ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ

MARIAN DOLIPSKI

DYNAMIKA GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH

P.3351/89

GÓRNICTWO

Z. 177
GLIWICE
1989

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1030

MARIAN DOLIPSKI

P. 3351/89

DYNAMIKA GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH

GLIWICE 1989

OPINIODAWCY
Prof. zw. dr hab. inż. Jerzy Antoniak
Prof. zw. dr hab. inż. Marek Dietrich

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY — Prof. dr hab. inż. Jan Węgrzyn
REDAKTOR DZIAŁU — Prof. dr hab. inż. Mirosław Chudek
SEKRETARZ REDAKCJI — Mgr Elżbieta Leśko

OPRACOWANIE REDAKCYJNE
Mgr Kazimiera Rymarz

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9508

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Nakład 160+85 Ark wyd. 15,8 Ark. druk. 14,375 Papier offset. kl.III 70x100 70g
Oddano do druku 3 05.89 Podpis. do druku 26.06 89 Druk ukończ. w lipcu 1989
Zam 350|89 R-16 Cena zł 316,—

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

P252 | 89

SPIS TREŚCI

Str.

WYKAZ OZNACZEŃ 13

1. WSTĘP 17

2. DYNAMIKA PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH W ŚWIETLE DOTYCHCZASOWYCH BADAŃ 20
2.1. Przenośniki z napędem i zwrotnią 20
2.1.1. Modelowanie 20
2.1.2. Badania doświadczalne 22
2.2. Przenośniki z napędem głównym i pomocniczym 23
2.2.1. Modelowanie 23
2.2.2. Badania doświadczalne 24
2.3. Ocena dotychczasowych badań 27
2.4. Wprowadzenie pojęcia stanu napięcia łańcucha 29

3. TEZY, CEL I ZAKRES PRACY 30

4. MODELOWANIE GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH 32
4.1. Przenośniki dwułańcuchowe z napędem głównym i pomocniczym 32
4.1.1. Model fizyczny 32
4.1.2. Model matematyczny 35
4.1.2.1. Modelowanie rozruchu 44
4.1.2.2. Modelowanie ruchu ustalonego 47
4.1.2.3. Modelowanie zerwania łańcucha 48
4.1.3. Macierz sztywności dynamicznej 48
4.2. Przenośniki jednołańcuchowe z napędem głównym i pomocniczym 53
4.3. Przenośniki z napędami pośrednimi 55

5. BADANIA DOŚWIADCZALNE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH Z NAPĘDEM GŁÓWNYM I POMOCNICZYM 60
5.1. Badania przenośnika na powierzchni kopalni 60
5.1.1. Stanowisko badawcze i pomiarowe 60
5.1.2. Fazy rozruchu przenośnika zgrzebłowego 66
5.1.3. Dynamika przenośnika ze sprzęgłami hydrokinetycznymi 67
5.1.3.1. Wpływ stanu napięcia łańcuchów 67
5.1.3.2. Wpływ stopnia napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych 76

Str.

5.1.4. Dynamika przenośnika ze sprzęgłami podatnymi 79
5.1.4.1. Wpływ stanu napięcia łańcuchów 79
5.1.4.2. Wpływ niejednoczesnego włączenia silników asynchronicznych 83
5.1.5. Porównanie rozruchu przenośnika ze sprzęgłami hydrokinetycznymi i podatnymi 90
5.1.5.1. Porównanie obciążeń sprzęgieł i łańcuchów 90
5.1.5.2. Porównanie spadków napięcia zasilania 93
5.1.5.3. Podsumowanie porównania 97
5.2. Pomiary w wyrobisku ścianowym 101
5.2.1. Przebiegi obciążeń dynamicznych w łańcuchach 102
5.2.2. Przebiegi poboru mocy elektrycznej przez silniki ... 104

6. WERYFIKACJA MODELU MATEMATYCZNEGO DWUŁAŃCUCHOWEGO PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO Z NAPĘDEM GŁÓWNYM I POMOCNICZYM 110
6.1. Wybór liczby stopni swobody modelu 110
6.2. Porównanie pomiarowych i obliczeniowych charakterystyk dynamicznych 110
6.3. Wpływ metody całkowania numerycznego 119

7. BADANIA MODELOWE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH Z NAPĘDEM GŁÓWNYM I POMOCNICZYM 125
7.1. Dynamika ruchu ustalonego 125
7.1.1. Częstości drgań w przenośniku zgrzebłowym 125
7.1.2. Zjawisko ruchomego węzła drgań obciążeń w łańcuchach 127
7.1.3. Analiza drgań zgrzebeł 132
7.1.4. Porównanie drgań w przenośniku z dwoma i z trzema silnikami 141
7.2. Dynamika rozruchu 147
7.2.1. Wpływ oporów ruchu gałęzi górnej i dolnej 148
7.2.2. Znaczenie spadku napięcia zasilania silników 156
7.2.3. Znaczenie stanu napięcia łańcuchów 156
7.2.4. Warunek rozruchu przenośnika zgrzebłowego 167
7.3. Znaczenie parametrów masowo-sprężystych 169
7.3.1. Przenośnik ze sprzęgłami podatnymi 169
7.3.1.1. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych 169
7.3.1.2. Wpływ momentów bezwładności układów napędowych 174
7.3.1.3. Wpływ sztywności łańcuchów 181
7.3.2. Przenośnik ze sprzęgłami hydrokinetycznymi 181
7.3.2.1. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych 183
7.4. Symulacja zerwania łańcuchów 186
7.4.1. Przenośnik ze sprzęgłami podatnymi 186
7.4.1.1. Skutki zerwania jednego łańcucha 186
7.4.1.2. Skutki zerwania dwóch łańcuchów 189

Str.

7.4.2. Przenośnik ze sprzęgłami hydrokinetycznymi 191
7.5. Zastosowanie tłumików drgań podłużnych 195

8. BADANIA MODELOWE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH Z NAPĘDAMI POŚREDNIMI 200
8.1. Stan nieluzowania łańcuchów 200
8.2. Stan stałego luzowania łańcuchów 204

9. WNIOSKI Z BADAŃ WŁASNYCH 207
9.1. Przenośniki zgrzebłowe z napędem głównym i pomocniczym ... 207
9.2. Przenośniki zgrzebłowe z napędami pośrednimi 213

10. KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ 215

LITERATURA 217

STRESZCZENIE 224

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ПЕРЕЧЕНЬ ОБОЗНАЧЕНИЙ 13

1. ВВЕДЕНИЕ 17

2. СОСТОЯНИЕ РАЗВИТИЯ ГОРНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ ПО ДАННЫМ ПРОВЕДЕННЫХ ДО НАСТОЯЩЕГО ВРЕМЕНИ ИССЛЕДОВАНИЙ 20
2.1. Конвейеры с приводом и обратной головкой 20
2.1.1. Моделирование 20
2.1.2. Экспериментальные исследования 22
2.2. Конвейеры с основным и вспомогательным приводами 23
2.2.1. Моделирование 24
2.2.2. Экспериментальные исследования 27
2.3. Оценка проведенных до настоящего времени исследований 27
2.4. Ввод понятия состояния натяжения цепи 29

3. ТЕЗИСЫ, ЦЕЛЬ И ОБЪЕМ РАЗРАБОТКИ 30

4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ГОРНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ 32
4.1. Двухцепные конвейеры с основным и вспомогательным приводами 32
4.1.1. Физическая модель 32
4.1.2. Математическая модель 35
4.1.2.1. Моделирование пуска 44
4.1.2.2. Моделирование установившегося движения 47
4.1.2.3. Моделирование разрыва цепи 48
4.1.3. Матрица динамической жесткости 48
4.2. Одноцепные конвейеры с основным и вспомогательным приводами 53
4.3. Конвейеры с промежуточными приводами 55

5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ С ОСНОВНЫМ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ ПРИВОДАМИ 60
5.1. Испытания конвейера на поверхности шахты 60
5.1.1. Испытательный и измерительный стенды 60
5.1.2. Фазы пуска скребкового конвейера 66
5.1.3. Динамика конвейера с гидромуфтами 67
5.1.3.1. Влияние состояния натяжения цепей 67
5.1.3.2. Влияние состояния заполнения гидромуфт 76

Стр.

5.1.4. Динамика конвейера с подвижными муфтами 79
5.1.4.1. Влияние состояния натяжения цепей 79
5.1.4.2. Влияние неодновременного включения асинхронных электродвигателей 83
5.1.5. Сопоставление пусков конвейера с гидромуфтами и подвижными муфтами 90
5.1.5.1. Сопоставление нагрузок на муфты и цепи 90
5.1.5.2. Сопоставление падений напряжения питания ... 93
5.1.5.3. Подведение итогов по данным сопоставления .. 97
5.2. Измерения в горной выработке 101
5.2.1. Состояние протекания динамических нагрузок в цепях .. 102
5.2.2. Процессы потребления электрической мощности электродвигателями 104

6. ПОВЕРКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВУХЦЕПНОГО СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА С ОСНОВНЫМ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ ПРИВОДАМИ 110
6.1. Выбор числа степеней свободы модели 110
6.2. Сопоставление фактически измеренных и расчетных динамических параметров 110
6.3. Влияние метода численного интегрирования 119

7. МОДЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ С ОСНОВНЫМ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ ПРИВОДОМ 125
7.1. Динамика установившегося движения 125
7.1.1. Частота колебаний в скребковом конвейере 125
7.1.2. Явление подвижного узла колебаний нагрузок в цепях .. 127
7.1.3. Анализ колебаний скребков 132
7.1.4. Сопоставление колебаний в конвейерах с двумя и тремя двигателями 141
7.2. Динамика пуска 147
7.2.1. Влияние сопротивлений движению холостой и нагруженной ветвей конвейера 148
7.2.2. Влияние падения напряжения питания электродвигателей 156
7.2.3. Значение состояния натяжения цепей 156
7.2.4. Условие запуска скребкового конвейера 167
7.3. Значение массово-упругих параметров 169
7.3.1. Конвейер с подвижными муфтами 169
7.3.1.1. Влияние значений параметров структуры приводных систем 169
7.3.1.2. Влияние моментов инерции приводных систем .. 174
7.3.1.3. Влияние жесткости цепей 181
7.3.2. Конвейер с гидромуфтами 181
7.3.2.1. Влияние величины параметров структуры приводных смстем 183
7.4. Имитация разрыва цепей 186
7.4.1. Конвейер с подвижными муфтами 186
7.4.1.1. Последствия разрыва одной цепи 186
7.4.1.2. Последствия разрыва двух цепей 189

Стр.

7.4.2. Конвейеры с гидромуфтами 191
7.5. Применение компенсаторов продольных колебаний 195

8. МОДЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ПРИВОДАМИ 200
8.1. Состояние неослабления цепей 200
8.1. Состояние непрерывного ослабления цепей 204

9. ВЫВОДЫ ИЗ СОБСТВЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ 207
9.1. Скребковые конвейеры с основным и вспомогательным приводами 207
9.2. Скребковый конвейеры с промежуточными приводами 213

10. НАПРАВЛЕНИЯ ДАЛЬНЕЙШИХ ИССЛЕДОВАНИЙ 215

ЛИТЕРАТУРА 217

РЕЗЮМЕ 224

CONTENTS

Page

LIST OF DESIGNATIONS 13

1. INTRODUCTION 17

2. DYNAMICS OF SCRAPER CONVEYORS IN THE LIGHT OF THE HITHERTO CONDUCTED STUDIES 20
2.1. Scraper conveyors with the drive and turing station 20
2.1.1. Modelling 20
2.1.2. Expermimental investigations 22
2.2. Conveyors with the main and auxiliary drive 23
2.2.1. Modelling 23
2.2.2. Experimental investigations 24
2.3. Evaluation of the hitherto conducted studies 27
2.4. Introduction of the notion of the state of tension of the chain 29

3. THESIS, AIM AND RANGE OF WORK 30

4. MODELLING OF MINE SCRAPER CONVEYORS 32
4.1. Double-chain conveyors with the main and auxiliary drive system 32
4.1.1. Physical model 32
4.1.2. Mathematical model 35
4.1.2.1. Start-up modelling 44
4.1.2.2. Modelling of stationary motion 47
4.1.2.4. Modelling of chain break 48
4.1.3. Matrix of dynamic rigidity 48
4.2. Single-chain conveyors with the main and auxiliary drive .. 53
4.3. Conveyors with intermediate drives 55

5. EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF SCRAPER CONVEYORS WITH THE MAIN AND AUXILIARY DRIVE 60
5.1. Investigations of the conveyor above ground the mine 60
5.1.1. Test and measuring stand 60
5.1.2. Start-up stages of the scraper conveyor 66
5.1.3. Dynamics of the conveyor with fluid couplings 67
5.1.3.1. Influence of chains tension state 67
5.1.3.2. Influence of the filling ratio of fluid couplings 76

Page

5.1.4. Dynamics of the conveyor with flexible couplings ... 79
5.1.4.1. Effect of chains tensioning state 79
5.1.4.2. Effect of the non-simultaneous switching on of asynchronous motors 83
5.1.5. Comparison of start-up of conveyors with fluid and flexible couplings 90
5.1.5.1. Comparison of loads of couplings and chains 90
5.1.5.2. Comparison of supply voltage drops 93
5.1.5.3. Summary of the comparison 97
5.2. Measurements in the face working 101
5.2.1. Variations of dynamic loads in the chains 102
5.2.2. Variations of the electric power consumption by the motors 104

6. VERIFICATION OF THE MATHEMATICAL MODEL OF THE DOUBLE - CHAIN SCRAPER CONVEYOR WITH THE MAIN AND AUXILIARY DRIVE 110
6.1. Selection of the number of the degrees of fredom of the model 110
6.2. Comparison of measured and calculated dynamic characteristics 110
6.3. Influence of the numerical integration method 119

7. MODEL TESTING OF SCRAPER CONVEYORS WITH THE MAIN AND AUXILIARY DRIVE 125
7.1. Dynamics of the stationary motion 125
7.1.1. Vibration frequencies in the scraper conveyor 125
7.1.2. Phenomenon of the motive point of load vibrations in chains 127
7.1.3. Analysis of scraper vibrations 132
7.1.4. Comparisons of vibrations in the conveyor with two and three motors 141
7.2. Dynamics of the start-up procedure 147
7.2.1. Effect of motion resistances ot the top and bottom strand 148
7.2.2. The significance of the supply voltage drop of the motors 156
7.2.3. The significance of the tensioning state of chains 156
7.2.4. Start-up condition of the scraper conveyor 167
7.3. The significance of mass and elastic parameters 169
7.3.1. Conveyor with flexible couplings 169
7.3.1.1. Effect of the values of parameters of the structure of drive systems 169
7.3.1.2. Effect of the moments of inertia of the drive systems 174
7.3.1.3. Effect of the chains rigidity 181
7.3.2. Conveyor with fluid couplings 181
7.3.2.1. Effect of values of parameters of the structure of drive systems 183

Page

7.4. Simulation of chains break 186
7.4.1. Conveyor with flexible couplings 186
7.4.1.1. Results of break of one chain 186
7.4.1.2. Results of break of two chain 189
7.4.2. Conveyor with fluid couplings 191
7.5. Application of longitudinal vibrations dampers 195

8. MODEL TESTING OF SCRAPER CONVEYORS WITH INTERMEDIATE DRIVES .. 200
8.1. State of chains tension 200
8.2. State of permament chains slack 204

9. CONCLUSIONS FROM OWN STUDIES 207
9.1. Scraper conveyors with the main and auxiliary drive 207
9.2. Scraper conveyors with intermediate drives 213

10. DIRECTIONS OF FURTHER INVESTIGATIONS 215

REFERENCES 217

SUMMARY 224

WYKAZ OZNACZEŃ

w tablicach i na rysunkach

AM^{R}_{SPA} - amplituda obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym podczas rozruchu

AM^{U}_{SPA} - amplituda obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym w czasie ruchu ustalonego

AS^{R}_{G} - amplituda obciążenia dynamicznego w łańcuchu gałęzi górnej podczas rozruchu

AS^{U}_{G} - amplituda obciążenia dynamicznego w łańcuchu gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego

E_{O1} - sztywność łańcucha ogniwowego górniczego nr 1

E_{O2} - sztywność łańcucha ogniwowego górniczego nr 2

M_{AK} - krytyczny moment napędowy w napędzie głównym zredukowany na wał bębna łańcuchowego

M_{BK} - krytyczny moment napędowy w napędzie pomocniczym zredukowany na wał bębna łańcuchowego

M_{OA} - moment oporowy na bębnie łańcuchowym w napędzie głównym

M_{OB} - moment oporowy na bębnie łańcuchowym w napędzie pomocniczym

M_{ns} - nominalny moment napędowy silnika asynchronicznego

M_{SHA} - moment obrotowy na wale wyjściowym sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym

$M^{(1)}_{SHA}$ - pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu, Nm

M^{max}_{SHA} - maksymalny moment obrotowy na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu, Nm

M^{min}_{SHA} - minimalny moment obrotowy na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu, Nm

M_{SHB} - moment obrotowy na wale wyjściowym sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym

$M^{(1)}_{SHB}$ - pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu, Nm

M^{max}_{SHB} - maksymalny moment obrotowy na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu, Nm

M_{SPA} - moment obrotowy na wale sprzęgła podatnego w napędzie głównym

$M_{SPA}^{(i)}$ - i-ty przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła podatnego w napędzie głównym podczas rozruchu (i = 1,2,3,4), Nm

M_{SPB} - moment obrotowy na wale sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym

$M_{SPB}^{(i)}$ - i-ty przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu (i = 1,2,3,4), Nm

M_{SSA}^{max} - maksymalny moment obrotowy na wale sprzęgła sztywnego w napędzie głównym podczas rozruchu, Nm

M_{SSB}^{max} - maksymalny moment obrotowy na wale sprzęgła sztywnego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu, Nm

N_A - pobór mocy elektrycznej przez silnik asynchroniczny w napędzie głównym

N_B - pobór mocy elektrycznej przez silnik asynchroniczny w napędzie pomocniczym

N_i - pobór mocy elektrycznej przez i-ty silnik asynchroniczny w czterosilnikowym przenośniku zgrzebłowym (i = 1,2,3,4)

n_O - liczba dodatkowych ogniw wpiętych w kontur łańcuchowy

n_{SHA} - znacznik obrotów wału wyjściowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym

n_{SHB} - znacznik obrotów wału wyjściowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym

n_{SPA} - znacznik obrotów wału sprzęgła podatnego w napędzie głównym

n_{SPB} - znacznik obrotów wału sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym

Q_A - napełnienie sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym

Q_B - napełnienie sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym

S_D^R - szczytowe obciążenia w łańcuchu gałęzi dolnej podczas rozruchu

S_G^R - szczytowe obciążenie w łańcuchu gałęzi górnej podczas rozruchu

S_G^U - szczytowe obciążenie w łańcuchu gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego

S_{O1} - napięcie wstępne łańcucha nr 1

S_{O2} - napięcie wstępne łańcucha nr 2

S_O^* - napięcie wstępne łańcucha kompensujące statyczne wydłużenia sprężyste

S_O^{**} - napięcie wstępne łańcucha kompensujące statyczne i dynamiczne wydłużenia sprężyste

$S_{(i)}$ - obciążenie w łańcuchu w miejscu położenia ogniwa tensometrycznego (i), (i = 1,2,3,4,5,6)

S_{GA} - obciążenie dynamiczne w łańcuchu gałęzi górnej w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego

S_{GB} - obciążenie dynamiczne w łańcuchu gałęzi górnej w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego

t - czas mierzony od chwili włączenia pierwszego silnika, s

t_R - czas rozruchu górniczego przenośnika zgrzebłowego, s

t_{RI} - czas trwania pierwszej fazy rozruchu przenośnika zgrzebłowego, s

t_{RII} - czas trwania drugiej fazy rozruchu przenośnika zgrzebłowego, s

t_{RIII} - czas trwania fazy porozruchowej przenośnika zgrzebłowego, s

U_A - napięcie zasilania silnika asynchronicznego w napędzie głównym

U_B - napięcie zasilania silnika asynchronicznego w napędzie pomocniczym

u_A^U - współczynnik rozdziału mocy silnika napędu głównego w czasie ruchu ustalonego

u_B^U - współczynnik rozdziału mocy silnika napędu pomocniczego w czasie ruchu ustalonego

$\Delta S_{(i)}$ - przyrost obciążenia w ogniwie tensometrycznym (i) podczas rozruchu

ΔT_{OA} - opóźnienie we włączaniu silnika asynchronicznego napędu głównego

ΔU_A - spadek napięcia zasilania silnika asynchronicznego w napędzie głównym

ΔU_B - spadek napięcia zasilania silnika asynchronicznego w napędzie pomocniczym

$\dot{\varphi}_A$ - prędkość kątowa bębna łańcuchowego w napędzie głównym

$\dot{\varphi}_B$ - prędkość kątowa bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym

ω_G - częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchu gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego

ω_{SPA} - prędkość kątowa wału sprzęgła podatnego w napędzie głównym

ω_{SPB} - prędkość kątowa wału sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym

γ - nachylenie podłużne przenośnika zgrzebłowego

γ_n - nachylenie podłużne przenośnika zgrzebłowego z dwoma silnikami napędowymi, przy którym luzy międzyogniwowe występują w miejscach zbiegania łańcuchów z obu bębnów łańcuchowych

γ_m - nachylenie podłużne przenośnika zgrzebłowego z trzema silnikami napędowymi, przy którym luzy międzyogniwowe występują w miejscach zbiegania łańcuchów z obu bębnów łańcuchowych

Znaki umowne występujące w tablicach dotyczących obciążeń szczytowych sprzęgieł posiadają następujące znaczenie:

⌜ - zmiana kierunku przyrostu momentu obrotowego,

⌜ - stagnacja momentu obrotowego,

⌜ - nagły przyrost momentu obrotowego,

- brak znaku oznacza, że przyrost momentu obrotowego posiada charakter szczytowy

1. WSTĘP

Pierwsze pociągowe układy łańcuchowe stworzył Leonardo da Vinci, którego prace opublikowane są w Kodeksie Atlantyckim [140]. Pociągowe układy łańcuchowe stały się kilka wieków później organami roboczymi przenośników łańcuchowych, których zadaniem jest transport materiałów o charakterze: nosiwa (przenośniki zgarniarkowe, członowe i zgrzebłowe), ładunku (przenośniki podwieszone i podłogowe) lub porcji materiału sypkiego (elewatory). Wymienione środki transportu stosowane są w przemyśle maszynowym, metalurgicznym, rolniczym, spożywczym i chemicznym. Najpowszechniejsze zastosowanie znalazły jednak w górnictwie węgla kamiennego, gdzie przenośniki zgrzebłowe stanowią jedyny środek transportu urobku węglowego w wyrobiskach ścianowych.

W górnictwie węgla kamiennego przenośniki zgrzebłowe stosowane są od prawie pięćdziesięciu lat. W czasie ich ewolucji zawiorały one różne typy łańcuchów pociągowych. W tej rywalizacji zwyciężył łańcuch ogniwowy, który posiada najprostszą technologię wytwarzania, a jednocześnie spełnia wszystkie wymagania stawiane łańcuchom eksploatowanym w wyrobiskach ścianowych (możliwość względnego obrotu ogniw w płaszczyźnie poziomej i pionowej, duża wytrzymałość na rozciąganie, łatwe łączenie zerwanych odcinków za pomocą ogniw złącznych). Dotychczas górnicze przenośniki zgrzebłowe posiadały jeden łańcuch, dwa łańcuchy skrajne i trzy łańcuchy. Aktualnie największe uznanie wśród użytkowników z kopalń węgla kamiennego zdobyły przenośniki zgrzebłowe z dwoma łańcuchami środkowymi. Są to łańcuchy ogniwowe górnicze wielkości 2 x 18 x 64, 2 x 26 x 92, 2 x 30 x 108, a nawet 2 x 34 x 126. Masa jednostkowa łańcucha 18 x 64 wynosi 6,5 kgm^{-1}, łańcucha 26 x 92 - 14,7 kgm^{-1}, a łańcucha 32 x 114 już 22,0 kgm^{-1}. Przenośniki te wyposażone są w dwa, trzy lub cztery układy napędowe umieszczone przy wysypie i zwrotni. Każdy z układów napędowych składa się z silnika asynchronicznego, sprzęgła hydrokinetycznego lub podatnego, reduktora i bębna łańcuchowego. Długość ścianowych przenośników zgrzebłowych stale wzrasta z powodu dążenia do obniżania kosztów wydobycia węgla związanych z drążeniem i utrzymywaniem wyrobisk chodnikowych. W kraju na razie nie przekracza ona 200 m, a za granicą osiąga już 300 m. Wzrasta również moc zainstalowanych silników asynchronicznych, osiągając w kraju 2 x 90 kW, 3 x 90 kW lub 4 x 90 kW (przenośniki standardowe), 2 x 90 + + 2 x 132 kW (przenośniki modyfikowane przez użytkowników) i 2 x 250 kW (przenośnik prototypowy), a za granicą 4 x 250 kW. Ten ciągły trend do zwiększania mocy zainstalowanych silników napędowych wynika nie tylko ze

zwiększonej wydajności ścianowych przenośników zgrzebłowych, lecz wywołany jest również występującymi często trudnościami z rozruchem przenośników załadowanych urobkiem. Konsekwencją większych mocy jest z kolei zwiększanie wielkości stosowanych łańcuchów ogniwowych górniczych wobec zdarzających się zerwań o charaktreze zmęczeniowym.

Układy napędowe wszystkich górniczych przenośników zgrzebłowych wytwarzanych w Polsce (Rybnicka Fabryka Maszyn RYFAMA) wyposażone są w sprzęgła hydrokinetyczne typu SH. Ta wytwórcza dominacja stosowania sprzęgieł hydrokinetycznych wynika z powszechnej znajomości ich następujących zalet:

- rozruch silnika asynchronicznego następuje bez jego obciążenia, mimo stałego połączenia go z reduktorem załadowanego przenośnika zgrzebłowego. Dzieje się tak w wyniku zastosowania w sprzęgle specjalnej komory rozruchowej umieszczonej po stronie napędowej za czaszą wirnika pompowego. W czasie postoju przenośnika komora rozruchowa wypełniona jest cieczą roboczą. W chwili włączenia silnika asynchronicznego napełnienie komory roboczej jest mniejsze od napełnienia nominalnego o ilość cieczy znajdującej się w komorze rozruchowej. W miarę narastania prędkości kątowej wirnika pompowego ciecz robocza pod wpływem działania sił odśrodkowych przedostaje się stopniowo przez kalibrowane otworki do komory roboczej, która wypełnia się całkowicie już po osiągnięciu przez wirnik silnika nominalnej prędkości kątowej. W wyniku stopniowego napełniania się komory roboczej wirnik turbinowy sprzęgła hydrokinetycznego (a wraz z nim reduktor, bęben łańcuchowy i łańcuch zgrzebłowy z nosiwem) rusza z opóźnieniem. Wskutek istnienia tej zwłoki możliwy jest rozruch silnika asynchronicznego w stanie odciążonym. Z badań stanowiskowych sprzęgieł hydrokinetycznych typu SH-100/75 wynika, że dla momentu oporowego równego 200 Nm opóźnienie w ruszaniu wirnika turbinowego wynosiło 0,54 s, dla 540 Nm - 0,76 s, natomiast dla 730 Nm - 0,94 s [132]. W tych przedziałach czasowych poślizg sprzęgieł hydrokinetycznych był równy 100%;
- krótkotrwałe obciążenie sieci elektrycznej prędem rozruchowym. W wyniku ruszania odciążonego silnika asynchronicznego występuje krótszy czas przejścia na stabilną część charakterystyki;
- zdolność tłumienia drgań skrętnych,
- automatyczne ograniczenie maksymalnego momentu obciążającego silnik asynchroniczny;
- możliwość nagłego zatrzymania wału trubiny sprzęgła hydrokinetycznego w przypadku zablokowania łańcucha zgrzebłowego, bez szkody dla silnika asynchronicznego. Przy unieruchomionym wirniku turbinowym sprzęgła silnik będzie rozwijał moment obrotowy wynikający ze współdziałania silnika asynchronicznego ze sprzęgłem hydrokinetycznym przy poślizgu 100% tak długo, dopóki nagrzana ciecz robocza nie wytopi bezpiecznika termicznego o temperaturze topliwości około 140°C. Wówczas gorąca ciecz robocza wypływa z komory roboczej i następuje rozsprzęglenie silnika z pozostałą częścią układu napędowego;
- możliwość rozruchu załadowanego przenośnika zgrzebłowego przy słabej sieci elektrycznej pod warunkiem odpowiedniego napełnienia sprzęgła hydrokinetycznego;
- wyrównywanie różnych obciążeń silników asynchronicznych wywołanych zmianą obciążenia przenośnika nosiwem albo współdziałaniem bębnów łańcuchowych z niejednakowo wydłużonymi odcinkami łańcucha.

Z rozeznania przeprowadzonego w krajowych kopalniach węgla kamiennego wynika [5, 70], że coraz większa liczba użytkowników dobrowolnie zastępuje w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych sprzęgła hydrokinetyczne typu SH-100/75 sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z (nawet kosztem utraty serwisu technicznego). Przyczynami skłaniającymi użytkowników do takiego postępowania są wady sprzęgieł hydrokinetycznych, do których zalicza się:

- stosowanie palnych cieczy roboczych (Hydrol),
- silna wrażliwość na napełnienie cieczą roboczą (znaczenie posiada nie tylko ilość cieczy, lecz również podłużne i poprzeczne nachylenie układów napędowych),
- dodatkowe koszty związane z obsługą i kontrolę (sprawdzanie szczelności i dokładności napełnienia oraz magazynowanie zapasów cieczy roboczej i bezpieczników termicznych),
- większy koszt wytwarzania w porównaniu ze sprzęgłami podatnymi,
- obniżenie mocy nominalnej na wale turbinowym o procentową wartość jego poślizgu w stosunku do mocy silnika asynchronicznego,
- zależność przenoszonego momentu obrotowego od dokładności wykonania wirników oraz ciężaru właściwego i lepkości cieczy roboczej,
- trudniejszy transport i montaż (masa własna sprzęgła typu SH-100/75 wynosi 110 kg w porównaniu z 62 kg sprzęgła typu SPP-100Z),
- niemożliwość współdziałania sprzęgieł hydrokinetycznych aktualnej konstrukcji z silnikami wielobiegowymi.

Połowa z wymienionych wad jest szczególnie uciążliwa dla obsługi przenośników zgrzebłowych w wyrobiskach ścianowych.

2. DYNAMIKA PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH W ŚWIETLE DOTYCHCZASOWYCH BADAŃ

Od początku projektowania przenośników łańcuchowych istniał problem obliczania obciążeń dynamicznych w łańcuchu. Pierwszą formułę matematyczną podał w 1921 roku Hanffstengel [76], według której obciążenie dynamiczne w łańcuchu równe jest potrojonemu iloczynowi masy i maksymalnego przyspieszenia łańcucha. Z formuły tej wynika jednoznacznie, że zwiększaniu liczby zębów koła łańcuchowego towarzyszy zmniejszanie maksymalnego przyspieczenia łańcucha, a tym samym jego obciążenia dynamicznego. Stwierdzenie to zaciążyło w sposób decydujący na rozwoju dotychczasowej teorii przenośników łańcuchowych. Wzór Hanffstengela w pierwotnej czy też zmodyfikowanej postaci publikowany i używany jest w dalszym ciągu [np.: 9, 11, 61, 68, 74, 105, 111, 131, 137, 138].

2.1. Przenośniki z napędem i zwrotnią

2.1.1. Modelowanie

Najbardziej powszechnym modelem fizycznym przenośnika zgrzebłowego stał się jednorodny pręt sprężysty utwierdzony dwustronnie lub jednostronnie [1, 6, 9, 11, 22, 29, 66, 96, 106, 136, 137, 138]. Utwierdzenie dwustronne miało miejsce w przypadku niewystępowania luzów międzyogniwowych w miejscu zbiegania łańcucha z napędowego koła łańcuchowego. Występowanie luzów międzyogniwowych modelowano utwierdzeniem jednostronnym. W modelu matematycznym (równania różniczkowe cząstkowe drugiego rzędu) stany te opisywano odpowiednimi warunkami brzegowymi. Zakładano, że masa układu napędowego jest nieskończenie duża. Wymuszenie drgań modelowano zmiennym w czasie przyspieszeniem końca łańcucha, spowodowanym jego współdziałaniem z napędowym kołem łańcuchowym. Funkcja przyspieszenia łańcucha w miejscu jego nabiegania na koło łańcuchowe jest funkcją okresową o okresie zazębienia łańcuchowego. Modele te służyły do obliczania obciążeń dynamicznych w łańcuchu w ruchu ustalonym przenośnika. Przy takim modelowaniu obciążenia dynamiczne w łańcuchu przebiegać będą z częstością zazębienia łańcuchowego i uzależnione będą zawsze od liczby zębów napędowego bębna łańcuchowego. Gdy okres wymuszenia pokrywa się z okresem drgań własnych, to stan taki nazywany jest rezonansem w przenośniku zgrzebłowym. Na podstawowe okresy drgań własnych podawane są następujące zależności [6, 11, 22, 114, 123, 136, 137, 138]:

$$T_o = \frac{2L}{a}, \quad \text{gdy} \quad S_o \geq S_{Okr}, \tag{2.1}$$

$$T_o = \frac{4L}{a}, \quad \text{gdy} \quad S_o < S_{Okr}, \tag{2.2}$$

gdzie:

T_o - okres drgań własnych,

L - długość przenośnika zgrzebłowego,

a - prędkość propagacji fali sprężystej,

S_o - napięcie wstępne łańcucha,

S_{Okr} - krytyczne napięcie wstępne łańcucha.

Wzory (2.1) i (2.2) otrzymano rozwiązując zagadnienia brzegowe swobodnych drgań podłużnych jednorodnego pręta sprężystego dla pierwszych wartości własnych.

