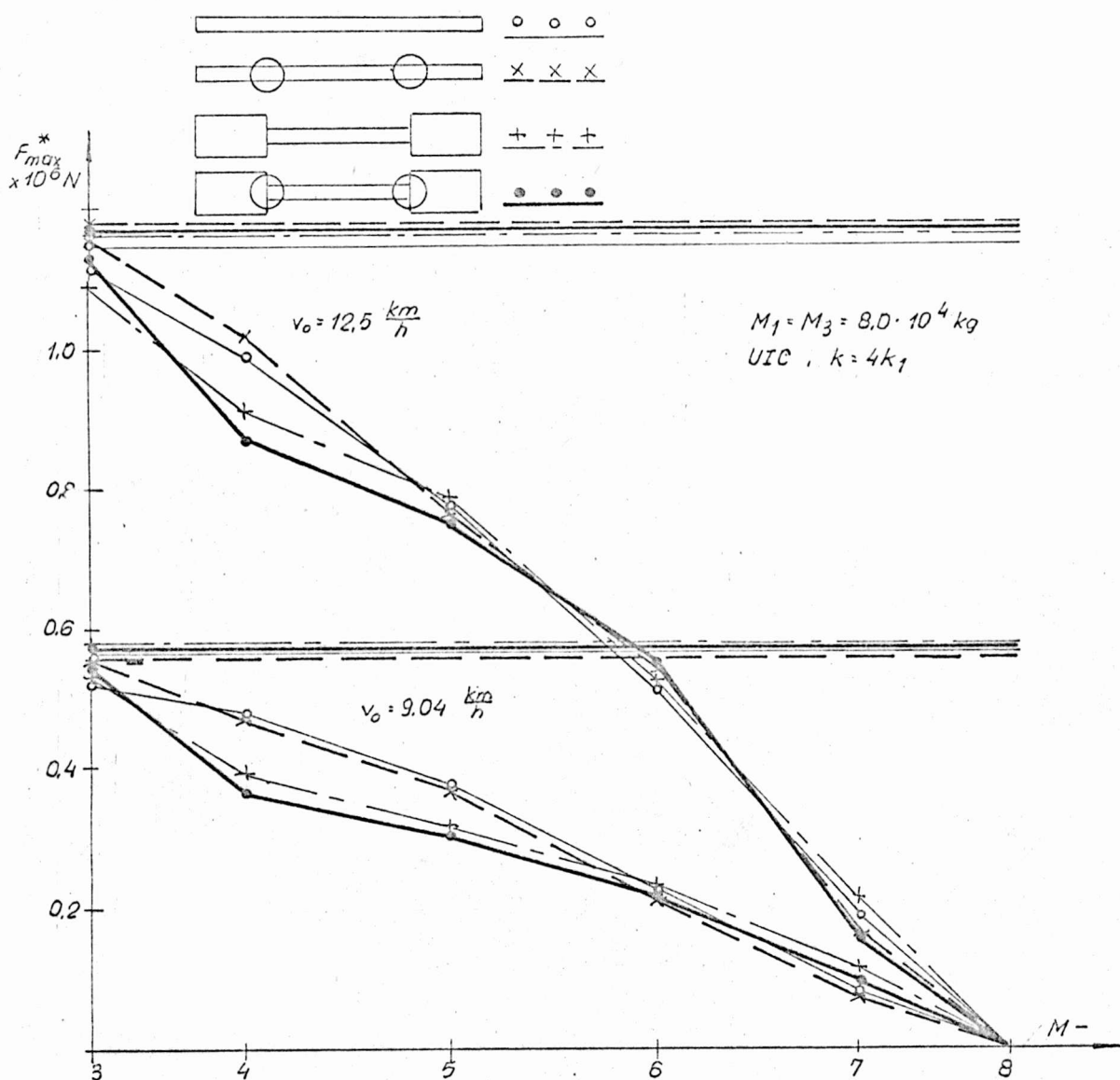
Rys.102. Przebiegi siły i ugięcia na długości wagonu podczas zderzenia dwóch wagonów z różnymi zderzakami

Z rys.92 i 102 wynika, że w przypadku zderzenia dwóch wagonów ze zderzakami P otrzymuje się wyższe wartości maksymalnych sił i ugięć niż ze zderzakami UIC. Przebieg zależności siły i ugięcia na długości wagonu jest natomiast bardziej ostry. Przy większych prędkościach zderzenia może to prowadzić do uszkodzenia konstrukcji wagonu oraz przewożonego ładunku. Dla różnych zderzaków P-UIC (wagon najjeżdżający: P, wagon stojący: UIC) otrzymuje się przebiegi odpowiednich wielkości pośrednie w porównaniu do przypadków z jednakowymi zderzakami (UIC lub P).

3.6.3.2. Wpływ parametrów konstrukcji wagonu z ładunkiem.

- a) Zmiana kształtu poprzecznego przekroju i rozłożenie masy na długości konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Na rys.103 przedstawiono przebieg siły spowodowanej zderzeniem na długości konstrukcji wagonu z ładunkiem w zależności od kształtu poprzecznego przekroju i rozłożenia masy konstrukcji wagonu z ładunkiem.



Rys.103. Przebieg maksymalnej siły spowodowanej zderzeniem wagonów na długości wagonu w zależności od kształtu poprzecznego przekroju i rozłożenia masy konstrukcji wagonu z ładunkiem

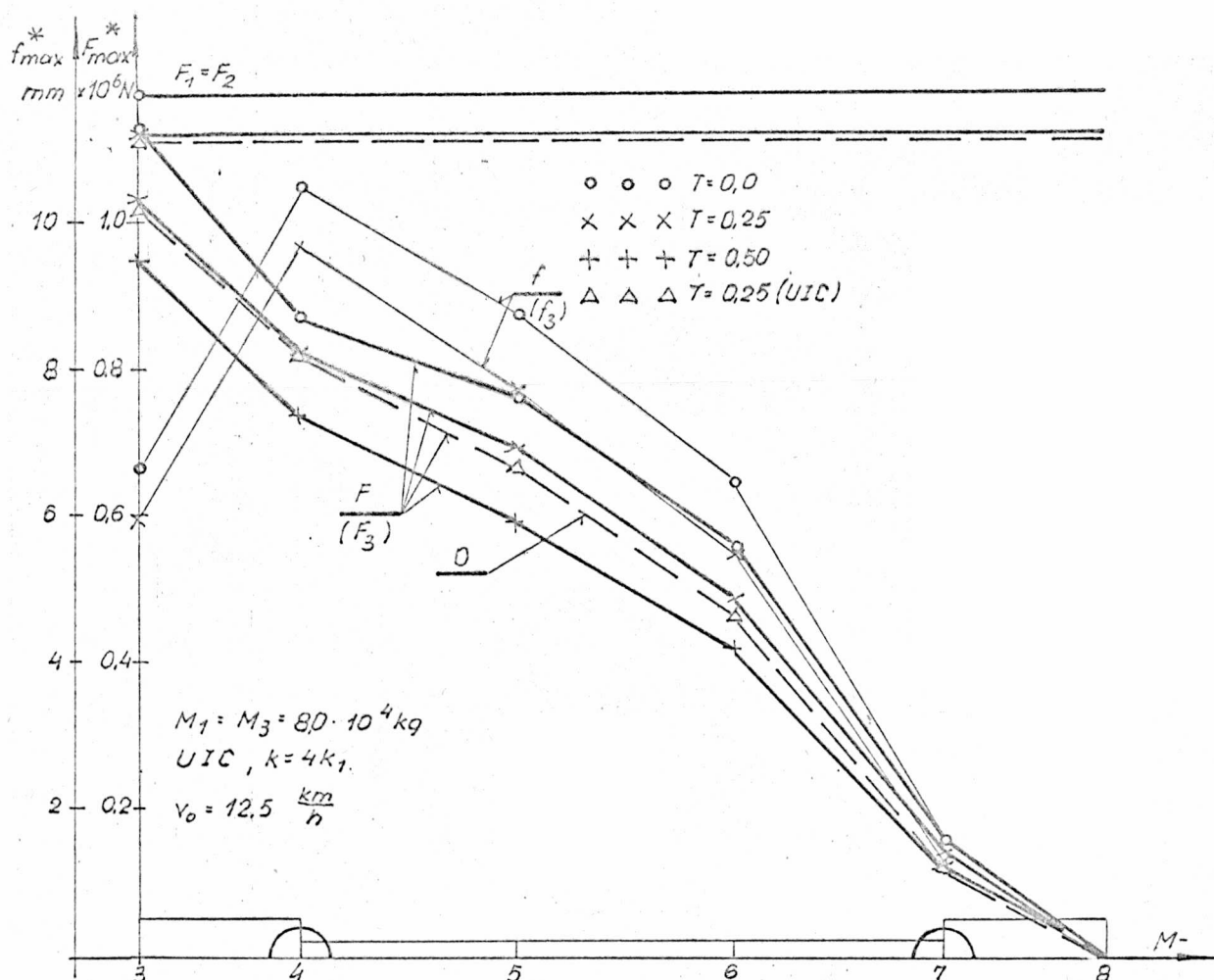
Z przedstawionych krzywych na rys.103 można zauważyć, że wpływ kształtu poprzecznego przekroju i rozłożenia masy konstrukcji wagonu z ładunkiem na długości w zakresie zmian wielkości:

$\rho_0/\rho_1 = 1,0 - 1,55$ i $k_0/k_1 = 1,0 - 1,35$ jest niewielki i praktycznie można go pominąć. Pokrywa się to z wnioskami z pracy [8]. Ponadto można zauważyć, że wzrost poprzecznego przekroju pierwszego odcinka aproksymacyjnego i masa wózków (gęstości i sztywności) powoduje obniżenie siły w drugim odcinku aproksymacyjnym o około 15 % przy $v_0 = 12,5$ km/h i o 25% przy 9,04 km/h; również w piątym odcinku otrzymuje się obniżenie siły, natomiast w czwartym - nieznaczny wzrost siły. Z pracy [107] wiadomo, że w miejscu połączenia belki skrętowej z ramą wagonu występuje spiętrzenie naprężeń i zmiana ich znaku. Efektu tego nie zaobserwowano podczas badań symulacyjnych. Wynika to zapewne stąd, że w miejscu tym założono tylko skupioną masę wózków i skokową zmianę przekroju konstrukcji wagonu z ładunkiem. W rzeczywistości występuje tam miejscowe, znaczne wzmocnienie i usztywnienie ramy wagonu oraz bardziej złożony stan obciążenia (oprócz wzdłużnego obciążenie działają momenty gnące i siły tnące).

b) Wpływ tłumienia lepkiego.

Na rys.104 przedstawiono przebieg zależności maksymalnej siły i ugięcia na długości wagonu dla różnych ilorazów T . Do badań symulacyjnych, do określenia współczynnika tłumienia lepkiego, przyjmowano ogólnie wartości własnych zadania po zblokowaniu zderzaków (tabela 8). W jednym przypadku przyjęto je do zblokowania zderzaków. Okazało się, że wartości sił są bardzo zbliżone (krzywa 0, rys.104).

Z rys.104 można zauważyć, że tłumienie lepkie obniża wartość maksymalnej siły w układzie na długości wagonu odpowiednio dla prędkości zderzenia $v_0 = 12,5$ km/h o około 9 % dla $T = 0,25$ i o około 22 % dla $T = 0,50$. Pokrywa się to z tym co wykazano wyżej (punkt 3.6.2.3b). Również wartość ugięcia konstrukcji wagonu z ładunkiem ulega zmniejszeniu.



Rys.104. Przebieg maksymalnej siły i ugięcia na długości wagonu w funkcji ilorazu T

3.6.4. Porównanie wyników badań symulacyjnych otrzymanych z modeli matematycznych, w których konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1- lub wielomasowy.

Z porównań przedstawionych na rys.92 i 100 można zauważyć, że maksymalne wartości sił spowodowanych zderzeniem otrzymuje się z modelu dyskretnego 1-masowego. Ze wzrostem stosunku ilości energii rozpraszanej w konstrukcji wagonu z ładunkiem do ilości energii rozpraszanej przez zderzak (iloraz T) różnica wartości sił otrzymanych z obu modeli zmniejsza się.

Różnica ta wynika z różnego sposobu włączania do pracy konstrukcji wagonu z ładunkiem. W modelu dyskretnym 1-masowym konstrukcja wagonu z ładunkiem włącza się po zablokowaniu zderzaków, natomiast w modelu dyskretnym wielomasowym: w wagonie nabiegającym podobnie jak opisano wyżej, a w wagonie stojącym od początkowej chwili zderzenia ($t = 0 + o$).

W procesie projektowania zderzaków dostatecznie dokładny jest model matematyczny, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy z uwzględnieniem tłumienia i zastępczej masy po zablokowaniu zderzaków. Do globalnej oceny i analizy pracy konstrukcji wagonu z ładunkiem wystarczająco dokładnym jest również model dyskretny 1-masowy. Do bardziej szczegółowej, lokalnej analizy pracy konstrukcji wagonu z ładunkiem należy korzystać z modelu matematycznego, w którym konstrukcję wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy.