W pracach [24, 25, 26, 30, 69, 87, 93, 94] przyjęto nieliniową charakterystykę tarcia zewnętrznego łańcucha i badano występowanie drgań samowzbudnych w ruchu ustalonym przenośnika. Używano do tego celu modeli o strukturze ciągłej (pręt lepkosprężysty [25, 30, 69, 93, 94]), dyskretnej o dwóch stopniach swobody [87] i dyskretno-ciągłej [24, 26]. Model fizyczny o strukturze dyskretno-ciągłej składa się z pręta lepkosprężystego (modelującego łańcuch zgrzebłowy) i czterech mas skupionych połączonych więziami lepkosprężystymi (modelującymi układ napędowy). Współdziałanie koła gniazdowego z łańcuchem ogniwowym zamodelowano okresowo zmiennym (o okresie zazębienia łańcuchowego) momentem sił obciążenia napędowego koła gniazdowego przy założeniu, że ramiona działania sił po obu stronach koła napędowego są sobie równe. Nie uwzględniano przy tym w ogóle rodzajów zazębienia łańcuchowego oraz ograniczono się tylko do stanu luzowania łańcucha. Model ten służył do wyznaczania obciążeń dynamicznych w łańcuchu w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego.

Najpełniejszy model fizyczny i matematyczny jednonapędowego przenośnika zgrzebłowego, przeznaczony do badania zjawisk dynamicznych w ruchu ustalonym, przedstawiono w [33]. Jest to model o strukturze dyskretnej (o liczbie stopni swobody zależnej od długości przenośnika), uwzględniający wartość napięcia wstępnego łańcucha, rodzaj zazębienia łańcuchowego (zazębienie normalne, nominalne i specjalne) i dowolny stan obciążenia nosiwem. Za pomocą tego modelu badano wpływ napięcia wstępnego i rodzaju zazębienia łańcuchowego na amplitudę obciążeń dynamicznych w łańcuchu w ruchu ustalonym dla przypadku zgodności częstości własnej z częstością zazębienia łańcuchowego.

Teoretyczne badania rozruchu przenośników zgrzebłowych z napędem i zwrotnią prowadzone były za pomocą modeli ciągłych i dyskretnych. Modelem ciągłym był jednostronnie utwierdzony pręt sprężysty [107, 129]. Siłę

bezwładności od zredukowanej masy układu napędowego uwzględniono w warunku brzegowym. Charakterystykę mechaniczną silnika asynchronicznego aproksymowano czterema prostymi. W pracy [137] przedstawiono model dyskretny o dwóch stopniach swobody, który ze względu na poczynione uproszczenia jest nieprzydatny do analizy rozruchu. Model dyskretny [12] posiada sześć stopni swobody. Z pierwszego równania modelu matematycznego wynika, że odcinek łańcucha łączący masę zastępczą gałęzi górnej (oznaczoną numerem 1) ze zredukowaną masą układu napędowego potraktowano jako ciało sztywne. Charakterystykę mechaniczną silnika asynchronicznego aproksymowano dwiema prostymi. W żadnym z tych modeli nie uwzględniano geometrii zazębienia łańcuchowego, podatności i struktury układu napędowego oraz wartości napięcia wstępnego łańcucha.

W [116, 118] przedstawiono model fizyczny i matematyczny jednonapędowego przenośnika zgrzebłowego, którego przeznaczeniem jest badanie zjawiska blokowania łańcucha. Modelem fizycznym jest jednostronnie utwierdzony pręt sprężysty, na którego drugim końcu umieszczono zredukowaną masę układu napędowego.

2.1.2. Badania doświadczalne

Przeprowadzone badania doświadczalne przenośników zgrzebłowych z napędem i zwrotnią miały na celu:

- pomiar obciążeń dynamicznych w łańcuchach, ze szczególnym uwzględnieniem ruchu ustalonego przenośnika [10, 34, 67, 72, 95, 114, 136],
- pomiar momentów obrotowych i prędkości kątowych w układzie napędowym podczas rozruchu [10, 134],
- zbadanie wpływu zastosowanego sprzęgła (sztywne lub hydrokinetyczne) na obciążenia dynamiczne podczas blokowania łańcucha zgrzebłowego [18],
- wykazanie, że jednym ze źródłem obciążeń dynamicznych w łańcuchu są uderzenia zgrzebeł o styki rynien [65],
- określenie znaczenia prędkości łańcucha zgrzebłowego [62, 95, 114, 115],
- wyznaczenie charakterystyki tarcia zewnętrznego łańcucha zgrzebłowego w gałęzi górnej i dolnej [62, 75, 86, 104, 117, 124].

Do najistotniejszych czynników wpływających na opory ruchu w górniczym przenośniku zgrzebłowym zalicza się: stereometrię urobku węglowego w rynnach, konstrukcję styków rynien, geometrię przekroju poprzecznego rynien, położenie łańcuchów względem rynien (środkowe lub boczne), napięcie wstępne łańcuchów, liczbę łańcuchów, wielkość łańcucha (grubość ogniwa x podziałka ogniwa), prędkość łańcucha, podłużne pochylenie przenośnika (po upadzie lub po wzniosie), poprzeczne pochylenie przenośnika (w stronę czoła ściany lub w stronę zrobów), względne pochylenie rynien, obecność miału węglowego w dolnym przedziale rynien, rodzaj nosiwa (rodzaj skały, wielkość sortymentu transportowego urobku), kształt i masę zgrzebeł, zużycie ścierne rynien i zgrzebeł oraz wilgotność rynien.

I.G. Sztokman uzyskał potwierdzenie swojej teorii na przenośniku zgrzebłowym długości 32,5 m. Takiej samej długości przenośnik badali Krot i Smirnow. J. Rzeźniczek i J. Skiba badali jednonapędowy przenośnik zgrzebłowy długości 53 m i 77 m. Na uzyskanych oscylogramach obciążeń dynamicznych w łańcuchu wyodrębniono okresy wymuszeń, okresy przejścia zgrzebeł przez bęben łańcuchowy i okresy drgań własnych. J. Antoniak i J. Suchoń badali przenośnik długości 96 m, obciążony kostkami betonowymi. Takie obciążenie przenośnika daje inną charakterystykę tarcia zewnętrznego łańcucha zgrzebłowego niż w przypadku urobku węglowego. Z badań rozruchu załadowanego przenośnika zgrzebłowego długości 90 m wynika [134], że zastosowanie sprzęgieł sztywnych lub sprzęgieł hydrokinetycznych wywiera nieznaczny wpływ na obciążenia dynamiczne w łańcuchu.

2.2. Przenośniki z napędem głównym i pomocniczym

2.2.1. Modelowanie

Wśród modeli dynamicznych o strukturze dyskretnej istnieją następujące:

- model o jednym stopniu swobody przeznaczony do matematycznej analizy drgań samowzbudnych [116, 119],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do wyznaczania momentów obrotowych na wałach bębnów łańcuchowych i poboru mocy przez silniki podczas rozruchu niezaładowanego przenośnika zgrzebłowego [97],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do badania wpływu rozdziału mocy pomiędzy napęd główny i pomocniczy na rozkład napięć wzdłuż konturu łańcuchowego tylko w przenośniku zgrzebłowym, w którym występują luzy międzyogniwowe w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego [108],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do badania wpływu zróżnicowania prędkości kątowych bębnów łańcuchowych (na skutek nabiegania odcinków łańcucha o różnej podziałce) na rozdział mocy pomiędzy napęd główny i pomocniczy, przy założeniu identycznych charakterystyk mechanicznych układów napędowych [2],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do badania samego napędu zdwojonego [80]. Badania modelowe drgań skrętnych podczas rozruchu wykazały, że niejednoczesne włączenie silników asynchronicznych w napędzie zdwojonym jest źródłem dużych obciążeń dynamicznych wszystkich elementów układu napędowego. Zostało to również potwierdzone doświadczalnie [81].

Oprócz przedstawionych modeli dyskretnych w literaturze przedmiotu istnieją modele dynamiczne o strukturze ciągłej i dyskretno-ciągłej. W pracy [78] modelem matematycznym przenośnika zgrzebłowego z napędem

głównym i pomocniczym są dwa równania różniczkowe cząstkowe drugiego rzędu opisujące ruch gałęzi górnej i dolnej z warunkami brzegowymi, uwzględniającymi momenty napędowe silników asynchronicznych i zredukowane momenty bezwładności układów napędowych. Przeznaczeniem tego modelu są teoretyczne badania rozruchu załadowanego przenośnika zgrzebłowego. Modele o strukturze dyskretno-ciągłej występują w [27, 127, 128]. W [27] gałęzie łańcuchów zamodelowano dwoma prętami lepkosprężystymi, a każdy z napędów zdwojonych zamodelowano pięcioma masami skupionymi połączonymi więziami lepko-podatnymi. Przeznaczeniem tego modelu jest wyznaczenie obciążeń dynamicznych wywołanych drganiami samowzbudnymi. Podobną budowę posiadają modele w [127, 128], z tym że uwzględniono tylko napędy pojedyncze. Ich przeznaczeniem jest badanie rozruchu i zjawiska blokowania łańcucha zgrzebłowego w ścianie kombajnowej. W opisywanych modelach dyskretno-ciągłych wykorzystano klasyczne równania różniczkowe ruchu silników asynchronicznych wyrażających zależność elektrodynamicznego momentu obrotowego silnika od prędkości kątowej wirnika [143].

2.2.2. Badania doświadczalne

W dotychczasowych badaniach doświadczalnych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym wyróżnić można ich trzy obszary:

- pomiary obciążeń dynamicznych w łańcuchach i metody ich zmniejszania,
- zagadnienie rozdziału mocy pomiędzy napęd główny i pomocniczy,
- problemy rozruchu załadowanych przenośników zgrzebłowych.

Częste zerwania łańcuchów o charakterze zmęczeniowym były powodem wielu pomiarów obciążeń dynamicznych w łańcuchach w ruchu ustalonym górniczego przenośnika zgrzebłowego i doświadczalnego wyznaczania charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej. W [114] przedstawiono wyniki pomiarów obciążeń dynamicznych w łańcuchach przenośnika zgrzebłowego o długości 79 m. Stwierdzono, że obciążenia dynamiczne w łańcuchach podczas rozruchu przenośnika z napędem głównym i pomocniczym są dwukrotnie mniejsze niż w przenośniku jednonapędowym. Zjawiska dynamiczne występujące w przenośnikach zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym pozostawiono bez wyjaśnienia, zwracając uwagę na konieczność prowadzenia dalszych badań. We wnioskach podano, że problem złagodzenia obciążeń dynamicznych w łańcuchach przenośników zgrzebłowych jest bardzo skomplikowany i praktycznie trudny do rozwiązania. Badając przenośniki zgrzebłowe o długości 200-235 m zauważono [31], że częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchach różni się od częstości zazębienia łańcuchowego. Zjawiska tego jednak nie wyjaśniono. Na podstawie pomiarów pustego przenośnika zgrzebłowego stwierdzono [141], że smarowanie łańcucha obniża amplitudę obciążeń dynamicznych w łańcuchu w ruchu ustalonym. W [100] pokazano, że największa amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu występuje przy częstotliwości 1,5 Hz i jest ona większa przy stosowaniu sprzęgieł hydrokinetycznych aniżeli w przypadku sprzęgieł sztywnych.

Silna nierównomierność obciążenia łańcuchów skrajnych [19], blokowanie łańcuchów w profilach bocznych rynien [84] oraz częste zerwania zamków bocznych były głównymi przyczynami wprowadzenia w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych łańcuchów środkowych [32].

W [15, 63] zwrócono uwagę na wymuszenia drgań łańcuchów w postaci uderzeń zgrzebeł o styki rynien. Aby wytłumić te drgania autorzy tych prac proponują, aby zgrzebła oprócz funkcji przemieszczania urobku spełniały rolę dynamicznych eliminatorów drgań. Zmieniono konstrukcję zgrzebeł (nadano im kształt sierpowaty), około dwukrotnie zwiększono ich masę oraz połączono je podatnie z łańcuchami. Na podstawie przeprowadzonych badań doświadczalnych stwierdzono obniżenie obciążeń dynamicznych w łańcuchach, zwiększenie wydajności przenośnika i zmniejszenie kruszenia węgla w rynnach. Nie przedstawiono jednak żadnych oscylogramów obciążeń dynamicznych w łańcuchach dla zgrzebeł klasycznych i sierpowatych. Opracowana metoda jest metodą eliminacji skutków. Zamiast redukować skutki, korzystniej jest wyeliminować przyczynę drgań przez zastosowanie wewnętrznych połączeń rynien [77, 144].

Dotychczas wykryto dwie przyczyny nierównomiernego poboru mocy przez silniki asynchroniczne w napędzie głównym i pomocniczym, występującego w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego. Są nimi niejednakowe charakterystyki mechaniczne układów napędowych i zróżnicowanie podziałek ogniw wzdłuż konturu łańcuchowego [59, 79, 83, 85, 113, 125, 126, 130]. Na charakterystykę mechaniczną układu napędowego wpływ wywierają charakterystyki silnika asynchronicznego i sprzęgła hydrokinetycznego. Charakterystyka wytwórcza silnika asynchronicznego zależy od dokładności wykonania (tolerancja poślizgu nominalnego wynosi ± 20% [98]), a jego charakterystyka ruchowa jest ponadto zależna od spadku napięcia zasilania na zaciskach stojana. Charakterystyki mechaniczne sprzęgieł hydrokinetycznych zależne są od wielu czynników, wśród których do najistotniejszych należą: dokładność wykonania komory roboczej (ujawniająca się w odchyłkach średnicy czynnej wirników, grubości łopatek wirników, kształtu i kąta nachylenia łopatek, średnicy przesłony oraz chropowatości powierzchni kanałów międzyłopatkowych [139]), stopień napełnienia i własności cieczy roboczej. Sprzęgła hydrokinetyczne zmiękczają stabilną część charakterystyki wyjściowej zespołu silnik - sprzęgło, dzięki czemu przyczyniają się do wyrównywania obciążeń napędu głównego i pomocniczego. Jednak niedopełnienie wymagań eksploatacyjnych (nominalne napełnienie odpowiednią cieczą roboczą) nie tylko nie poprawia, ale pogarsza rozdział obciążenia poszczególnych napędów [90, 109]. Przeciążenia są główną przyczyną uszkodzeń sprzęgieł hydrokinetycznych, których żywotność w warunkach kopalnianych nie przekracza średnio trzech miesięcy eksploatacji [101].

Zróżnicowanie podziałek ogniw łańcucha wzdłuż konturu wywołane jest odchyłkami wykonania poszczególnych ogniw, ich trwałymi odkształceniami oraz nierównomiernym zużyciem ściernym ogniw w przegubach podczas eks-

ploatacji w wyrobisku ścianowym. Szczególnie duże różnice podziałek ogniw powstają przy wymianie odcinków łańcucha (nadmiernie zużytych lub zawierających większą liczbę ogniw złącznych) bądź przy wydłużaniu przenośnika ścianowego podyktowanym procesem technologicznym urabiania. Bęben łańcuchowy współdziałający z bardziej wydłużonym odcinkiem łańcucha posiada mniejszą prędkość kątową, a napędzający go silnik asynchroniczny pobiera większą moc. W tym samym czasie spada pobór mocy silnika napędzającego drugi bęben łańcuchowy, a w skrajnym przypadku może dojść do jego pracy generatorowej [13]. Ten nierównomierny pobór mocy przez silniki asynchroniczne w napędzie głównym i pomocniczym posiada charakter okresowy, wynikający z obiegu łańcucha zgrzebłowego. Dlatego też te zmiany poboru mocy nazwano drganiami o częstości konturowej [60]. Zjawisko nierównomiernego obciążenia silników, sprzęgieł, reduktorów i bębnów łańcuchowych wywołane zróżnicowaniem podziałek ogniw wzdłuż konturu łańcuchowego można wyeliminować poprzez takie ułożenie odcinków łańcucha w konturze, aby stosunek podziałek ogniw współdziałających z bębnami łańcuchowymi był zawsze równy jedności. Ponieważ ten środek zaradczy nie spełnił oczekiwanych rezultatów w warunkach dołowych, w Ośrodku Badawczym Techniki Urabiania i Transportu Ścianowego w Essen opracowano elektrohydrauliczny układ automatycznego wyrównywania poboru mocy przez napęd główny i pomocniczy [17, 85].

Badaniem rozruchu załadowanego przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym wyposażonym w silniki dwubiegowe 20/60 kW zajmował się E.H. Henkel [78]. Badany przenośnik zgrzebłowy PFI o długości 76 m wyposażony był w skrajne łańcuchy 18 x 64. Bębny łańcuchowe o liczbie zębów równej 8 napędzane były przez reduktory o przełożeniu 24,4. W czasie tych badań mierzono momenty obrotowe na wałach bębnów łańcuchowych, pobór mocy i prędkości obrotowe wirników silników asynchronicznych oraz obciążenia w łańcuchach gałęzi górnej w środku przenośnika (ich oscylogramów nie przedstawiono) dla różnych wartości napięcia wstępnego łańcuchów z uwzględnieniem wpływu opóźnionego włączenia silnika w napędzie głównym. Rozruch badanego przenośnika zgrzebłowego przy jednoczesnym włączeniu silników trwał 1,1 s, a przy włączeniu napędu głównego z opóźnieniem 0,2 s czas trwania rozruchu przenośnika zwiększył się dwukrotnie. W [82] przedstawiono oscylogramy z badań rozruchu przenośnika zgrzebłowego przy blokowanym łańcuchu.

Wraz ze zwiększeniem długości i wydajności przenośników ścianowych pojawiły się problemy z ich uruchamianiem. Wielu badaczy zwraca uwagę na znaczenie spadku napięcia zasilania [3, 4, 14, 20, 64, 71, 73, 82, 91, 92]. Podczas przesyłania energii elektrycznej z transformatora głównego na powierzchni kopalni do przenośników ścianowych spadki napięcia zasilania występują w sieci wysokiego napięcia, wewnątrz transformatora oddziałowego oraz w kablowej sieci niskiego napięcia [71, 91]. Dopuszczalna tolerancja napięcia na zaciskach stojana silnika asynchronicznego w ruchu ustalonym wynosi $\pm$ 5% napięcia nominalnego, a rzeczywiste wartości spadków, napięcia zasilania podczas rozruchu przenośników ścianowych (mierzonych dotychczas w sposób dyskretny) wynoszą około 25% [64, 73, 92]. Tak duże spadki napięcia zasilania były przyczyną znacznych zakłóceń rozruchu załadowanych przenośników ścianowych, ponieważ moment obrotowy silnika asynchronicznego w zakresie obrotów od zera do wartości krytycznej jest wprost proporcjonalny do kwadratu napięcia zasilania. Sytuację bardzo pogarsza nieodpowiednie napełnienie sprzęgieł hydrokinetycznych [3, 14, 73, 125]. Napełnienie większe od nominalnego powoduje, że punkt pracy znajduje się na niestabilnej części charakterystyki mechanicznej silnika, a napełnienie mniejsze od nominalnego obniża moment rozruchowy na wale turbinowym. W celu ograniczenia spadku napięcia zasilania sieci elektrycznej zaproponowano [20]: zmniejszenie odległości transformatora oddziałowego od silników przenośnika, zwiększenie przekrojów przewodów zasilających silniki asynchroniczne, dobranie odpowiednich zaczepów w transformatorze oddziałowym i podniesienie poziomu napięcia zasilania z 500 do 1000 V.

2.3. Ocena dotychczasowych badań

O ile uzyskuje się pewną zgodność wyników otrzymanych ze wzoru Hanffstengela z wynikami pomiarów w krótkich przenośnikach łańcuchowych ($L < 10$ m), to wzór ten jest zupełnie nieprzydatny dla górniczych przenośników zgrzebłowych. Ze względu na przyjmowane uproszczenia i sposób modelowania mało przydatne (oprócz modelu [33]) są modele matematyczne jednonapędowych przenośników zgrzebłowych. Duże ograniczenia badawcze posiadają istniejące modele matematyczne przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym. Modele te uniemożliwiają bowiem symulację: zjawiska wykolejenia zgrzebeł, niejednakowego napięcia wstępnego łańcuchów, nierównomiernego obciążenia łańcuchów urobkiem węglowym, wszystkich stanów napięcia łańcuchów, spadku napięcia zasilania silników asynchronicznych, rodzajów zazębień łańcuchowych oraz zjawiska zerwania łańcuchów. W ogóle nie istnieje matematyczny model dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym oraz model matematyczny przenośnika zgrzebłowego z napędami pośrednimi.

Z przeprowadzonych dotychczas badań teoretycznych wynika, że obciążenia dynamiczne w łańcuchach w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego przebiegają z częstością zazębienia łańcuchowego. Wielu badaczom udało się nawet uzyskać doświadczalne potwierdzenie tego zjawiska, szczególnie na przenośnikach krótkich. Dla długości jednonapędowego przenośnika zgrzebłowego równej 51 m również autor niniejszej rozprawy uzyskał eksperymentalnie obciążenia dynamiczne w łańcuchu, których podstawowym okresem drgań był okres zazębienia łańcuchowego [34]. Uzyskiwane rezultaty były jednak przypadkowym zbiegiem okoliczności. Gdy podczas pomiarów uzyskiwano niezgodności z okresem zazębienia łańcuchowego, próbowano to w różny sposób interpretować, np.:

- że w przypadku koła gniazdowego na jeden okres zazębienia przypadają dwa ogniwa łańcucha górniczego lub
- że występuje nakładanie się drgań wymuszonych i drgań własnych (o okresach obliczanych w dodatku wzorami (2.1) i (2.2), które nie nadają się do stosowania w przenośnikach zgrzebłowych) lub
- że występuje wymuszenie z jednej strony bębna łańcuchowego (nabieganie) albo z jego obu stron (nabieganie i zbieganie) lub
- że występuje oddziaływanie zgrzebła o okresie jego przejścia przez bęben łańcuchowy lub
- że odchylenia od okresu zazębienia łańcuchowego następują w wyniku uderzeń zgrzebeł o styki rynien.

Z kolei ci badacze, którzy analizowali drgania samowzbudne, nie uwzględnieli przy tym geometrii zazębienia łańcuchowego. W rezultacie problem znaczenia poszczególnych źródeł wzbudzania drgań w ruchu ustalonym przenośników zgrzebłowych pozostaje nadal nie rozwiązany. Miarą niewiedzy o zjawiskach dynamicznych występujących w przenośnikach zgrzebłowych są duże wartości przyjmowanego współczynnika bezpieczeństwa łańcucha. W literaturze spotyka się bowiem jego wartości od 4 do 10 włącznie [7, 8, 9, 11, 68, 74, 105, 111, 131].

Z przejściowych stanów dynamicznych górniczych przenośników zgrzebłowych złagodzone zostały skutki blokowania łańcuchów na drodze eliminacji przyczyn. Na pilne rozwiązanie oczekuje problem utrudnionego rozruchu załądowanych przenośników ścianowych z łańcuchami ciężkimi (2 x 26 x 92 i większymi). Spośród przyczyn utrudniających rozruch przenośników ścianowych wskazano (bez publikacji wyników badań) na istnienie dużych spadków napięcia zasilania, nadmierne obciążenie nosiwem i nadmierne napięcie wstępne łańcuchów. Prowadzone dotychczas badania samych układów napędowych (obciążanych sztucznie), wyposażonych w sprzęgła hydrokinetyczne lub podatne, nie odtwarzają przedmiotu badania ze względu na brak istotnego oddziaływania układu łańcuchowego. Rezultatem takich badań jest przypisywanie sprzęgłom hydrokinetycznym zalet, które budzą wątpliwości w górniczych przenośnikach zgrzebłowych. Problem rozruchu nie mógł być dotąd rozwiązany, ponieważ nieznany jest warunek rozruchu przenośników zgrzebłowych. Dotychczas w ogóle nie zajmowano się badaniem wpływu zmęczeniowego zerwania łańcuchów na obciążenia dynamiczne w układach napędowych przenośnika zgrzebłowego. Te ostatnie zjawiska były prawie niemożliwe do zbadania na drodze doświadczalnej ze względów bezpieczeństwa i brak możliwości zdeterminowania miejsca i chwili zerwania, a nie istniał adekwatny model matematyczny, który by umożliwiał wykonywanie symulacji komputerowej.

W aspekcie rozruchu prowadzi się aktualnie za granicą badania nad możliwością i celowością (z ekonomicznego punktu widzenia) zastosowania w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych silników asynchronicznych o ste-

rowanym napięciu zasilania i sprzęgieł hydrokinetycznych o regulowanym napełnieniu [21, 88, 120].

W latach osiemdziesiątych firma Klöckner-Becorit zaczęła wprowadzać napędy pośrednie [121] do przenośników zgrzebłowych przeznaczonych do transportu węgla kamiennego urabianego systemem komorowo-filarowym. Nie opublikowano jednak dotąd żadnych wyników badań z tego zakresu.

2.4. Wprowadzenie pojęcia stanu napięcia łańcucha

W dynamice górniczych przenośników zgrzebłowych niezbędnym jest wprowadzenie pojęcia stanu napięcia łańcucha [39, 40], ponieważ napięcie wstępne łańcucha okazało się pojęciem niewystarczającym. Napięcie wstępne łańcucha jest to statyczne obciążenie konturu łańcuchowego w czasie postoju przenośnika, mające na celu kompensację wydłużeń sprężystych pojawiających się w ruchu. Podczas ruchu przenośnika zgrzebłowego występują wydłużenia sprężyste łańcucha o charakterze statycznym i dynamicznym. Te pierwsze są wywołane oporami ruchu, a te drugie są wynikiem występujących drgań. W zależności od relacji występującej pomiędzy oporami ruchu i intensywnością drgań a wartością napięcia wstępnego łańcuch może znajdować się w stanie nieluzowania, w stanie stałego luzowania lub w stanie okresowego luzowania. Stanem nieluzowania łańcucha nazywamy taki stan dynamiczny przenośnika zgrzebłowego, w którym nie występują luzy międzyogniwowe w łańcuchu. Oznacza to, że napięcie wstępne skompensowało całkowicie statyczne i dynamiczne wydłużenia sprężyste. W stanie stałego luzowania luzy międzyogniwowe w łańcuchu występują stale w miejscu jego zbiegania z napędowego bębna łańcuchowego, natomiast w stanie okresowego luzowania występują one okresowo. Ta część napięcia wstępnego łańcucha, która pozostaje po skompensowaniu wydłużeń sprężystych, nazywa się resztowym napięciem wstępnym. Stany napięcia łańcucha można również zdefiniować za pomocą resztowego napięcia wstępnego. Dodatniej wartości resztowego napięcia wstępnego odpowiada stan nieluzowania łańcucha, natomiast wartości zerowej i ujemnej - stan stałego luzowania. W stanie okresowego luzowania łańcucha resztowe napięcie wstępne przyjmuje na przemian wartości dodatnie lub ujemne. Fizykalnie ujemnej wartości resztowego napięcia wstępnego odpowiada zwisanie łańcucha w miejscu jego zbiegania z napędowego bębna łańcuchowego.

3. TEZY, CEL I ZAKRES PRACY

Sformułowano następujące główne tezy pracy:

1) Liczba zębów (liczba gniazd) bębnów łańcuchowych nie wywiera wpływu ani na częstość podstawową, ani na amplitudę drgań obciążeń w łańcuchach przenośników zgrzebłowych.

2) O przebiegu obciążeń dynamicznych w łańcuchach i układach napędowych podczas rozruchu i w ruchu ustalonym przenośników zgrzebłowych decyduje głównie stan napięcia łańcuchów.

Praca obejmuje swym zasięgiem dynamikę wszystkich (w aspekcie liczby napędów) górniczych przenośników zgrzebłowych, przy czym jej zasadniczą część stanowią przenośniki z napędem głównym i pomocniczym, będące przedmiotem modelowania fizycznego i matematycznego oraz badań doświadczalnych i teoretycznych. Przenośniki z napędem i zwrotnią są tylko przedmiotem przeglądu literatury, natomiast przenośniki z napędami pośrednimi zajmują rozdział poświęcony modelowaniu i badaniom modelowym ruchu ustalonego.

W górniczych przenośnikach zgrzebłowych z łańcuchami lekkimi (wielkości 18 x 64 i mniejszych) istniał problem częstego zrywania się łańcuchów o charakterze zmęczeniowym, stąd też tylu badaczy zmierzało do wykrycia przyczyn obciążeń dynamicznych w łańcuchach w ruchu ustalonym. Zastosowanie łańcuchów ciężkich (wielkości 26 x 92 i większych) znacznie zredukowało częstość zerwań, ale pojawiły się z kolei problemy z rozruchem tych przenośników.

Celem pracy w zakresie dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym jest:

- poznanie zjawisk dynamiczych występujących podczas rozruchu i w ruchu ustalonym w poszczególnych stanach napięcia łańcuchów,
- stworzenie adekwatnego modelu matematycznego,
- wprowadzenie warunku rozruchu górniczych przenośników zgrzebłowych,
- poszukiwanie możliwości redukcji obciążeń dynamicznych w łańcuchach i układach napędowych,
- poznanie reakcji górniczego przenośnika zgrzebłowego na miejsce i chwilę zmęczeniowego zerwania łańcuchów,
- doświadczalne porównanie rozruchu górniczego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75 i sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z.

Spośród przedstawionych sześciu celów pracy w zakresie górniczych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym pięć pierwszych

posiada charakter ogólny. Cel szósty, dotyczący porównania rozruchu przenośników ze sprzęgłami SH-100/75 i SPP-100Z, posiada charakter szczegółowy, a wynika z pilnych potrzeb krajowego górnictwa węgla kamiennego. Został on zrealizowany w ramach programu CPBR 1.1 na zlecenie Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG.

Z punktu widzenia statyki górniczych przenośników zgrzebłowych dobór liczby napędów pośrednich wydaje się oczywisty. Im większa jest liczba napędów pośrednich, tym mniejsze jest obciążenie statyczne w łańcuchu. Nieznana jest natomiast reakcja przenośnika zgrzebłowego na wzrost liczby napędów pośrednich w aspekcie jego dynamiki. Celem pracy w tym zakresie jest poznanie wpływu liczby napędów pośrednich na obciążenia dynamiczne w łańcuchu w ruchu ustalonym w przenośnikach zgrzebłowych, w których napędy pośrednie napędzają gałąź górną i w przenośnikach, w których napędy pośrednie napędzają jednocześnie gałąź górną i dolną.

4. MODELOWANIE GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH

Przez model rozumie się taki dający się pomyśleć lub materialnie zrealizowany układ, który, odzwierciedlając lub odtwarzając przedmiot badania, zdolny jest zastępować go tak, że jego badanie dostarcza nam nowej informacji o tym przedmiocie [135]. Definicja ta obejmuje zarówno modele abstrakcyjne, jak i modele materialne. O modelach abstrakcyjnych mówi część definicji dotycząca układu dającego się pomyśleć, który odzwierciedla przedmiot badania. W skład modeli abstrakcyjnych wchodzą modele fizyczne i modele matematyczne. Proces obmyślania modelu fizycznego na podstawie wiedzy i intuicji o znanych i przewidywanych zjawiskach dynamicznych nazywa się modelowaniem fizycznym, zaś proces tworzenia matematycznego opisu ruchu modelu fizycznego jest modelowaniem matematycznym.

4.1. Przenośniki dwułańcuchowe z napędem głównym i pomocniczym

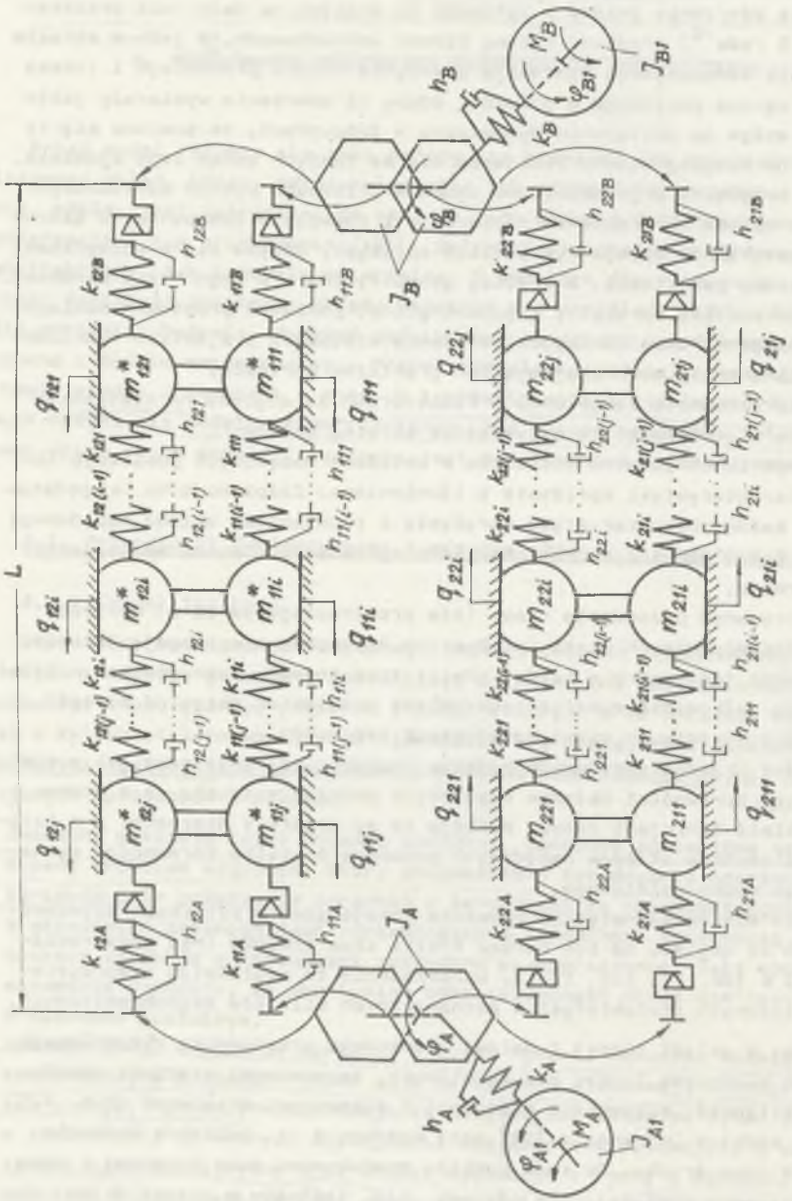
4.1.1. Model fizyczny

W procesie modelowania fizycznego dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym dokonano (na podstawie dotychczasowego stanu wiedzy, pomiarów i badań własnych oraz intuicji wynikającej z kilkunastoletniego okresu zjamowania się pociągowymi układami łańcuchowymi, zazębieniem łańcuchowym i przenośnikami łańcuchowymi) następujących uproszczeń i założeń:

- łańcuchy wykonują tylko drgania podłużne. Łańcuchy zgrzebłowe są przysypane urobkiem węglowym, który uniemożliwia ich drgania poprzeczne,
- zgrzebła oraz połączenia zgrzebeł z łańcuchami są nieodkształcalne. W górniczych przenośnikach zgrzebłowych z łańcuchami środkowymi obejmy łączące zgrzebła z łańcuchami zakładane są poprzecznie. Taki sposób mocowania powoduje, że ewentualna odkształcalność obejm nie następuje w kierunku podłużnym,
- nie występują uderzenia zgrzebeł o styki rynien. Aktualne rozwiązania konstrukcyjne połączeń rynien mają za zadanie eliminację uderzeń zgrzebeł o styki rynien. Potwierdzają to oscylogramy obciążeń dynamicznych w łańcuchach, na których nie ujawnia się częstość wynikająca z uderzeń,
- tarcie zgrzebeł o rynny oraz urobku węglowego o rynny i zastawki zamodelowano tarciem suchym [42]. Doświadczalnie wyznaczane charakterystyki tarcia zewnętrznego łańcucha zgrzebłowego i nosiwa wykazują zależność oporów ruchu od prędkości,

- zęby bębnów łańcuchowych są sztywne ze względu na ich duży przekrój poprzeczny u podstawy i niską wysokość,
- pominięto zderzenie gniazd z ogniwami ze względu na małą (nie przekraczającą 6 $rads^{-1}$) prędkość kątową bębnów łańcuchowych. W jednym okresie zazębienia łańcuchowego występuje uderzenie torusa przedniego i torusa tylnego ogniwa poziomego o gniazdo. Gdyby te uderzenia wywierały jakikolwiek wpływ na obciążenia dynamiczne w łańcuchach, to powinno się to ujawnić na oscylogramach. Tymczasem nie ma żadnych oznak tego zjawiska,
- poślizg sprężysty i geometryczny ogniw w gniazdach bębnów łańcuchowych [58] nie wpływa na promienie nabiegania i zbiegania łańcuchów. W łańcuchowym zazębieniu specjalnym poślizg sprężysty odbywa się w początkowej fazie okresu zazębienia, a poślizg geometryczny - w jego fazie końcowej. Pominięto poślizg sprężysty i geometryczny, ponieważ promienie nabiegania i zbiegania uwzględniające działanie wieloboku i zjawisko ruchliwości ogniw w przegubach obejmują ich graniczne wartości,
- pominięto sztywność zazębienia w reduktorach ze względu na nieistotne znaczenie w porównaniu ze sztywnością skrętną wałków,
- połączenia lepko-podatne elementów w układach napędowych posiadają liniowe charakterystyki sprężyste i tłumieniowe. Założono to na tej podstawie, że każdą charakterystykę sprężystą i tłumieniową układu napędowego stosowanego w górniczych przenośnikach zgrzebłowych można aproksymować linią prostą,
- w rozpatrywanym przedziale czasu (nie przekraczającym 10 s) wartości sztywności właściwych więzi sprężystych łańcuchów nie ulegają zmianie. Z założenia tego można w każdej chwili zrezygnować, lecz wówczas w każdym kroku całkowania numerycznego należy podstawiać aktualną wartość sztywności właściwych więzi sprężystych łańcuchów,
- sprawności układów napędowych podczas rozruchu są takie same jak w ruchu ustalonym. Sprawności układów napędowych podczas rozruchu są z pewnością jakimiś funkcjami czasu. Funkcje te są niestety nieznane, a w katalogach elementów układów napędowych podawane są tylko sprawności wyznaczone dla ruchu ustalonego,
- pominięto elektromagnetyczne zjawiska przejściowe w silnikach asynchronicznych ze względu na ich bardzo krótki czas trwania (nie przekraczający 0,3 s [89, 99, 110, 133]). Uproszczenie to umożliwiło wykorzystanie statycznych charakterystyk mechanicznych silników asynchronicznych.

Łańcuchy w gałęzi górnej i dolnej górniczego przenośnika zgrzebłowego zastąpiono skończoną liczbą mas skupionych, bezmasowymi więziami sprężystymi o zastępczej sztywności właściwej i elementami stykowymi (rys. 4.1). Zgodnie z modelem Lagrange'a [16] masę każdego z j odcinków łańcucha skupiono w jego środku. Do tych punktów zredukowano masę zgrzebeł i masę urobku węglowego obciążającego odcinek L/j. Łańcuchy w gałęzi dolnej podzielono również na j odcinków ze względu na krzywoliniowość trasy przenośnika ścianowego zdeterminowaną warunkami geologicznymi i techniką ura-

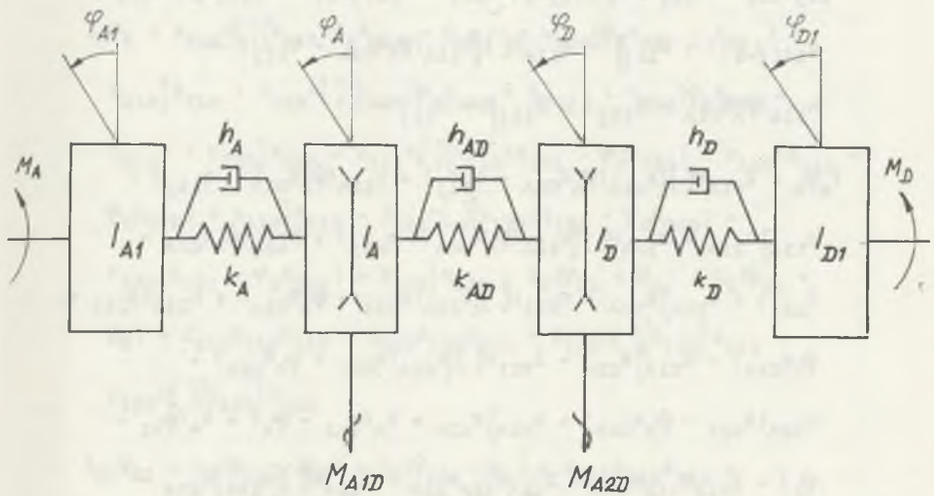


Rys. 4.1. Model fizyczny dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z pojedynczym napędem głównym i pomocniczym

Fig. 4.1. Physical model of a double-chain scraper conveyor with a single main and auxiliary drive

biania. Elementy stykowe występujące w modelu fizycznym modelują możliwość przenoszenia przez łańcuch tylko obciążeń rozciągających. Układy napędowe zastąpiono sztywnymi wielobokami (modelującymi działanie kół gniazdowych) połączonymi więziami lepko-podatnymi z bryłami obrotowymi [45, 46]. Do wieloboków zredukowano moment bezwładności bębna łańcuchowego, reduktora i członu napędzanego sprzęgła, natomiast do bryły obrotowej zredukowano moment bezwładności członu napędzającego sprzęgła i wirnika silnika asynchronicznego. Zredukowane momenty napędowe silników przyłożono do brył obrotowych. Stworzony model fizyczny o strukturze dyskretnej posiada 4 (j+1) stopni swobody. Elementy tłumieniowe narysowano linią cienką, ponieważ modelują one dodatkowe tłumienie drgań.

Model fizyczny napędu zdwojonego przedstawiono na rys. 4.2. M_{A1D} i M_{A2D} są dynamicznymi momentami sił obciążenia kół gniazdowych, natomiast k_{AD} jest sztywnością właściwą skręcenia bębna łańcuchowego, a h_{AD} - tłumieniem wewnętrznym. Wszystkie wielkości z indeksem D dotyczą drugiego układu napędowego w napędzie zdwojonym.



Rys. 4.2. Model fizyczny zdwojonego napędu głównego

Fig. 4.2. Physical model of a doubled main drive

4.1.2. Model matematyczny

Ruch modelu fizycznego dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z pojedynczym napędem głównym i pomocniczym (rys. 4.1) opisuje następujący układ nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu [45, 46, 50, 56]:

$$m^{*}_{111}\ddot{q}_{111} + Z_{111}H[\,][k_{11B}(q_{111} - \varphi_B R_{01B}) + h_{11B}(\dot{q}_{111} - \dot{\varphi}_B R_{01B}) + S_{111}] - Z_{112}H[\,][k_{111}(q_{112} - q_{111}) + h_{111}(\dot{q}_{112} - \dot{q}_{111}) + S_{111}] + W_{111} = 0$$

.....

$$m^{*}_{11i}\ddot{q}_{11i} + Z_{11i}H[\,][k_{11(i-1)}(q_{11i} - q_{11(i-1)}) + h_{11(i-1)}(\dot{q}_{11i} - \dot{q}_{11(i-1)}) + S_{11i}] - Z_{11(i+1)}H[\,][k_{11i}(q_{11(i+1)} - q_{11i}) + h_{11i}(\dot{q}_{11(i+1)} - \dot{q}_{11i}) + S_{11i}] + W_{11i} = 0$$

.....

$$m^{*}_{11j}\ddot{q}_{11j} + Z_{11j}H[\,][k_{11(j-1)}(q_{11j} - q_{11(j-1)} + h_{11(j-1)}(\dot{q}_{11j} - \dot{q}_{11(j-1)}) + S_{11j}] - Z_{11A}H[\,][k_{11A}(\varphi_A R_{01A} - q_{11j}) + h_{11A}(\dot{\varphi}_A R_{01A} - \dot{q}_{11j}) + S_{11j}] + W_{11j} = 0$$

$$I_A\ddot{\varphi}_A + Z_{11A}H[\,][k_{11A}(\varphi_A R_{01A} - q_{11j}) + h_{11A}(\dot{\varphi}_A R_{01A} - \dot{q}_{11j}) + S_{11A}]R_{11A} + Z_{12A}H[\,][k_{12A}(\varphi_A R_{02A} - q_{12j}) + h_{12A}(\dot{\varphi}_A R_{02A} - \dot{q}_{12j}) + S_{12A}]R_{12A} - Z_{211}H[\,][k_{21A}(q_{211} - \varphi_A R_{01A}) + h_{21A}(\dot{q}_{211} - \dot{\varphi}_A R_{01A}) + S_{21A}]R_{21A} - Z_{221}H[\,][k_{22A}(q_{221} - \varphi_A R_{02A}) + h_{22A}(\dot{q}_{221} - \dot{\varphi}_A R_{02A}) + S_{22A}]R_{22A} = k_A(\varphi_{A1} - \varphi_A) + h_A(\dot{\varphi}_{A1} - \dot{\varphi}_A) + Z_{11A}S_{11A}R_{11A} + Z_{12A}S_{12A}R_{12A} - Z_{21A}H[\,][S_{21A}]R_{21A} - Z_{22A}H[\,][S_{22A}]R_{22A}$$

$$I_{A1}\ddot{\varphi}_{A1} + k_A(\varphi_{A1} - \varphi_A) + h_A(\dot{\varphi}_{A1} - \dot{\varphi}_A) + Z_{11A}S_{11A}R_{11A} + Z_{12A}S_{12A}R_{12A} - Z_{21A}H[\,][S_{21A}]R_{21A} - Z_{22A}H[\,][S_{22A}]R_{22A} = M_A$$

$$m_{211}\ddot{q}_{211} + Z_{211}H[\,][k_{21A}(q_{211} - \varphi_A R_{01A}) + h_{21A}(\dot{q}_{211} - \dot{\varphi}_A R_{01A}) + S_{211}] - Z_{212}H[\,][k_{211}(q_{212} - q_{211}) + h_{211}(\dot{q}_{212} - \dot{q}_{211}) +$$

$$S_{211}] + W_{211} = 0$$

.....

$$m_{21i}\ddot{q}_{21i} + Z_{21i}H[\,][k_{21(i-1)}(q_{21i} - q_{21(i-1)}) + h_{21(i-1)}(\dot{q}_{21i} - \dot{q}_{21(i-1)}) + S_{21i}] - Z_{21(i+1)}H[\,][k_{21i}(q_{21(i+1)} - q_{21i}) + h_{21i}(\dot{q}_{21(i+1)} - \dot{q}_{21i}) + S_{21i}] + W_{21i} = 0$$

.....

$$m_{21j}\ddot{q}_{21j} + Z_{21j}H[\,][k_{21(j-1)}(q_{21j} - q_{21(j-1)}) + h_{21(j-1)}(\dot{q}_{21j} - \dot{q}_{21(j-1)}) + S_{21j}] - Z_{21B}H[\,][k_{21B}(\varphi_B R_{01B} - q_{21j}) + h_{21B}(\dot{\varphi}_B R_{01B} - \dot{q}_{21j}) + S_{21j}] + W_{21j} = 0$$

$$I_B\ddot{\varphi}_B + Z_{21B}H[\,][k_{21B}(\varphi_B R_{01B} - q_{21j}) + h_{21B}(\dot{\varphi}_B R_{01B} - \dot{q}_{21j}) + S_{21B}]R_{21B} + Z_{22B}H[\,][k_{22B}(\varphi_B R_{02B} - q_{22j}) + h_{22B}(\dot{\varphi}_B R_{02B} - \dot{q}_{22j}) + S_{22B}]R_{22B} - Z_{111}H[\,][k_{11B}(q_{111} - \varphi_B R_{01B}) + h_{11B}(\dot{q}_{111} - \dot{\varphi}_B R_{01B}) + S_{11B}]R_{11B} - Z_{121}H[\,][k_{12B}(\dot{q}_{121} - \dot{\varphi}_B R_{02B}) + h_{12B}(\dot{q}_{121} - \dot{\varphi}_B R_{02B}) + S_{12B}]R_{12B} = k_B(\varphi_{B1} - \varphi_B) + h_B(\dot{\varphi}_{B1} - \dot{\varphi}_B) + Z_{21B}S_{21B}R_{21B} + Z_{22B}S_{22B}R_{22B} - Z_{11B}H[\,][S_{11B}]R_{11B} - Z_{12B}H[\,][S_{12B}]R_{12B}$$

$$I_{B1}\ddot{\varphi}_{B1} + k_B(\varphi_{B1} - \varphi_B) + h_B(\dot{\varphi}_{B1} - \varphi_B) + Z_{21B}S_{21B}R_{21B} + Z_{22B}S_{22B}R_{22B} - Z_{11B}H[\,][S_{11B}]R_{11B} - Z_{12B}H[\,][S_{12B}]R_{12B} = M_B$$

$i = 2,3,\ldots, j-1$

$l = 1,2,$ (4.1)

gdzie:

q - współrzędne translacyjne,

φ - współrzędne rotacyjne (indeks A dotyczy napędu głównego, indeks B - napędu pomocniczego),

$H[\,]$ - funkcja Heaviside'a (nawias kwadratowy oznacza zawartość argumentu funkcji Heaviside'a),

S - obciążenie statyczne w łańcuchu (będące funkcją oporów ruchu, resztowego napięcia wstępnego i współczynnika rozdziału mocy),

Z - współczynnik dotyczący zerwania łańcucha (w przypadku niewystępowania zerwania łańcuchów $Z = 1$),

h - zastępczy współczynnik tłumienia dodatkowych tłumików drgań podłużnych łańcucha,

R_{11A}, R_{12A} - funkcje promieni nabiegania łańcucha nr 1 i nr 2 na bęben łańcuchowy napędu głównego,

R_{21B}, R_{22B} - funkcje promieni nabiegania łańcucha nr 1 i nr 2 na bęben łańcuchowy napędu pomocniczego,

R_{21A}, R_{22A} - funkcje promieni zbiegania łańcucha nr 1 i nr 2 z bębna łańcuchowego napędu głównego,

R_{11B}, R_{12B} - funkcje promieni zbiegania łańcucha nr 1 i nr 2 z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego,

R_{01A}, R_{02A} - promienie podziałowe kół gniazdowych bębna łańcuchowego A,

R_{01B}, R_{02B} - promienie podziałowe kół gniazdowych bębna łańcuchowego B,

h_A, h_B - zastępczy współczynnik tłumienia w napędzie głównym i pomocniczym,

M_A, M_B - moment napędowy silnika asynchronicznego w napędzie głównym i pomocniczym zredukowany na wał bębna łańcuchowego.

W oznaczeniach m^*, q, Z, R, S, W z indeksami trójznakowymi pierwszy znak oznacza numer gałęzi (1 - gałąź górna, 2 - gałąź dolna), drugi znak oznacza numer łańcucha, a trzeci - położenie na konturze łańcuchowym.

Zastępcze drgające masy skupione gałęzi łańcuchów wyznacza się z zależności:

- dla gałęzi górnej

$$m^*_{1li} = \frac{L}{j}\left(m_k + \frac{m_z}{2p_z} + c_{uli}m_{uli}\right), \tag{4.2}$$

- dla gałęzi dolnej

$$m_{2li} = \frac{L}{j}\left(m_k + \frac{m_z}{2p_z}\right), \tag{4.3}$$

gdzie:

$i = 1,2,\ldots,j$,

L - długość przenośnika zgrzebłowego,

m_k - jednostkowa masa łańcucha ogniwowego,

m_z - masa zgrzebła,

p_z - podziałka zgrzebeł,

m_{uli} - jednostkowa masa urobku węglowego,

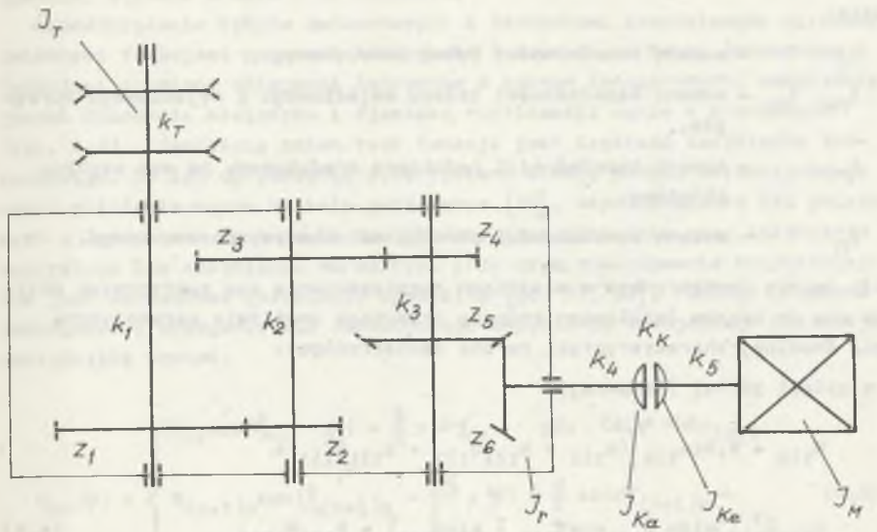
c_{uli} - współczynnik udziału masy urobku węglowego w drganiach łańcucha.

Sztywność właściwą więzi sprężystych łańcuchów wyznacza się z zależności:

$$k_{1li} = k_{2li} = \frac{jE_{Oli}}{L}, \tag{4.4}$$

gdzie E_{Oli} - sztywność odcinka łańcucha ogniwowego pomiędzy masami zastępczymi.

Zredukowaną sztywność właściwą skręcania elementu układu napędowego przenośnika zgrzebłowego wyznacza się z zasady równowartości sztywności właściwej skręcania tego elementu w układzie wyjściowym i zredukowanym. Po dodatkowym wykorzystaniu zasady szeregowego połączenia elementów sprężystych zredukowana sztywność właściwa skręcania układu napędowego (rys. 4.3) jest równa:



Rys. 4.3. Schemat kinematyczny układu napędowego górniczego przenośnika zgrzebłowego

Fig. 4.3. Kinematic scheme of the drive system of a mine scraper conveyor

$$k_A = k_B = \left\{ \frac{1}{k_T} + \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 + \frac{1}{k_3}\left(\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}\right)^2 + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{1}{k_4} + \frac{1}{k_K} + \frac{1}{k_5}\right)\left(\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}\right)^2 \right\}^{-1}, \qquad (4.5)$$

gdzie:

$k_1,\ldots,k_5$ - sztywności właściwe skręcania poszczególnych wałków,

$z_1,\ldots,z_6$ - liczby zębów kół zębatych,

k_K - sztywność właściwa skręcania sprzęgła,

k_T - sztywność właściwa skręcania bębna łańcuchowego.

Momenty bezwładności układu napędowego zredukowane na wał bębna łańcuchowego oblicza się następująco:

$$I_A = I_B = I_T + (I_{Ka} + I_r)\left(\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}\right)^2, \qquad (4.6)$$

$$I_{A1} = I_{B1} = (I_M + I_{Ke})\left(\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}\right)^2, \qquad (4.7)$$

gdzie:

I_T - moment bezwładności bębna łańcuchowego,

I_{Ke}, I_{Ka} - moment bezwładności członu wejściowego i wyjściowego sprzęgła,

I_r - moment bezwładności reduktora zredukowany na wał szybkoobrotowy,

I_M - moment bezwładności wirnika silnika asynchronicznego.

Siły tarcia zewnętrznego w miejscach rozmieszczenia mas zastępczych oblicza się ze wzorów (wielomian stopnia trzeciego umożliwia matematyczny opis dowolnej charakterystyki tarcia zewnętrznego):

- w gałęzi górnej (ładownej)

$$W_{1li} = 9{,}81 m_{1li}\left[(a_{1li} + b_{1li}\dot{q}_{1li} + c_{1li}\dot{q}_{1li}^2 + \right.$$

$$\left. d_{1li}\dot{q}_{1li}^3)\operatorname{sign}\dot{q}_{1li}\cos\gamma_{1li} \mp \sin\gamma_{1li}\right] + F_{1li}\mu_{1li}, \qquad (4.8)$$

- w gałęzi dolnej (próżnej)

$$W_{2li} = 9{,}81 m_{2li}\left[(a_{2li} + b_{2li}\dot{q}_{2li} + c_{2li}\dot{q}_{2li}^2 + \right.$$

$$\left. d_{2li}\dot{q}_{2li}^3)\operatorname{sign}\dot{q}_{2li}\cos\gamma_{2li} \pm \sin\gamma_{2li}\right] + F_{2li}\mu_{2li}, \qquad (4.9)$$

gdzie:

$i = 1,2,\ldots,j$,

a, b, c, d - współczynniki aproksymacji charakterystyki tarcia zewnętrznego,

$\dot{q}$ - prędkość łańcucha,

γ - nachylenie podłużne odcinka L/j przenośnika zgrzebłowego,

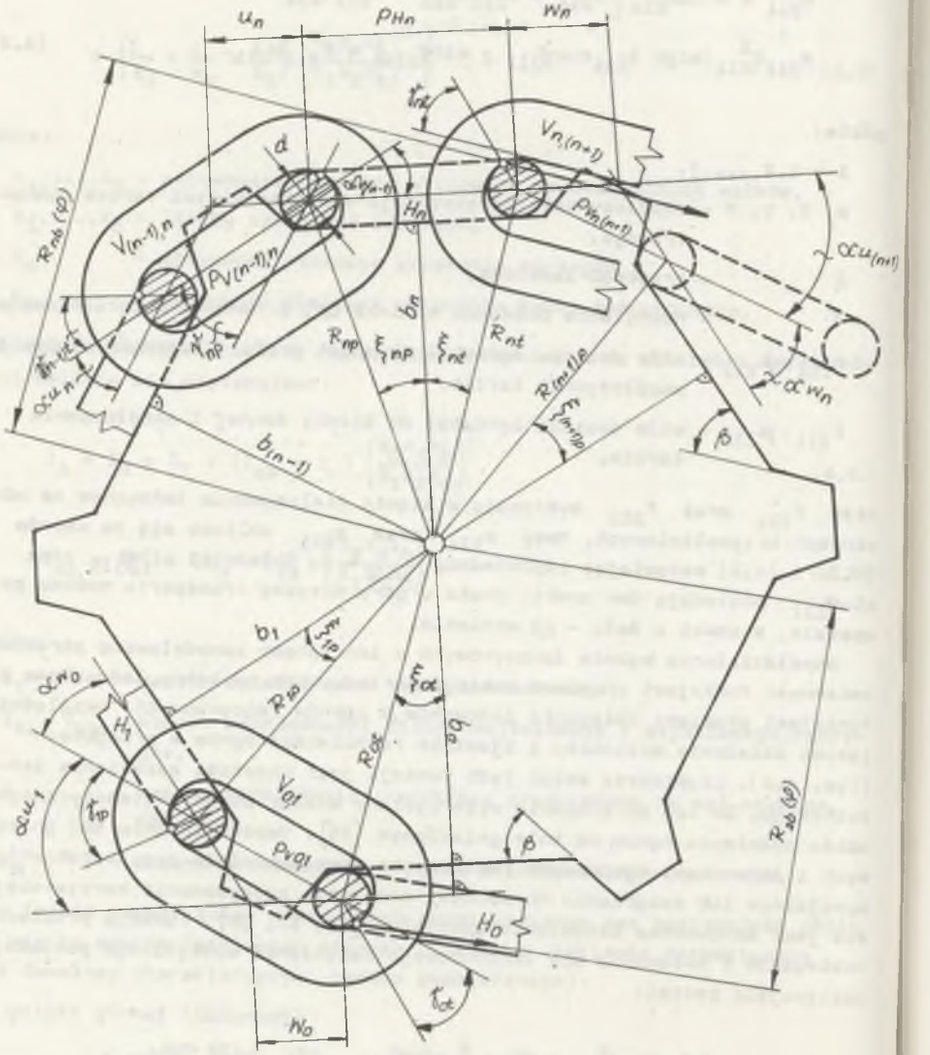
F_{1li}, μ_{1li} - siła docisku zgrzebeł do półek profili bocznych rynien i współczynnik tarcia,

F_{2li}, μ_{2li} - siła docisku zgrzebeł do blachy dennej i współczynnik tarcia.

Siły F_{1li} oraz F_{2li} występują w stanie nieluzowania łańcuchów na odcinkach krzywoliniowych. Masy m_{1li} oraz m_{2li} oblicza się ze wzorów (4.2) i (4.3) wstawiając odpowiednio $c_{uli} = 1$. Składniki $\sin\gamma_{1li}$ oraz $\sin\gamma_{2li}$ posiadają dwa znaki. Znaki u góry dotyczą transportu nosiwa po upadzie, a znaki u dołu - po wzniosie.

Współdziałanie bębnów łańcuchowych z łańcuchami zamodelowano okresowo zmiennymi funkcjami promieni nabiegania łańcuchów na bębny łańcuchowe i funkcjami promieni zbiegania łańcuchów z bębnów łańcuchowych, uwzględniającymi działanie wieloboku i zjawisko ruchliwości ogniw w przegubach (rys. 4.4). Częstością zmian tych funkcji jest częstość zazębienia łańcuchowego. Do ich opracowania wykorzystano własną metodę matematycznego opisu położenia ogniw na kole gniazdowym [35]. Współdziałanie kół gniazdowych z łańcuchami ogniwowymi realizowane jest aktualnie przy zazębieniu specjalnym lub zazębieniu normalnym, przy czym zdecydowanie korzystniejsze jest łańcuchowe zazębienie specjalne [36, 37, 38]. Funkcje promieni nabiegania i zbiegania dla łańcuchowego zazębienia specjalnego posiadają następującą postać:

$$R_{nb}(\varphi) = \begin{cases} R_{nt}\cos(\xi_{nt} - \varphi) + \frac{d}{2}\sin\gamma_{nt}, & \text{gdy } 0 \leq \varphi < \alpha u_{(n+1)} \\ R_{(n+1)p}\cos(\xi_{(n+1)p} - \frac{2\pi}{z} + \varphi) + \frac{d}{2}\sin(\gamma_{(n+1)p} - & \\ \alpha u_{(n+1)} + \varphi), & \text{gdy } \alpha u_{(n+1)} \leq \varphi < \frac{2\pi}{z} \end{cases} \qquad (4.10)$$



Rys. 4.4. Geometria łańcuchowego zazębienia specjalnego
Rys. 4.4. Geometry of special chain meshing

$$R_{zb}(\varphi) = \begin{cases} R_{ot}\cos(\xi_{ot} - \varphi) + \frac{d}{2}\sin(\gamma_{ot} + \alpha u_1 - \varphi), & \text{gdy } 0 \leq \varphi < \alpha u_1 \\ R_{1p}\cos(\xi_{1p} - \frac{2\pi}{z} + \varphi) + \frac{d}{2}\sin\gamma_{1p}, & \text{gdy } \alpha u_1 \leq \varphi < \frac{2\pi}{z} \end{cases} \tag{4.11}$$

przy czym

$$\gamma_{nt} = \begin{cases} \frac{m\varphi}{1-m}, & \text{gdy } 0 \leq \varphi < \frac{(1-m)\rho_o}{m} \\ \rho_o & \text{gdy } \varphi \geq \frac{(1-m)\rho_o}{m} \end{cases} \tag{4.12}$$

$$\gamma_{(n+1)p} = \begin{cases} \frac{m(\varphi - \alpha u_{(n+1)})}{1-m}, & \text{gdy } \alpha u_{(n+1)} \leq \varphi < \alpha u_{(n+1)} + \frac{(1-m)\rho_o}{m} \\ \rho_o & \text{gdy } \varphi \geq \alpha u_{(n+1)} + \frac{(1-m)\rho_o}{m} \end{cases} \tag{4.13}$$

$$\gamma_{ot} = \begin{cases} \rho_o & \text{gdy } 0 \leq \varphi < \alpha u_1 - \frac{(1-m)\rho_o}{m} \\ \frac{m(\alpha u_1 - \varphi)}{1-m}, & \text{gdy } \alpha u_1 - \frac{(1-m)\rho_o}{m} \leq \varphi < \alpha u_1 \end{cases} \tag{4.14}$$

$$\gamma_{1p} = \begin{cases} \rho_o & \text{gdy } \alpha u_1 \leq \varphi < \frac{2\pi}{z} - \frac{(1-m)\rho_o}{m} \\ \frac{m(\frac{2\pi}{z} - \varphi)}{1-m}, & \text{gdy } \varphi \geq \frac{2\pi}{z} - \frac{(1-m)\rho_o}{m} \end{cases} \tag{4.15}$$

gdzie:

$R_{nb}(\varphi)$ - funkcja promienia nabiegania łańcucha ogniwowego na koło gniazdowe,

$R_{zb}(\varphi)$ - funkcja promienia zbiegania łańcucha ogniwowego z koła gniazdowego,

φ - kąt obrotu koła gniazdowego,

z - liczba zębów (gniazd) koła gniazdowego,

m - moduł przegubu łańcucha ogniwowego,

d - grubość ogniwa,

ρ_o - kąt tarcia w przegubie łańcucha ogniwowego,

γ_{ot}, γ_{nt} - kąty toczne w przegubach tylnych,

γ_{1p}, $\gamma_{(n+1)p}$ - kąty toczne w przegubach przednich,

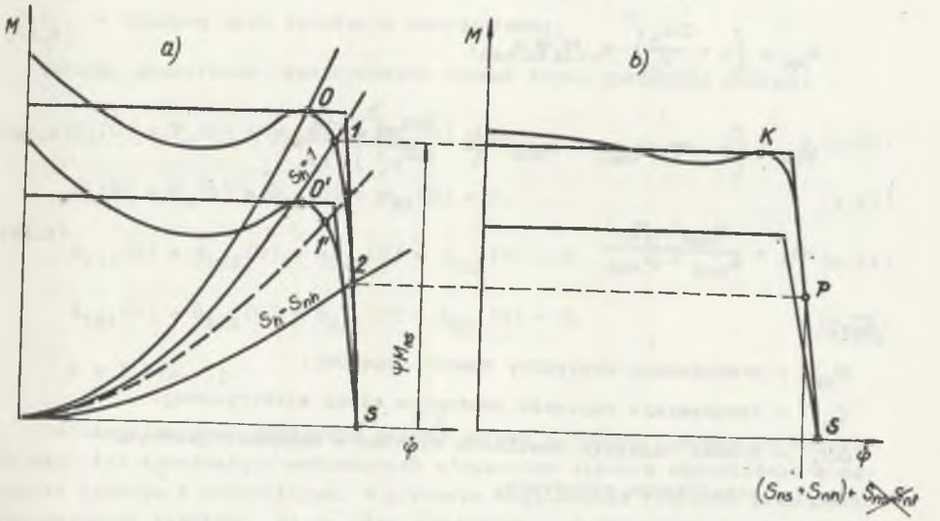
R_{1p}, $R_{(n+1)p}$ - odległości środków przednich przegubów międzyogniwowych od osi koła gniazdowego,

R_{ot}, R_{nt} - odległości środków tylnych przegubów międzyogniwowych od osi koła gniazdowego.

4.1.2.1. Modelowanie rozruchu

Do napędu górniczych przenośników zgrzebłowych stosowane są aktualnie silniki asynchroniczne posiadające moment rozruchowy większy niż moment krytyczny. Przykładowo, moment rozruchowy silnika asynchronicznego o mocy 90 kW posiada wartość 2,7 M_{ns}, natomiast moment krytyczny jest równy 2,4 M_{ns} (M_{ns} = 582 Nm). W takiej sytuacji statyczną charakterystykę mechaniczną silnika asynchronicznego można aproksymować dwiema prostymi: prostą poziomą przechodzącą przez punkt krytyczny O i prostą nachyloną przechodzącą przez punkty S i 2 (rys. 4.5a). Punkt S odpowiada prędkości synchronicznej, natomiast punkt 2 - poślizgowi nominalnemu silnika. Po spadku napięcia zasilania prosta pozioma aproksymowanej charakterystyki statycznej silnika przechodzi przez punkt O'.