3.7. Wnioski z badań symulacyjnych.

Na podstawie przeprowadzonej analizy matematycznych modeli zderzenia dwóch wagonów wynikają następujące wnioski:

- a) Model matematyczny, w którym konstrukcję wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy jest przydatny do oceny warunków bezpiecznej pracy konstrukcji wagonu z ładunkiem. Zauważono, że na wartość sił spowodowanych zderzeniem największy wpływ ma prędkość zderzenia i kształt charakterystyki zderzaka. Ten ostatni wpływa znacząco na rozkład przestrzenno-czasowy siły (Wpływu M_1/M_3 nie analizowano).
- b) Model matematyczny, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy z uwzględnieniem tłumienia lepkiego i zastępczej masy po zablokowaniu zderzaków wystarczająco dokładnie dla praktyki odwzorowuje proces zderzenia dwóch wagonów (Teza 1).
- c) Wykazano, że reakcje układu spowodowane zderzeniem dwóch wagonów (z prędkością v_0) i zderzeniem wagonu z przegrodą (z prędkością $\frac{1}{2} v_0$) są równoważne (ilościowo i jakościowo) w przypadku trójkątnej siłowej zderzaka (parametry układu 1°); nie są równoważne (różnią się ilościowo, charakter przebiegu mają taki sam) w przypadku złożonej siłowej charakterystyki zderzaka z uwzględnieniem tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem po zablokowaniu zderzaka (parametry układu 2° i 3°) (Teza 2).
- d) Wykazano, że reakcja układu z tarciem suchym proporcjonalnym do przesunięcia podczas zderzenia dwóch wagonów jest znacząco większa od reakcji układu z równoważnym tarciem lepkiem określonym z zależności Bat'a (wzór 34). Różnica ta ze wzrostem ilorazu T powiększa się (Teza 3).

e) Wykazano, że wartość maksymalnej reakcji układu spowodowanej zderzeniem zależy od:

- prędkości zderzenia,
- kombinacji i wartości mas wagonów; największa wartość jest dla kombinacji: 80×80 , a potem kolejno: 40×80 , 40×40 , 20×80 i 20×40 ,
- rodzaju i parametrów zderzaków
- oraz parametrów konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Wpływ zderzaków i konstrukcji wagonu z ładunkiem jest różny do i po zblokowaniu zderzaków. Na obniżenie reakcji w układzie na wpływ:

- do zblokowania zderzaków:
 - * rodzaj zderzaka; zderzak pierścieniowo-hydrauliczny (K) daje najniższe siły w układzie,
 - ** wydłużenie skoku zderzaka,
- po zblokowaniu zderzaków:
 - * ugięcie wstępne dla $f_0 > 0,025$ m,
 - ** pionowe przesunięcie charakterystyki zderzaka w kierunku na wyższe wartości,
 - *** wartości punktów charakterystycznych siłowej charakterystyki zderzaka: A oraz B: przy $f_0 = 0,010$ m dla krotności $x = 10$, przy $f_0 = 0,035$ m dla $x = 5$,
 - **** tłumienie lepkie w konstrukcji wagonu z ładunkiem.
 - ***** zmniejszenie masy biorącej udział w zderzeniu wskutek przesunięcia ładunku (zastępcza masa wagonu).

Ugięcie wstępne zderzaka powoduje łagodny wzrost siły, np. podczas pracy w pociągu (dla małych prędkości zderzeń), natomiast podczas zderzenia dwóch wagonów, dla większych prędkości zderzeń ($v_0 \geq 6,0$ km/h), nie ma praktycznego wpływu na charakter wzrostu siły. Wagony o dużej wartości sztywności konstrukcji wagonu z ładunkiem należy wposażać w zderzaki o odpowiednio dużych wartościach parametrów: E_p , E_r , d.

Dobór i uściślenie modelu tłumienia konstrukcji wagonu z ładunkiem powinien nastąpić w oparciu o badania doświadczalne.

4. PODSUMOWANIE

4.1. Przydatność modeli matematycznych. Analiza procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów.

Wyniki pracy wskazują, że oba modele matematyczne są przydatne do analizy procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów oraz analizy wpływu wybranych wielkości (parametrów) elementów układu, przy czym model, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy jest przydatny w procesie projektowania zderzaków oraz globalnej oceny pracy elementów układu. Z badań symulacyjnych wynika, że gdy $k \geq 30 k_1$, to należy elementy układu rozpatrywać oddzielnie. Model, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasowy jest przydatny do szczegółowej oceny pracy konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Przedstawionych modeli matematycznych odwzorowujących zderzenie dwóch wagonów nie można stosować do analizy:

- efektów lokalnych na styku tarcz zderzakowych,
- szczegółowej analizy zachowania ładunku.

Opierając się na dotychczasowej literaturze przedmiotu i wynikach badań symulacyjnych przeprowadzonych w niniejszej pracy można przedstawić następującą interpretację procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów o różnych rodzajach zderzaków i różnych parametrach konstrukcji wagonu z ładunkiem dla prędkości zderzenia większych od prędkości zblokowania zderzaków ($v_0 > v_0^{zb}$).

Po zetknięciu się wagonów ($t = 0 + 0$), do chwili osiągnięcia w układzie siły większej niż siła zacisku wstępnego jednego ze zderzaków (zderzaki o różnych wartościach siły wstępnego zacisku) pracują konstrukcje wagonu z ładunkiem (etapu tego nie uwzględniają modele matematyczne przedstawione w pracy). Z chwilą przekroczenia wartości siły zacisku wstępnego jednego ze zderzaków przez siłę w układzie następuje faza obciążania zderzaka; po zwiększeniu się siły następuje przekroczenie wartości siły wstępnego zacisku drugiego zderzaka i faza jego obciążania. Siły tłumienia ładunku nie występują lub są pomijalnie małe. Mogą wystąpić pewne tłumiące siły w konstrukcji wagonu (np. tarcie wewnętrzne i konstrukcyjne).

Układ: zderzaki-konstrukcja wagonu z ładunkiem, stanowi szeregowo połączenie własności sprężysto-tłumiących elementów układu. Zostało

to uwzględnione w modelu wielomasowym dla wagonu stojącego; w modelu dyskretnym 1-masowym sztywność konstrukcji wagonu z ładunkiem włącza się do pracy po zablokowaniu zderzaka. Etap obciążenia zderzaków trwa do zablokowania zderzaka o mniejszej końcowej maksymalnej sile, następuje włączenie się do pracy konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Jeśli w tym czasie siły w układzie są większe od sił tarcia ładunku o ściany i podłogę wagonu i sił tarcia wewnętrznego ładunku następuje względny ruch ładunku. Chwila wystąpienia tego ruchu jest trudna do ustalenia.

W pracy, w modelu dyskretnym 1-masowym konstrukcji wagonu z ładunkiem, przyjęto a priori, że względny ruch ładunku występuje w chwili zablokowania zderzaków; zamiast masy całkowitej wagonu wprowadza się masę zastępczą, natomiast w modelu dyskretnym wielomasowym nie uwzględnia się tego efektu. Do odwzorowania tarcia w konstrukcji wagonu z ładunkiem przyjmuje się: w modelu dyskretnym 1-masowym tarcie lepkie, od początkowej chwili zderzenia ($t = 0 + 0$) lub tarcie suche proporcjonalne do stałej siły równej sile tłumienia na końcu skoku zderzaka; w modelu dyskretnym wielomasowym - tylko tarcie lepkie od początkowej chwili zderzenia. Gdy siła w układzie osiągnie wartość siły zablokowania drugiego zderzaka włącza się do pracy konstrukcja wagonu z ładunkiem. Etap ten trwa do osiągnięcia maksymalnej siły w układzie; względna prędkość wagonów w tym czasie przyjmuje wartość równą zero. Następnie rozpoczyna się odciażanie konstrukcji wagonów z ładunkiem. Gdy siła w układzie osiągnie wartość siły zablokowania zderzaka (zderzak o większej sile zablokowania) następuje faza odciażania zderzaka. Po spełnieniu warunku równowagi sił: siła w układzie równa się sile zablokowania drugiego zderzaka, następuje faza jego odciażania. Korzystając z [24,32,44,45] w pracy przyjęto, że w chwili przejścia układu z odciażania konstrukcji wagonu z ładunkiem na odciażanie zderzaka następuje zmiana masy zredukowanej układu: zamiast zastępczej masy wagonu wprowadza się całkowitą masę wagonu (chwila ta jest różna dla jednego i drugiego zderzaka).

Pojawia się tu ponownie problem określenia chwili końca ruchu względnego ładunku.

Proces zderzenia kończy się w chwili gdy przebiegi siły obu wagonów osiągną wartość równą zero ($F_i = 0$) a wagony odjeżdżają od siebie.

Zależnie od wartości prędkości zderzenia mogą być przypadki pośrednie: obciążenie tylko zderzaków ($v_0 < v_0^{zb}$) lub obciążanie zde-

rzaków i jednej konstrukcji wagonu z ładunkiem.

4.2. Możliwości wykorzystania otrzymanych rezultatów. Kierunki dalszych prac.

Uzyskane w pracy rezultaty mogą być wykorzystane przy projektowaniu zderzaków (np. doskonalenie zderzaka pierścieniowo-hydraulicznego w kierunku własności sprężysto-tłumiących adaptacyjnych, zachowania celowego [42]) i przewidywaniu zachowania elementów układu podczas zderzenia w zakresie naprężeń sprężystych.

W trakcie realizacji tematu wyłoniły się pewne zagadnienia, których rozwiązanie jest celowe dla dalszego wyjaśnienia procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów.

Do najważniejszych należą tutaj:

1. Ustalenie wartości prędkości zderzenia lub chwili, dla których wystąpi względny ruch ładunku oraz ustalenie charakteru przebiegu zmiany masy zastępczej.
2. Określenie własności sprężysto-tłumiących układu zderzaki-konstrukcja wagonu z ładunkiem podczas zderzenia (lub osobno konstrukcji wagonu i ładunku) oraz zbudowanie modelu tarcia w konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Dalsze badania dotyczące procesów zachodzących podczas zderzenia dwóch wagonów wymagać będą opracowania nowych metod badań doświadczalnych wielkości charakteryzujących zderzenie i realizacji złożonych modeli matematycznych uwzględniających:

- oddzielnie własności sprężysto-tłumiące konstrukcji i ładunku,
- nieśrodkowość zderzenia pojazdów, których środek masy jest znacznie wyżej ponad płaszczyznę zderzaków, np. dotyczy to często lokomotyw spalinowych,
- probabilistyczne rozkłady prędkości zderzenia i kombinacji mas wagonów (z analizy pracy kilku wybranych górek rozrządowych PKP).

4.3. Wnioski.

Na podstawie badań symulacyjnych przeprowadzonych w pracy można sformułować następujące wnioski końcowe:

- 1^o Model matematyczny, w którym konstrukcję wagonu z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny 1-masowy uwzględniający tłumienie lepkie w konstrukcji wagonu z ładunkiem i zastępczą masę wagonu, po zblokowaniu zderzaków, odwzorowuje proces zderzenia dwóch wagonów wys-

tarczając dokładnie dla praktyki w procesie projektowania zderzaków lub dla przewidywania skutków najeżdżania wagonu na wagon. Maksymalne wartości sił spowodowanych zderzeniem otrzymane z powyższego modelu są wyższe niż z modelu, w którym konstrukcję wagonu stojącego z ładunkiem przyjęto jako układ dyskretny wielomasy. Zatem model 1-masowy daje wyniki w kierunku większego bezpieczeństwa konstrukcji wagonu i ładunku.

- 2° Przebiegi zależności siły i ugięcia zderzenia dwóch wagonów (z prędkością zderzenia v_0) są równoważne z przebiegami tych wielkości dla zderzenia wagonu z przegrodą (z prędkością $\frac{1}{2}v_0$) dla charakterystyki zderzaka w postaci trójkąta i dla prędkości zderzenia do zblokowania zderzaka (parametry układu 1°); przebiegi powyższych wielkości nie są równoważne (różnią się znacząco ilościowo, charakter przebiegu, np. siły, mają taki sam) dla złożonych kształtów charakterystyki zderzaka (zacisk wstępny, wstępne ugięcie) z uwzględnieniem tarcia lepkiego w konstrukcji wagonu z ładunkiem, z uwzględnieniem zblokowania zderzaka (parametry układu 2° i 3°).
- 3° Maksymalna reakcja układu spowodowana zderzeniem dwóch wagonów z uwzględnieniem tarcia suchego proporcjonalnego do przesunięcia jest znacząco większa od reakcji układu z równoważnym tarcie lepkiem określonym ze wzoru Bat'a (34). Różnica ta ze wzrostem ilorazu T powiększa się.
- 4° Maksymalna wartość siły spowodowanej zderzeniem dwóch wagonów zależy od:
 - a) prędkości zderzenia,
 - b) kombinacji i wartości mas wagonów,
 - c) rodzaju i parametrów zderzaka,
 - d) parametrów konstrukcji wagonu z ładunkiem.

Przebieg siły w układzie w zależności od prędkości zderzenia do zblokowania zderzaków jest liniowy, po zblokowaniu - nieliniowy. Najkorzystniejszą kombinacją mas wagonów, powodującą maksymalną reakcję w układzie, jest kombinacja 80×80 , następnie w kolejności: 40×80 , 40×40 , 20×80 i 20×40 . Najniższą reakcję w układzie otrzymuje się dla zderzaka o prostokątnym (lub zbliżonym do prostokątnego) kształcie charakterystyki, np. zderzak pierścieniowo-hydrauliczny (K), następnie w kolejności UIC i P.

W przypadku zderzenia dwóch wagonów, z których każdy ma inne zderzaki otrzymuje się pośrednie wartości reakcji w porównaniu do przypadków z jednakowymi zderzakami.

Wpływ rodzaju i parametrów zderzaków oraz parametrów konstrukcji wagonu z ładunkiem jest różny w czasie do i po zblokowaniu zderzaków. Na obniżenie siły spowodowanej zderzeniem ma wpływ:

- a) do zblokowania zderzaków: wydłużenie skoku zderzaka,
- b) po zblokowaniu zderzaków:
 - ugięcie wstępne dla $f_0 > 0,025$ m,
 - pionowe przesunięcie charakterystyki zderzaka w kierunku wyższych wartości,
 - podniesienie wartości siły zacisku wstępnego i siły na końcu ugięcia wstępnego siłowej charakterystyki zderzaka,
 - tłumienie lepkie w konstrukcji wagonu z ładunkiem,
 - zmniejszenie masy wagonu podczas zderzenia wskutek wystąpienia ruchu ładunku względem konstrukcji wagonu.