O poprawnym współdziałaniu silnika asynchronicznego ze sprzęgłem hydrokinetycznym decyduje odpowiedni dobór charakterystyki sprzęgła przy s_h = = 1. Chodzi mianowicie o to, aby charakterystyka sprzęgła hydrokinetycznego przy nominalnym napełnieniu i poślizgu równym 100% przecinała charakterystykę silnika w punkcie 1, a nie w punkcie O (rys. 4.5a). Jest to bardzo istotne, ponieważ sprzęgło hydrokinetyczne jest wrażliwe na dokładność napełnienia cieczą roboczą. Przy napełnieniu sprzęgła większym od nominalnego charakterystyka jego będzie przecinać charakterystykę silnika w punkcie powyżej punktu 1. Obszar pomiędzy parabolami 1 i O zapewnia jeszcze poprawne współdziałanie silnika ze sprzęgłem hydrokinetycznym. Jest to jakby zakres bezpieczeństwa poprawności działania tego zespołu. Gdyby charakterystyka sprzęgła przy napełnianiu nominalnym i poślizgu równym 100% przecinała charakterystykę silnika w punkcie O, to przy niedokładności napełnienia sprzęgła w obszarze $Q > Q_n$ punkt pracy znalazłby się na niestabilnej części charakterystyki silnika asynchronicznego. Wówczas przez uzwojenie silnika przepływać będzie duży prąd powodujący jego nagrzewanie się. W takiej sytuacji rozruch staje się utrudniony lub nie-



Rys. 4.5. Rzeczywiste (linie krzywe) i aproksymowane (linie proste) charakterystyki napędowe

a) silnika asynchronicznego do górniczych przenośników zgrzebłowych, b) zespołu silnika asynchroniczny - sprzęgło hydrokinetyczne (składnik S_{ns} S_{nh} pominięto jako bardzo mały)

Fig. 4.5. Real (curved lines) and approximated (straight lines) drive characteristics of the

a) asynchronous motor for mine scraper conveyors, b) assembly asynchronous motor - fluid coupling (component S_{ns} S_{nh} has been omitted, for it has a very low value)

możliwy, a sprzęgło hydrokinetyczne nie spełnia swojej zasadniczej roli, jaką jest zabezpieczenie silnika przed przeciążeniem.

Na wale turbinowym sprzęgła hydrokinetycznego uzyskuje się moment obrotowy o postaci przedstawionej na rys. 4.5b. Sprzęgło hydrokinetyczne powoduje wygładzenie momentu napędowego silnika asynchronicznego. Wyjściową charakterystykę mechaniczną zespołu silnik asynchroniczny - sprzęgło hydrokinetyczne aproksymowano prostą poziomą przechodzącą przez punkt K i prostą nachyloną przechodzącą przez punkty S i P (punkt P odpowiada sumarycznemu poślizgowi nominalnemu silnika i sprzęgła).

Zredukowany moment napędowy silnika w napędzie głównym wyznacza się z zależności:

$$M_A = \begin{cases} M_{AK} & \text{gdy } 0 \leq \dot{\varphi}_{A1} \leq \dot{\varphi}_{AR}, \\ MS_A\left(1 - \frac{i_{rA}}{\dot{\varphi}_o}\dot{\varphi}_{A1}\right), & \text{gdy } \dot{\varphi}_{A1} > \dot{\varphi}_{AR} \end{cases} \qquad (4.16)$$

przy czym:

$$M_{AK} = \left(1 - \frac{\Delta U_A}{U_n}\right)^2 i_{rA}\eta_A\Psi_A M_{nsA}, \tag{4.17}$$

$$\dot{\varphi}_{AR} = \left[1 - \Psi_A(s_{nsA} + s_{nhA})\left(1 - \frac{\Delta U_A}{U_n}\right)^2\right]\frac{\dot{\varphi}_o}{i_{rA}}, \tag{4.18}$$

$$MS_A = \frac{M_{nsA} i_{rA}\eta_A}{s_{nsA} + s_{nhA}}, \tag{4.19}$$

gdzie:

M_{AK} - zredukowany krytyczny moment napędowy,

U_n - rzeczywiste napięcie nominalne sieci elektrycznej,

ΔU_A - spadek napięcia zasilania silnika w napędzie głównym,

i_{rA} - przełożenie reduktora,

η_A - sprawność układu napędowego,

M_{nsA} - nominalny moment napędowy silnika napędu głównego,

Ψ_A - współczynnik wielokrotności momentu nominalnego silnika w napędzie głównym,

s_{nsA} - rzeczywisty poślizg nominalny silnika asynchronicznego,

s_{nhA} - rzeczywisty poślizg nominalny sprzęgła hydrokinetycznego,

$\dot{\varphi}_o$ - prędkość synchroniczna wirnika silnika.

Zredukowany moment napędowy silnika w napędzie pomocniczym otrzymuje się wstawiając we wzorach (4.16)-(4.19) indeks B zamiast indeksu A.

W układach napędowych ze sprzęgłami podatnymi współczynniki Ψ_A i Ψ_B są stosunkami momentu krytycznego silnika do jego momentu nominalnego, natomiast $s_{nhA} = s_{nhB} = 0$. W układach napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi wartości współczynników Ψ_A i Ψ_B zależą od konstrukcji i napełnienia sprzęgieł (rys. 4.5).

Niejednoczesne włączanie silników napędowych w przenośniku zgrzebłowym zamodelowano w postaci:

$$M_A = \begin{cases} 0 & \text{gdy } 0 \leqslant t_s < \Delta T_{OA} \\ M_{AK}, & \text{gdy } t_s \geqslant \Delta T_{OA} \end{cases}, \tag{4.20}$$

$$M_B = M_{BK}, \quad \text{gdy } 0 \leqslant t_s < \Delta T_{OA}, \tag{4.21}$$

gdzie:

ΔT_{OA} - opóźnienie we włączaniu silnika napędu głównego,

t_s - bieżący czas symulacji komputerowej.

Warunki początkowe różniczkowych równań ruchu posiadają postać:

$$\varphi_A(0) = \varphi_B(0) = \varphi_{A1}(0) = \varphi_{B1}(0) = 0, \tag{4.22}$$

$$\dot{\varphi}_A(0) = \dot{\varphi}_B(0) = \dot{\varphi}_{A1}(0) = \dot{\varphi}_{B1}(0) = 0, \tag{4.23}$$

$$q_{11i}(0) = q_{12i}(0) = q_{21i}(0) = q_{22i}(0) = 0, \tag{4.24}$$

$$\dot{q}_{11i}(0) = \dot{q}_{12i}(0) = \dot{q}_{21i}(0) = \dot{q}_{22i}(0) = 0, \tag{4.25}$$

$i = 1,2,\ldots,j$

Poszczególne masy zastępcze gałęzi górnej i dolnej ruszają po dojściu do nich fal sprężystych wzbudzonych włączeniem silnika odpowiednio w napędzie głównym i pomocniczym. W procesie modelowania rozruchu przenośnika zgrzebłowego założono, że po włączeniu silnika napędu głównego ruszają jednocześnie wszystkie masy zastępcze gałęzi górnej, a po włączeniu silnika napędu pomocniczego - gałęzi dolnej. Uproszczenia tego dokonano, ze względu na bardzo krótki (nie przekraczający 0,25s) czas przejścia fali sprężystej przez gałąź górną i jeszcze szybszy - przez gałąź dolną. Stosując przedstawione uproszczenie, symuluje się bardziej rygorystyczne warunki obciążenia układów napędowych na początku rozruchu, aniżeli ma to miejsce w rzeczywistości.

4.1.2.2. Modelowanie ruchu ustalonego

Jeżeli chce się symulować tylko ruch ustalony, wówczas w równaniach ruchu (4.1) należy przyjąć następujące warunki początkowe:

$$\varphi_{A1}(0) = \varphi_A(0) = \varphi_{B1}(0) = \varphi_B(0) = 0, \tag{4.26}$$

$$\dot{\varphi}_{A1}(0) = \dot{\varphi}_A(0) = \frac{MS_A - S_{11A}R_{11A} + S_{21A}R_{21A}}{MS_A \frac{i_{rA}}{\dot{\varphi}_o}}, \tag{4.27}$$

$$\dot{\varphi}_{B1}(0) = \dot{\varphi}_B(0) = \frac{MS_B - S_{21B}R_{21B} + S_{11B}R_{11B}}{MS_B \frac{i_{rB}}{\dot{\varphi}_o}}, \tag{4.28}$$

$$q_{11i}(0) = q_{21i}(0) = 0, \tag{4.29}$$

$$\dot{q}_{11i}(0) = \dot{\varphi}_A(0)R_{11A}(0), \tag{4.30}$$

$$\dot{q}_{21i}(0) = \dot{\varphi}_B(0)R_{21B}(0), \tag{4.31}$$

$i = 1,2,\ldots,j.$

Zredukowane momenty napędowe silników w napędzie głównym i pomocniczym posiadają następującą postać:

$$M_A = MS_A\left(1 - \frac{i_{rA}}{\dot{\varphi}_0}\dot{\varphi}_{A1}\right), \tag{4.32}$$

$$M_B = MS_B\left(1 - \frac{i_{rB}}{\dot{\varphi}_0}\dot{\varphi}_{B1}\right). \tag{4.33}$$

4.1.2.3. Modelowanie zerwania łańcucha

Trywialnym skutkiem zerwania łańcuchów w przenośnikach zgrzebłowych jest zakłócenie procesu transportowego. Jednak od chwili zerwania łańcucha do chwili wyłączenia silników napędowych upływa od kilkunastu do kilkudziesięciu sekund, w czasie którym występują nie zbadane dotychczas zjawiska dynamiczne.

W chwili zerwania łańcucha następuje gwałtowna zmiana obciążenia przenośnika zgrzebłowego, stanowiąca dodatkowe źródło wzbudzenia drgań. W zbiorze danych programu komputerowego deklaruje się miejsce i czas zerwania jednego lub dwóch łańcuchów w gałęzi górnej lub dolnej. Gdy bieżący czas symulacji komputerowej osiągnie deklarowany czas zerwania, wówczas [57]:

- w miejsce obciążeń statycznych w łańcuchu S podstawiane jest obciążenie SZ (SZ jest obciążeniem statycznym w danym miejscu konturu łańcuchowego po zerwaniu łańcucha),
- jeżeli zerwanie łańcucha wystąpiło w gałęzi górnej, to zerują się: współczynnik Z w lewostronnym otoczeniu miejsca zerwania i wszystkie współczynniki Z na prawo od tego miejsca, a dotyczące gałęzi górnej,
- jeżeli zerwanie łańcucha nastąpiło w gałęzi dolnej, to zerują się: współczynnik Z w prawostronnym otoczeniu miejsca zerwania i wszystkie współczynniki Z na lewo od tego miejsca a dotyczące gałęzi dolnej,
- pozostałe współczynniki Z są nadal równe 1.

4.1.3. Macierz sztywności dynamicznej

Oprócz modelu matematycznego w analizie dynamicznej górniczych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym przydatna jest

również macierz sztywności dynamicznej, którą wyznaczono przy następujących uproszczeniach i założeniach:

- dokonano linearyzacji modelu matematycznego,
- założono równość częstości własnych układu tłumionego tarciem suchym i bez tarcia,
- pominięto tłumienie wewnętrzne w układach napędowych,
- dwa łańcuchy o jednakowej długości i sztywności zastąpiono równoważnym dynamicznie łańcuchem o zastępczej sztywności właściwej k,
- obciążenie łańcuchów nosiwem w przekroju poprzecznym rynny jest równomierne, stąd zastępcze masy drgające w gałęzi górnej są równe m^*_{1i}, a w gałęzi dolnej - m_{2i} $(i = 1,2,\ldots,j)$,
- w dolnym przedziale rynien nie występuje miał węglowy.

Macierz sztywności dynamicznej $\underline{Z}$ ma postać:

$$\underline{Z} = \underline{D} - \omega^2\underline{E}, \tag{4.34}$$

gdzie:

$\underline{D}$ - macierz przedstawiona w tablicy 4.1,

$\underline{E}$ - macierz jednostkowa,

ω - częstość drgań.

Poszczególne elementy macierzy $\underline{D}$ posiadają następujące wyrażenia:

$$d_{1.1} = \frac{k_A}{I_{A1}} \qquad d_{1.2} = -\frac{k_A}{I_{A1}}$$

$$d_{2.1} = -\frac{k_A}{I_A} \qquad d_{2.2} = \frac{k_A + (4 - e_A)kR^2_{0A}}{I_A}$$

$$d_{2.4+j} = -\frac{2kR_{0A}}{I_A} \qquad d_{2.5+j} = -\frac{(2 - e_A)kR_{0A}}{I_A}$$

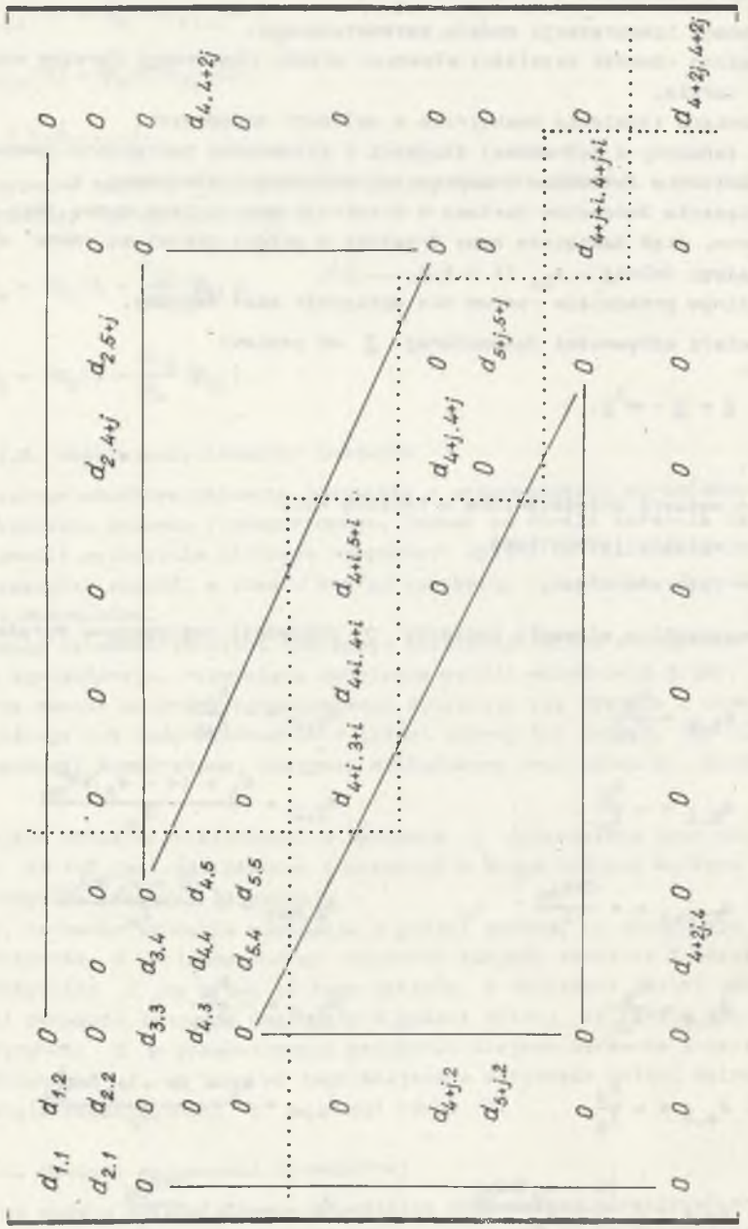
$$d_{3.3} = \frac{k_B}{I_{B1}} \qquad d_{3.4} = -\frac{k_B}{I_{B1}}$$

$$d_{4.3} = -\frac{k_B}{I_B} \qquad d_{4.4} = \frac{k_B + (4 - e_B)kR^2_{0B}}{I_B}$$

$$d_{4.5} = -\frac{(2 - e_B)kR_{0B}}{I_B} \qquad d_{4.4+2j} = -\frac{2kR_{0B}}{I_B}$$

Tablica 4.1

Macierz $\underline{D} = \underline{D}^{T}$



$$d_{5.4} = -\frac{(2 - e_B)kR_{OB}}{m^*_{11}} \qquad d_{5.5} = \frac{(3 - e_B)k}{m^*_{11}}$$

$$d_{4+i.3+i} = -\frac{k}{m^*_{1i}} \qquad d_{4+i.4+i} = \frac{2k}{m^*_{1i}}$$

$$d_{4+i.5+i} = -\frac{k}{m^*_{1i}} \qquad d_{4+j.2} = -\frac{2kR_{OA}}{m^*_{1j}}$$

$$d_{4+j.4+j} = \frac{3k}{m^*_{1j}} \qquad d_{5+j.2} = -\frac{(2 - e_A)kR_{OA}}{m_{21}}$$

$$d_{5+j.5+j} = \frac{(3 - e_A)k}{m_{21}} \qquad d_{4+j+i.4+j+i} = \frac{2k}{m_{21}}$$

$$d_{4+2j.4} = -\frac{2kR_{OB}}{m_{2j}} \qquad d_{4+2j.4+2j} = \frac{3k}{m_{2j}}$$

$$i = 2,\ldots,(j-1) \qquad (4.35)$$

Współczynniki e_A i e_B przyjmują wartości 0 lub 2 w zależności od stanu napięcia łańcuchów i miejsca występowania luzów międzyogniwowych (tablica 4.2). Luzy międzyogniwowe mogą występować w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu głównego lub w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, co jest uzależnione od relacji pomiędzy oporami ruchu gałęzi górnej i dolnej a współczynni-

Tablica 4.2

Wpływ miejsca występowania luzów międzyogniwowych na wartości współczynników e_A i e_B w elementach macierzy $\underline{D}$ (bęben A oznacza, że luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu głównego, bęben B - że luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, natomiast bęben A i B - że luzy międzyogniwowe występują w miejscach zbiegania łańcuchów z obu bębnów łańcuchowych)

		e_A	e_B
Stan nieluzowania łańcuchów		0	0
Stan stałego luzowanie łańcuchów	bęben A	2	0
	bęben B	0	2
	bęben A i B	2	2

kiem rozdziału mocy silników. Gdy stosunek oporów ruchu gałęzi górnej do całkowitych oporów ruchu przenośnika jest większy od współczynnika rozdziału mocy napędu głównego, to luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna napędu pomocniczego. Gdy stosunek oporów ruchu gałęzi górnej do całkowitych oporów ruchu przenośnika jest mniejszy od współczynnika rozdziału mocy napędu głównego, to luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna napędu głównego. W przypadku równości powyższego stosunku ze współczynnikiem rozdziału mocy napędu głównego luzy międzyogniwowe występują w zbiegającym otoczeniu obydwóch bębnów łańcuchowych.

Za pomocą macierzy sztywności dynamicznej $\underline{Z}$ możliwe jest wykonanie pięciu zadań:

a) obliczenie częstości własnych z równania

$$|\underline{Z}| = 0, \tag{4.36}$$

b) wyznaczenie minimalnej liczby j z kryterium zbieżności n-tej częstości własnej modelu

$$\Delta_{nj} = \frac{\omega_{nj} - \omega_{n(j-1)}}{\omega_{nj}} < Q_j \qquad \text{dla} \quad n \geqslant 2, \tag{4.37}$$

gdzie:

n - numer częstości własnej,

ω_{nj} - n-ta częstość własna przy podziale gałęzi łańcucha na j odcinków,

$\omega_{n(j-1)}$ - n-ta częstość własna przy podziale gałęzi łańcucha na $(j-1)$ odcinków,

Q_j - wskaźnik celu,

c) wyznaczenie współczynnika udziału masy nosiwa w drganiach łańcucha zgrzebłowego. Zakładając $m^*_{11} = \ldots = m^*_{1i} = \ldots = m^*_{1j} = m^*_1$, wstawiamy do równania (4.36) częstość podstawową obciążeń dynamicznych w łańcuchu odczytaną z oscylogramu ω_{os} i obliczamy m^*_1.

$$|\underline{D} - \omega^2_{os}\underline{E}| = 0 \Longrightarrow m^*_1 \tag{4.38}$$

$$c_u = \frac{j m^*_1}{\sum m_u} - \left(\frac{i_p m_k}{m_u} + \frac{m_z}{p_z m_u}\right), \tag{4.39}$$

gdzie: i_p - liczba łańcuchów.

Przedstawiona metoda wyznaczania wartości współczynnika c_u wymaga spełnienia warunku równomierności obciążenia przenośnika nosiwem na całej długości i jednorodności nosiwa (w przeciwnym razie współczynnik c_u może posiadać różne wartości na poszczególnych odcinkach trasy). Jak na warunki eksploatacyjne górniczych przenośników zgrzebłowych wymagania te stanowią poważne ograniczenie w zastosowaniu przedstawionej metody,

d) wyznaczenie charakterystyk amplitudowo-częstościowych. Macierz $\underline{Z}$ jest nieosobliwa dla ω różnych od częstości własnych. Wtedy istnieje macierz odwrotna względem $\underline{Z}$, będąca macierzą podatności dynamicznej

$$\underline{G} = \underline{Z}^{-1}. \tag{4.40}$$

Elementy macierzy $\underline{G}$ noszą nazwę transmitancji [23], receptancji [103] lub funkcji przejścia [142]. Zależność danego elementu macierzy $\underline{G}$ od częstości daje poszukiwaną charakterystykę amplitudowo-częstościową przenośnika zgrzebłowego [47],

e) wyznaczenie postaci głównych drgań z równania

$$\underline{Z}(\omega_n)\underline{A}^{(n)} = \underline{0}, \tag{4.41}$$

gdzie $\underline{A}^{(n)}$ - postać główna drgań odpowiadająca częstości własnej ω_n.

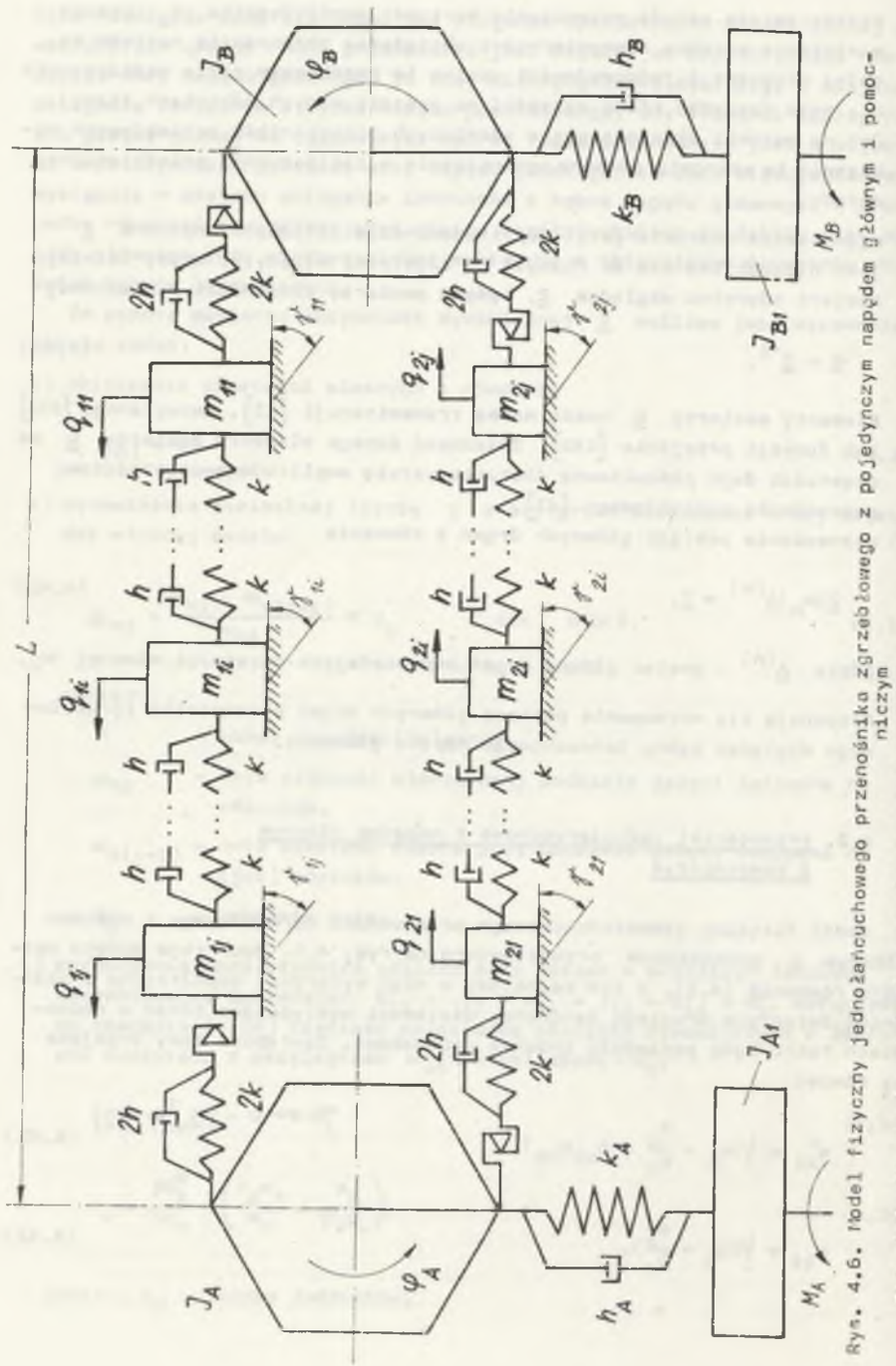
Proponuje się normowanie postaci głównych drgań przenośnika zgrzebłowego względem bębna łańcuchowego napędu głównego.

4.2. Przenośniki jednołańcuchowe z napędem głównym i pomocniczym

Model fizyczny jednołańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym przedstawiono na rys. 4.6. Ruch tego modelu opisują równania (4.1), z tym że należy w nich wyzerować współrzędne i składniki dotyczące drugiego łańcucha. Wielkości występujące teraz w równaniach ruchu będą posiadały indeksy dwuznakowe. Zastępcze masy drgające są równe:

$$m^*_{1i} = \frac{L}{j}\left(m_k + \frac{m_z}{p_z} + c_{ui} m_{ui}\right), \tag{4.42}$$

$$m_{2i} = \frac{L}{j}\left(m_k + \frac{m_z}{p_z}\right). \tag{4.43}$$



Rys. 4.6. Model fizyczny jednołańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z pojedynczym napędem głównym i pomocniczym

Fig. 4.6. Physical model of a single-chain scraper conveyor with a single main and auxiliary drive

4.3. Przenośniki z napędami pośrednimi

W długich górniczych przenośnikach zgrzebłowych oprócz napędów końcowych (napęd główny i napęd pomocniczy) niektórzy projektanci wprowadzają dodatkowo napędy pośrednie[x]. Uzyskuje się dzięki temu:

a) zmniejszenie maksymalnego obciążenia statycznego w łańcuchu proporcjonalnie do liczby napędów pośrednich. Pozwala to na zmniejszenie wymiarów i masy jednostkowej łańcucha, czego konsekwencją jest mniejsze zapotrzebowanie mocy przenośnika do przetransportowania tej samej ilości nosiwa i mniejsze zużycie materiału na wykonanie łańcuchów i zgrzebeł;

b) zmniejszenie wartości wymaganego napięcia wstępnego łańcucha. Rezultatem tego są mniejsze obciążenia łożysk bębnów łańcuchowych w napędach końcowych;

c) rozdział zapotrzebowanego poboru mocy na większą liczbę napędów, co powoduje zmniejszenie gabarytów poszczególnych układów napędowych.

Napędy pośrednie w przenośnikach zgrzebłowych mogą funkcjonować w trzech podstawowych systemach (rys. 4.7):

1) system GG, w którym napędy pośrednie napędzają tylko gałąź górną (ładowaną) łańcucha zgrzebłowego,

2) system GG/GD, w którym napędy pośrednie napędzają jednocześnie gałąź górną (ładowną) i gałąź dolną (próżną) łańcucha zgrzebłowego,

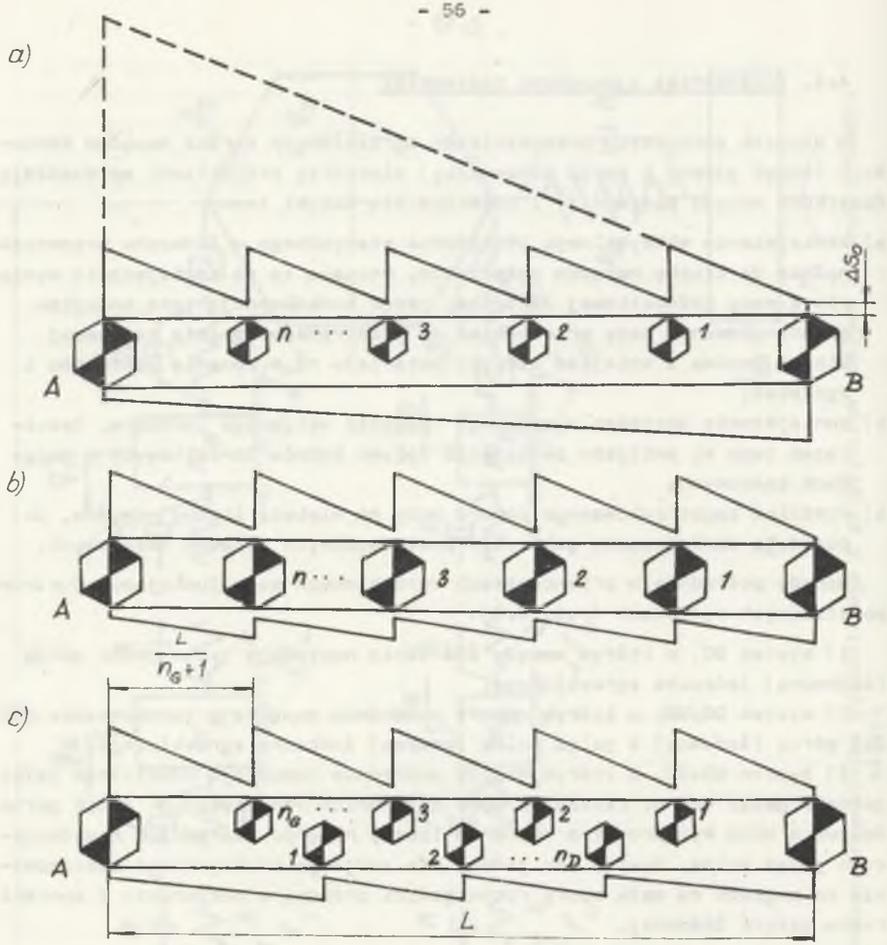
3) system GG+GD, w którym napędy pośrednie napędzają oddzielnie gałąź górną i gałąź dolną. Liczba napędów pośrednich napędzających gałąź górną łańcucha może być przy tym różna od liczby napędów pośrednich napędzających gałąź dolną. System ten jednak nie znajduje praktycznego zastosowania ze względu na małe opory ruchu gałęzi próżnej w porównaniu z oporami ruchu gałęzi ładownej.

Ruch modeli fizycznych przenośnika zgrzebłowego systemu GG i systemu GG/GD (rys. 4.8) opisują następujące nieliniowe równania różniczkowe [52, 53, 54]:

$$I_B\ddot{\varphi}_B + H[]\left[k(\varphi_B R_B - q_{21}) + P_{2BE}\right]R_{2BE} - H[]\left[k(q_{11} - \varphi_B R_B) + P_{1BZ}\right]R_{1BZ} = M_B$$

$$m^*_{11}\ddot{q}_{11} + H[]\left[k(q_{11} - \varphi_B R_B) + S_{11}\right] - H[]\left[k(\varphi_1 R_1 - q_{11}) + S_{11}\right] + W_{11} = 0$$

x) Napęd pośredni jest pojęciem dwuznacznym: może dotyczyć miejsca położenia napędu (co jest przedmiotem tej pracy) lub sposobu przekazywania łańcuchowi siły uciągu wywołanej napędem.

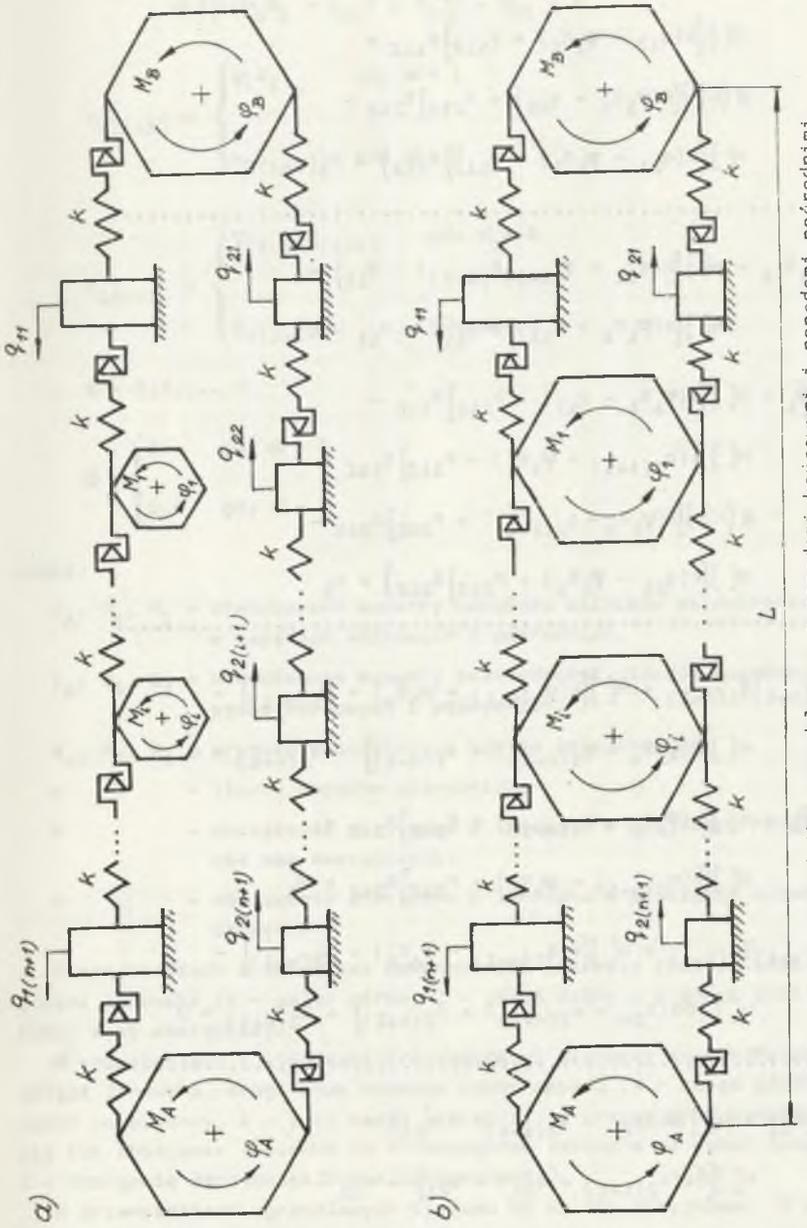


Rys. 4.7. Wykresy schodkowe rozkładu obciążeń statycznych w łańcuchu wzdłuż konturu łańcuchowego, przy założeniu, że napędy pośrednie rozmieszczono symetrycznie na długości przenośnika zgrzebłowego

a) system GG, b) system GG/GD, c) system GG+GD
A - napęd główny, B - napęd pomocniczy, n - liczba napędów pośrednich, ΔS_o - resztowe napięcie wstępne łańcucha, n_G - liczba napędów pośrednich napędzających gałąź górną, n_D - liczba napędów pośrednich napędzających gałąź dolną

Fig. 4.7. Stepped diagrams of the distribution of static loads in the chain along the chain's outline, assuming that the intermediary drives have been symmetrically distributed along the lenght of the scraper conveyor

a) system GG, b) system GG/GD, c) system GG+GD
A - main drive, B - auxiliary drive, n - number of intermediate drives, ΔS_o - residual preliminary chain tension, n_G - number of intermediate drives driving the top strand, n_D - number of intermediate drives driving the bottom strand



Rys. 4.8. Model fizyczny przenośnika zgrzebłowego z napędami końcowymi i napędami pośrednimi
a) system GG, b) system GG/GD

Fig. 4.8. Physical model of a scraper conveyor with head-and-tail-end and intermediate drives
a) system GG, b) system GG/GD

$$I_1\ddot{\varphi}_1 + H[]\left[k(\varphi_1 R_1 - q_{11}) + P_{11E}\right]R_{11E} -$$

$$H[]\left[k(q_{12} - \varphi_1 R_1) + P_{11Z}\right]R_{11Z} +$$

$$\alpha\left\{H[]\left[k(\varphi_1 R_1 - q_{22}) + P_{21E}\right]R_{21E} -\right.$$

$$\left. H[]\left[k(q_{21} - \varphi_1 R_1) + P_{21Z}\right]R_{21Z}\right\} = M_1$$

.....

$$m^*_{1i}\ddot{q}_{1i} + H[]\left[k(q_{1i} - \varphi_{(i-1)}R_{(i-1)}) + S_{1i}\right] -$$

$$H[]\left[k(\varphi_i R_i - q_{1i}) + S_{1i}\right] + W_{1i} = 0$$

$$I_i\ddot{\varphi}_i + H[]\left[k(\varphi_i R_i - q_{1i}) + P_{1iE}\right]R_{1iE} -$$

$$H[]\left[k(q_{1(i+1)} - \varphi_i R_i) + P_{1iZ}\right]R_{1iZ} +$$

$$\alpha\left\{H[]\left[k(\varphi_i R_i - q_{2(i+1)}) + P_{2iE}\right]R_{2iE} -\right.$$

$$\left. H[]\left[k(q_{2i} - \varphi_i R_i) + P_{2iZ}\right]R_{2iZ}\right\} = M_i$$

.....

$$m^*_{1(n+1)}\ddot{q}_{1(n+1)} + H[]\left[k(q_{1(n+1)} - \varphi_n R_n) + S_{1(n+1)}\right] -$$

$$H[]\left[k(\varphi_A R_A - q_{1(n+1)}) + S_{1(n+1)}\right] + W_{1(n+1)} = 0$$

$$I_A\ddot{\varphi}_A + H[]\left[k(\varphi_A R_A - q_{1(n+1)}) + P_{1AE}\right]R_{1AE} -$$

$$H[]\left[k(q_{2(n+1)} - \varphi_A R_A) + P_{2AZ}\right]R_{2AZ} = M_A$$

$$m_{2(n+1)}\ddot{q}_{2(n+1)} + H[]\left[k(q_{2(n+1)} - \varphi_A R_A) + S_{2(n+1)}\right] -$$

$$H[]\left[\delta k(X_{2n} - q_{2(n+1)}) + S_{2(n+1)}\right] + W_{2(n+1)} = 0$$

.....

$$m_{2i}\ddot{q}_{2i} + H[]\left[\delta k(q_{2i} - Y_{2(i+1)}) + S_{2i}\right] -$$

$$H[]\left[\delta k(X_{2(i-1)} - q_{2i}) + S_{2i}\right] + W_{2i} = 0$$

.....

$$m_{21}\ddot{q}_{21} + H[]\left[\delta k(q_{21} - Y_{22}) + S_{21}\right] -$$

$$H[]\left[k(\varphi_B R_B - q_{21}) + S_{21}\right] + W_{21} = 0 \qquad (4.44)$$

$$Y_{2(i+1)} = \begin{cases} \varphi_i R_i, & \text{gdy } \alpha = 1 \\ q_{2(i+1)}, & \text{gdy } \alpha = 0 \end{cases} \qquad (4.45)$$

$$X_{2(i-1)} = \begin{cases} \varphi_{(i-1)}R_{(i-1)}, & \text{gdy } \alpha = 1 \\ q_{2(i-1)}, & \text{gdy } \alpha = 0 \end{cases} \qquad (4.46)$$

$i = 2,3,\ldots,n$

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{gdy } \alpha = 1 \\ 0{,}5, & \text{gdy } \alpha = 0 \end{cases}, \qquad (4.47)$$

gdzie:

M_A, M_B, M_i - zredukowane momenty napędowe silników asynchronicznych w napędach końcowych i pośrednich,

I_A, I_B, I_i - zredukowane momenty bezwładności układów napędowych napędów końcowych i pośrednich,

R_A, R_B, R_i - promienie podziałowe bębnów łańcuchowych,

n - liczba napędów pośrednich,

S - obciążenie statyczne w łańcuchu w miejscach rozmieszczenia mas zastępczych,

P - obciążenie statyczne w łańcuchu w otoczeniu bębnów łańcuchowych.

W oznaczeniach z indeksami dwuznakowymi pierwszy znak oznacza numer gałęzi łańcucha (1 - gałąź górna, 2 - gałąź dolna), a drugi znak oznacza numer masy zastępczej.

W oznaczeniach z indeksami trójznakowymi pierwszy znak oznacza numer gałęzi łańcucha, drugi znak oznacza numer napędu (A - napęd główny, B - napęd pomocniczy, i - i-ty napęd pośredni), a trzeci znak oznacza nabieganie lub zbieganie łańcucha (E - nabieganie łańcucha na bęben łańcuchowy, Z - zbieganie łańcucha z bębna łańcuchowego).

W przenośnikach zgrzebłowych systemu GG należy przyjmować $\alpha = 0$, natomiast w przenośnikach systemu GG/GD - $\alpha = 1$.

5. BADANIA DOŚWIADCZALNE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH Z NAPĘDEM GŁÓWNYM I POMOCNICZYM

Przedmiotem badań doświadczalnych były klasyczne górnicze przenośniki zgrzebłowe długości 100 m (zabudowany na powierzchni kopalni) i długości 202 m (eksploatowany w wyrobisku ścianowym). Jako obiekty badań eksperymentalnych wybrano przenośniki zgrzebłowe typu Rybnik-80, ponieważ dominują one aktualnie w wyrobiskach ścianowych krajowych kopalń węgla kamiennego (przeciętna długość ściany wynosi około 150 m), a jednocześnie są najnowszym rozwiązaniem konstrukcyjnym wytwarzanym seryjnie na potrzeby krajowe i eksportowe.

5.1. Badania przenośnika na powierzchni kopalni

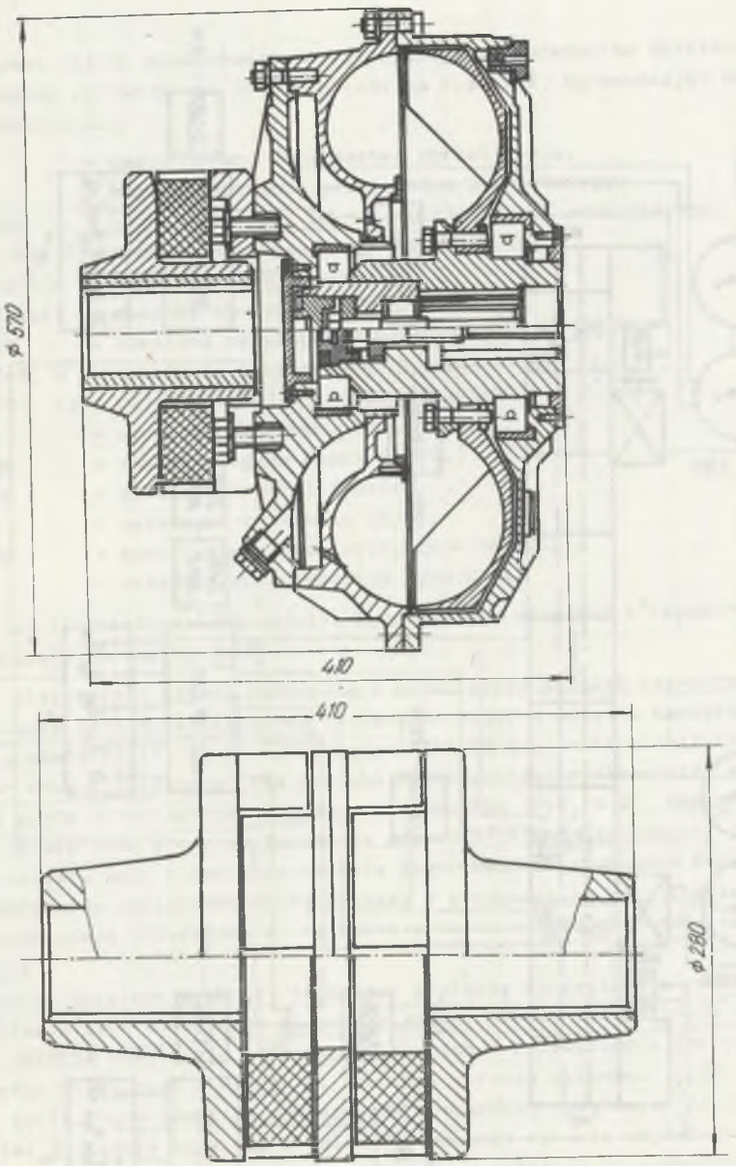
Jako miejsce badań wybrano powierzchnię kopalni węgla kamiennego ze względu na możliwość stworzenia warunków eksploatacji przemysłowej przenośnika zgrzebłowego, do których zalicza się głównie:

- bezpośrednią dostawę urobku węglowego,
- zasilanie silników napędowych z sieci kopalnianej,
- obsługę przenośnika zgrzebłowego przez członków brygady ścianowej,
- korzystanie z kopalnianego serwisu technicznego.

5.1.1. Stanowisko badawcze i pomiarowe

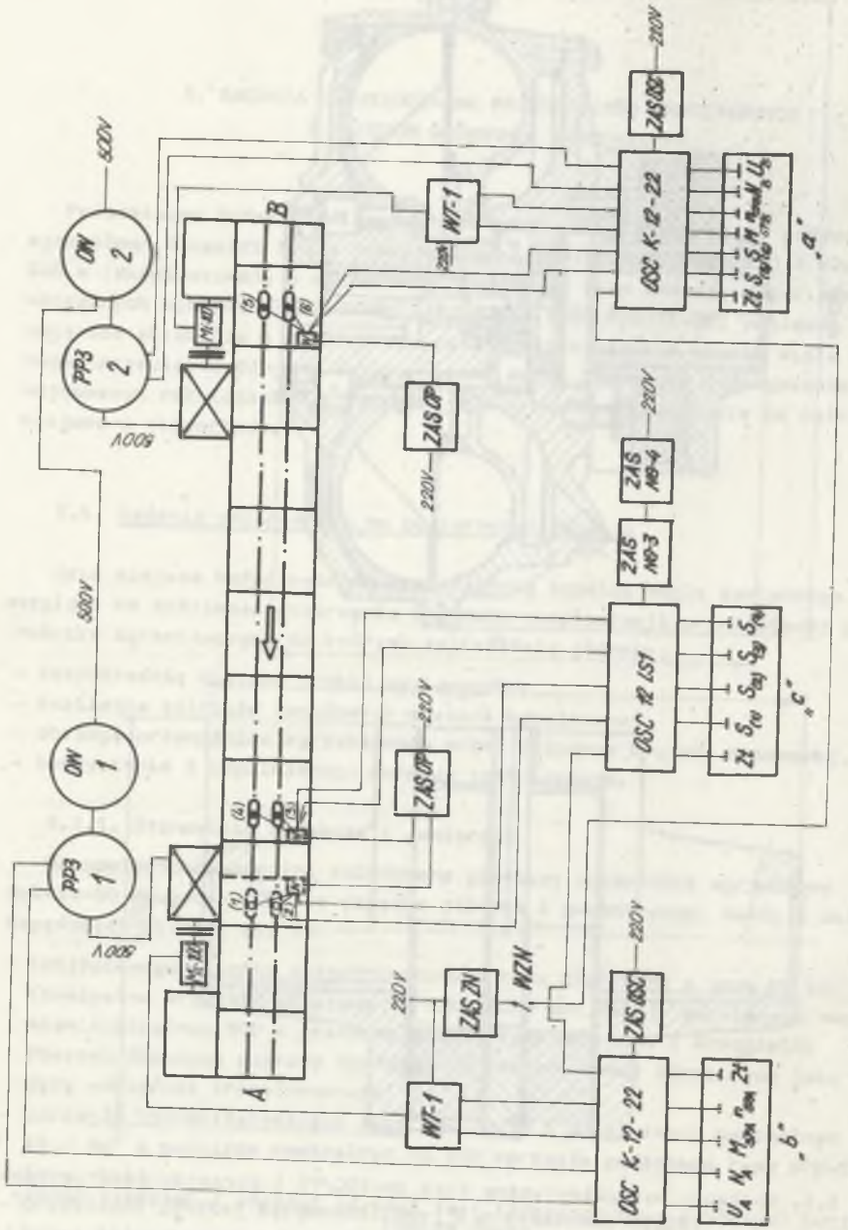
Na powierzchni kopalni zabudowano górniczy przenośnik zgrzebłowy Rybnik-80 długości 100 m z napędem głównym i pomocniczym. Każdy z układów napędowych składał się z:

- trójfazowego silnika asynchronicznego typu 2SGf280M4 o mocy 90 kW (nominalna prędkość obrotowa wirnika 1475 obr./min), zasilanego napięciem nominalnym 500 V przez wyłącznik typu OWD-1202 z Rozdzielni Potrzeb Własnych poprzez rozdzielnię Zakładu Robót Górniczych jako jedyny odbiornik transformatora,
- sprzęgła hydrokinetycznego typu SH-100/75 o napełnieniu nominalnym 15,4 dm^3 i poślizgu nominalnym 3% lub sprzęgła podatnego typu SPP-100Z (rys. 5.1),
- przekładni zębatej kątowo-walcowej o przełożeniu 38,35,
- bębna łańcuchowego o liczbie zębów równej 7, współdziałającego z łańcuchami 2 x 26 x 92.



Rys. 5.1. Sprzęgło hydrokinetyczne typu SH-100/75 i sprzęgło podatne typu SPP-100Z (wytwórcą tych sprzęgieł jest Fabryka Sprzętu i Narzędzi Górniczych FSiNG)

Fig. 5.1. Fluid coupling of the SH-100/75 type and flexible coupling of the SPP-100Z type (manufacturer of these couplings is the "Fabryka Sprzętu i Narzędzi Górniczych" FSiNG)



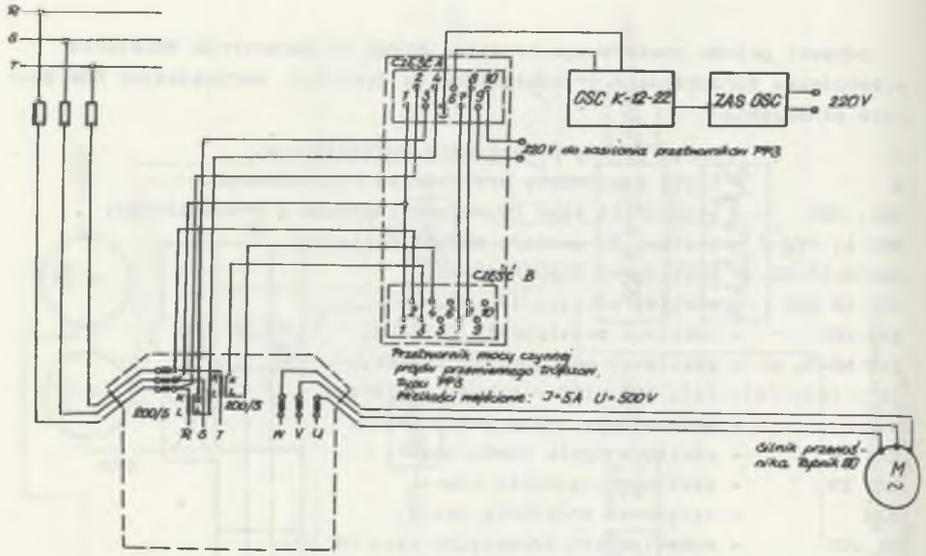
Rys. 5.2. Schemat stanowiska badawczego i układu pomiarowego
Fig. 5.2. Scheme of test stand and measuring system

Schemat układu pomiarowego rejestrującego 14 parametrów działania przenośnika zgrzebłowego przedstawiono na rys. 5.2, wprowadzając następujące oznaczenia:

A - napęd główny przenośnika zgrzebłowego,
B - napęd pomocniczy przenośnika zgrzebłowego,
OW1, OW2 - wyłączniki typu OW napędu głównego i pomocniczego,
PP3 1, PP3 2 - zestawy do pomiaru mocy i napięcia,
OSC K-12-22 - oscylograf typu K-12-22,
OSC 12 LS1 - oscylograf typu 12 LS1,
ZAS OSC - zasilacz oscylografu K-12-22,
ZAS NG-3, 4 - zasilacze oscylografu 12 LS1,
(1), (2), (3), (4), (5), (6) - ogniwa pomiarowe,
W - wzmacniacze ogniw pomiarowych,
ZAS OP - zasilacz ogniw pomiarowych,
ZAS ZN - zasilacz znacznika czasu,
WZN - wyłącznik znacznika czasu,
Mi 100 - momentomierz indukcyjny typu Mi 100,
WT-1 - wskaźnik momentomierza typu WT-1.

W czasie działania przenośnika zgrzebłowego mierzono i rejestrowano następujące parametry [122]:

- moc elektryczna czynna pobierana z sieci przez silniki asynchroniczne i napięcie zasilania silników. Zestawy do pomiaru mocy i napięcia włączono w obwód zasilania pomiędzy wyłączniki OW a silniki elektryczne. Pomiar mocy elektrycznej realizowano wykorzystując przetworniki mocy czynnej prądu przemiennego trójfazowego typu PP3 (rys. 5.3). Napięcie zasilania mierzono przez zastosowanie przekładników napięciowych. Aparatura do pomiaru mocy i napięcia została zamontowana w obudowach kopalnianych wyłączników ognioszczelnych. Sygnały z przetwornika mocy i przekładnika napięciowego przekazano do rejestratorów za pomocą przewodów ekranowanych;
- momenty obrotowe i obroty na wałach pomiędzy sprzęgłami a reduktorami. Pomiarów tych dokonywano za pomocą momentomierzy indukcyjnych Mi 100 o momencie nominalnym 1000 Nm, wykonanych w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych w Poznaniu. Znacznik obrotów wykonywał jeden impuls na obrót. Momentomierze zamontowano w układach napędowych za pomocą tulei w piaście sprzęgła i tulei dystansowej na wale wejściowym reduktora. Silniki elektryczne zamocowano do reduktorów za pośrednictwem dodatkowej obudowy sprzęgła i tarczy dystansowej pozwalającej na połączenie dwóch obudów sprzęgła. Momentomierze połączono ze wskaźnikami momentów obrotowych typu WT-1 za pomocą kabli typu Kp-5. Sygnały momentów obrotowych i impulsy obrotów ze wskaźników WT-1 przekazywano do rejestratorów;



Rys. 5.3. Schemat ideowy połączeń układu pomiarowego z przetwornikiem mocy czynnej

Fig. 5.3. Schematic diagram of connections of the measuring system with the active power convertor

- obciążenia w łańcuchach gałęzi górnej (cztery ogniwa pomiarowe) i gałęzi dolnej (dwa ogniwa pomiarowe). Położenie startowe ogniw pomiarowych (3) i (4) było 15 m przed bębnem napędu głównego, ogniw (5) i (6) - 2 m za bębnem napędu pomocniczego, zaś ogniw (1) i (2) - 4 m za bębnem napędu głównego. W kontur łańcuchowy wpinano przygotowane odcinki pomiarowe za pomocą ogniw złącznych. Ogniwo środkowe odcinka pomiarowego dzięki specjalnemu przygotowaniu i naklejeniu na nim tensometrów stanowiło czujnik pomiaru siły [112]. Tensometry na ogniwach pomiarowych zabezpieczono przed wpływami atmosferycznymi i uszkodzeniami mechanicznymi za pomocą odpowiednio wyprofilowanej oprawki metalowej, do której przymocowano łącze wielostykowe obudowy wzmocnionej. Sygnał z ogniwa pomiarowego poprzez łącze i kabel ekranowany przekazywany był do wzmacniacza. Dwa wzmacniacze odbierające sygnały z obydwóch łańcuchów umieszczono w jednej obudowie metalowej mocowanej do zgrzebła. Po wzmocnieniu sygnały były przesyłane drogą kablową do oscylografu.

Jednoczesna rejestracja 14 parametrów działania przenośnika zgrzebłowego wymagała wykorzystania trzech oscylografów pętlicowych. Konieczność synchronizacji zapisów na taśmach "a", "b" i "c" wymagała wyposażenia zestawów rejestratorów w znaczniki czasu Zt, które uruchamiano ręcznie jednym wyłącznikiem WZN. Nominalna prędkość zapisu wynosiła 16 mm/s. Rzeczywiste prędkości zapisu na poszczególnych taśmach różniły się od siebie

(tablica 5.1) ze względu na stosowanie wymiennych kaset zawierających rolki taśmy wraz z przekładnią i wałkami napędzającymi.

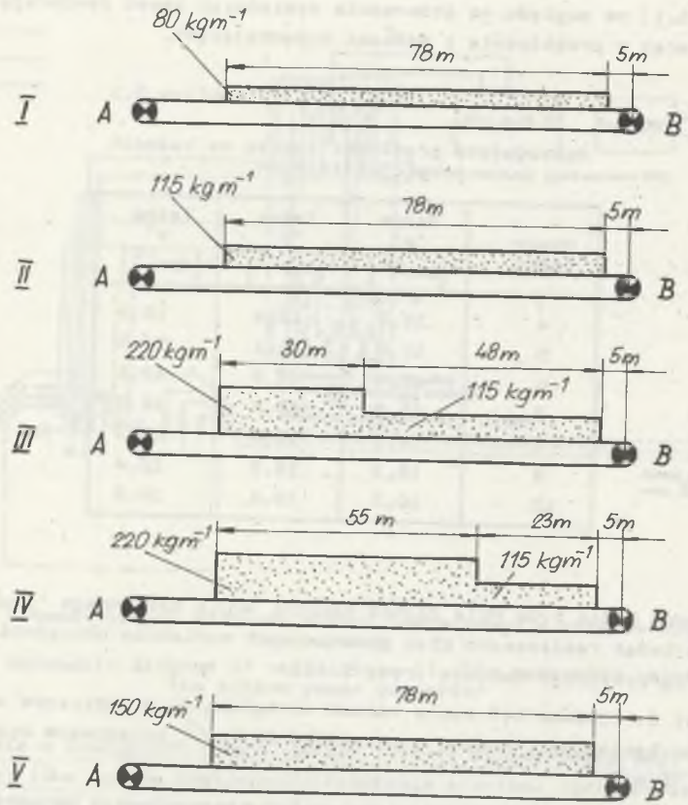
Tablica 5.1

Rzeczywiste prędkości zapisu na taśmach oscylograficznych

Numer taśmy	Taśma "a" $[mms^{-1}]$	Taśma "b" $[mms^{-1}]$	Taśma "c" $[mms^{-1}]$
4	16,0	15,9	18,0
5	16,0	16,1	17,9
6	16,4	15,9	18,1
7	16,0	16,2	18,0
8	16,3	16,0	18,3
9	16,3	15,9	18,4
10	16,2	16,1	18,2

Miejscem badań było Pole Zachód Kopalni Węgla Kamiennego "Knurów". W czasie badań realizowano pięć podstawowych wariantów obciążenia przenośnika zgrzebłowego nosiwem (rys. 5.4):

- wariant I: nosiwem był suchy kamień otrzymany po przepłuczce urobku węglowo-kamiennego. Nosiwo o natężeniu 80 kgm^{-1} załadowane było na długości 78 m;
- wariant II: do istniejącego stanu obciążenia nosiwem z wariantu I doładowano miał węglowy do natężenia 115 kgm^{-1};
- wariant III: na długości 30 m doładowano dodatkowo miał węglowy do natężenia 220 kgm^{-1}. Na pozostałych 48 m pozostawiono istniejące już nosiwo o natężeniu 115 kgm^{-1};
- wariant IV: w dalszym ciągu doładowywano miał węglowy do natężenia 220 kgm^{-1} do długości 55 m. Na długości 23 m pozostało natężenie 115 kgm^{-1};
- wariant V: przenośnik doładowano miałem węglowym do natężenia 220 kgm^{-1} na długości 78 m. Wobec niemożliwości uruchomienia tak załadowanego przenośnika zmniejszono natężenie obciążenia nosiwem do 150 kgm^{-1}.



Rys. 5.4. Warianty obciążenia przenośnika zgrzebłowego nosiwem
Fig. 5.4. Versions of loading the scraper conveyor with the run-of-mine

5.1.2. Fazy rozruchu przenośnika zgrzebłowego

Dla potrzeb analizy rozruchu przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym wyodrębniono trzy jego fazy:

- fazę pierwszą, trwającą od chwili włączenia silnika w napędzie pomocniczym do chwili włączenia silnika w napędzie głównym (t_{RI}),
- fazę drugą, trwającą od chwili włączenia silnika w napędzie głównym do chwili osiągnięcia ustalonego napięcia zasilania (t_{RII}), co pokrywa się z nagłym spadkiem mocy elektrycznej pobieranej przez silniki napędowe,
- fazę trzecią, trwającą od chwili osiągnięcia ustalonego napięcia zasilania do chwili ustabilizowania się poboru mocy przez silniki asynchroniczne (t_{RIII}).

Czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego zdefiniowano sumą czasów trwania fazy pierwszej i drugiej

$$t_R = t_{RI} + t_{RII} \qquad (5.1)$$

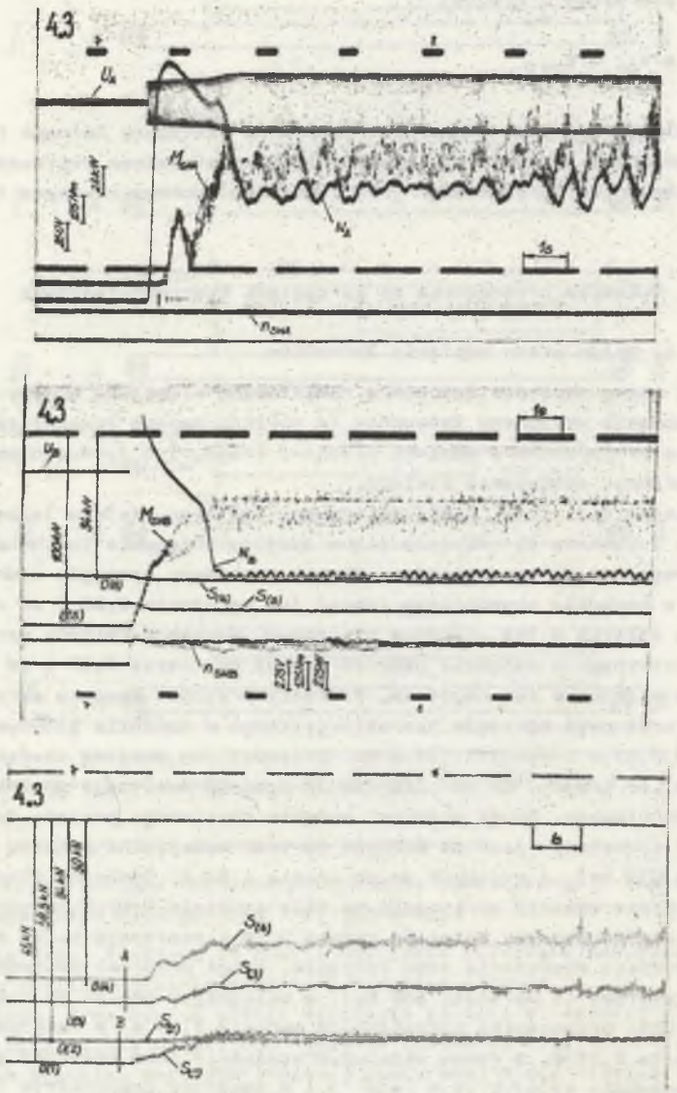
Fizykalnie t_R jest czasem potrzebnym na skuteczny rozruch (uruchomienie) przenośnika zgrzebłowego. Bezpośrednim następstwem skutecznego rozruchu przenośnika zgrzebłowego jest faza porozruchowa o czasie trwania t_{RIII}.

5.1.3. Dynamika przenośnika ze sprzęgłami hydrokinetycznymi

5.1.3.1. Wpływ stanu napięcia łańcuchów

Zmianę stanu napięcia łańcuchów realizowano w dwojaki sposób: poprzez zmianę napięcia wstępnego łańcuchów (w pobliżu napędu pomocniczego wpinano w kontur łańcuchowy odcinki pięcio-, trzy-, lub jednoogniwowe) lub zmianę wariantu obciążenia nosiwem.

W pomiarze 4.3 (rys. 5.5) realizowany był stan stałego luzowania łańcuchów, a luzowanie to odbywało się w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego. Wirnik turbinowy sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym ruszył już po czasie 0,12 s od chwili włączenia silnika w tym układzie napędowym. Wirnik turbinowy sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym ruszył po czasie 0,37 s od chwili włączenia silnika w tym napędzie. Pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale turbinowym sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym nastąpił po czasie 0,81 s i wynosił 337,5 Nm. Przyrost ten posiada charakter szczytowy, to znaczy, że po osiągnięciu apogeum następuje spadek wartości momentu obrotowego. Drugi przyrost momentu obrotowego posiada również charakter szczytowy (jest to zarazem wartość maksymalna podczas rozruchu, wynosząca 675 Nm), a wystąpił on po czasie 1,94 s. Odmienny charakter posiada przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym. Tutaj po czasie 0,50 s następuje tylko zmiana kierunku przyrostu obciążenia tego sprzęgła. Drugi przyrost posiada już charakter szczytowy (o wartości 500 Nm), a osiągnięty został po czasie 1,75 s. Czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego wynosił 1,99 s, a faza porozruchowa trwała 0,69 s. W ruchu ustalonym występuje inna częstość podstawowa drgań w napędzie głównym (8,4 $rads^{-1}$) i w napędzie pomocniczym (28,7 $rads^{-1}$). W napędzie głównym widoczne jest również nakładanie się częstości 28,7 $rads^{-1}$ na częstość podstawową. Oprócz tego na wymienione częstości drgań momentów obrotowych nakładają się drgania o bardzo dużych częstościach, których źródłem jest najprawdopodobniej pierwszy stopień reduktora. Przy prędkości zapisu 16 mm/s nie można jednoznacznie określić tej częstości. Częstość kołowa wału wejściowego reduktora wynosi 154,5 $rads^{-1}$,



Rys. 5.5. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi (Q_A = 15,7 dm^3, Q_B = 15,4 dm^3, wariant I, n_0 = 5)

Fig. 5.5. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with fluid couplings (Q_A = 15,7 dm^3, Q_B = 15,4 dm^3, version I, n_0 = 5)

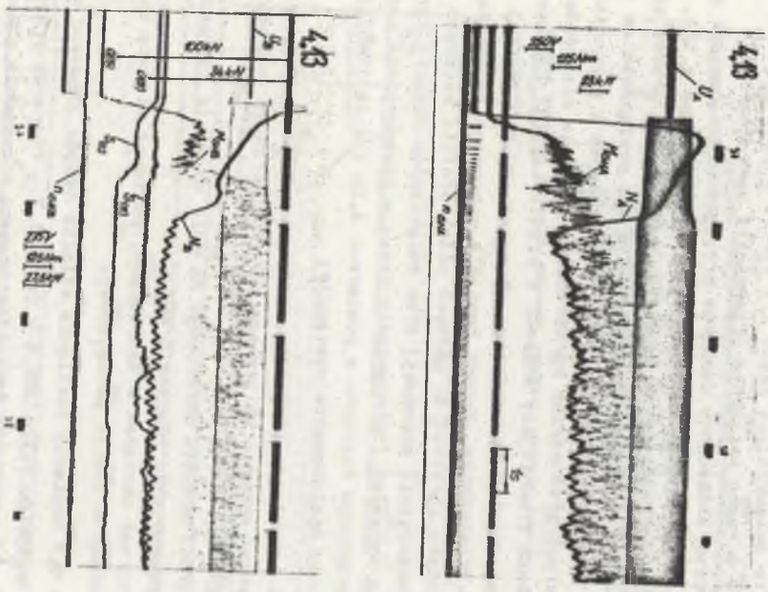
a częstość zazębienia na tym wale - 1854 rads^{-1}. Znajomość istnienia drgań momentów obrotowych o bardzo dużych częstościach jest o tyle istotna, że drgania te zwiększają o około 1/3 zakres zmiany momentu obrotowego na wale sprzęgła w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego.

Wpięcie w kontur łańcuchowy odcinków trzyogniwowych zamiast pięciogniwowych nie zmieniło stanu napięcia łańcuchów (pomiar 4.10). Dopiero wpięcie odcinków jednoogniwowych pozwoliło zrealizować prawie stan nieluzowania łańcuchów. Stan ten charakteryzuje się występowaniem jednakowych częstości podstawowych drgań w napędzie głównym i pomocniczym (rys. 5.6). Rozruch przenośnika zgrzebłowego w stanie nieluzowania łańcuchów jest znacznie trudniejszy aniżeli w stanie stałego luzowania. Wywołane to jest pojawieniem się dodatkowych oporów ruchu zgrzebeł na zakrzywieniach trasy przenośnika. Wzrost napięcia wstępnego łańcuchów powoduje zwiększenie docisku zgrzebeł do górnych półek profili bocznych (zakrzywienie trasy w płaszczyźnie pionowej) oraz zwiększenie docisku zgrzebeł do ścianki profilu bocznego (zakrzywienie trasy w płaszczyźnie poziomej). Z porównania przebiegu rozruchu w pomiarach 4.10 i 4.13 (tablica 5.2) wynika, że w stanie nieluzowania występuje:

- dłuższy czas trwania drugiej fazy rozruchu o 22%,
- większy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym o 46%,
- większy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym również o 46%,
- mniejszy przyrost obciążeń w łańcuchach, ponieważ większe były obciążenia w łańcuchach w chwili początkowej.