5° Wartość dopuszczalnej prędkości, przy której siły w układzie nie przekraczają $2,0 \cdot 10^6$ N, zależy od kombinacji mas wagonów i rodzaju zderzaków; przykładowo dla zderzaków o charakterystyce wg UIC prędkość ta jest równa od 10,0 km/h do 19,0 km/h. Więcej danych na ten temat również dotyczących innych zderzaków, znajduje się w tabeli 24.

LITERATURA

- [1] Aleksandrov E.V., Sokolinskij V.B. - Prikladnaja teorija i rasčety udarnych sistem, Izd. Nauka, Moskva 1969.
- [2] Bat' M.I. - Vynuždennye kolebanija sistem s gisterezisom, Prikladnaja matematika i mechanika, t.IV, vyp. 3, 1940.
- [3] Batuev G.S., Golubkov Ju.V., Efremov A.K., Fedosov A.A. - Inženernye metody issledovanija udarnych procesov, Izd. Mašinostroenie, Moskva 1977.
- [4] Ben Clymer A. - Operational Analog Simultion of the Vibration of a Beam and a Rectangular Multicellular Structure, IRE Transaction on Electronic Computers, September 1959.
- [5] Biderman V.L., Maljukova R.P. - Usilija i deformacii pri prodol'nom udare, Sbor.: Rasčjoty na pročnost', 10, 1964.
- [6] Bishop R.E.D., Gladwell G.M.L., Michaelson S. - Macierzowa analiza drgań, WNT, Warszawa 1972.

- [7] Bogomaz G.I., Ryžov A.V. - Pusk v chod predvaritel'no rostjanutych nalivnyh poezdov, [w:] Dinamika i pročnost' vysokoskorostnogo nazemnogo transporta, Izd. Naukova Dumka, Kiev 1976.
- [8] Bondarev A.M., Manaškin L.A., Chačapuridze N.M. - Analitičeskie issledovanija prodol'nyh sil voznikajuščich v sečenijach vagonov pri soudarenijach, Trudy DIIT, vyp. 128, 1972.
- [9] Bubnicki Z. - Identyfikacja obiektów sterowania, PWN, Warszawa 1974.
- [10] Budak B.M., Samarski A.A., Tichonow A.N. - Zadania i problemy fizyki matematycznej, PWN, Warszawa 1965.
- [11] Butenko A.I. - O optimal'noj charakteristike mežvagonnyh svjazej, Praca doktorska, Moskva 1973.
- [12] Cannon R.H.jun., - Dynamika układów fizycznych, WNT, Warszawa 1973.
- [13] Chrobot M., Chrostowski H., Gałąź R. - Modelowanie na maszynie analogowej procesu zderzenia dwóch wagonów towarowych wyposażonych w sprężynowo-hydrauliczne zderzaki o dużej zdolności przejmowania energii, [w:] Mat.Konferencyjne, III Krajowa Konferencja Pojazdy Szynowe, Poznań 1979.
- [14] Chrobot M., Chrostowski H., Gałąź R. - Zderzak o dużej energii przejmowanej, Praca niepublikowana, Wrocław 1978.
- [15] Chrobot M., Chrostowski H., Rohatyński R. - Zastosowanie analogowych maszyn matematycznych do badania układów napędu i sterowania hydraulicznego, [w:] Prace Naukowe Inst.Konstr. i Ekspl.Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Nr 25, Wrocław 1975.
- [16] Coombs C.H., Dawes R.M., Tversky A. - Wprowadzenie do psychologii matematycznej, PWN, Warszawa 1977.
- [17] Demidowicz B.P., Maron J.A., Szuwałowa E.J. - Metody numeryczne, cz.II, PWN, Warszawa 1965.
- [18] Derski W., Ziemba S. - Analiza modeli reologicznych, PWN, Warszawa 1968.
- [19] Duvaljan S.V. - Issledovanie prodol'noj dinamiki poezda s primienieniem ECVM, [w:] Veršinkij S.V. - Dinamika, pročnost' i ustojčivost' vagonov v tjaželovesnyh i skorostnyh poezdach, Trudy CNII, vyp.425, Moskva 1968.
- [20] Fahlbusch G., Fischer G., - Auffahrversuche mit Strassenbahnwagen, Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge, 19, 1975.

- [21] Fetisov O.V., Šachnjuk L.A. - K utočneniju spektra udarnych nagruzok vozprinimaenych vagonom na sortirovočnych gorkach, Trudy BITM, nr 24, 1971.
- [22] Feyerabend P.K. - Jak być dobrym empirystą, PWN, Warszawa 1979.
- [23] Gałąż R. - Wyznaczanie wzdlużnych sił powstających w pociągach złożonych z wozów kopalnianych, [w:] Mat.szkoleniowe i ref. seminaryjne na Jesienną Szkołę Transportu, Kraków 1979, SIiTG, Katowice 1979,
- [24] Gajdar N.A. - O vlijanii gruzov na veličinu udarnych nagruzok pri soudarenijach lesovoznyh vagonov, Izd. Vys. Učeb. Zaved. Lesnoj Žurnal, 3, 1963.
- [25] Gąsowski Wł. - Kolejowe sprzęgi samoczynne, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1976.
- [26] Gąsowski Wł., Zagórski Z. - Wyznaczanie sił podczas zderzenia z małej prędkości dwóch wagonów kolejowych wyposażonych w sprzęg samoczynny z amortyzatorami nieliniowymi, [w:] Mat. Konf. I Sesja Naukowa Wydz. Maszyn Roboczych i Pojazdów Pol.Poznańskiej Poznań 1977.
- [27] Gąsowski Wł., Zagórski Z. - Wyznaczanie sił wzdlużnych podczas sprzęgania wagonów wyposażonych w urządzenia zderzne o charakterystyce liniowej, [w:] Mat. Konf., II Krajowa Konferencja Pojazdy Szynowe, t.IV, Kraków -Piwniczna 1977.
- [28] Goldsmit V. - Udar i kontaktnye javlenija pri srednich skorostjach, [w:] Praca zbiorowa, Fizika bystroprotekajuščich procesov, t.2, Izd.Mir, Moskva 1971.
- [29] Goldsmit V. - Udar. Teorija i fizičeskie svoistva soudarjaemnych tel, Strojizdat, Moskva 1966.
- [30] Greń J. - Statystyka matematyczna, Modele i zadania. PWN, Warszawa 1978.
- [31] Gryboś R. - Modelowanie układów mechanicznych podlegających uderzeniom, [w:] Praca zbiorowa, Dynamika maszyn, PAN, IPPT, Ossolineum 1979.
- [32] Gryboś R. - Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych, PWN, Warszawa 1969.
- [33] Grzesikiewicz W. - Badania na modelu matematycznym zjawisk dynamicznych występujących wzdluż pociągu towarowego ze sprzęgami samoczynnymi, Praca doktorska, Warszawa 1975.
- [34] Grzesikiewicz W., Osiecki J, Piotrowski J. - Podstawy dynamiki pojazdów szynowych, Wydaw. Polit.Warszawskiej, Warszawa 1972.

- [35] Halawa J. - Modelowanie analogowe, Wydaw.Polit.Wrocławskiej, Wrocław 1977.
- [36] Hołownia M. - Laboratorium modelowania analogowego. Parametry techniczne maszyn analogowych ELWAT-1 i WAT-102, Wydaw.Polit.Wrocławskiej, Wrocław 1977.
- [37] Den Hartog J.P. - Drgania mechaniczne, PWN, Warszawa 1971.
- [38] Iljuszyn A.A., Lenski W.S. - Wytrzymałość materiałów, PWN, Warszawa 1963.
- [39] Ionov V.N., Ogibalov P.M. - Naprjaženija v telach pri impul'sivnom nagruženii, Izd. Vysšaja Škola, Moskva 1975.
- [40] Ivanov A.V., Solodkov S.P. - Primenenie antisvariijnych amortizirujuščich ustroistv v elektropiezdach, Vest. VNIIŽT, 1, 1976.
- [41] Kalinowski A. - Określenie dopuszczalnej prędkości nabiegania przy zastosowaniu sprzęgu samoczynnego ciągłowego i ciągłowo-zderznego, Pr. Naukowo-Badawcze i Rozwojowe COB i RTK, Warszawa 1960.
- [42] Kazimierczak J. - System cybernetyczny z zachowaniem celowym, Omega, WP, Warszawa 1978.
- [43] Kędzior J. - Amortyzatory sprzęgu samoczynnego - wymagania, badania i główne typy konstrukcyjne, Przeg. Kolejowy Mechaniczny 7, 1974.
- [44] Keglin B.G. - O rasčetnoj scheme gruzovogo vagona v nekotorych zadačach prodol'noj dinamiki, Vest. VNIIŽT, 3, 1969.
- [45] Kilcevskij N.A. - Dinamičeskoe kontaktnoe szatie tverdyh tel. Udar, Izd. Naukova Dumka, Kiev 1976.
- [46] Kisiel I. - Podstawy reologii liniowej, Wydaw.Polit.Wrocławskiej, Wrocław, 1971.
- [47] Kisilowski J. - Dynamika układu tor - pojazd, Pr. Instytutu Transportu Pol.Warszawskiej, z.15, 1978.
- [48] Kobayaski Masayoshi - A simulation of freight car motion due to end - to - end impact, Quart. Repts. Railway Techn. Res. Inst., nr 2, 15, 1974.
- [49] Kobrinskij A.E. - Mechanizmy s uprugimi sviazami, Izd. Nauka, Moskva 1964.
- [50] Kochenburger R.J. - Modelowanie układów dynamicznych przy użyciu maszyn matematycznych, WNT, Warszawa 1975,
- [51] Kosiński A., Osuch K. - Badania wytrzymałości pojazdów, [w:] Problemy Kolejnictwa, Osiągnięcia Kolejnictwa Światowego, z.60, WKiŁ, Warszawa 1974.

- [52] Kostin G.V. - Issledovanie dinamiki udarnogo vzaimodejstvija vagonov s podvižnymi chrebtovymi balkami, Trudy CNII MPS, vyp.425, Moskva 1970.
- [53] Kostin G.V. - O charakteristikach pogloščajuščich aparatov pri obratnom chode, Vest. VNIIŽT, 3, 1971.
- [54] Kostin G.V. - O prodol'noj dinamike vagonov s podviznymi chrebtovymi balkami pri soudarenijach, Vest. VNIIŽT, 5, 1969.
- [55] Kirillov V.V., Moiseev V.S. - Analogove modelirovanie dinamičeskich sistem, Mašinostroenie, Leningrad 1977,
- [56] Korotenko M.L., Stambler E.L. - O vlijanii vnecentrennosti udara na usilija pri soudarenii vagonov , Trudy DIIŽT, vyp.103, Moskva 1971.
- [57] Kragel'skij N.V. - Trenie i iznos, Mašinostroenie, Moskva 1968.
- [58] Kreissig E. - Le choc de tamponnement, Bulletin de l'A.I. du Congrès des Chemins de Fer, 9, 1954.
- [59] Kreissig E. - La pousse'e excentrique de tampon, Bulletin de l'A.I. du Congrès des Chemins de Fer, 2, 1955.
- [60] Kruszewski J., Gawroński W., Najbar F., Grabowski S. - Metoda sztywnych elementów skończonych, Arkady, Warszawa 1975.
- [61] Kurowski W., Muszyńska A., Wicher J. - Modelowanie systemów technicznych, [w:] Praca zbiorowa, Diagnostyka urządzeń technicznych, PAN, IPPT, Ossolineum, 1977.
- [62] Kuźmič L.D., Ivanov E.P. - Issledovanie pročnost'nyh charakteristik vagonov elektropoezdov, Transportnoe Mašinostroenie, vyp.3, 1964.
- [63] Lazarjan V.A., Blochin E.P., Barbas I.G., Juspina E.V. - Rezul'taty opytov po soudareniju vagonov oborudovannyh pogloščajuščimi apparatami avtoscepki tipa CNII-N6, Trudy DIIT, vyp.62, 1966.
- [64] Lazarjan V.A., Blochin E.P., Barbas I.G., Manaškin L.A., Juspina E.V. - Issledovanie raboty rezino-metaličeskich amortizatorov pri udarach, Trudy DIIT, vyp.68, 1967.
- [65] Lazarjan V.A., Blochin E.P., Barbas I.G., Stukalov A.I., Juspina E.V. - O statičeskich charakteristikach nekotoryh pogloščajuščich aparatov, Trudy DIIT, vyp.62, 1966.
- [66] Lazarjan V.A., Blochin E.P., Karakašjan Z.O., Krutikov I.A., Persin V.Ja. - Issledovanie raboty gidrogazovyh poglaščajuščich aparatov tipa GA-100M pri udarach, Trudy DIIT, vyp.158, 1975.