W pomiarze 5.7 napięcie zasilania silnika napędu głównego w chwili jego włączenia wynosiło tylko 362,5 V (rys. 5.7). Pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym, wynoszący 500 Nm, był od razu przyrostem maksymalnym. Faza porozruchowa trwała w tym przypadku 5,13 s. W ruchu ustalonym opory ruchu zmniejszyły się na tyle, że nawet dla n_0 = 3 jeden z łańcuchów znalazł się w stanie nieluzowania. Pojawiła się wyraźna częstość obciążeń dynamicznych w tym łańcuchu, wynosząca 28,7 rads^{-1}, lecz o amplitudzie zaledwie 5 kN. Świadczy to o niejednakowej długości obydwóch łańcuchów wynikającej ze zróżnicowania podziałek technologicznych wskutek tolerancji wykonania oraz niejednakowym wydłużeniu sprężystym wynikającym z różnic długości konturu, spowodowanych wykrzywieniem trasy przenośnika i z nierównomiernego obciążenia łańcuchów nosiwem.

Zwiększenie natężenia nosiwa według wariantu IV spowodowało wyraźny wzrost obciążeń szczytowych sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym oraz wydłużenie drugiej fazy rozruchu do 4,37 s (rys. 5.8). W porównaniu z pomiarem 5.7 pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie głównym wzrósł o 7,5%, a w napędzie pomocniczym o 5,7%. Natomiast maksymalny przyrost momentu obrotowego wzrósł odpowiednio aż o 67,5% i 37,0%.



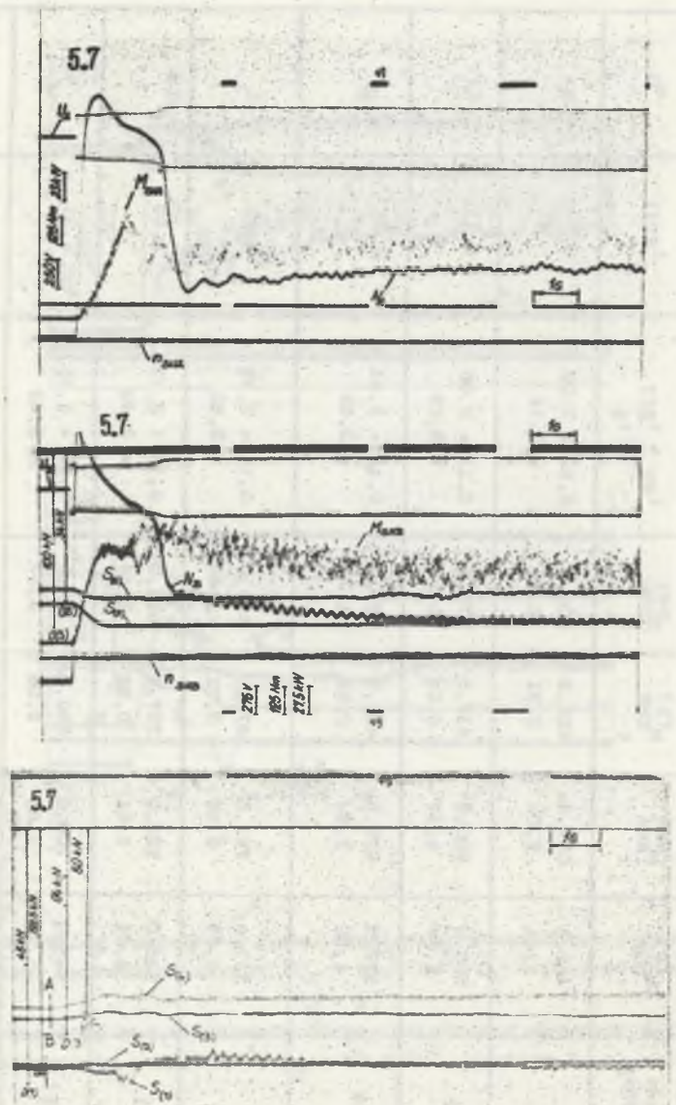
Rys. 5.6. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi (Q_A = 15,7 dm^3, Q_B = 15,4 dm^3, wariant I, n_O = 1)

Fig. 5.6. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with fluid couplings (Q_A = 15,7 dm^3, Q_B = 15,4 dm^3, version I, n_O = 1)

Tablica 5.2

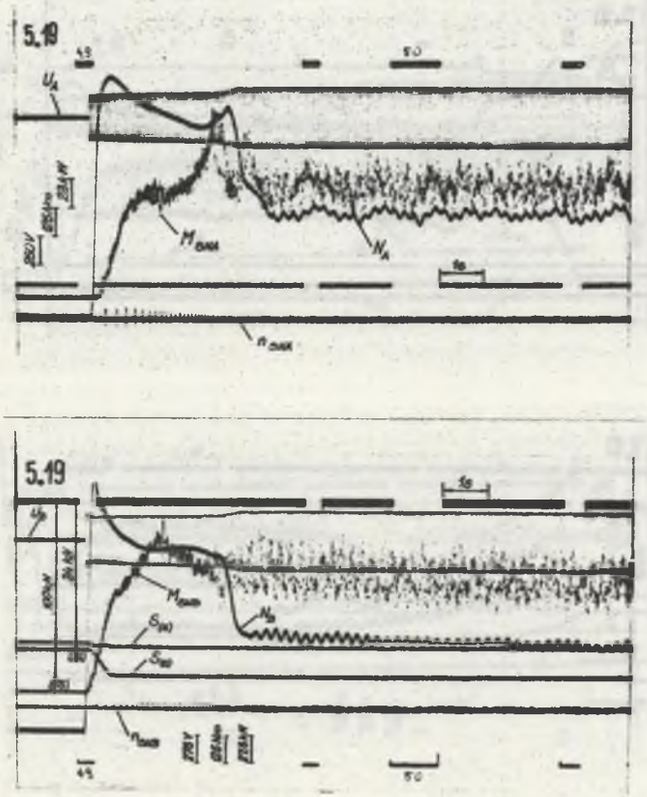
Obciążenie szczytowe sprzęgieł hydrokinetycznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego dla różnych wariantów obciążenia nosiwem (Q_B = 15,4 dm^3, Q_A = 15,4 dm^3) tylko w 4.10 i 4.13 Q_A = 15,7))

Pomiar	Wariant obciążenia	$M^{(1)}_{SHA}$ t	M^{max}_{SHA} t	$M^{(1)}_{SHB}$ t	M^{max}_{SHB} t	$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	t_{RIII}	n_O
4.10	I	412,5 1,31	537,5 2,00	412,5 0,81	600,0 1,69	0,12 + 2,00 = 2,12	0,69	3
5.7	II	500,0 1,37	500,0 1,37	437,5 0,91	575,0 1,94	0,12 + 2,06 = 2,18	5,13	3
5.19	IV	537,5 1,56	837,5 2,94	462,5 0,69	787,5 1,75	0,12 + 3,44 = 3,56	4,37	3
4.13	I	337,5 0,75	787,5 5,56	475,0 0,81	875,0 2,44	0,12 + 2,44 = 2,56	3,75	1
5.10	II	525,0 1,81	525,0 1,81	387,5 0,62	625,0 2,44	0,12 + 2,37 = 2,49	3,68	1
5.12	III	525,0 1,75	700,0 2,69	562,5 2,00	787,5 3,37	0,12 + 3,31 = 3,43	4,31	1
5.14	IV	525,0 1,31	787,5 7,12	637,5 1,19	937,5 7,81	0,12 + 8,06 = 8,18	5,25	1



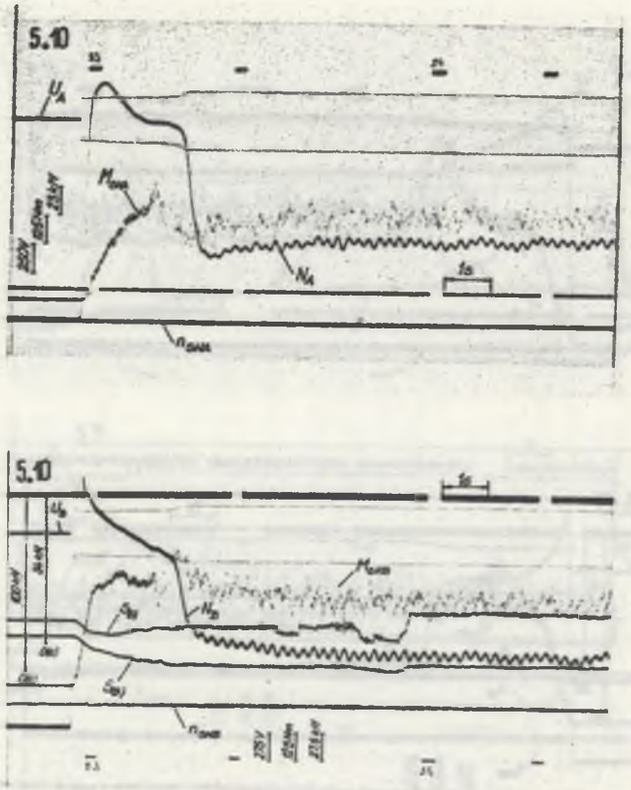
Rys. 5.7. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ($Q_A = Q_B = 15{,}4$ dm^3, wariant II, $n_0 = 3$)

Fig. 5.7. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with fluid couplings ($Q_A = Q_B = 15{,}4$ dm^3, version II, $n_0 = 3$)



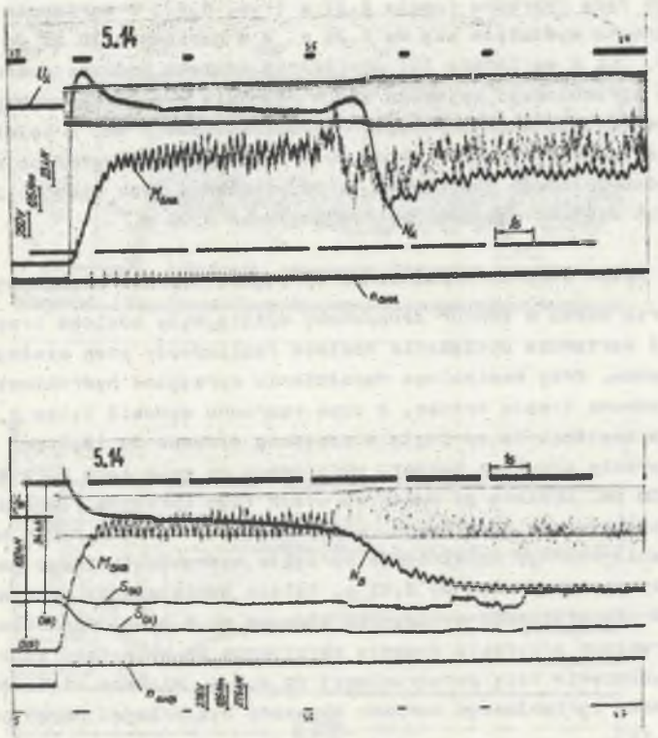
Rys. 5.8. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ($Q_A = Q_B = 15{,}4$ dm^3, wariant IV, $n_0 = 3$)

Fig. 5.8. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with fluid couplings ($Q_A = Q_B = 15{,}4$ dm^3, version IV, $n_0 = 3$)



Rys. 5.9. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ($Q_A = Q_B = 15{,}4$ dm^3, wariant II, $n_0 = 1$)

Fig. 5.9. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with fluid couplings ($Q_A = Q_B = 15{,}4$ dm^3, version II, $n_0 = 1$)



Rys. 5.10. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ($Q_A = Q_B = 15{,}4$ dm^3, wariant IV, $n_0 = 1$)

Fig. 5.10. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with fluid couplings ($Q_A = A_B = 15{,}4$ dm^3, version IV, $n_0 = 1$)

W kolejnej serii badań zajmowano się wpływem natężenia obciążenia nosiwem dla $n_0 = 1$ na przebieg rozruchu przenośnika zgrzebłowego. W wariancie II druga faza rozruchu trwała 2,37 s (rys. 5.9). W wariancie III druga faza rozruchu wydłużyła się do 3,31 s, a w wariancie IV aż do 8,06 s (rys. 5.10). Już w wariancie III obciążenia nosiwem podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego pojawiła się w napędzie pomocniczym stagnacja momentu obrotowego na wale sprzęgła na poziomie 562,5 Nm. Z kolei w wariancie IV stagnacja momentów obrotowych na wałach sprzęgieł pojawiła się w obydwóch układach napędowych. I na pokonanie tych stagnacji momentów oporowych silniki napędowe potrzebowały aż 8,06 s.

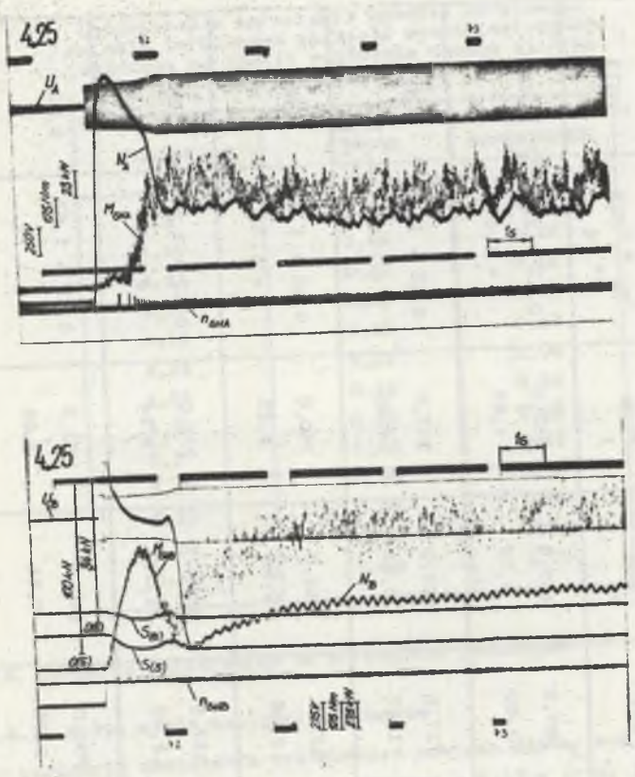
5.1.3.2. Wpływ stopnia napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych

W tej serii badań w kontur łańcuchowy wpięte były odcinki trzyogniwowe, które przy I wariancie obciążenia nosiwem realizowały stan stałego luzowania łańcuchów. Przy nominalnym napełnieniu sprzęgieł hydrokinetycznych faza porozruchowa trwała krótko, a czas rozruchu wynosił tylko 1,81 s. Zmniejszenie napełnienia sprzęgła w napędzie głównym do 13,0 dm^3 spowodowało, że pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale tego sprzęgła wynosił tylko 100 Nm. Dopiero po dwóch obrotach tego sprzęgła rozpoczął się drugi przyrost momentu obrotowego, który osiągnął wartość 737,5 Nm. Skutkiem zmniejszonego napełnienia sprzęgła hydrokinetycznego jest wydłużenie fazy porozruchowej do 3,81 s. Dalsze zmniejszenie napełnienia sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym do 9,4 dm^3 spowodowało obniżenie pierwszego przyrostu momentu obrotowego na wale tego sprzęgła do 62,5 Nm i wydłużenie fazy porozruchowej do 4,0 s. Większą część obciążenia przenośnika zgrzebłowego nosiwem zmuszony był przejąć napęd pomocniczy (rys. 5.11).

Zmniejszenie napełnienia sprzęgieł w obydwóch układach napędowych ($Q_A = 9,4$ dm^3, $Q_B = 12,4$ dm^3) spowodowało wydłużenie fazy porozruchowej aż do 8,26 s. Napełnienie sprzęgła w napędzie głównym do poziomu nominalnego ($Q_A = 15,4$ dm^3, natomiast $Q_B = 12,4$ dm^3) spowodowało skrócenie fazy porozruchowej do 0,32 s.

Zmiana napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych nie wpływa w istotny sposób na czas trwania drugiej fazy rozruchu, który mieści się w przedziale od 1,56 s do 1,75 s (tablica 5.3).

Zdumiewający jest brak wyraźnego opóźnienia w ruszaniu wirnika turbinowego sprzęgła hydrokinetycznego po włączeniu silnika asynchronicznego. Widoczne jest to na oscylogramach momentów obrotowych na wałach turbinowych sprzęgieł (tablica 5.4). Po odrzuceniu dwóch skrajnych wartości, to znaczy 0,37 s (w tym przypadku ciecz robocza w sprzęgle była jeszcze chłodna po całonocnej przerwie w badaniach) i 0,0 s, okazuje się, że opóźnienie w narastaniu momentu oporowego na wale turbinowym wynosi tylko od 0,06 s do 0,19 s. Są to wartości bardzo małe i prawie niezależne od obciążenia przenośnika nosiwem, a jednocześnie niezgodne z wynikami badań stanowiskowych samych sprzęgieł hydrokinetycznych.



Rys. 5.11. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzegłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi ($Q_A = 9,4$ dm^3, $Q_B = 15,4$ dm^3, wariant I, $n_0 = 3$)

Fig. 5.11. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with fluid couplings ($Q_A = 9,4$ dm^3, $Q_B = 15,4$ dm^3, version I, $n_0 = 3$)

Tablica 5.3

Obciążenia szczytowe sprzęgieł hydrokinetycznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego (wariant obciążenia nosiwem I, n_O = 3)

Pomiar	Q_A / Q_B	$M^{(1)}_{SHA}$ t	M^{max}_{SHA} t	$M^{(1)}_{SHB}$ t	M^{max}_{SHB} t	$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	t_{RIII}
4.17	15,7	387,5	587,5	437,5	550,0	0,12 + 1,69	1,06
	15,4	1,25	2,00	0,75	1,62	= 1,81	
4.19	13,0	100,0	737,5	525,0	587,5	0,12 + 1,75	3,81
	15,4	0,62	1,87	0,94	4,81	= 1,87	
4.25	9,4	62,5	637,5	550,0	750,0	0,12 + 1,62	4,00
	15,4	0,69	2,06	0,94	4,25	= 1,74	
4.29	9,4	100,0	537,5	450,0	775,0	0,12 + 1,56	8,26
	12,4	0,69	2,62	1,19	9,94	= 1,68	
4.31	15,4	437,5	700,0	350,0	562,5	0,12 + 1,62	0,32
	12,4	1,37	2,06	0,81	2,06	= 1,74	

Tablica 5.4

Opóźnienie w narastaniu momentu obrotowego na wale turbinowym sprzęgła hydrokinetycznego mierzone od chwili włączenia danego silnika asynchronicznego

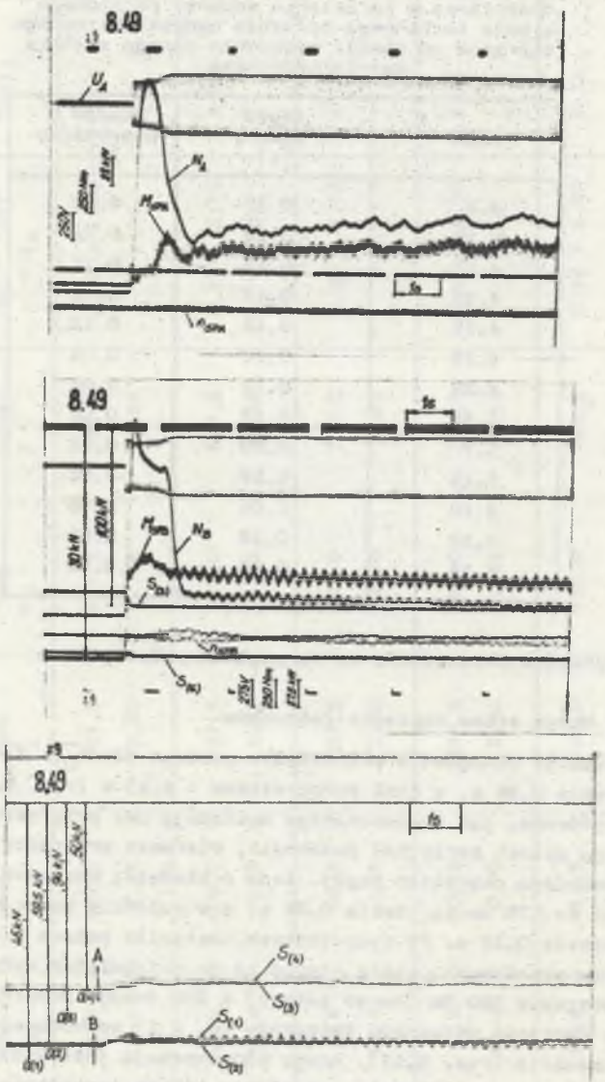
Pomiar	Napęd główny [s]	Napęd pomocniczy [s]
4.3	0,37	0,12
4.10	0,19	0,12
4.13	0,12	0,12
4.17	0,19	0,12
4.19	0,12	0,12
4.25	0,12	0,06
4.29	0,12	0,06
4.31	0,12	0,06
5.7	0,00	0,12
5.19	0,19	0,06
5.10	0,06	0,06
5.12	0,12	0,06
5.14	0,06	0,06

5.1.4. Dynamika przenośnika ze sprzęgłami podatnymi

5.1.4.1. Wpływ stanu napięcia łańcuchów

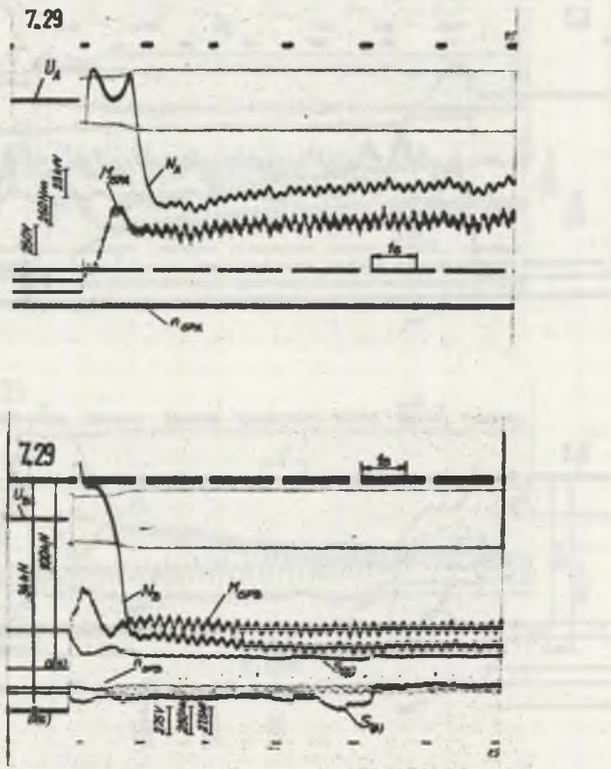
W II wariancie obciążenia przenośnika nosiwem dla n_O = 3 druga faza rozruchu trwała 0,86 s, a faza porozruchowa - 6,13 s (rys. 5.12). Zarówno w napędzie głównym, jak i pomocniczym występują dwa przyrosty momentów obrotowych na wałach sprzęgieł podatnych. Pierwsze przyrosty momentów obrotowych posiadają charakter nagły, lecz o niedużej wartości: w napędzie głównym jest to 175 Nm po czasie 0,06 s, a w napędzie pomocniczym - 400 Nm po czasie 0,12 s. Po tych czasach nastąpiła zmiana kierunku przyrostów momentów obrotowych, która trwała aż do osiągnięcia wartości szczytowych na poziomie 500 Nm (napęd główny) i 550 (napęd pomocniczy). Zwiększenie napięcia wstępnego łańcuchów (n_O = 1) spowodowało realizację stanu nieluzowania (rys. 5.13), czego konsekwencją jest wydłużenie drugiej fazy rozruchu do 1,25 s i wystąpienie trzech przyrostów momentów obrotowych na wałach sprzęgieł podatnych w napędzie głównym i pomocniczym. W napędzie głównym maksymalny był trzeci przyrost i wynosił 675 Nm, a w napędzie pomocniczym - drugi przyrost o wartości 725 Nm.

Przy obciążeniu przenośnika nosiwem według wariantu IV nastąpił (w porównaniu do wariantu II) wzrost maksymalnych momentów obrotowych na wa-



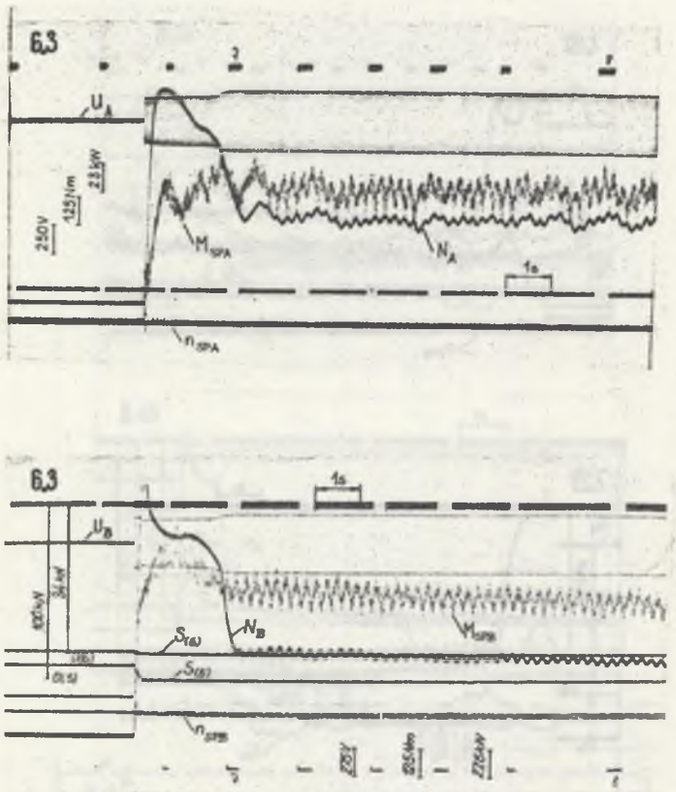
Rys. 5.12. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi (ΔT_{OA} = 0,12 s, wariant II, n_0 = 3)

Fig. 5.12. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings (ΔT_{OA} = 0,12 s, version II, n_0 = 3)



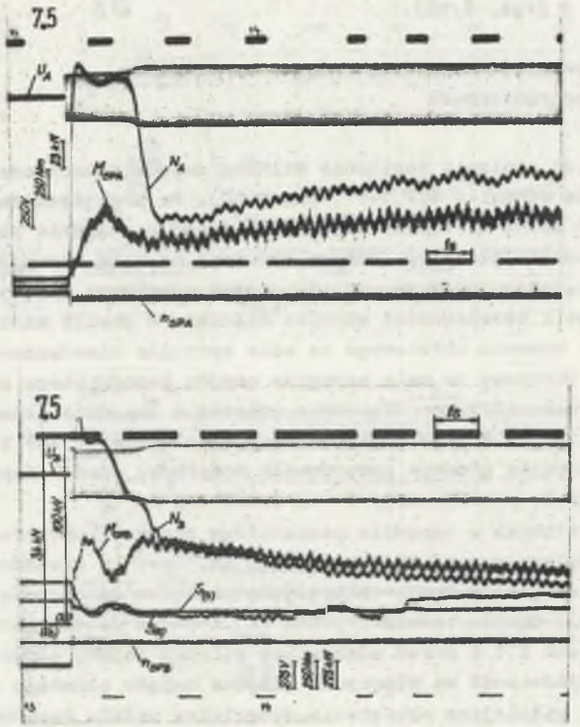
Rys. 5.13. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi (ΔT_{OA} = 0,12 s, wariant II, n_0 = 1)

Fig. 5.13. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings (ΔT_{OA} = 0,12 s, version II, n_0 = 1)



Rys. 5.14. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi (ΔT_{OA} = 0,12 s, wariant IV, n_O = 3)

Fig. 5.14. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings (ΔT_{OA} = 0,12 s, version IV, n_O = 3)



Rys. 5.15. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi (ΔT_{OA} = 0,12 s, wariant IV, n_O = 1)

Fig. 5.15. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings (ΔT_{OA} = 0,12 s, version IV, n_O = 1)

łach sprzęgieł podatnych do wartości 675 Nm (napęd główny) i 750 Nm (napęd pomocniczy) dla $n_0 = 3$ (rys. 5.14), natomiast do wartości 700 Nm i 825 Nm dla $n_0 = 1$ (rys. 5.15).

5.1.4.2. Wpływ niejednoczesnego włączenia silników asynchronicznych

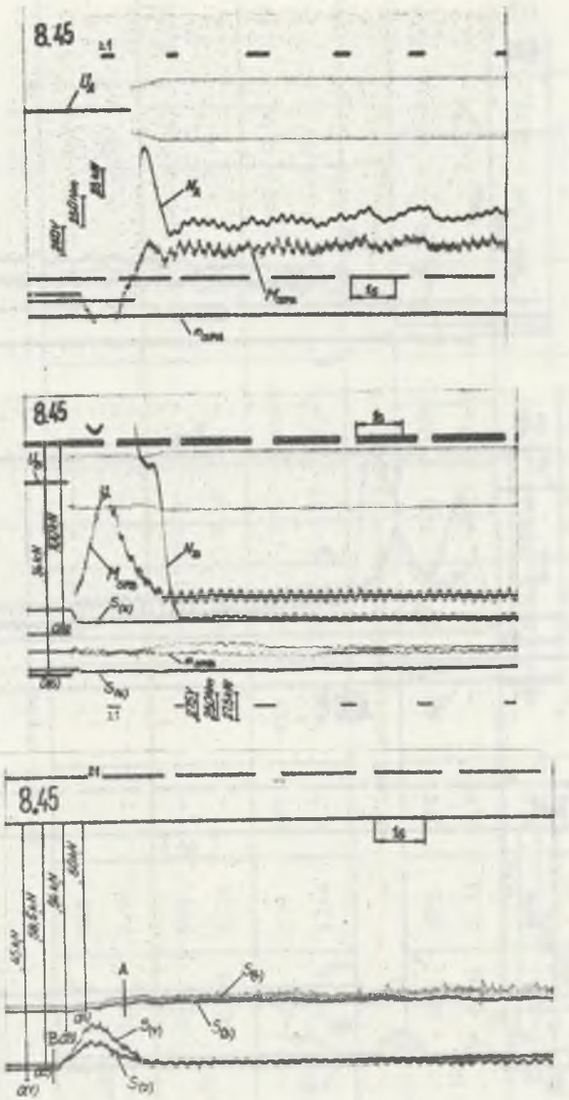
W pomiarze 8.45 napięcie zasilania silnika napędu pomocniczego w chwili jego włączenia wynosiło 467,5 V (rys. 5.16). Po przejściu fali sprężystej przez gałąź dolną nastąpiło wzbudzenie drgań w układzie napędowym nie włączonego napędu głównego. Moment obrotowy na wale sprzęgła w napędzie głównym przyjmuje najpierw wartość ujemną, ponieważ taki jest zwrot momentu oporowego i bezwładności wirnika silnika. W chwili minimalnej ujemnej wartości momentu obrotowego na wale sprzęgła niewłączonego napędu głównego moment obrotowy na wale sprzęgła napędu pomocniczego osiąga wartość szczytową równą 1325 Nm. Włączenie silnika w napędzie głównym nastąpiło po czasie 1,41 s, a jego napięcie zasilania wynosiło 387,5 V. Włączenie silnika w napędzie głównym spowodowało dodatkowy spadek napięcia zasilania silnika napędu pomocniczego do wartości 440 V.

Po włączeniu silnika w napędzie pomocniczym przyrost obciążeń w łańcuchach gałęzi dolnej wynosi 87,7 kN i 45,0 kN. Jest to uzasadnione, ponieważ gałąź dolna jest gałęzią nabiegającą na bęben łańcuchowy włączonego jednego napędu. Ogniwa tensometryczne (3) i (4) w gałęzi górnej zostały wprawione w ruch 1,2 s przed włączeniem silnika napędu głównego.

Zwiększenie opóźnienia we włączaniu silnika napędu głównego do 2,08 s wywołało jeszcze silniejsze obciążenie dynamiczne układu napędowego włączonego napędu pomocniczego. Po szczytowym przyroście momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie pomocniczym o wartości 1325 Nm wystąpił kolejny przyrost szczytowy o wartości 1050 Nm (rys. 5.17). Na wale sprzęgła w napędzie głównym wystąpiły cztery przyrosty momentu obrotowego, lecz żaden z nich nie przekroczył wartości 425 Nm.

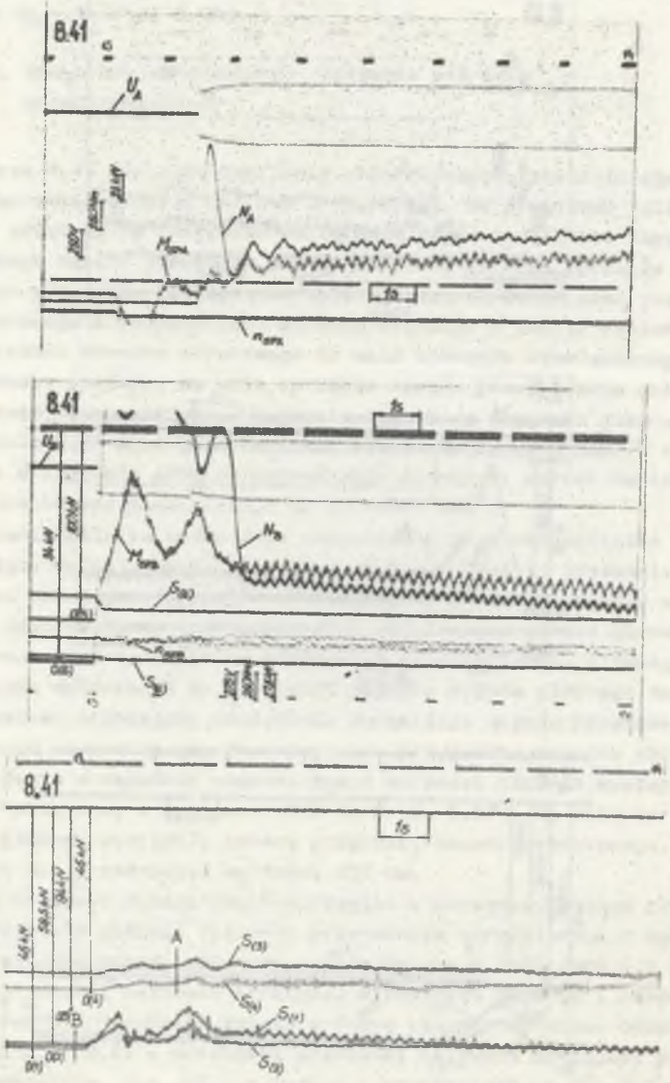
Wartości obciążeń dynamicznych sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym występujących podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego z opóźnionym włączeniem silnika napędu głównego przedstawiono w tablicach 5.5 i 5.6.

Drgania prędkości kątowych sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym podczas rozruchu przenośnika zależą w dużym stopniu od czasu opóźnienia ΔT_{OA}. Dla $\Delta T_{OA} = 0{,}12$ s przebiegi prędkości kątowych sprzęgieł przecinają się dwukrotnie, dla $\Delta T_{OA} = 1{,}40$ s - trzykrotnie, a dla $\Delta T_{OA} = 2{,}56$ s aż pięciokrotnie (rys. 5.18). Wykresy prędkości kątowych nie posiadają charakteru ciągłego, ponieważ sporządzono je metodą pośrednią, polegającą na odczytaniu z oscylogramów liczby obrotów sprzęgła w przedziale czasu. Wykonano je dla pomiarów 6.3, 6.9 i 6.15.



Rys. 5.16. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi ($\Delta T_{OA} = 1{,}41$ s, wariant II, $n_0 = 3$)

Fig. 5.16. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings ($\Delta T_{OA} = 1{,}41$ s, version II, $n_0 = 3$)



Rys. 5.17. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi (ΔT_{OA} = 2,08 s, wariant II, n_O = 3)

Fig. 5.17. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings (ΔT_{OA} = 2,08 s, version II, n_O = 3)

Tablica 5.5

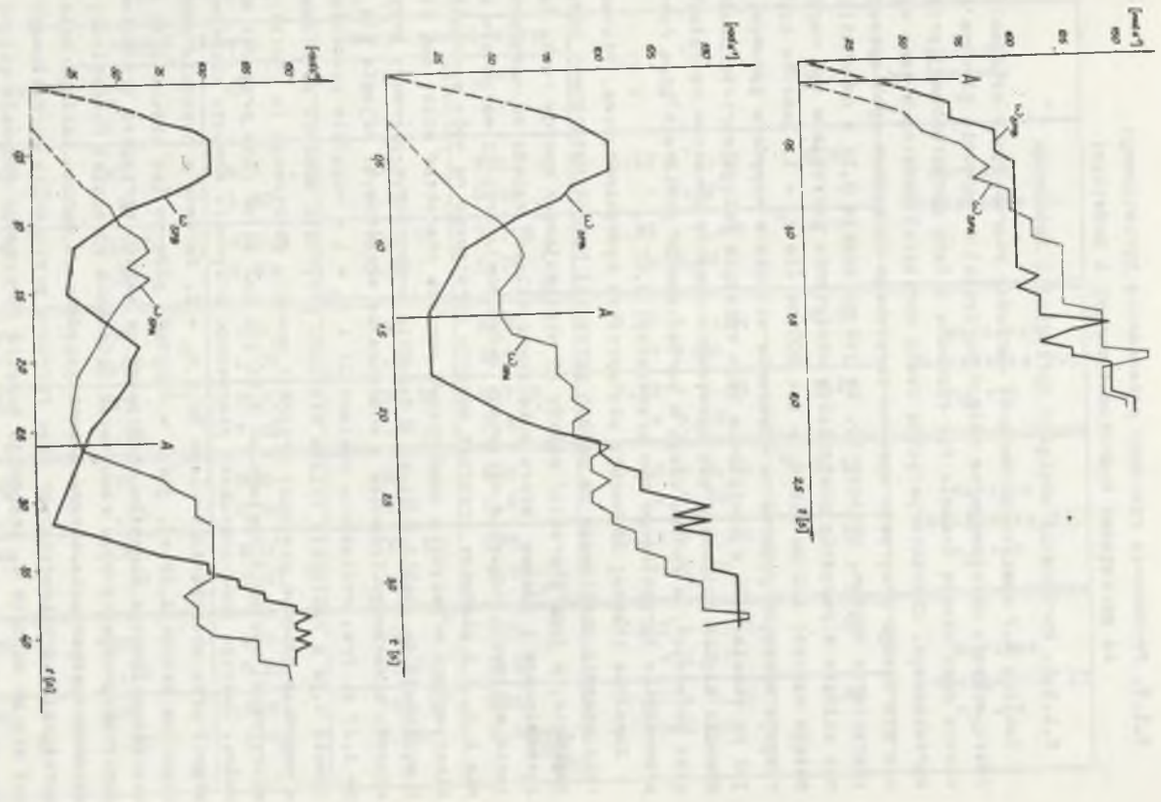
Obciążenia szczytowe sprzęgieł podatnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego

Ponier	ΔT_{OA} [s]	$M_{SPA}^{(1)}$ t	$M_{SPA}^{(2)}$ t	$M_{SPA}^{(3)}$ t	$M_{SPA}^{(4)}$ t	$M_{SPS}^{(1)}$ t	$M_{SPB}^{(2)}$ t	$M_{SPB}^{(3)}$ t	$M_{SPB}^{(4)}$ t	$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	t_{RIII}
Wariant obciążenia nosiwem II, n_O = 3											
8,49	0,12	175 / 0,06	500 / 0,94	- / -	- / -	400 / 0,12	590 / 0,61	- / -	- / -	0,12 + 0,86 = 0,98	6,13
8,45	1,41	-275 / ~0,75	500 / 1,75	- / -	- / -	425 / 0,12	1325 / 0,00	- / -	- / -	1,41 + 0,67 = 2,08	3,68
8,41	2,08	-275 / ~0,81	200 / 1,44	275 / 2,37	425 / 3,19	400 / 0,12	1325 / 0,74	1050 / 2,21	- / -	2,08 + 0,92 = 3,00	8,63
Wariant obciążenia nosiwem II, n_O = 1											
7,29	0,12	225 / 0,06	175 / 0,31	675 / 0,92	- / -	500 / 0,12	725 / 0,37	450 / 1,25	- / -	0,12 + 1,25 = 1,37	3,61
7,31	1,44	-275 / ~0,77	225 / 1,30	750 / 2,10	- / -	525 / 0,12	1300 / 0,65	900 / 1,70	- / -	1,44 + 0,81 = 2,25	5,75
7,35 / 8,35	2,08	-275 / ~0,37	275 / 1,37	1075 / 2,81	- / -	500 / 0,12	1350 / 0,67	1175 / 2,03	- / -	2,08 + 0,80 = 2,88	7,54

Tablica 5.6

Obciążenia szczytowe sprzęgieł podatnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego

Pomiar	ΔT_{OA} [s]	$M^{(1)}_{SPA}$ t	$M^{(2)}_{SPA}$ t	$M^{(3)}_{SPA}$ t	$M^{(4)}_{SPA}$ t	$M^{(1)}_{SPB}$ t	$M^{(2)}_{SPB}$ t	$M^{(3)}_{SPB}$ t	$M^{(4)}_{SPA}$ t	$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	t_{RIII}
Wariant obciążenia nosiwem IV, $n_0 = 3$											
6.3	0,12	187 0,06	575 0,75	675 1,87	- -	400 0,12	750 0,94	- -	- -	0,12 + 1,95 = 2,07	6,89
6.9	1,40	-250 0,63	125 1,07	625 1,76	700 2,39	375 0,12	1400 0,79	850 3,11	- -	1,40 + 1,95 = 3,35	7,50
6.15	2,56	-275 0,75	225 1,70	600 3,08	775 3,71	375 0,12	1450 0,91	1325 2,44	725 4,33	2,56 + 1,95 = 4,51	7,32
Wariant obciążenia nosiwem IV, $n_0 = 1$											
7.5	0,12	250 0,06	550 0,68	700 1,05	- -	500 0,12	800 0,37	825 1,69	- -	0,12 + 1,69 = 1,81	6,54
7.7	1,40	-275 0,49	750 2,04	700 3,15	- -	525 0,12	1375 0,81	750 2,62	- -	1,40 + 1,87 = 3,27	1,67
7.11	2,25	-275 0,55	225 1,54	1050 2,90	875 4,13	500 0,12	1325 0,81	1250 2,19	925 3,56	2,25 + 2,00 = 4,25	7,44



Rys. 5.18. Wpływ niejednoczesnego włączenia silników asynchronicznych na przebieg prędkości kątowych sprzęgieł podatnych
a) $\Delta T_{OA} = 0,12$ s, b) $\Delta T_{OA} = 1,40$ s, c) $\Delta T_{OA} = 2,56$ s

Fig. 5.18. Effect of not simultaneous switching on of asynchronous motors on the course of angular velocities of flexible couplings
a) $\Delta T_{OA} = 0,12$ s, b) $\Delta T_{OA} = 1,40$ s, c) $\Delta T_{OA} = 2,56$ s

5.1.5. Porównanie rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi i podatnymi

5.1.5.1. Porównanie obciążeń sprzęgieł i łańcuchów

Tablica 5.7 zawiera porównanie wartości pierwszego i maksymalnego przyrostu momentu obrotowego na wałach sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym oraz czasów trwania faz rozruchu i fazy porozruchowej przenośnika zgrzebłowego. Charakterystyczną cechą sprzęgieł podatnych jest występowanie pierwszego przyrostu momentu obrotowego na wałach tych sprzęgieł o charakterze nagłym. Oznacza to, że już po czasie 0,12 s od chwili włączenia silnika w napędzie pomocniczym obciążenie sprzęgła w tym napędzie osiąga wartość 400 Nm dla $n_0 = 3$ i 500 Nm dla $n_0 = 1$. Jeszcze szybciej reaguje sprzęgło podatne na włączenie silnika w napędzie głównym. Tutaj już po czasie 0,06 s obciążenie tego sprzęgła osiąga wartość około 200 Nm. Również szybko pojawiają się maksymalne momenty obrotowe na wałach sprzęgieł podatnych, w wyniku czego w porównywanych pomiarach czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego nie przekraczał 2,07 s.

Zupełnie inaczej zachowują się sprzęgła hydrokinetyczne. Pierwszy przyrost momentu obrotowego na wałach sprzęgieł hydrokinetycznych odbywa się łagodnie, a jego charakter zależy od występujących oporów ruchu łańcucha zgrzebłowego i nosiwa (które z kolei najsilniej zależą od natężenia obciążenia nosiwem i napięcia wstępnego łańcuchów). Przy II wariancie obciążenia i $n_0 = 3$ pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym posiada charakter szczytowy (437,5 Nm) i występuje po czasie 0,81 s. W napędzie pomocniczym pierwszy przyrost momentu obrotowego (również o charakterze szczytowym) pojawia się dopiero po 1,37 s. Przy obciążeniu nosiwem II i $n_0 = 1$ w napędzie pomocniczym po czasie 0,62 s nastąpiła zmiana kierunku przyrostu momentu obrotowego, a w napędzie głównym pierwszy przyrost momentu obrotowego (o charakterze szczytowym) wystąpił dopiero po 1,81 s i był to od razu przyrost maksymalny. Jeszcze inny charakter pierwszego przyrostu momentu obrotowego wystąpił przy obciążeniu nosiwem IV i $n_0 = 1$. Zarówno w napędzie pomocniczym (po czasie 1,19 s), jak i w napędzie głównym (po czasie 1,31 s) wystąpiła stagnacja momentów obrotowych na wałach sprzęgieł hydrokinetycznych. Stagnacja ta była rezultatem działania sprzęgieł hydrokinetycznych ograniczających przenoszony moment napędowy. W wyniku takiego działania sprzęgieł hydrokinetycznych czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego wydłużył się aż do 8,18 s. Stagnacja momentu obrotowego odbywała się na poziomie około momentu nominalnego silnika asynchronicznego (582 Nm) i wynosiła w napędzie pomocniczym 637,5 Nm, a w napędzie głównym 525 Nm. Maksymalny moment obrotowy (787,5 Nm) pojawił się najpierw w napędzie głównym i było to po czasie 7,12 s, a dopiero później w napędzie pomocniczym (937,5 Nm - po czasie 7,81 s). Podczas stagnacji momentów obrotowych na wałach sprzęgieł hydrokinetycznych występowały drgania o częstości 33,5 $rads^{-1}$ i amplitudzie około 125 Nm.

Tablica 5.7

Porównanie obciążeń dynamicznych sprzęgieł hydrokinetycznych i podatnych występujących podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego

Pomiar	Typ sprzęgła	Napęd główny		Napęd pomocniczy		$t_{RI} + t_{RII} = t_R$	t_{RIII}	Warunki pomiaru
		$M^{(1)}$ t	M^{max} t	$M^{(1)}$ t	M^{max} t			
6,3	SPP	187 0,06	675 1,87	400 0,12	750 0,94	0,12 + 1,95 = 2,07	6,89	Wariant obciążenia IV, $n_0 = 3$
5,19	SH	537,5 1,56	837,5 2,94	462,5 0,69	787,5 1,75	0,12 + 3,44 = 3,56	4,37	
7,5	SPP	250 0,06	700 1,05	500 0,12	825 1,69	0,12 + 1,69 = 1,81	6,54	Wariant obciążenia IV, $n_0 = 1$
5,14	SH	525 1,31	787,5 7,12	637,5 1,19	937,5 7,81	0,12 + 8,06 = 8,18	5,25	
8,49	SPP	175 0,06	500 0,94	400 0,12	550 0,61	0,12 + 0,86 = 0,98	6,13	Wariant obciążenia II, $n_0 = 3$
5,7	SH	500 1,37	500 1,37	437,5 0,81	575 1,94	0,12 + 2,06 = 2,18	5,13	
7,29	SPP	225 0,06	675 0,92	500 0,12	725 0,37	0,12 + 1,25 = 1,37	3,81	Wariant obciążenia II, $n_0 = 1$
5,10	SH	525 1,81	525 1,81	387,5 0,62	625 2,44	0,12 + 2,37 = 2,49	3,68	

Przy obciążeniu nosiwem IV i n_0 = 3 wszystkie przyrosty momentów obrotowych na wałach sprzęgieł hydrokinetycznych w obydwóch napędach posiadały charakter szczytowy.

W przypadkach dużego obciążenia przenośnika zgrzebłowego nosiwem (wariant IV) obciążenie maksymalne sprzęgieł hydrokinetycznych podczas rozruchu jest większe aniżeli sprzęgieł podatnych. Przy n_0 = 3 obciążenie to jest większe w napędzie głównym o 24% i w napędzie pomocniczym o 5%. Przy n_0 = 1 obciążenie maksymalne sprzęgła hydrokinetycznego jest większe w napędzie głównym o 12%, a w napędzie pomocniczym o 14%. W przypadkach mniejszego obciążenia przenośnika nosiwem (wariant II) sytuacja w zakresie porównania obciążeń maksymalnych sprzęgieł hydrokinetycznych i podatnych nie jest już tak jednoznaczna. Przy n_0 = 3 obciążenie maksymalne sprzęgła hydrokinetycznego i podatnego w napędzie głównym jest jednakowe, a w napędzie pomocniczym prawie jednakowe. Natomiast przy n_0 = 1 większe jest obciążenie maksymalne sprzęgła podatnego o 28% w napędzie głównym i o 16% w napędzie pomocniczym.

We wszystkich porównywanych pomiarach maksymalne obciążenia dynamiczne sprzęgieł hydrokinetycznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego występują później aniżeli w przypadku sprzęgieł podatnych (tablica 5.7)

Czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego wyposażonego w sprzęgła hydrokinetyczne jest dłuższy aniżeli przenośnika ze sprzęgłami podatnymi:

- dla wariantu IV i n_0 = 3 o 72%,
- dla wariantu IV i n_0 = 1 o 352%,
- dla wariantu II i n_0 = 3 o 122%,
- dla wariantu II i n_0 = 1 o 82%.

Faza porozruchowa była z kolei dłuższa w przenośnikach wyposażonych w sprzęgła podatne. Procentowo wygląda to następująco:

- dla wariantu IV i n_0 = 3 o 58%,
- dla wariantu IV i n_0 = 1 o 24%,
- dla wariantu II i n_0 = 3 o 19%,
- dla wariantu II i n_0 = 1 o 3%.

Podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego występują przyrosty obciążeń w łańcuchach, których wartości są niezależne od typu zastosowanych sprzęgieł (tablica 5.8).

Tablica 5.8

Porównanie przyrostów obciążeń w łańcuchach podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi i podatnymi

Pomiar	Typ sprzęgła	$\Delta S_{(4)}$ [kN]	$\Delta S_{(3)}$ [kN]	$\Delta S_{(2)}$ [kN]	$\Delta S_{(1)}$ [kN]
6.3	SPP	65,0	65,8	23,4	58,5
5.19	SH	50,0	79,9	17,5	54,0
7.5	SPP	15,0	37,6	58,5	24,7
5.14	SH	40,0	56,4	58,5	31,5
8.49	SPP	20,0	28,2	23,4	13,5
5.7	SH	27,5	32,9	5,8	31,5
7.29	SPP	20,0	37,6	38,0	9,0
5.10	SH	brak rejestracji - zakłócenia w oscylografie			

5.1.5.2. Porównanie spadków napięcia zasilania

Z porównania napięć zasilania silników asynchronicznych wynika, że (poza jednym wyjątkiem) spadek napięcia zasilania w przenośnikach zgrzebłowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi jest nieco większy aniżeli w przenośnikach zgrzebłowych ze sprzęgłami podatnymi (tablica 5.9). Ten nieco większy spadek napięcia zasilania nie przekracza jednak 27,5 V, co stanowi 5% z wartości 550 V.

Przenośniki zgrzebłowe ze sprzęgłami podatnymi charakteryzują się ustabilizowanym napięciem zasilania. Na trzynaście pomiarów dokonanych w różnych warunkach (zmiana natężenia nosiwa, zmiana napięcia wstępnego łańcuchów i zmiana opóźnienia we włączaniu silnika napędu głównego) występuje:

- jednakowe napięcie zasilania silnika w napędzie głównym w ruchu ustalonym o wartości 512,5 V we wszystkich pomiarach (spadek tylko o 6,8%),
- jednakowe napięcie zasilania silnika w napędzie pomocniczym w ruchu ustalonym o wartości 550 V we wszystkich pomiarach (brak spadku napięcia zasilania),
- w ośmiu pomiarach napięcie zasilania silnika napędu pomocniczego w chwili jego włączenia o wartości 467,5 V, a w pięciu pomiarach o wartości 481 V,
- w dziewięciu pomiarach napięcie zasilania silnika napędu głównego w chwili jego włączenia o wartości 375 V, w dwóch pomiarach o wartości 387,5V, a w dwóch pozostałych o wartości 400 V,
- w siedmiu pomiarach napięcie zasilania silnika napędu pomocniczego w chwili włączenia silnika napędu głównego o wartości 426 V, a w sześciu pomiarach o wartości 440 V.

Tablica 5.9

Porównanie napięcia zasilania silników w przenośniku zgrzebłowym ze sprzęgłami hydrokinetycznymi i podatnymi

Pomiar	Typ sprzęgła	U_B w chwili włączenia silnika B [V]	U_A w chwili włączenia silnika A [V]	U_B w chwili włączenia silnika A [V]	U_A w ruchu ustalonym [V]	U_B w ruchu ustalonym [V]
6.3	SPP	467,5	375,0	426,0	512,5	550,0
5.19	SH	481,0	362,5	426,0	512,5	550,0
7.5	SPP	467,5	375,0	426,0	512,5	550,0
5.14	SH	454,0	362,5	412,5	500,0	522,5
8.49	SPP	481,0	375,0	440,0	512,5	550,0
5.7	SH	467,5	362,5	412,5	512,5	550,0
7.29	SPP	467,5	375,0	426,0	512,5	550,0
5.10	SH	440,0	350,0	399,0	500,0	522,5

Tablica 5.10

Procentowy spadek napięcia zasilania silników asynchronicznych w przenośniku zgrzebłowym ze sprzęgłami podatnymi (w porównaniu do wartości 550 V)

Pomiar	ΔU_B w chwili włączenia silnika B %	ΔT_{OA} [s]	ΔU_A w chwili włączenia silnika A %	ΔU_B w chwili włączenia silnika A %	ΔU_A w ruchu ustalonym %	ΔU_B w ruchu ustalonym %
6.3	15,0	0,12	31,8	22,5	6,8	0,0
6.9	15,0	1,40	31,8	22,5	6,8	0,0
6.15	15,0	2,56	31,8	22,5	6,8	0,0
7.5	15,0	0,12	31,8	22,5	6,8	0,0
7.7	15,0	1,40	31,8	22,5	6,8	0,0
7.11	15,0	2,25	31,8	22,5	6,8	0,0
8.49	12,5	0,12	31,8	20,0	6,8	0,0
8.45	15,0	1,41	29,5	20,0	6,8	0,0
8.41	12,5	2,08	27,3	20,0	6,8	0,0
7.29	15,0	0,12	31,8	22,5	6,8	0,0
7.31	12,5	1,44	29,5	20,0	6,8	0,0
7.35	12,5	2,08	27,3	20,0	6,8	0,0
9.44	12,5	0,12	31,8	20,0	6,8	0,0

Tablica 5.11

Procentowy spadek napięcia zasilania silników asynchronicznych w przenośniku zgrzebłowym ze sprzęgłami hydrokinetycznymi (w porównaniu do wartości 550 V)

Pomiar	ΔU_B w chwili włączenia silnika B %	T_{OA} s	U_A w chwili włączenia silnika A %	U_B w chwili włączenia silnika A %	U_A w ruchu ustalonym %	U_B w ruchu ustalonym %
4.3	25,0	0,12	36,4	35,0	9,1	10,0
4.10	25,0	0,12	36,4	35,0	9,1	10,0
4.13	30,0	0,12	31,8	40,0	9,1	20,0
4.19	25,0	0,12	31,8	35,0	9,1	15,0
4.25	25,0	0,12	31,8	35,0	9,1	10,0
4.27	25,0	0,12	31,8	35,0	9,1	10,0
4.31	20,0	0,12	31,8	30,0	9,1	10,0
5.7	15,0	0,12	34,1	25,0	6,8	0,0
5.19	12,5	0,12	34,1	22,5	6,8	0,0
5.10	20,0	0,12	36,4	27,5	9,1	5,0
5.12	17,5	0,12	36,4	25,0	9,1	5,0
5.14	17,5	0,12	34,1	25,0	9,1	5,0

Wartości spadków napięcia zasilania silników napędowych podano w tablicy 5.10.

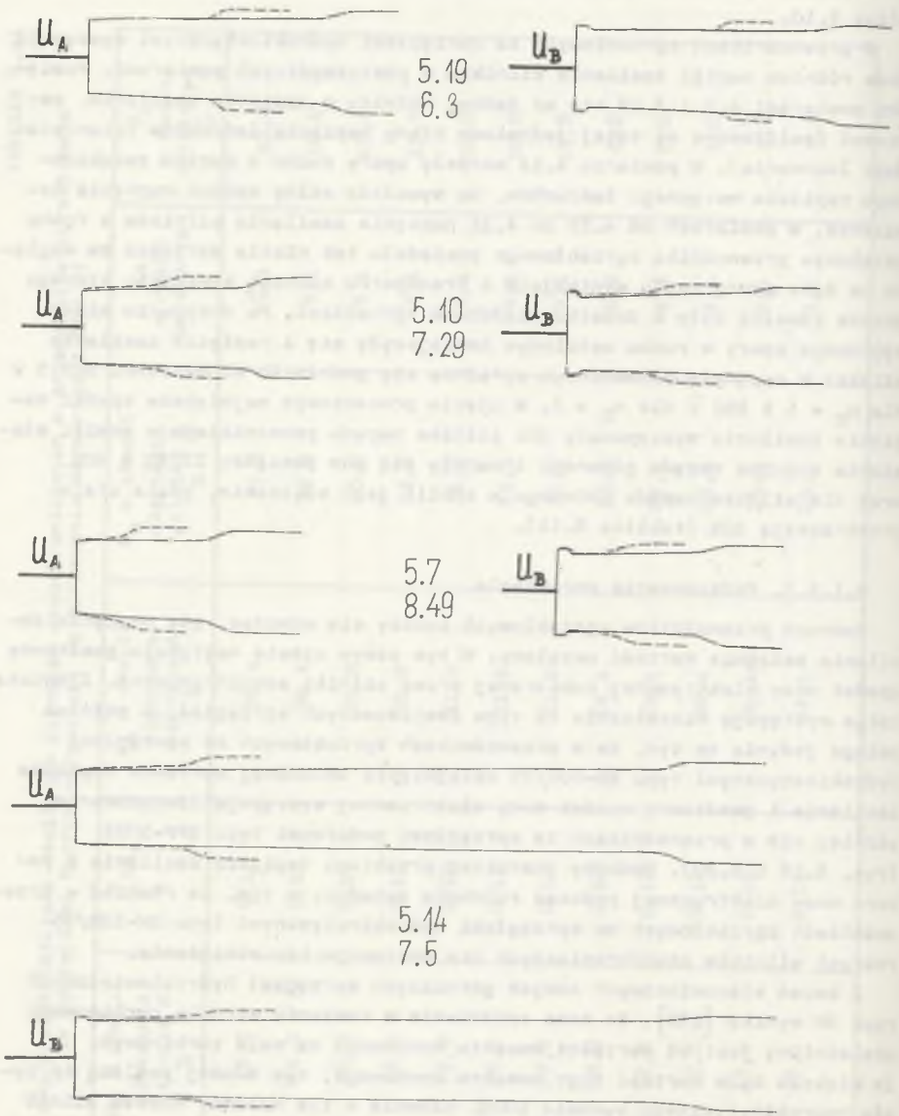
W przenośnikach zgrzebłowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi występują duże różnice napięć zasilania silników w poszczególnych pomiarach. Pomiędzy pomiarami 4.3 i 4.10 nie ma żadnej różnicy w napięciu zasilania, ponieważ realizowane są tutaj jednakowe stany napięcia łańcuchów (stan stałego luzowania). W pomiarze 4.13 wzrosły opory ruchu w wyniku zwiększonego napięcia wstępnego łańcuchów, co wywołało silny spadek napięcia zasilania. W pomiarach od 4.19 do 4.31 napięcie zasilania silników w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego posiadało tak niskie wartości ze względu na duże opory ruchu wynikające z transportu suchego kamienia, którego drobne kawałki były w dodatku miażdżone zgrzebłami. Po dosypaniu miału węglowego opory w ruchu ustalonym zmniejszyły się i napięcie zasilania silnika w napędzie pomocniczym wyraźnie się podniosło do wartości 522,5 V dla n_O = 1 i 550 V dla n_O = 3. W ujęciu procentowym największe spadki napięcia zasilania występowały dla silnika napędu pomocniczego w chwili włączenia silnika napędu głównego i wahały się one pomiędzy 22,5% a 40% oraz dla silnika napędu głównego w chwili jego włączenia, gdzie stale przekraczają 30% (tablica 5.11).

5.1.5.3. Podsumowanie porównania

Rozruch przenośników zgrzebłowych kończy się wówczas, gdy napięcie zasilania osiągnie wartość ustaloną. W tym samym czasie następuje gwałtowny spadek mocy elektrycznej pobieranej przez silniki asynchroniczne. Zjawiska takie występują niezależnie od typu zastosowanych sprzęgieł, a różnica polega jedynie na tym, że w przenośnikach zgrzebłowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75 osiągnięcie ustalonej wartości napięcia zasilania i gwałtowny spadek mocy elektrycznej występuje zdecydowanie później niż w przenośnikach ze sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z (rys. 5.19 i 5.20). Podobny charakter przebiegu napięcia zasilania i poboru mocy elektrycznej podczas rozruchu świadczy o tym, że również w przenośnikach zgrzebłowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75 rozruch silników asynchronicznych nie następuje bez obciążenia.

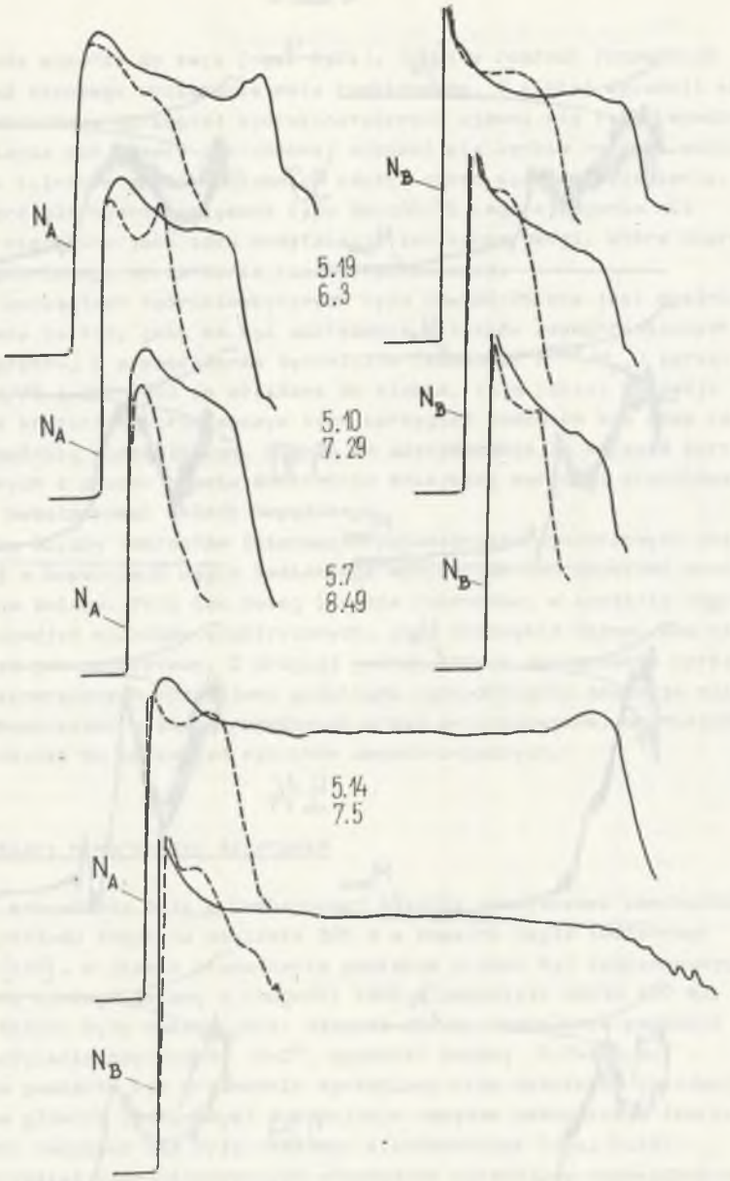
Z badań stanowiskowych samych górniczych sprzęgieł hydrokinetycznych typu SH wynika [132], że czas opóźnienia w ruszaniu wirnika turbinowego uzależniony jest od wartości momentu oporowego na wale turbinowym. Im większa była wartość tego momentu oporowego, tym dłużej poślizg sprzęgła hydrokinetycznego wynosił 100%. Głównie w tym właśnie czasie silnik asynchroniczny ruszał bez obciążenia.

Obciążenie wałów turbinowych sprzęgieł hydrokinetycznych w górniczych przenośnikach zgrzebłowych jest diametralnie inne, aniżeli na stanowisku badawczym. Otóż, wartość momentu oporowego na wale turbinowym sprzęgła hydrokinetycznego w chwili początkowej jest zawsze równa zero, ponieważ po każdym hamowaniu przenośnika zgrzebłowego moment oporowy na wale tur-



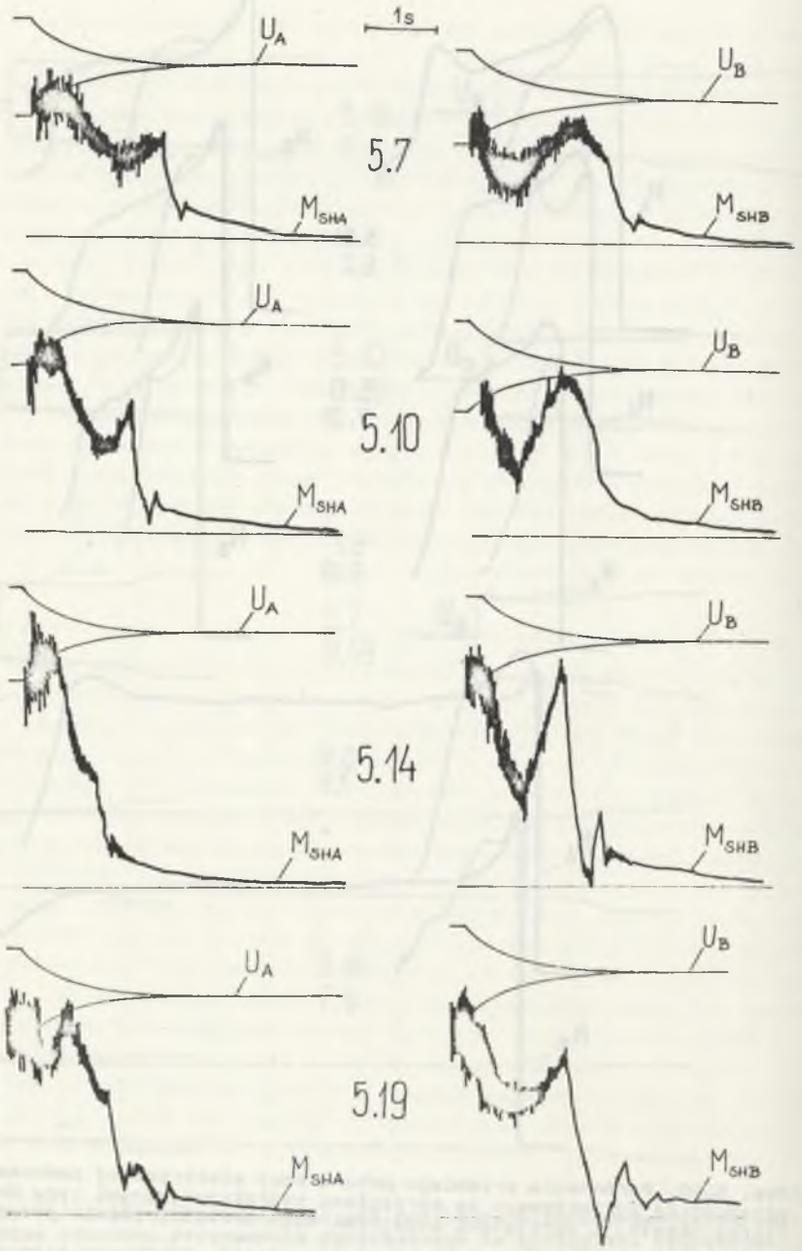
Rys. 5.19. Porównanie obwiedni napięcia zasilania silników asynchronicznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75 (linia ciągła) i sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z (linia przerywana)

Fig. 5.19. Comparison of the envelope of the supply voltage of asynchronous motors during start-up of the scraper conveyor with fluid couplings of the SH-100/75 type (continuous line) and with flexible couplings of the SPP-100Z type (broken line)



Rys. 5.20. Porównanie przebiegu poboru mocy elektrycznej podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75 (linia ciągła) i sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z (linia przerywana)

Fig. 5.20. Comparison of diagram of electric power consumption during start-up of the scraper conveyor with fluid couplings of the SH-100/75 type (continuous line) and flexible couplings of the SPP-100Z (broken line) type



Rys. 5.21. Przebieg hamowania przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi

Fig. 5.21. Braking course of scraper conveyor with fluid couplings

binowym spada właśnie do zera (rys. 5.21). Kolejny rozruch rozpoczyna się zatem od zerowego obciążenia wału turbinowego. W takiej sytuacji skuteczność rozruchowa sprzęgieł hydrokinetycznych ujawni się tylko wówczas, gdy opróżnianie ich komory rozruchowej odbywać się będzie na tyle wolno, aby rozruch silników asynchronicznych zdążył odbyć się bez obciążenia. Ponieważ sprzęgła hydrokinetyczne typu SH-100/75 tego wymagania nie spełniają, niezbędna jest taka modyfikacja ich konstrukcji, która doprowadzi do opóźnionego opróżniania komory rozruchowej.