- [67] Lazarjan V.A., Blochin E.P., Manaškin L.A., Badikova L.S.
- Integralna ocenka svjazej v poezde i opredelenie ich parametrov po rezul'tatam naturnych ispytanij, Trudy DIIT, vyp.103, 1970.
- [68] Lazarjan V.A., Blochin E.I., Manaškin L.A. - O vybore čisla konturov pri električeskom modelirovanii kolebanij steržnej, Trudy DIIT, vyp.50, 1964.
- [69] Kazarjan V.A., Blochin E.I., Manaškin L.A., Ryzov A.V. - Ob opredelenii optimal'nogo značeniya neobratimogo pogloščeniya energii uprugo-frikcionnyh amortizatorami, Vest. VNIIŽT, 8, 1969
- [70] Lazarjan V.A., Blochin E.P., Zelenskij V.A. - K voprosu o perehodnyh režimach dviženija poezdov, vagony kotorych oborudovany pogloščajuščimi aparatami tipa S-2-T, Trudy DIIT, vyp.72, 1967.
- [71] Lazarjan V.A. - Dinamika vagonov, Izd. Transport, Moskva 1964.
- [72] Lazarjan V.A. - Issledovanie usilij vznikajuščich pri perehodnyh režimach dviženija v steržnjach s različnymi uprugimi nesovershenstvami, Trudy DIIT, vyp. XXV, 1956.
- [73] Lazarjan V.A., Konašenko S.I. - Obobščennye funkcii v zadačah mehaniki, Izd. Naukova Dumka, Kiev 1974.
- [74] Lazarjan V.A., Manaškin L.A., Muzykin V.A. - Prodol'noe soudarenie uprugo-plastičeskich odnomernych sistem čerez protivoudarnych amortizator, Teziny dokladov IV Vsesojuznogo simpozjum po rasprostraneniju uprugich i uprugo-plastičeskich voln, Kisiniev 1968.
- [75] Lazarjan V.A., Manaškin L.A., Muzykin V.A. - Prodol'noe soudarenie uprugo-plastičeskich odnomernych sistem čerez protivoudarnyj amortizator, [w:] Volny v neuprugich sredach, Kišiniev 1970.
- [76] Lazarjan V.A., Manaškin L.A., Muzykin V.A. - Issledovanie pri pomosči matematičeskich mašin nepreryvnogo dejstva processov proischodjaščich pri prodol'nom soudarenii odnomernych mehaničeskich sistem, Trudy DIIT, vyp.72, 1967.
- [77] Lazarjan V.A., Manaškin L.A. - Pro amortizacii udara, Prikladnaja Mehanika, t.X, vyp.4, 1964.
- [78] Lazarjan V.A., Manaškin L.A. - Rabota amortizatorov pri udarach soprovodajuščichsja dejstviem postojannoju po veličine prodol'noj sily, Trudy DIIT, vyp.55, 1960.
- [79] Lazarjan V.A., Manaškin L.A. - Sobstvennye prodol'nye kolebanija

- steržnej s sosredotočennymi masami, Prikladnaja Mehanika, t.6, vyp.8, 1970.
- [80] Lazarjan V.A., Manaškin L.A., - Vlijanie uprugo-fikcionnyh amortizatorov na vysokočastotnye vibracii pri udarach, Trudy DIIT, vyp.103, 1971.
- [81] Lazarjan V.A. - Prinemenie matematičeskich mašin nepreryvnogo dejstvija k rešeniju zadač dinamiki podvižnogo sostava železnych dorog, Transželdorizdat, Moskva 1962.
- [82] Legras J. - Praktyczne metody analizy numerycznej, WNT, Warszawa 1974.
- [83] Lejko J. - Dynamika układów materialnych, t.2. PWN, Warszawa 1961.
- [84] Lenskij A.N., Loboda V.M., Fabrika L.P. - Modelirovanie javlenija udara na analogovyh vyčislitel'nyh mašinach, Analogovaja i analogo-cifrovaja vyčislitel'naja tehnika, vyp.4, Moskva 1971.
- [85] Lenskij A.N., Loboda V.M., Fabrika L.P. - Issledovanie udarnykh i vibroudarnykh sistem na analogovyh modelijach, Dinamika mašin, Izd. Nauka, Moskva 1974.
- [86] Lenskij A.N., Loboda V.M. - Ispol'zovanie analogovykh modelej dlja issledovanija zakonomernostej rasprostranenija odnomernykh voln v nelinejnykh sredach, [w:] Volny v nieuprugich sredach, Kišimiev 1970.
- [87] Mac J.S. - Kolej czeka na wagony a wagony na ..., Przegląd techniczny, Innowacje, 45, 1979.
- [88] Manaškin L.A., Chačapuridze N.M. - Matematičeskoe i elektronnoe modelirovanie prodol'nykh kolebanij kuzovov vagonov pri udare, [w:] Nekotorye zadači mechaniki skorostnogo transporta, Izd. Naukova Dumka, Kiev 1970.
- [89] Manaškin L.A., Chačapuridze N.M. - Issledovanija prodol'nykh kolebanij kuzovov oburudovanykh frikcionnymi amortizatorami pri soudarenijach, [w:] Nekotorye zadači mechaniki skorostnogo transporta, Izd. Naukova Dumka, Kiev 1970.
- [90] Manaškin L.A., Jurčenko A.V. - Issledovanie gidrapnevmatičeskikh amortizatorov udara s pomoščju elektronnoho modelirovanija, Vest. Mašinostroenija, 6, 1977.
- [91] Manaškin L.A., Jurčenko A.V. - Issledovanie s pomoščju AVM slučajnykh prodol'no-izgibnykh kolebanij vagonov pri prodol'nykh udarach, [w:] Dinamika i pročnost' vysokoskorostnogo nazemnogo

- transporta, Izd. Naukova Dumka, Kiev 1976.
- [92] Manaškin L.A., Jurčenko A.V., Ratner B.S., Chanin M.S. - O matematičeskom modelirovanii ploskich kolebanij kuzovov cel'nometalličeskich gruzovyh vagonov pri prodol'nych udarach, Trudy DIIT, vyp.158, 1975.
 - [93] Manaškin L.A., Jurčenko A.V., Skalozub V.V. - Modelirovanie prodol'no-izgibnyh kolebanij kuzovov vagonov pri prodol'nych udarach, Trudy DIIT, vyp.143 1973.
 - [94] Manaškin L.A. - Opredelenie žestkosti svjazi pri issledovynijach perechodnyh režimov dviženija gruzovyh poezdov, vagony kotoryh oborudovany frikcionnymi pogloščajuščimi apparatami avtosceпки, Izv. Vys. Učeb.Zaved. Mašinostroenie, 1, 1972.
 - [95] Manaškin L.A., Šumilin V.I. - Ploskie kolebanija vagonov pri soudarenijach, Trudy DIIT, vyp.143, 1973.
 - [96] Mańczak K. - Metody identyfikacji wielowymiarowych obiektów sterowania, WNT, Warszawa 1979.
 - [97] Marcinkowski J. - Wstęp do teorii ruchu pojazdu szynowego. Zagadnienia trakcyjne i dynamiczne, Wydaw.Polit. Wrocławskiej, Wrocław 1973.
 - [98] Mazur M. - Cybernetyka i charakter, PIW, Warszawa 1976.
 - [99] Mędrzycki J. - Technika analogowa i hybrydowa, WNT, Warszawa 1974.
 - [100] Mróz A. - Kółka słów o zderzeniu, Biul.inf. CBK PTK, 4(12), Poznań 1962.
 - [101] Mróz A. - Zderzenie pojazdów szynowych podczas przetaczania, Przegląd Mechaniczny, 4(8), 1956.
 - [102] Muszyńska A. - O modelach tłumienia, [w:] Praca zbiorowa, Dynamika Maszyn, Regulacja drgań w maszynach, PAN, IPPT, Ossolineum 1978.
 - [103] Muzykin V.A. - Issledovanie pri pomošči elektronnyh modelej prodol'nyh usilij dejstvujušćich na vagony, ostatočnyh deformacij i uskorenij vagonov dlja slučaja soudarenija poezdov, Praca doktorska, DIIT, Dnepropetrovsk 1967.
 - [104] Nadolski W., Pielorz A. - Sprowadzenie układu ciągłego do układów dyskretnych w przypadku uderzenia masy w pręt o zmiennym przekroju, Rozprawy Inżynierskie, t24, zesz.2, 1976.
 - [105] Naumov V.I. - Dinamika sypućego gruzu i rasčet naprjaženij ot raspora v elementach sten vagona, Trudy VNIIZT, vyp.307, Moskva 1965.

- [106] Nikol'skij L.N. - Frikejonnnye amortizatory udara, Mašinostroenie, Moskva 1964.
- [107] Nikolskij L.N. - Issledovanie naprjažennogo sostojanija vagona pri udarnych nagruzkach, Technika Železnych Dorog, 8 - 9, 1946.
- [108] Nikol'skij L.N., Kostenko N.A. - Ob udarnych nagruzkach vosprinimaenych vagonom na sortirovočnych gorkach, Vest. ČNII MPS, 1 1967.
- [109] Nikol'skij L.N. - O skačkoobraznom izmenenii sil pri udarnom sžatii frikcionnych apparatov avtoscepki, Trudy BITM, vyp.19, 1961.
- [110] Nikol'skij L.N., Ozerov M.A., Dudenkov V.G. - Osobennosti izmenenija sil i napraženij v konstrukcii vagona pri udarach v avtoscepkach, Vest VNIIT, 1, 1962.
- [111] Normy dla obliczeń wytrzymałościowych i projektowania części mechanicznych nowych i zmodernizowanych wagonów na tor 1520 mm (niesamobieźnych), Moskva 1971.
- [112] Olędzki A. - Modelowanie układów mechanicznych na maszynach analogowych, Wydaw. Polit.Warszawskiej, Warszawa 1973.
- [113] Olędzki A., Orkan-Łęcki K. - Modelowanie układów mechanicznych z pętlą histerezy spowodowaną tarciem suchym, Prace Naukowe IKEM Pol.Wrocławskiej, Nr 30 Konf. nr 4, 1975.
- [114] Olędzki A., Orkan-Łęcki K., Szydzkowski W. - Modelowanie procesów zderzenia w parach kinematycznych, Sympozjon "Modelowanie w Mechanice". PTMTiS, Beskid Śl., 1977.
- [115] Osiecki J., Wicher J. - Zagadnienia identyfikacji układów mechanicznych, [w:] Praca zbiorowa, Diagnostyka urządzeń mechanicznych, PAN, IPPT, Ossolineum 1977.
- [116] Osiecki J. - Wstęp do dynamiki pojazdów szynowych, Wyd.Pol. Warszawskiej, Warszawa 1964.
- [117] Osiński Z. - Teoria drgań, PWN, Warszawa 1978.
- [118] Osiński Z. - Tłumienie drgań mechanicznych, PWN, Warszawa 1979.
- [119] Ovečnikov N.N., Bunin B.B., Kuznecov N.V. - Rasčet nesuščego kuzova teplovoza kak steržnevoj sistemy s ispol'zovaniem ECVM, Trudy VNITI, vyp.29 Kolomna 1968.
- [120] Ovečnikov N.N. - Rasčet kuzova lokomotiva pri soudarenijach na ECVM, Trudy VNITI, vyp.34, Kolomna 1970.
- [121] Pankin N.A. - Rasprostranenie sil'nych vozmuščenij v poezde, Učenyje Zapiski VZIIIT, vyp.7, 1961.

- [122] Pankin N.A. - Stolknovenie vagonov, [w:] Praca zbiorowa, Nekotorye voprosy sovremennoj matematiki i ee prilozhenij; Trudy MIIŽDT, vyp.230, Izd.Vyssšaja Škola, Moskva 1966.
- [123] Panovko Ja.G. - Osnovy prikladnoj teorii kolebanij i udara, Mašinostroenie, Leningrad 1976.
- [124] Panovko Ja.G. - Vvedenie v teoriju mehaničeskogo udara, Izd. Nauka, Moskva 1977.
- [125] Piszczek K., Walczak J. - Drgania w budowie maszyn, PWN, Warszawa 1975.
- [126] Pod red. Guins S.G., Tack C.E. - Anthology of Rail Vehicle Dynamics, vol.I,II, ASME, New York 1971.
- [127] Pod red. Kaliskiego S. - Drganie i fale w ciałach stałych, PWN 1966,
- [128] Pod red. Ponomariewa S.D. - Współczesne metody obliczeń wytrzymałościowych w budowie maszyn, t.1, PWN, Warszawa 1957.
- [129] Pod red. Ziemby S. - Fizyczne aspekty trwałości i niezawodności obiektów technicznych, PWN, Warszawa - Poznań 1976.
- [130] Pogłoščajusčie i gruzozasčitnye ustrojstva podvižnogo sostava, Železnye Dorogi Mira, 9, 1972.
- [131] Polański Z. - Współczesne metody badań doświadczalnych, Omega, WP. Warszawa 1978.
- [132] Praca zbiorowa, - Dynamika maszyn, PAN, IPPT, Ossolineum 1974.
- [133] Provensal J. - Mesure et localisation des efforts dans les collisions expérimentales de véhicules, Mécanique Matériaux Electricité, Nr 313-314, 1, 2, 1976.
- [134] Puzankov A.D. - Issledovanie charaktera raspredelenija naprjaženij po elementam konstrukcii samochodnych ekipažej vyzvannyh udarom po avtoscepke, Trudy MIIŽ-DT, vyp.329, 1970.
- [135] Puzankov A.D. - K voprosu o charaktere raspredelenija energii udara v uzlach soedinenija steržnej, Trudy MIIT, vyp.296, 1968.
- [136] Rachmatulin Ch.O., Dem'janov Ju.A., - Pročnost' pri intensivnych kratkovremiennych nagruskach, Fizmatizdat, Moskva 1961.
- [137] Radomski W. - Badanie betonu pod obciążeniami uderzeniowymi, PWN, Warszawa-Łódź 1978.
- [138] Raeber W. - Soudarenie vagonov, Železnye Dorogi Mira, 11, 1978.
- [139] Richter B. - Dehnungsmessungen beim Auflaufstoss, DET-Die Eisenbahntechnik, 26, 11, 1978.
- [140] Roehm J.M. - Dynamic Testing of Freight Cars, Railway Mechanical and Electrical Engineer, July 1952, vol.126, no 7.

- [141] Rybalov A.A., Baranov V.P., Aksenova L.V. - Aproksimacija rezultatov ispytaniy teplovozov na udar, Vest. VNIIŽT, 4, 1977.
- [142] Šadur L.A. - Rasčet vagonov na pročnosť, Mašinostroenie, Moskva 1971.
- [143] Scheiblich R. - Auflaufprüfungen mit Kühlwagen, DET-Die Eisenbahntechnik, 26, 11, 1978.
- [144] Schubert A., Reich O., Grewohls H.J., Rieck K.D. - Das Verhalten von starren Ladegut beim Auflaufstoß von zwei Wagen mit AMK, DET-Die Eisenbahntechnik, 23, 9, 1975.
- [145] Šinkarenko V.N. - Smeščenie Грузов pri soudarenii vagonov, Vest. VNIIŽT, 7, 1971.
- [146] Sliwa H. - Der Analogrechner, ein wirksames Hilfsmittel des Konstrukteurs, VDI-Z, (118), 3, 1976.
- [147] Szűcs E. - Modelowanie matematyczne w fizyce i technice, WNT, Warszawa 1977.
- [148] Timashenko S., Goodier J.N. - Teoria sprężystości, Arkady, Warszawa 1962.
- [149] Timoshenko S. - Kolebanija v inženernom dele, Izd. Nauka 1967.
- [150] Tatała F. - Zderzaki kolejowe, Wydaw. Pol. Poznańskiej, Poznań 1969.
- [151] Tomaszczyk T. - Model dynamiczny nieliniowego amortyzatora ciernego i jego zastosowanie do badań procesów przejściowych w ruchu pociągu, Praca doktorska, Warszawa 1978.
- [152] Veršinskij S.V., Danilov V.N., Čelnokov I.I. - Dinamika vagona, Transport, Moskva 1972.
- [153] Veršinskij S.V. - Dinamika vagona, [w:] Techničeskij spravočnik železnodorožnika, Podvižnoj sostav, t.6, Moskva 1952.
- [154] Veršinskij S.V., Fedoseev A.V. - Usilija i uskorenija vozniaka-juščie pri soudarenijach cel'nometalličeskich passažirskich vagonov, Trudy CNII MPS, vyp.105, 1955.
- [155] Vinokurov M.V. - Vagony, Transželdorizdat, Moskva 1949.
- [156] Wakulicz J. - Konstrukcja sprzęgu samoczynnego kolei europejskich, Przegl. Kolejowy Mechaniczny, 5, 1974.
- [157] Walk A. - Theoretische Betrachtungen über den Zusammenstoß zweier Eisenbahnwagen, Glasers Annalen, 2, 1954.
- [158] Weinberg G.M. - Myślenie systemowe, WNT, Warszawa 1979.
- [159] Warunki konkursu, Konkurs nr 35 na opracowanie dokumentacji zderzaka wagonowego o wysokiej zdolności przejmowania energii, ZG SIiTK, Warszawa 1978.

- [160] Włodarczyk E. - Propagacja fal uderzeniowych w zderzających się prętach, Biuletyn WAT, 2(246), 1973.
- [161] Zawadzki J., Kania A. - Drgania układów sprężystych, Wydaw. Pol. Wrocławskiej, Wrocław 1976.
- [162] Zieliński R. - Tablice statystyczne, PWN, Warszawa 1972.
- [163] Zug- und stosseinrichtungen mit Reibungsfedern Bauart Ringfeder ..., Blatt R 46, Katalog Firmy Ringfeder GMBH.
- [164] Žukovskij N.E. - Polnoe sobranie sočinenij, t.VIII, ONTI, Moskva-Leningrad 1937.

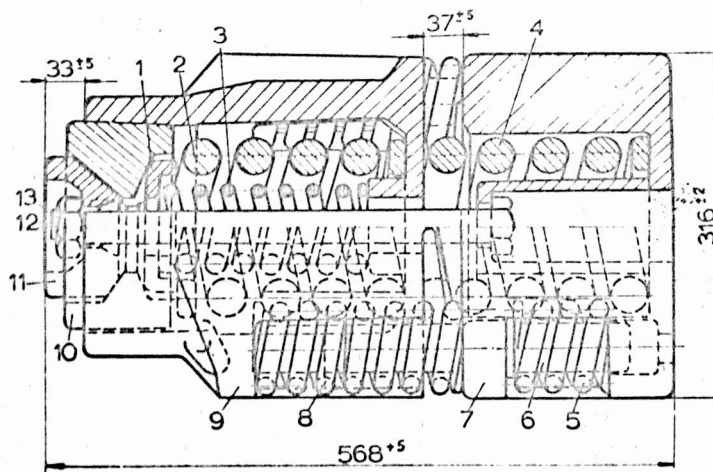
Z a ł a c z n i k 1

T a b e l a 1

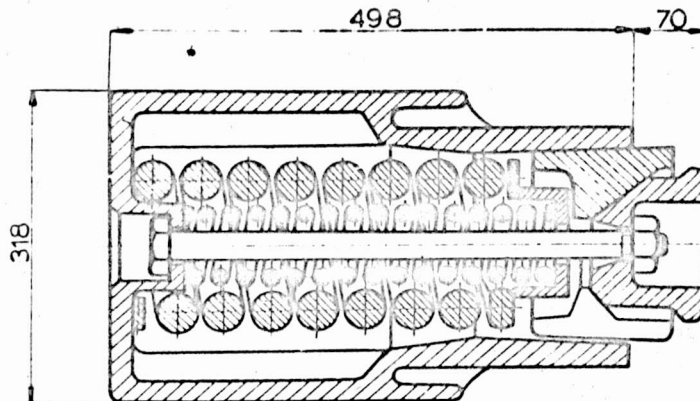
Parametry amortyzatorów i zderzaków krajowych i obcych [14,25,63,67, 106,150,154]. Parametry amortyzatorów i zderzaków.

Rodzaj	Gdzie	Oznaczenie	Zecisk wstępny $F_0 \cdot 10^6 \text{ N}$	Maksymalna siła $F_{\max} \cdot 10^6 \text{ N}$	Skok $f_0, \text{ m}$ Ugięcie wstępne $f_0, \text{ m}$	Sztwność $k_j \cdot 10^6 \text{ N}$	Energia przejmowana $E_p \cdot 10^3 \text{ Nm}$	Energia pochłonięta $E_r \cdot 10^3 \text{ Nm}$	Procent pochłonięcia energii d %
Amortyzatory	ISER	CNII-N6 *1	0,03	0,40	0,060	$k_1 = 4,25$ $k_2 = 10,00$	10,6	6,2	59
					0,040	$k_3 = 2,00$ $k_4 = 6,00$			
		CNII-N6 *2	0,03	1,00	0,0675	$k_1 = 4,25$ $k_2 = 29,08$	21,1	14,96	71
					0,040	$k_3 = 2,00$ $k_4 = 6,18$			
	S-1T **1	0,20	1,30	0,070	$k_1 = 15,71$ $k_2 = 6,43$	52,5	36,75	70	
				—					
	S-1T **2	0,10	2,20	0,055	$k_1 = 14,28$ $k_2 = 80,00$	40,25	28,19	70	
				0,035	$k_3 = 7,86$ $k_4 = 8,75$				
NRD	GRK-110	M	0,10	0,98	0,106	$k_1 = 8,30$ $k_2 = 3,58$	57,24	37,10	65
		D	—	1,37	0,115	$k_1 = 11,94$ $k_2 = 3,04$	78,94	58,82	74
Zderzaki	Polska	P	0,012	0,42	0,075	$k_1 = 0,60$ $k_2 = 6,18$	15,75	10,50	67
					0,010	$k_3 = 0,20$ $k_4 = 2,06$			
		UIC	0,025	0,59	0,105	$k_1 = 5,38$ $k_2 = 2,19$	32,29	18,9	0,59
K	$(0,017)_{nt}$	$(0,69)_{st}$ $(1,00)_d$	0,104	$(k_1=5,30)_{st}$ $(k_2=7,71)_{st}$	$(32,62)_{st}$	$(19,57)_{st}$	$(0,60)_{st}$		
			0,040	$(k_3=k_4=3,42)_{st}$	$(85,00)_d$	$(72,25)_d$	$(0,85)_d$		

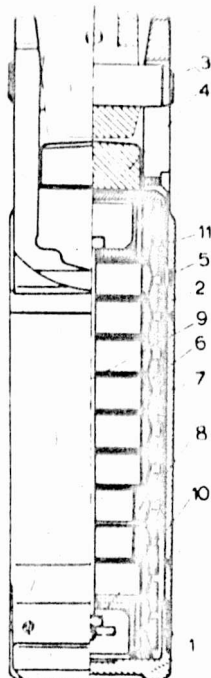
- *1 - amortyzator nowy,
 *2 - amortyzator już użytkowany
 *1 - charakterystyka amortyzatora określona przy założeniu stałego współczynnika tarcia między parami ciernymi,
 *2 - charakterystyka amortyzatora określona ze stanowiskowych badań doświadczalnych.



Rys. 1.
Amortyzator sprężynowo -
cierny CNII-N6

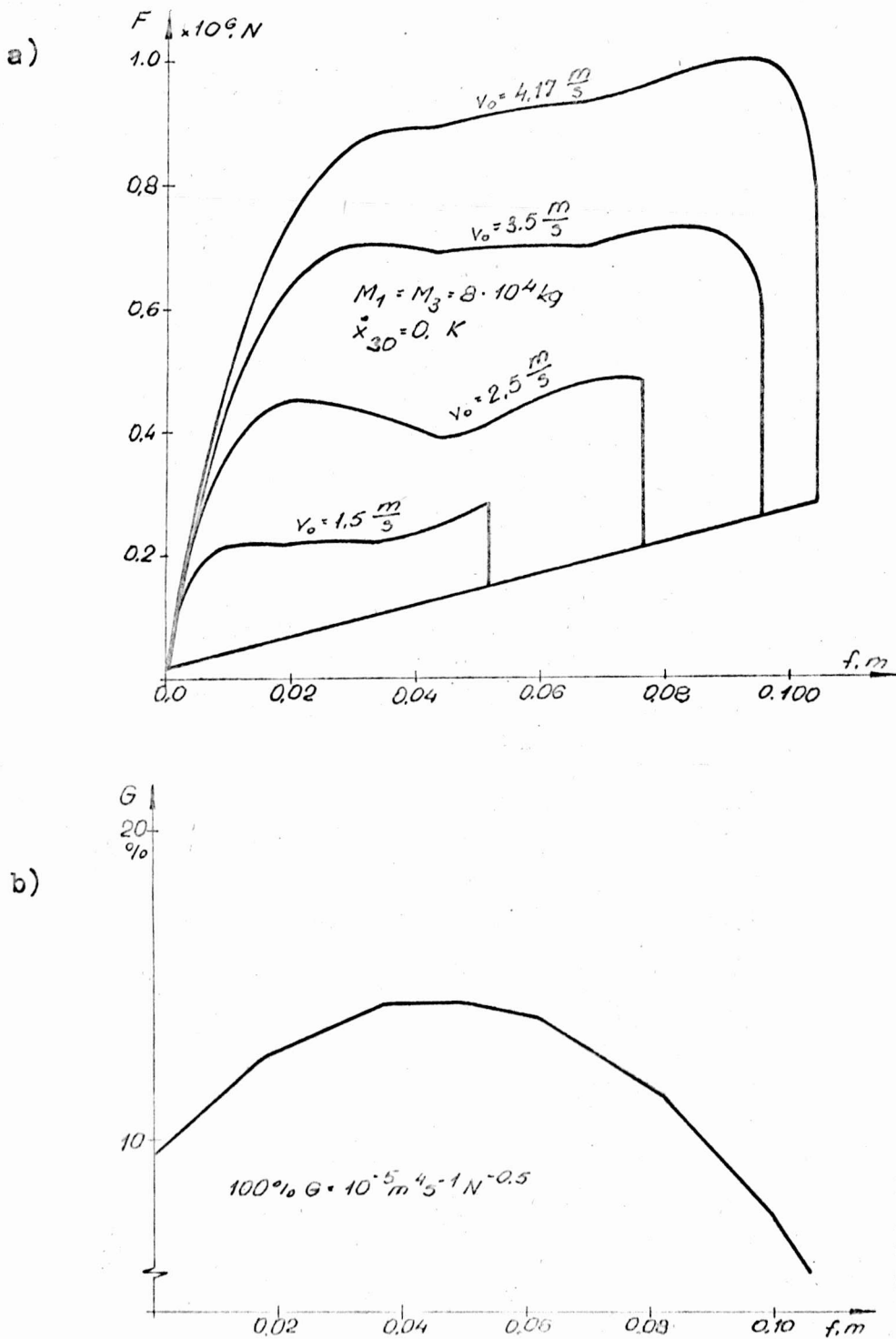


Rys. 2. Amortyzacja
Amortyzator sprężynowo -
cierny S-1T



Rys. 3. Amortyzator pierścieniowy
GRK 110

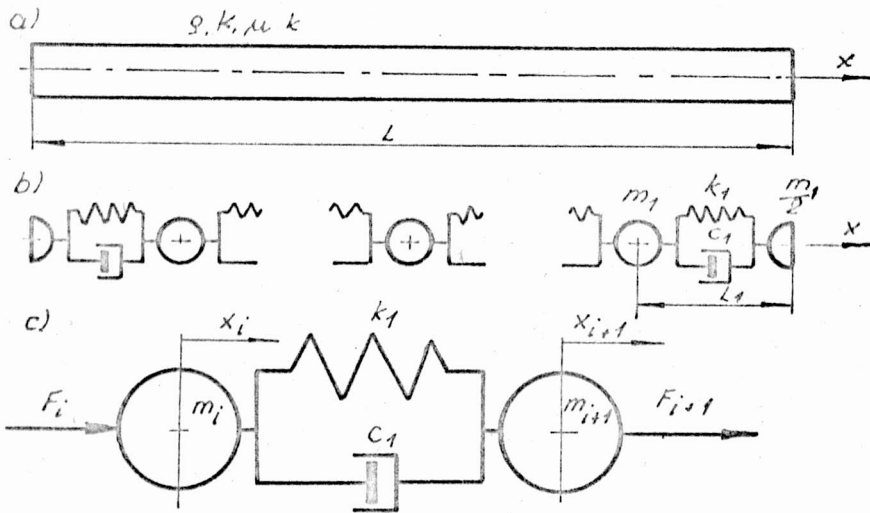
- 1 Korpus
- 2 Tuleja prowadząca
- 3 Sworzeń przegubu
- 4 Płyta oporowa
- 5 Pierścień
- 6 Pierścień zewnętrzny
- 7 Pierścień wewnętrzny
- 8 Pierścień otwarty
- 9 Śruba
- 10 Nakrętka
- 11 Tulejka



Rys. 4. Przebieg siłowej charakterystyki zderzaka pierścieniowo - hydraulicznego dla różnych prędkości zderzenia (a) oraz przewodności hydraulicznej w funkcji ugięcia (b).

Zastąpienie układu ciągłego równoważnym układem dyskretnym wielomasowym [81]

Schemat konstrukcji wagonu z ładunkiem w postaci ciągłego pręta i odpowiadający jej układ dyskretny wielomasowy przedstawiono na rys.1.



Rys.1.

Schemat pręta ciągłego i jego układ dyskretny, a - pręt-konstrukcja wagonu z ładunkiem, b - układ dyskretny wielomasowy, c - odcinek aproksymacyjny

Założenia:

- konstrukcję wagonu z ładunkiem odwzorowuje się prętem o własnościach reologicznych sprężysto-lepkich (model Kelvina - Voigta),
- parametry układu ciągłego są znane: g, k, μ, k, L .

Siła w pręcie

$$F = k(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t})\varepsilon \quad (1)$$

gdzie:

- k - sztywność rozciągania i ściskania, N,
- μk - współczynnik tłumienia lepkiego, Ns,
- μ - współczynnik proporcjonalności tłumienia lepkiego, s,
- ε - odkształcenie pręta.

Pręt ten zastąpiono równoważnym układem n dyskretnych mas (odcinki aproksymacyjne o jednakowej długości L_i z masą ześrodkowaną m_i , np. na końcach odcinka). Dla i -tego odcinka aproksymacyjnego, siła działająca między i a $i+1$ masą

$$F_i = k_1(x_i - x_{i+1}) + c_1(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}) \quad (2)$$

Z porównania wzorów (1) i (2)

$$k_1(x_i - x_{i+1}) \sim k\varepsilon; \quad c_1(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}) \sim \mu k \frac{d\varepsilon}{dt}$$

Masa odcinka aproksymacyjnego

$$m_1 = \frac{\varrho \cdot L}{n} = \varrho \cdot L_1 \quad (3)$$

Z równości wydłużenia pręta i układu dyskretnych mas przy działaniu stałą siłą otrzymuje się sztywność odcinka aproksymacyjnego

$$k_1 = \frac{k \cdot n}{L} = \frac{k}{L_1} \quad (4)$$

Współczynnik tłumienia lepkiego proporcjonalnego do względnej prędkości mas

$$c_1 = \mu k_1 = \mu \frac{k}{L_1} \quad (5)$$

Rozproszenie energii w pręcie można wyrazić przy pomocy bezwymiarowego współczynnika tarcia histerezy [72,102]

$$\mu' = \mu \omega_1 \quad (6)$$

gdzie:

ω_1 - podstawowa częstość drgań swobodnych pręta.

Podstawową częstość drgań określa się ze wzoru

$$\omega_1 = \frac{\psi_1 \cdot a}{L} \quad (7)$$

gdzie:

a - prędkość rozprzestrzeniania się fali sprężystej w pręcie, równa

$$a = \sqrt{\frac{k}{\varrho}} \quad (8)$$

ψ_1 - pierwsza wartość własna zadania lub pierwszy pierwiastek równania charakterystycznego.

Przekształcając równanie (6) i podstawiając je i równania (7) i (8) do (5) oraz uwzględniając (3) i (4) ostatecznie otrzymuje się

$$c_1 = \mu' \frac{n}{\psi_1} \sqrt{k_1 m_1} \quad (9)$$

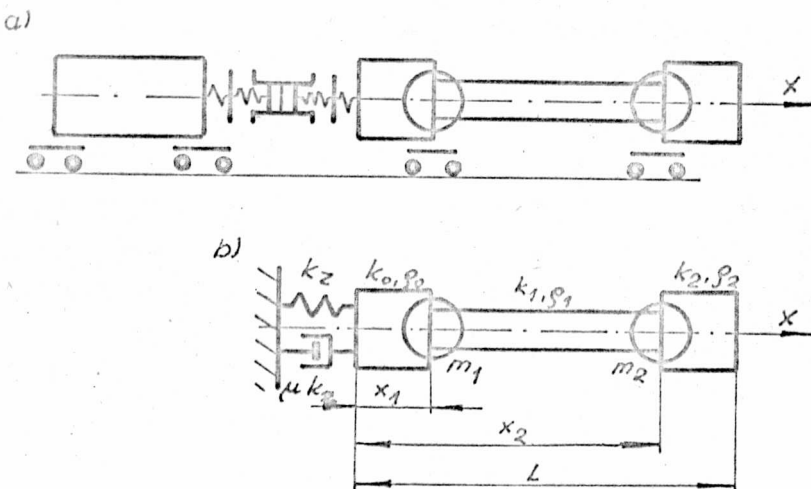
Obliczanie wartości własnych zadania.

Założenia:

- 1° W układzie panuje jednoosiowy stan obciążenia: ściskanie lub rozciąganie; uwzględnia się tylko drgania wzdłużne konstrukcji wagonu z ładunkiem.
- 2° Konstrukcję wagonu z ładunkiem odwzorowano jednowymiarowym prętem o cechach sprężysto-lepkich; oś x współrzędnej przestrzennej pokrywa się z osią symetrii wagonu.
- 3° Współczynnik proporcjonalności tłumienia lepkiego dla zderzaka i konstrukcji wagonu z ładunkiem jest stały.
- 4° Oraz założenia z punktu 2.2.

Założenie 3° nie jest czynione w pracach [8, 88] chociaż z ich analizy wynika, że jest przyjmowane niejawnie. Poszukując równań charakterystycznych dla prętów o własnościach sprężystych i sprężysto-lepkich i jednostronnie mocowanych (na brzegu) poprzez więź o podobnych własnościach, stopniowo kojarząc własności pręta i więzi okazało się, że przy niezachowaniu powyższego założenia uzyskuje się nieliniowe równanie różniczkowe ze względu na funkcję czasu, zamiast równania algebraicznego ze względu na współrzędną x ; np. pręt sprężysty więź zamocowania sprężysto-lepka lub pręt i więź sprężysto-lepka lecz o różnym współczynniku proporcjonalności tłumienia lepkiego.

Schemat pręta odwzorowujący konstrukcję wagonu z ładunkiem przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1.

Schemat zderzenia dwóch wagonów (a) oraz schemat przyjęcia zamocowania brzegu konstrukcji wagonu z ładunkiem w postaci pręta odcinkami stałym przekroju z masami skupionymi (b).

. Korzystając z zasady d'Alemberta równanie ruchu pręta otrzymuje się w postaci [8,73,79,88,117,127]

$$\rho(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial F}{\partial x} \quad (1)$$

gdzie:

$u(x,t)$ - przemieszczenie wzdłużne pręta o odciętej x , m.

$F(x,t)$ - siła działająca w przekroju o odciętej x , N.

$$F(x,t) = k_0 \cdot \rho_1(x) \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial u}{\partial x},$$

$$\rho(x) = \rho_0 \left\{ 1 + \sum_{i=0}^3 r_i \cdot H(x - x_i) + \sum_{i=0}^3 \mu_i \cdot \delta(x - x_i) \right\},$$

$$\rho_1(x) = 1 + \sum_{i=0}^3 r_i \cdot H(x - x_i),$$

$$r_i = \frac{\rho_i - \rho_{i-1}}{\rho_0}, \quad r_0 = r_3 = 0, \quad \mu_i = \frac{m_i}{\rho_0}, \quad \mu_0 = \mu_3 = 0 \quad (i=0,1,2,3),$$

$$a = \sqrt{\frac{k_0}{\rho_0}}$$

μ - współczynnik proporcjonalności tłumienia lepkiego, s.

m_i - masa i wózka, kg.

ρ_i, k_i - masa jednostki długości pręta i sztywność, kg/m, N.

$H(x - x_i)$ - funkcja Heaviside'a.

$\delta(x - x_i)$ - dystrybucja Diraca, przy czym $\int_0^{\infty} f(x) \delta(x - x_i) dx = f(x_i)$

Warunki brzegowe

$$\left. \begin{aligned} k_z \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) u(0,t) &= k_0 \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial u(0,t)}{\partial x}, \quad \frac{\partial u(1,t)}{\partial x} = 0 \\ \text{Warunki początkowe} \\ u(x,0) &= 0, \quad \frac{\partial u(x,0)}{\partial t} = v_0 \end{aligned} \right\} (2)$$

Rozwiązania równania (1) poszukuje się metodą Fouriera

$$u(x, t) = X(x) T(t) \quad (3)$$

Po podstawieniu do równania (1) jest

$$\frac{\ddot{T}}{a^2(T + \mu \dot{T})} = \frac{X'' \left[1 + \sum_{i=0}^3 r_i H(x-x_i) \right] + X' \left[\sum_{i=0}^3 r_i \delta(x-x_i) \right]}{X \left[1 + \sum_{i=0}^3 r_i H(x-x_i) \right] + \sum_{i=0}^3 \mu_i \delta(x-x_i)} = -\omega^2 \quad (4)$$

Po przekształceniach

$$T + a^2 \omega^2 (\mu \dot{T} + T) = 0$$

$$X'' + \omega^2 X = - \frac{1}{1 + \sum_{i=0}^3 r_i H(x-x_i)} \left(\sum_{i=0}^3 r_i X' + \omega^2 \sum_{i=0}^3 \mu_i X \delta(x-x_i) \right) \quad (5)$$

Warunki brzegowe (2) po wstawieniu przewidywanej całki (3) i wykorzystaniu, że $T(t) \neq 0$ mają postać

$$k_z X(0) = k_0 X'(0), \quad X'(1) = 0 \quad (6)$$

Rozpisując odpowiednio sumy w równaniu (5) i wiedząc, że $r_0=r_3=0$, $\mu_0=\mu_3=0$ otrzymano korzystając z przekształcenia Laplace'a

$$X(s) = \frac{s}{s^2 + \omega^2} X(0) + \frac{1}{s^2 + \omega^2} X'(0) - \frac{1}{s^2 + \omega^2} (B_1 e^{-sx_1} + B_2 e^{-sx_2} + C_1 e^{-sx_1} + C_2 e^{-sx_2}) \quad (7)$$

Wracając do oryginału równania (7) otrzymujemy

$$X(x) = A_1 \cos \omega x + \frac{1}{\omega} A_2 \sin \omega x - \frac{1}{\omega} [B_1 \sin \omega(x-x_1) H(x-x_1) + B_2 \sin \omega(x-x_2) H(x-x_2) + C_1 \sin \omega(x-x_1) H(x-x_1) + C_2 \sin \omega(x-x_2) H(x-x_2)] \quad (8)$$

gdzie:

$$A_1 = X(0), \quad A_2 = X'(0), \quad B_1 = r_1 X'(x_1), \quad B_2 = r_2 X'(x_2), \quad C_1 = \mu_1 \omega^2 X(x_1), \\ C_2 = \mu_2 \omega^2 X(x_2) - \text{stałe, które należy wyznaczyć z warunków zgodności}$$

w punktach $x = x_1$, $x = x_2$ i warunków brzegowych.

Pochodna równania (8) względem współrzędnej x

$$X'(x) = -\omega A_1 \sin \omega x + A_2 \cos \omega x - B_1 \cos \omega(x - x_1) H(x - x_1) + \\ - B_2 \cos \omega(x - x_2) - C_1 \cos \omega(x - x_1) H(x - x_1) - C_2 \cos \omega(x - x_2) H(x - x_2) \quad (9)$$

Korzystając z warunków zgodności oraz wiedząc, że dla $x \geq x_1$

$H(x - x_1) = 1$, stała B_1 , B_2 , C_1 , C_2 będą

Dla $x = x_1$

$$X'(x_1) = -\omega A_1 \sin \omega x_1 + A_2 \cos \omega x_1 - B_1 - C_1,$$

$$X(x_1) = A_1 \cos \omega x_1 + \frac{1}{\omega} A_2 \sin \omega x_1.$$

Przekształcając powyższe równania i podstawiając do oznaczeń stałych równania (8) otrzymuje się

$$C_1 = \mu_1 \omega (\omega A_1 \cos \omega x_1 + A_2 \sin \omega x_1),$$

$$B_1 = -\frac{r_1}{1+r_1} [A_1 \omega (\sin \omega x_1 + \mu_1 \omega \cos \omega x_1) - A_2 (\cos \omega x_1 - \mu_1 \omega \sin \omega x_1)]$$

Dla $x = x_2$

$$X'(x_2) = -\omega A_1 \sin \omega x_2 + A_2 \cos \omega x_2 - B_1 \cos \omega(x_2 - x_1) - B_2 -$$

$$- C_1 \cos \omega(x_2 - x_1) - C_2,$$

$$X(x_2) = A_1 \cos \omega x_2 + \frac{1}{\omega} A_2 \sin \omega x_2 - \frac{1}{\omega} B_1 \sin \omega(x_2 - x_1) - \frac{1}{\omega} \sin \omega(x_2 - x_1),$$

Przekształcając powyższe równania i podstawiając do oznaczeń stałych równania (8) otrzymuje się

$$C_2 = \mu_2 \omega \left\{ \omega A_1 \left[\cos \omega x_2 + \frac{r_1}{1+r_1} (\sin \omega x_1 + \mu_1 \omega \cos \omega x_1) \sin \omega(x_2 - x_1) + \right. \right.$$

$$- \mu_1 \omega \cos \omega x_1 \sin \omega(x_2 - x_1) \left. \right] + A_2 \left[\sin \omega x_2 - \frac{r_1}{1+r_1} (\cos \omega x_1 + \right. \\ \left. - \mu_1 \omega \sin \omega x_1) \cdot \sin \omega(x_2 - x_1) - \mu_1 \omega \sin \omega x_1 \sin \omega(x_2 - x_1) \right] \left. \right\}$$

$$B_2 = \frac{r_2}{1+r_2} \left\{ \omega A_1 \left[-\sin \omega x_2 + \frac{r_1}{1+r_1} (\sin \omega x_1 + \mu_1 \omega \cos \omega x_1) \cos \omega(x_2 - x_1) + \right. \right.$$

$$- \mu_1 \omega \cos \omega x_1 \cos \omega(x_2 - x_1) - \mu_2 \omega \left[\cos \omega x + \frac{r_1}{1+r_1} (\sin \omega x_1 + \right. \\ \left. - \mu_1 \omega \cos \omega x_1) \cdot \sin \omega(x_2 - x_1) - \mu_1 \omega \cos \omega x_1 \sin \omega(x_2 - x_1) \right] \left. \right] +$$

$$- A_2 \left[\cos \omega x_2 - \frac{r_1}{1+r_1} (\cos \omega x_1 - \mu_1 \omega \sin \omega x_1) \cos \omega(x_2 - x_1) + \right.$$

$$+ \mu_1 \omega \sin \omega x_1 \cos \omega (x_2 - x_1) - \mu_2 \omega \left[\sin \omega x_2 - \frac{r_1}{1+r_1} (\cos \omega x_1 - \right. \\ \left. + \mu_1 \omega \sin \omega x_1) \sin \omega (x_2 - x_1) - \mu_1 \omega \sin \omega x_1 \sin \omega (x_2 - x_1) \right]$$

Korzystając z warunków brzegowych (6), z oznaczeń stałych równania (8) A_1 i A_2 , a ponadto przyjmując, że

$$A_1 = 1 \text{ np, } [117], x_1 = b, x_2 = L - b, r_1 = r, r_2 = -r (\text{bo } \varphi_2 = \varphi_0), \\ \mu_1 = \mu_2 = \mu \text{ oraz } \omega \cdot L = \lambda, \frac{kz \cdot L}{k_0} = \alpha_k, \frac{b}{L} = \Theta, \frac{L-b}{L} = 1 - \Theta, \\ \frac{\mu}{L} = \alpha_m$$

otrzymuje się po długich przekształceniach

$$\alpha_k(\lambda) = \frac{R_1(\lambda)}{R_2(\lambda)} \quad (10)$$

gdzie

$$R_1(\lambda) = \lambda \sin \lambda + \frac{1}{4(1-r^2)} \left\{ r \lambda [r(3 \sin \lambda + \sin \lambda (1 - 4\Theta)) + \right. \\ \left. - 4 \sin \lambda (1 - 2\Theta)] + \lambda^2 \alpha_m [4(\cos \lambda + \cos \lambda (1 - 2\Theta)) + 2r(\cos \lambda (1 - 2\Theta) + \right. \\ \left. + \cos \lambda (1 - 4\Theta))] + \lambda^3 \alpha_m^2 [\sin \lambda + 2 \sin \lambda (1 - 2\Theta) + \sin \lambda (1 - 4\Theta)] \right\} \quad (11)$$

$$R_2(\lambda) = \cos \lambda + \frac{1}{4(1+r^2)} \left\{ r^2 [3 \cos \lambda + 2 \cos \lambda (1 - 2\Theta) - \cos \lambda (1 - 4\Theta)] + \right. \\ \left. + 2 \lambda \alpha_m [-2 \sin \lambda - r(\sin \lambda (1 - 2\Theta) - \sin \lambda (1 - 4\Theta))] + \right. \\ \left. - \lambda^2 \alpha_m^2 [-\cos \lambda + \cos \lambda (1 - 4\Theta)] \right\}$$

Dla przypadków szczególnych będzie:

1° Pręt o jednakowym przekroju, bez mas skupionych:

$$r = 0, \alpha_m = 0$$

$$R_1(\lambda) = \lambda \sin \lambda$$

$$R_2(\lambda) = \cos \lambda$$

$$\left. \begin{array}{l} R_1(\lambda) = \lambda \sin \lambda \\ R_2(\lambda) = \cos \lambda \end{array} \right\} \quad (12)$$

czli wprost $\alpha_k = \lambda \operatorname{tg} \lambda$

2° Pręt o jednakowym przekroju, z masami skupionymi: $r=0, \alpha_m \neq 0$

$$R_1(\lambda) = \lambda \sin \lambda + \frac{1}{4} \left\{ \lambda^2 \alpha_m [4(\cos \lambda + \cos \lambda (1 - 2\Theta))] - \lambda^3 \alpha_m^2 [\sin \lambda + \right. \\ \left. + 2 \sin \lambda (1 - 2\Theta) + \sin \lambda (1 - 4\Theta)] \right\} \quad (13)$$

$$R_2(\lambda) = \cos \lambda + \frac{1}{4} \left\{ 2\lambda \alpha_m (-2\sin \lambda) + \lambda^2 \alpha_m^2 [-\cos \lambda + \cos \lambda (1 - 4\theta)] \right\}$$

Wzory (13) są zgodne z równaniem charakterystycznym pręta o jednakowym przekroju ze skupionymi masami zamieszczonym w [88].

3° Pręt o odcinkami stałym przekroju, bez mas skupionych:

$$r \neq 0, \alpha_m = 0$$

$$R_1(\lambda) = \lambda \sin \lambda + \frac{1}{4(1-r^2)} \left\{ r\lambda [r(3\sin \lambda + \sin \lambda (1 - 4\theta)) + 4\sin \lambda (1-2\theta)] \right\}$$

$$R_2(\lambda) = \cos \lambda + \frac{1}{4(1-r^2)} \left\{ r^2 [3\cos \lambda + 2\cos \lambda (1 - 2\theta) - \cos \lambda (1 - 4\theta)] \right\}$$

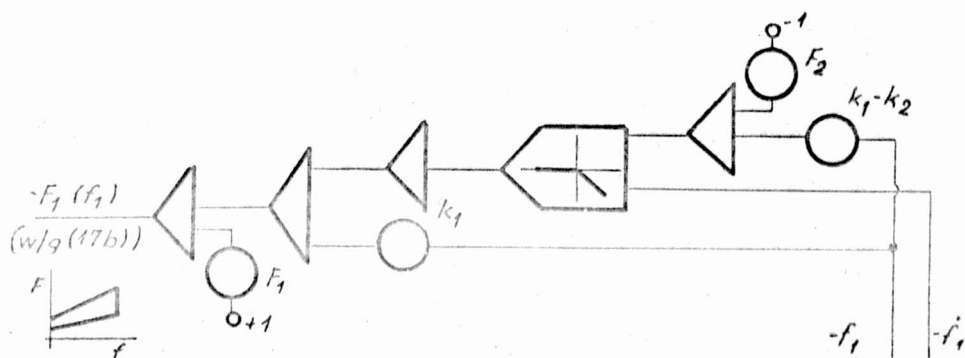
(14)

Z a ń a c z n i k 4

Inne możliwości zamodelowania siłowej charakterystyki zderzaka

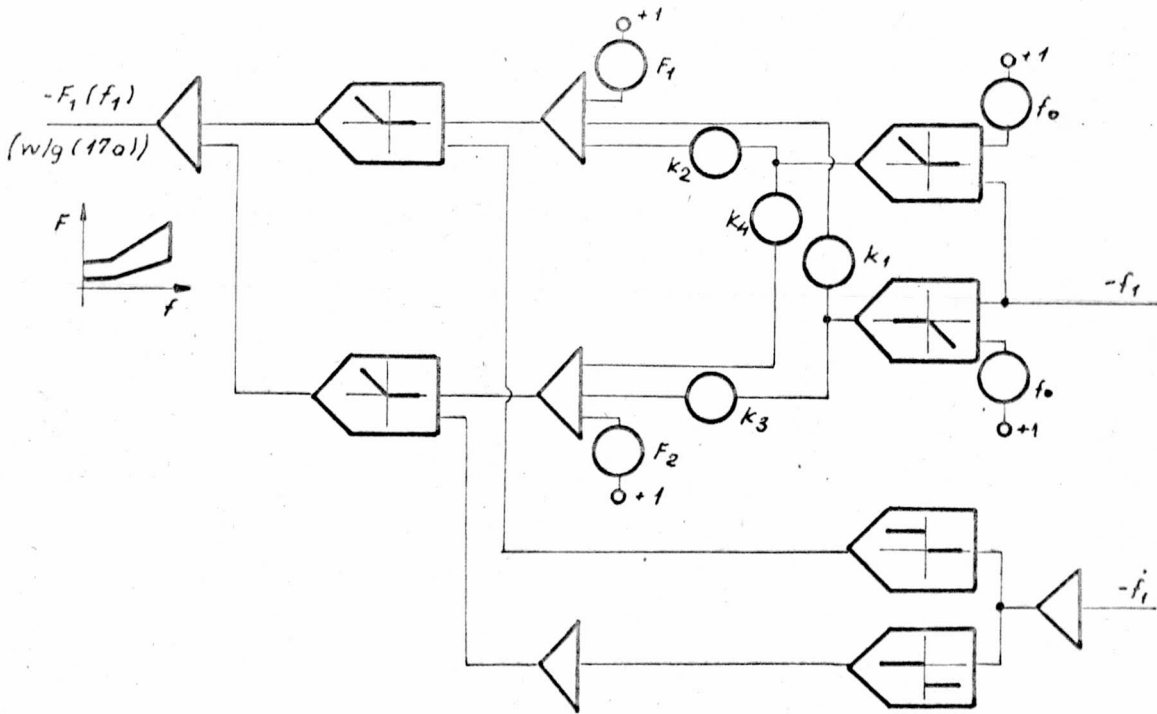
1. Bez kluczy sterujących, charakterystyki odcinkami liniowe.

1.1. Charakterystyka bez wstępnego ugięcia.



Rys. 1. Schemat analogowy siłowej charakterystyki zderzaka bez wstępnego ugięcia.

1.2. Charakterystyka ze wstępnym ugięciem.

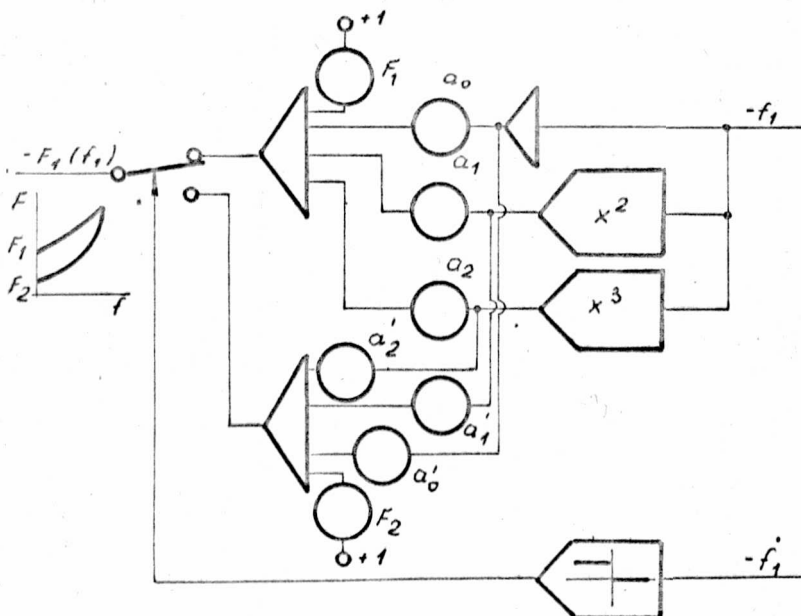


Rys. 2. Schemat analogowej siłowej charakterystyki zderzaka ze wstępnym ugięciem.

2. Z kluczami sterującymi, charakterystyki nieliniowe.

2.1. Charakterystyka sztywna (progresywna)

$$\left(\frac{d^2 F}{df^2} > 0 \text{ w fazie obciążenia i odciążania zderzaka} \right)$$

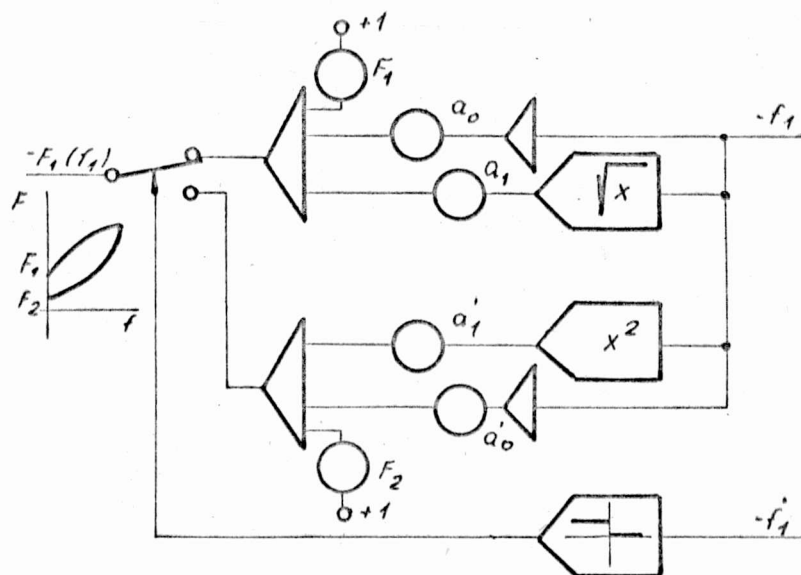


Rys. 3.

Schemat analogowy sztywnej (w fazie obciążenia i odciążania) siłowej charakterystyki zderzaka

2.2. Charakterystyka miękka (degresywna)

($\frac{d^2 F}{d f^2} < 0$ w fazie obciążania i $\frac{d^2 F}{d f^2} > 0$ w fazie odciążania zderzaka)



Rys. 4. Schemat analogowy miękkiej (w fazie obciążania) i sztywnej (w fazie odciążania) siłowej charakterystyki zderzaka.

Z a ł a c z n i k 5

Opis badań doświadczalnych

1. Badania doświadczalne COB i RTK

Schemat zderzenia dwóch wagonów jest taki jak na rys. 25; wagon o masie M_1 najeżdża na stojący o masie M_3 .

Dane:

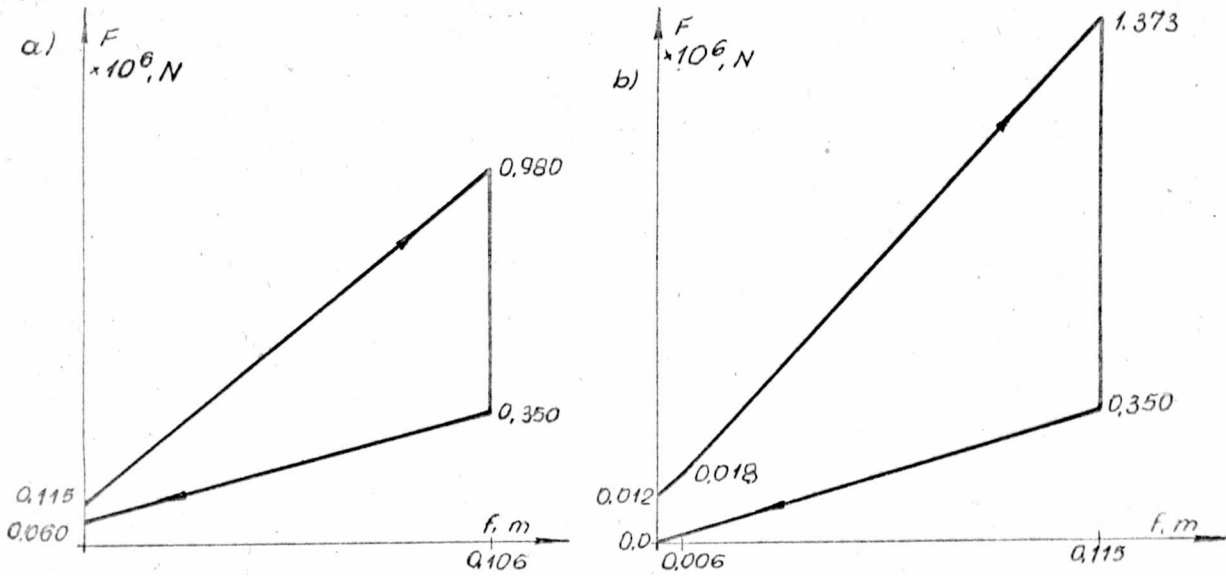
$$M_1 = 3,25 \cdot 10^4 \text{ kg} \quad , \quad M_3 = 7,00 \cdot 10^4 \text{ kg} \quad ,$$

$$v_0 = 9,5; 9,6; 11,9; 12,0; 14,9; 15,0 \frac{\text{km}}{\text{h}} \quad .$$

Z przebiegów $F_1(t)$ i $f_1(t)$ dla wagonu nabiegającego (dla wagonu stojącego brak danych) sporządzono dynamiczne charakterystyki amortyzatora, które zaaprobksymowano wielomianem stopnia pierwszego

za pomocą metody najmniejszych kwadratów, (np. [30]).

Porównując otrzymaną charakterystykę z charakterystykami statycznymi (z maszyny wytrzymałościowej) oraz zgodnie z [163], że dla amortyzatorów pierścieniowych dynamiczna i statyczna charakterystyka są prawie identyczne, przyjęto do badań symulacyjnych statyczną charakterystykę amortyzatora (rys. 1); (np. błąd przyjętej sztywności amortyzatora w fazie obciążania przy prędkości zderzenia $v_0 = 9,5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ wynosi 4,5 %).



Rys. 1. Statyczne charakterystyki amortyzatora; a - wagonu nabiegającego, b - wagonu stojącego.

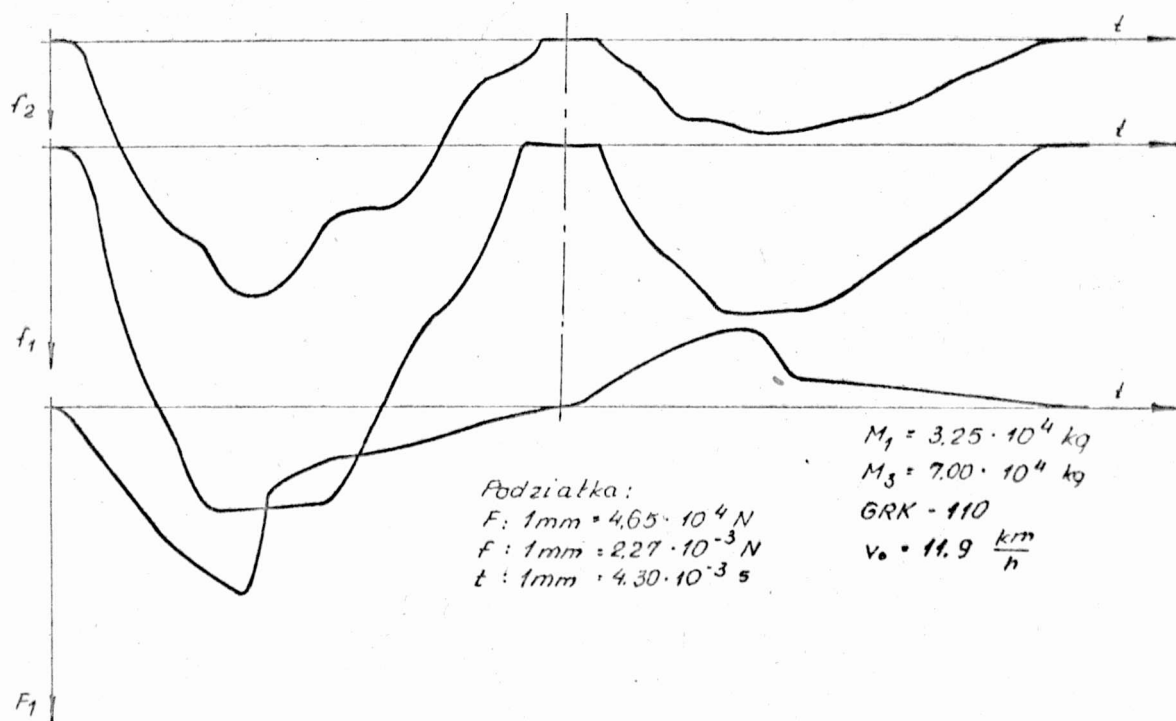
Wagony do badań doświadczalnych, 4 - osiowe węglarki serii 401 Wb załadowane żwirem i tłuczniem (mieszanina), były specjalnie przygotowane do badań doświadczalnych poprzez zamontowanie do wnętrza nadwozia przegród wewnętrznych.

W czasie badań mierzono następujące wielkości fizyczne:

- wzdłużną siłę w ramieniu sprzęgu samoczynnego za pomocą tensometrycznych czujników; błąd pomiaru ok. 2,5 % wartości maksymalnej,
- ugięcia amortyzatora za pomocą czujnika indukcyjnego; błąd pomiaru ok. 2,5 % wartości maksymalnej,
- średnia prędkość wagonu nabiegającego bezpośrednio przed zderzeniem za pomocą fotokomórek i elektronicznego stopera czasów krótkich na odcinku 0,36 m; błąd pomiaru $\pm 0,1 \frac{\text{km}}{\text{h}}$,

Przebiegi czasowe siły i ugięcia amortyzatora były rejestrowane na oscyloskopie z pamięcią.

Przykładowy przebieg siły spowodowanej zderzeniem i ugięciem amortyzatora dla wagonu nabiegającego dla $v_0 = 11,9 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Przykładowy czasowy przebieg siły i ugięcia dla wagonu nabiegającego oraz ugięcia dla wagonu stojącego dla $v_0 = 11,9 \frac{\text{km}}{\text{h}}$.

Zakres poprawności rejestracji ugięć amortyzatora jest do zblokowania (do $v_0 \approx 12,0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$).

2. Badania doświadczalne radzieckie.

Schemat zderzenia wagonów jest taki jak na rys. 25.

2.1. Badania do zblokowania amortyzatora [110]

Dane:

$$M_1 = M_3 = 8,28 \cdot 10^4 \text{ kg (wagon chłodnia załadowany skrzynkami z piaskiem),}$$

$$1,75 \leq v_0 \leq 5,5 \frac{\text{km}}{\text{h}},$$

$$k = 0,55 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}},$$

Charakterystyka amortyzatora: Załącznik 1 ($\check{S}$ -1T, o skoku $f = 0,070$ m [106]).

W czasie badań mierzono następujące wielkości fizyczne:

- siłę w ramieniu sprzęgu samoczynnego za pomocą tensometrycznych czujników,
- ugięcia amortyzatora,
- chwilową prędkość wagonu nabiegającego bezpośrednio przed zderzeniem oraz wagonu stojącego i nabiegającego po zderzeniu za pomocą taśmowych czujników zamontowanych na końcach obu wagonów. Prądowe styki ślizgające się po tych taśmach były umieszczone na stojakach obok toru.
- naprężenie w wybranych punktach konstrukcji wagonu.

W pracy nie podano dokładności pomiaru w/w wielkości fizycznych.

2.2. Badania z uwzględnieniem zblokowania amortyzatora

2.2.1. Badania z uwzględnieniem amortyzatora CNII-N6 [63]

Schemat zderzenia wagonów jak na rys. 25.

Dane:

$M_1 = M_3 = 5,2 \cdot 10^4$ kg (wagon pasażerski załadowany workami z piaskiem).

$$2,0 \leq v_0 \leq 5,0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

$$k = \begin{cases} 0,40 \cdot 10^8 \frac{\text{km}}{\text{h}} & [142] \\ 0,52 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}} & [67] \end{cases}$$

Charakterystyka amortyzatora: przedstawiono w załączniku 1 (dynamiczne charakterystyki amortyzatorów nowych: CNII-N6^{*1} i już użytkowanych: CNII-N6^{*2}).

W czasie badań mierzono następujące wielkości fizyczne:

- siłę w ramieniu sprzęgu samoczynnego za pomocą tensometrycznych czujników,
- ugięcie amortyzatora za pomocą indukcyjnych czujników przemieszczeń,
- średnią prędkość wagonu nabiegającego bezpośrednio przed zderzeniem za pomocą stopera na stałym, znanym, odcinku drogi.

Po zderzeniu wagony łączyły się, tzn. sprzęgi samoczynne zamykały się.

2.2.2. Badania bez uwzględnienia amortyzatora [110]

Schemat zderzenia wagonów jak na rys. 25..

Dane:

a) $M_1 = M_3 = 8,28 \cdot 10^4 \text{ kg}$ (wagon chłodnia załadowany skrzynkami z piaskiem),
 $k = 0,55 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}.$

$$1,5 \ll v_0 \ll 4,0 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

b) $M_1 = M_3 = 8,40 \cdot 10^4 \text{ kg}$ (wagon węglarka załadowany żwirem),
 $k = 0,808 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$

$$1,75 \ll v_0 \ll 4,5 \frac{\text{km}}{\text{h}}.$$

Podczas zderzeń wagonów amortyzatory zastąpiono elementami stalowymi o dużej sztywności.

W czasie badań mierzono następujące wielkości fizyczne:

- odkształcenia w wybranych punktach konstrukcji wagonu na długości za pomocą tensometrycznych czujników; stąd następnie określano siły w tych przekrojach spowodowane zderzeniem,
- chwilową prędkość wagonu nabiegającego bezpośrednio przed zderzeniem oraz wagonu stojącego i nabiegającego po zderzeniu metodą przedstawioną w punkcie 2.1 (Załącznik 5).

Mgr inż. Ryszard Gałąż

Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

Politechniki Wrocławskiej

Pracę złożono w Redakcji Instytutu KEM 31.05.80

ODBIORCY:

1. Biblioteka i Ośrodek Informacji Inst. KEM	2
2. Biblioteka Główna PWr	1
3. Promotor - doc. dr inż. Jerzy Marcinkowski	1
4. Recenzenci	2
5. Autor	2