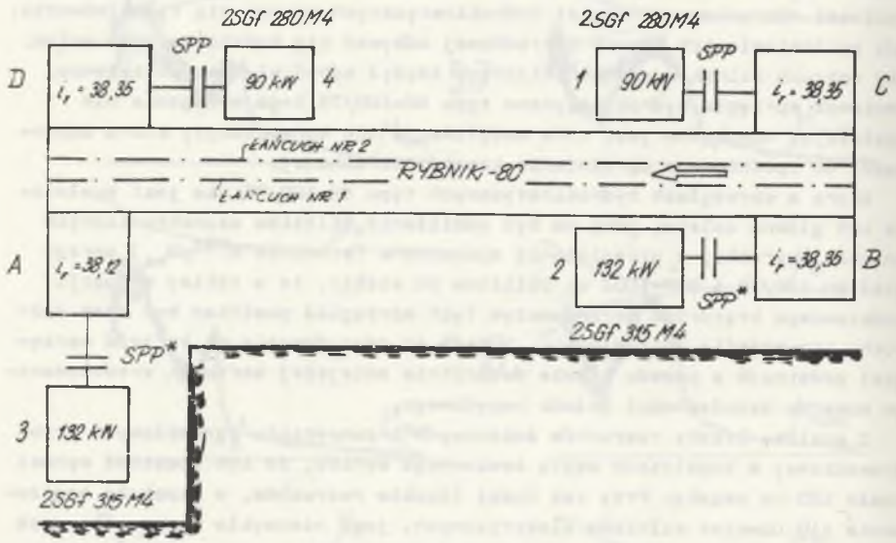
Skoro w sprzęgłach hydrokinetycznych typu SH-100/75 nie jest spełniona ich główna zaleta, jaką ma być odciążenie silników asynchronicznych podczas rozruchu, a przeciążenia dynamiczne (stosunek M^{max}/M_{ns}) sprzęgieł SH-100/75 i SPP-100Z są zbliżone do siebie, to w takiej sytuacji podstawowym kryterium porównawczym tych sprzęgieł powinien być czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego. Wypada on zdecydowanie na korzyść sprzęgieł podatnych z powodu prawie dwukrotnie mniejszej wartości zredukowanego momentu bezwładności układu napędowego.

Z analizy liczby rozruchów ścianowych przenośników zgrzebłowych przeprowadzonej w kopalniach węgla kamiennego wynika, że ich częstość wynosi około 120 na zmianę. Przy tak dużej liczbie rozruchów, w aspekcie nagrzewania się uzwojeń silników elektrycznych, jest niezwykle ważne, aby czas rozruchu był jak najkrótszy. Z drugiej jednak strony zastąpienie sprzęgieł hydrokinetycznych sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z powoduje eliminację zabezpieczeń układów napędowych przed przeciążeniem, co niejednokrotnie prowadzi do uszkodzeń silników asynchronicznych.

5.2. Pomiary w wyrobisku ścianowym

Pomiary prowadzone były w kombajnowej ścianie kompleksowo zmechanizowanej G-4 pokładu 358/1 na poziomie 385 m w Kopalni Węgla Kamiennego "Sośnica" [122]. W czasie prowadzenia pomiarów urobek był kamienno-węglowy (do końca wybiegu ściany o długości 1400 m pozostało około 180 m). Parametry ściany były następujące: długość 202 m, nachylenie podłużne 10-18°, nachylenie poprzeczne 0-2°, wysokość ściany 2,7-3,5 m.

Obiektem pomiarów był przenośnik zgrzebłowy typu Rybnik-80 ze zdwojonym napędem głównym (wysypowym) i zdwojonym napędem pomocniczym (zwrotnym). Układy napędowe nie były układami standardowymi (rys. 5.22). Zamiast sprzęgieł hydrokinetycznych przenośnik zgrzebłowy wyposażony był w sprzęgła podatne typu SPP-100Z. Po stronie ścianowej zamontowane były silniki asynchroniczne typu 2SGf315M4 o mocy 132 kW, przy czym przy wysypie układ napędowy był prostopadły, a przy zwrotni - równoległy. Po stronie zawałowej przenośnik posiadał silniki typu 2SGf280M4 o mocy 90 kW. Symbolem SPP* oznaczono sprzęgło typu SPP-100Z, dostosowane przez kopalnię (zwiększono średnicę wewnętrzną piasty po stronie napędowej) do współdziałania z silnikiem o mocy 132 kW.



Rys. 5.22. Schemat ścianowego przenośnika zgrzebłowego będącego obiektem pomiarów drgań

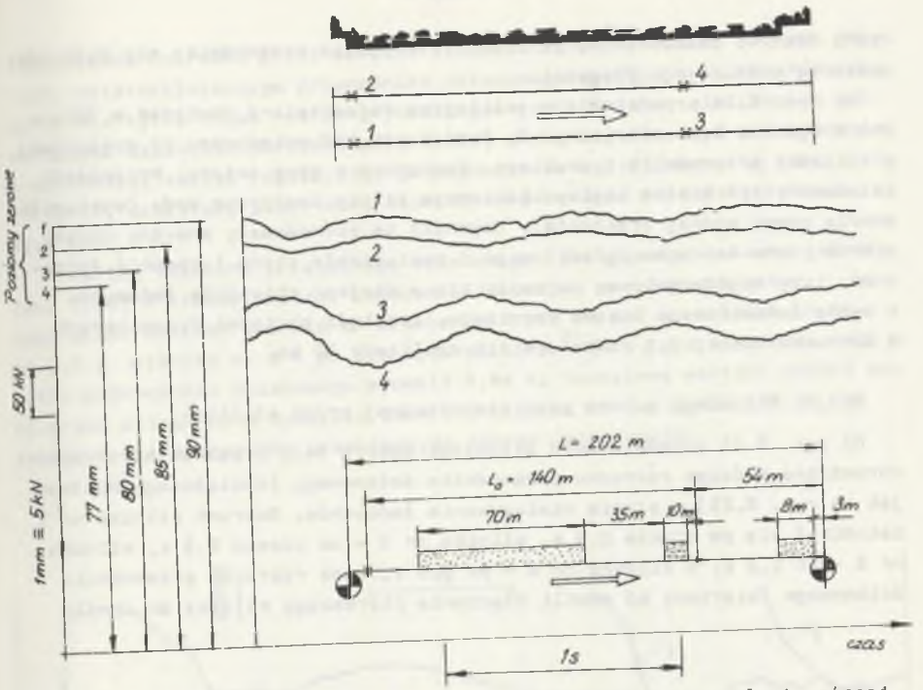
Fig. 5.22. Scheme of face scraper conveyor subject to vibrations measurements

Cyframi od 1 do 4 oznaczono kolejność włączania silników asynchronicznych. Pierwszy włączany był silnik napędowy oznaczony numerem 1. Opóźnienie (mierzone od chwili włączenia silnika nr 1) we włączeniu silnika nr 2 wynosiło 0,46 s, silnika nr 3 - 0,94 s, a silnika nr 4 - 1,44 s.

5.2.1. Przebiegi obciążeń dynamicznych w łańcuchach

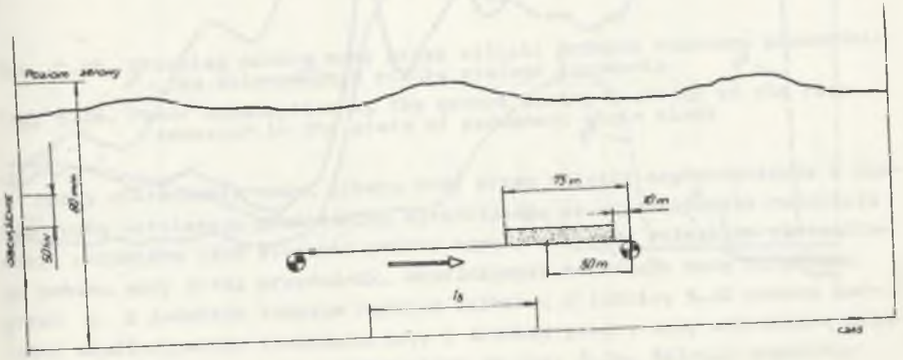
Na rys. 5.23 przedstawiono oscylogram rejestratora obciążeń dynamicznych w łańcuchach w ruchu ustalonym przenośnika ścianowego. Są to przebiegi 1, 2, 3 i 4. Zaznaczone jest miejsce położenia ogniw tensometrycznych w chwili początkowej oraz położenia urobku na przenośniku ścianowym.

Częstość obciążeń dynamicznych w łańcuchach wynosi 7,86 rads^{-1}.
Z oscylogramu wynika, że realizowany jest stan nieluzowania łańcuchów. Zwiększaniu obciążeń w ogniwach 3 i 4 towarzyszy zmniejszanie obciążeń w ogniwach 1 i 2. Zjawisko to jest charakterystyczne dla węzła drgań obciążeń, który występuje pomiędzy ogniwami tensometrycznymi danego łańcucha. Niejednakowe amplitudy obciążeń dynamicznych w ogniwie 1 i w ogniwie 3 oraz odpowiednio w ogniwach 2 i 4 świadczą o tym, że węzły drgań obciążeń w łańcuchach nie występują w środku rozstawu ogniw tensometrycz-



Rys. 5.23. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej w stanie nieluzowania w miejscach położenia ogniw tensometrycznych 1, 2, 3 i 4

Fig. 5.23. Variation of dynamic loads in chains of the top strand in the state of tension at points of location of the strain gauges 1,2, 3 and 4



Rys. 5.24. Przebieg obciążenia dynamicznego w łancuchu gałęzi górnej w stanie stałego luzowania w miejscu położenia ogniwa tensometrycznego 3

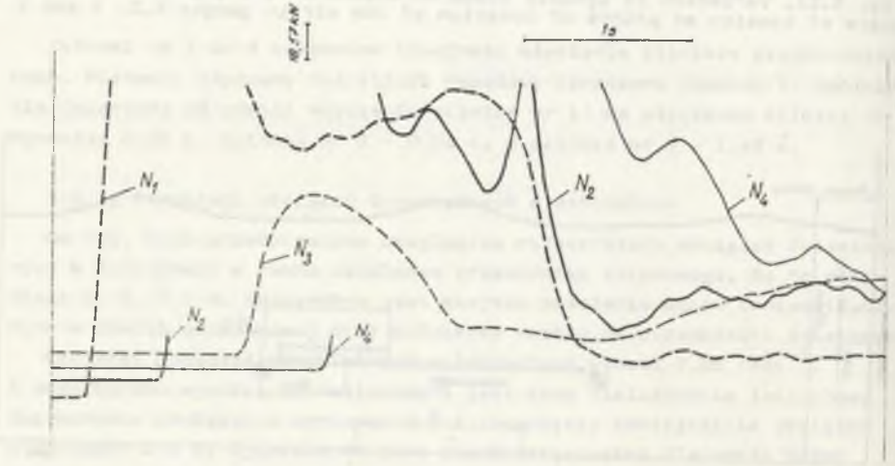
Fig. 5.24. Variation of dynamic load in the chain of the top strand in the state of permanent slack at the point of location of the strain- gauge 3

nych. Jest to uzasadnione, ponieważ załadowanie przenośnika nie było równomierne wzdłuż jego długości.

Na rys. 5.24 przedstawiono oscylogram rejestratora obciążeń w łańcuchu w ogniwie tensometrycznym 3. Pomiar ten był wykonywany po częściowej przekładce przenośnika i urabianiu kombajnem w górę ściany. Przenośnik załadowany był miałem węglowo-kamiennym silnie zmoczonym wodą (wystąpiła awaria pompy wodnej zraszania). Czynniki te spowodowały znaczny wzrost oporów ruchu łańcucha zgrzebłowego i wystąpienie stanu luzowania łańcuchów. Luzy międzyogniwowe pojawiły się w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu zwrotnego. Częstość obciążeń dynamicznych w łancuchu wynosi 3,5 $rads^{-1}$, a ich amplituda 30 kN.

5.2.2. Przebiegi poboru mocy elektrycznej przez silniki

Na rys. 5.25 przedstawiono przebiegi poboru mocy przez silniki asynchroniczne podczas rozruchu przenośnika ścianowego (obciążonego nosiwem jak na rys. 5.23) w stanie nieluzowania łańcuchów. Rozruch silnika nr 1 zakończył się po czasie 2,9 s, silnika nr 2 - po czasie 2,5 s, silnika nr 3 - po 1,3 s, a silnika nr 4 - po 2,6 s. Czas rozruchu przenośnika ścianowego (mierzony od chwili włączenia pierwszego silnika do chwili

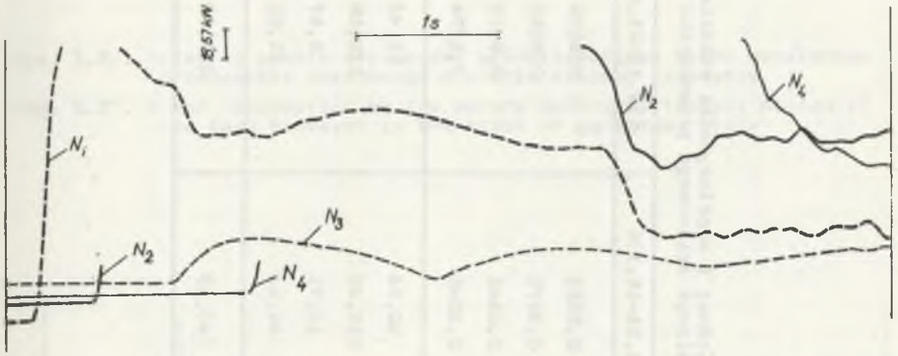


Rys. 5.25. Przebieg poboru mocy przez silniki podczas rozruchu przenośnika ścianowego w stanie stałego luzowania

Fig. 5.25. Power consumption by the motors during start-up of the face conveyor in the state of chain tension

zakończenia rozruchu przez ostatni silnik) wynosił 4,04 s. Podczas rozruchu czterosilnikowego przenośnika ścianowego występuje silne zróżnicowanie nie tylko czasu rozruchu poszczególnych silników, ale również ich obciążeń. Szczytowe wartości poboru mocy przez silniki 1, 2 i 4 znacznie przekraczają zakres rejestracji na papierze fotograficznym, to jest 176,4 kW. Szczytowy pobór mocy silnika nr 3 wynosił natomiast tylko 89,1 kW.

Przebieg rozruchu przenośnika ścianowego (obciążonego nosiwem jak na rys. 5.24) w stanie stałego luzowania łańcuchów przedstawiono na rys. 5.26. Rozruch silnika nr 1 zakończył się po 4,3 s, silnika nr 2 - po 3,9 s silnika nr 3 - po 1,8 s, a silnika nr 4 - po 4,1 s. Czas rozruchu przenośnika ścianowego wynosił 5,54 s. Szczytowa wartość poboru mocy przez silnik nr 3 wynosiła 33,4 kW, silnika nr 1 - około 185 kW, a silników 2 i 4 znacznie przekroczyła zakres rejestracji.



Rys. 5.26. Przebieg poboru mocy przez silniki podczas rozruchu przenośnika ścianowego w stanie stałego luzowania

Fig. 5.26. Power consumption by the motors during start-up of the face conveyor in the state of permanent chain slack

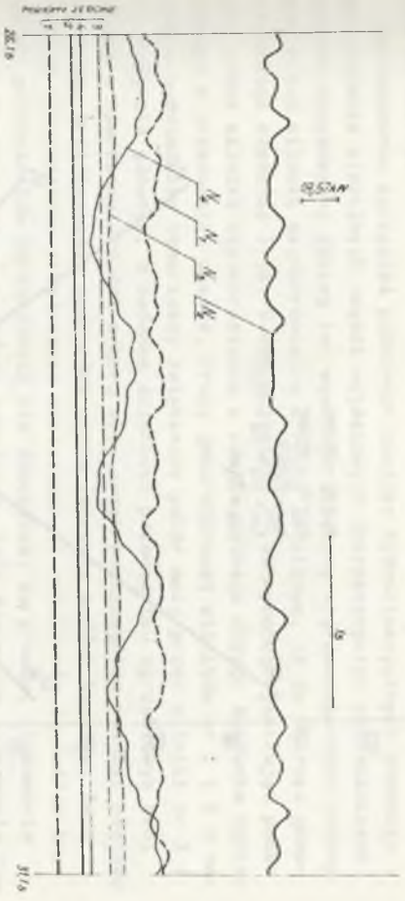
Miarą nierównomierności poboru mocy przez silniki asynchroniczne w czasie ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego są współczynniki rozdziału mocy, rozumiane jako stosunki poboru mocy przez dany silnik do całkowitego poboru mocy przez przenośnik. Współczynnik rozdziału mocy oznaczono przez u z indeksem będącym numerem silnika. W tablicy 5.12 podano wartości współczynników rozdziału mocy i średnie pobory mocy silników w przenośniku, którego rozruch przedstawiono na rys. 5.26. Silniki asynchroniczne w ruchu ustalonym obciążone są nierównomiernie (rys. 5.27). Najbardziej obciążony jest silnik nr 2, którego współczynnik rozdziału mocy przyjmuje średnie wartości od 0,444 do 0,5673. Znaczy to, że ponad

Tablica 5.12

Pobory mocy elektrycznej i współczynniki rozdziału mocy silników w ruchu ustalonym ścianowego przenośnika zgrzebłowego

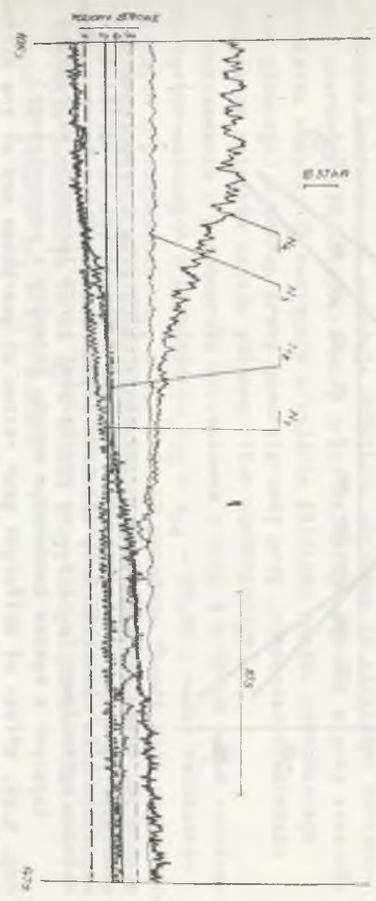
	(6,1-11,1)s	(11,11-16,1)s	(16,11-21,1)s	(21,11-26,1)s	(26,11-31,1)s
u_1	0,2182	0,2533	0,2656	0,2766	0,2947
u_2	0,4440	0,4975	0,5152	0,5389	0,5673
u_3	0,0490	0,0446	0,0418	0,0371	0,0306
u_4	0,2888	0,2046	0,1774	0,1474	0,1074
N_1 [kW]	53,17	60,84	61,43	58,78	56,46
N_2 [kW]	108,20	119,49	119,16	114,52	108,69
N_3 [kW]	11,94	10,71	9,67	7,88	5,86
N_4 [kW]	70,38	49,14	41,03	31,32	20,58
$\sum N$ [kW]	243,69	240,18	231,29	212,50	191,59

$\sum N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4$



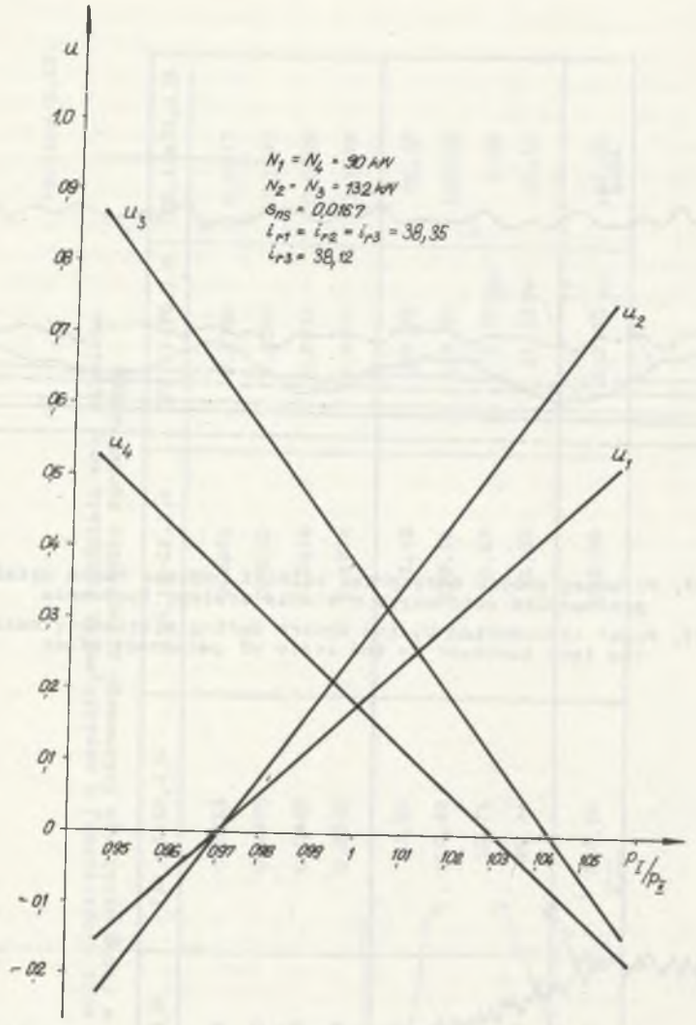
Rys. 5.27. Przebieg poboru mocy przez silniki podczas ruchu ustalonego przenośnika ścianowego w stanie stałego luzowania

Fig. 5.27. Power consumption by the motors during stationary motion of the face conveyor in the state of permanent slack



Rys. 5.28. Przykład pracy generatorowej silników asynchronicznych w ścianowym przenośniku zgrzebłowym

Fig. 5.28. Example of generator-type operation of asynchronous motors in the face scraper conveyor



Rys. 5.29. Wpływ niejednakowego przełożenia reduktorów i zróżnicowania podziałek ogniw współdziałających z bębnami łańcuchowymi na wartości współczynników rozdziału mocy silników asynchronicznych w ścianowym przenośniku zgrzebłowym (p_I i p_{II} są podziałkami ogniw łańcuchów współdziałających z bębnem łańcuchowym napędu głównego i pomocniczego)

Fig. 5.29. Effect of different gear ratios of gearboxes and of the differentiation in the pitches of chain links collaborating with the drive sprockets on the values of the power distribution coefficients of asynchronous motors in the face scraper conveyor (p_I and p_{II} are pitches of chain links collaborating with the drive sprocket of the main and auxiliary drive)

połowę całkowitych oporów ruchu pokonuje tylko jeden silnik, a zainstalowane są cztery.

Zastosowanie sprzęgieł podatnych zamiast hydrokinetycznych powoduje usztywnienie stabilnych części wyjściowych charakterystyk mechanicznych układów napędowych. Zabieg ten wywołuje wzmożoną nierównomierność poboru mocy przez silniki asynchroniczne w ruchu ustalonym, aż do zakresu generatorowego włącznie (rys. 5.28). Zjawisko to uchwycono rejestrując pobór mocy przez silniki asynchroniczne w czasie pełnego obiegu łańcucha zgrzebłowego w przenośniku pustym. Pracy generatorowej silników nr 1 i 2 w napędzie pomocniczym towarzyszy zwiększony pobór mocy przez silniki nr 3 i 4 w napędzie głównym. W badanym ścianowym przenośniku zgrzebłowym swój udział w nierównomierności poboru mocy przez poszczególne silniki posiada nie tylko zróżnicowanie podziałek ogniw łańcucha wzdłuż konturu, lecz również niejednakowe przełożenie zastosowanych reduktorów (wytwórca krajowych przenośników zgrzebłowych nie dopuszcza, co prawda, stosowania mieszanych reduktorów w napędzie zdwojonym, lecz dopuszcza stosowanie reduktorów kątowo-walcowych w napędzie głównym i reduktorów walcowych w napędzie pomocniczym lub odwrotnie). O ile zróżnicowanie podziałek ogniw wywołuje nierównomierność poboru mocy o charakterze okresowym, to niejednakowe przełożenie reduktorów jest przyczyną stałej nierównomierności poboru mocy przez silniki napędowe. W przenośniku ścianowym o mocy 2 x 90 + 2 x 132 kW i przełożeniach reduktorów $i_{r1} = i_{r2} = i_{r4} = 38,35$ oraz $i_{r3} = 38,12$ miarą stałej nierównomierności poboru mocy są wartości współczynników rozdziału mocy dla niewystępowania zróżnicowania podziałek ogniw łańcucha, które wynoszą: $u_1 = 0,181$, $u_2 = 0,266$, $u_3 = 0,371$, $u_4 = 0,181$ (rys. 5.29). Zróżnicowanie podziałek ogniw współdziałających z bębnami łańcuchowymi powoduje dodatkową okresową (o częstości konturowej) nierównomierność poboru mocy przez silniki napędowe, a przy stosunku podziałek powyżej 3% następuje przejście silników napędu pomocniczego (lub głównego) w zakres pracy generatorowej przy jednoczesnym wzroście obciążenia silników napędu głównego (lub pomocniczego).

Zastosowanie w przenośniku zgrzebłowym o mocy 4 x 90 kW dwóch reduktorów kątowo-walcowych o przełożeniu $i_{r3} = i_{r4} = 38,35$ i dwóch reduktorów walcowych o przełożeniu $i_{r1} = i_{r2} = 38,12$ powoduje (nawet przy niezróżnicowaniu podziałek ogniw wzdłuż konturu i jednakowych charakterystykach mechanicznych silników asynchronicznych) stałe przeciążenie silników w napędzie pomocniczym ($u_1 = u_2 = 0,292$) przy niedociążeniu silników w napędzie głównym ($u_3 = u_4 = 0,208$).

6. WERYFIKACJA MODELU MATEMATYCZNEGO DWUŁAŃCUCHOWEGO PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO Z NAPĘDEM GŁÓWNYM I POMOCNICZYM

Weryfikację modelu matematycznego dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym przeprowadzono dla wyników pomiaru 44, zarejestrowanego na taśmach oscylograficznych 9 i 10 (rys. 6.1). Na oscylogramach znaczone są obroty wału wyjściowego sprzęgła podatnego n_{SPA} i n_{SPB}. Obliczając ilość obrotów w jednostce czasu, otrzymano przebiegi prędkości kątowych ω_{SPA} i ω_{SPB} (rys. 6.2).

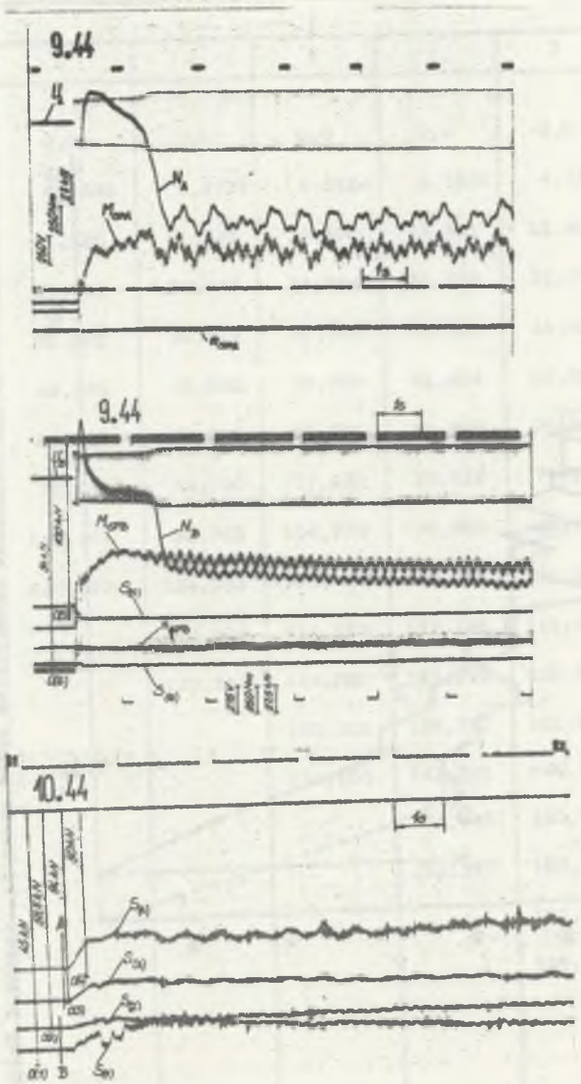
6.1. Wybór liczby stopni swobody modelu

Model fizyczny dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym posiada 4(j+1) stopni swobody. Dla warunków obciążenia przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80 jak w pomiarze 44 z równania (4.36) obliczono częstości własne programem komputerowym WART (tablica 6.1). Zwiększaniu liczby stopni swobody modelu towarzyszy spadek pierwszej częstości własnej oraz wzrost drugiej, trzeciej i czwartej częstości własnej według krzywej nasycenia (rys. 6.3). Występującą zależność wykorzystano dla wyboru liczby j. Po przyjęciu w nierówności (4.37) wskaźnika celu równego 0,03 wybrano j = 5.

6.2. Porównanie pomiarowych i obliczeniowych charakterystyk dynamicznych

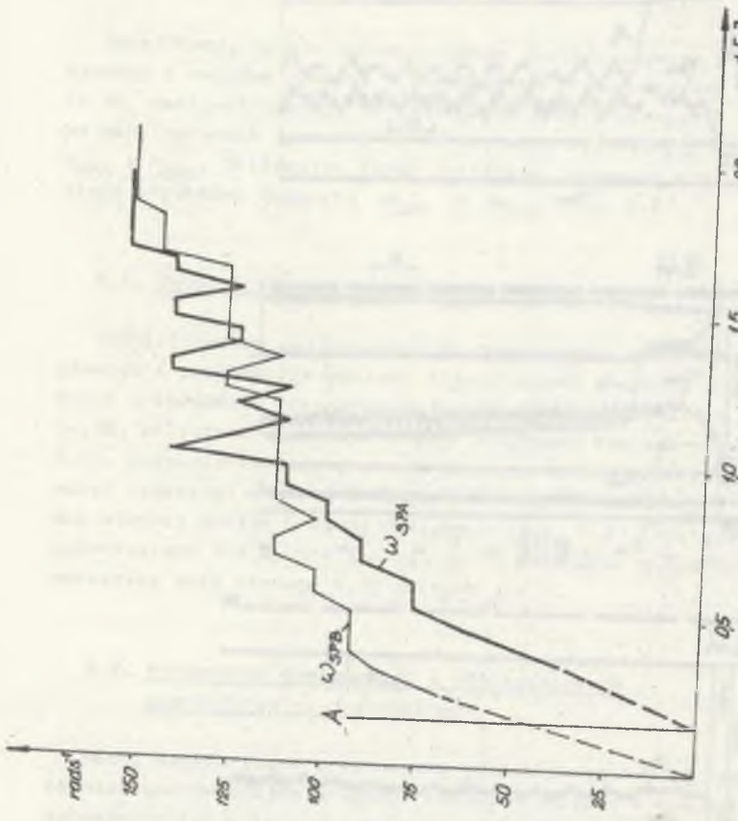
Model matematyczny przenośnika zgrzebłowego tworzą nieliniowe równania różniczkowe zwyczajne drugiego rzędu. W związku z tym weryfikacji modelu matematycznego należy dokonać na podstawie więcej niż dwóch charakterystyk dynamicznych. Do tego celu wybrano sześć następujących charakterystyk dynamicznych, otrzymanych z symulacji komputerowej programem TOMAS (rys. 6.4):

- przebiegi momentów obrotowych na wałach sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym,
- przebiegi prędkości kątowych ω_{SPA} i ω_{SPB},
- przebiegi obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej.



Rys. 6.1. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80 ze sprzęgłami podatnymi (ΔT_{OA} = 0,12 s, wariant V, n_O = 3)

Fig. 6.1. Start-up and stationary motion of the Rybnik-80 scraper conveyor with flexible couplings (ΔT_{OA} = 0,12 s, version V, n_O = 3)



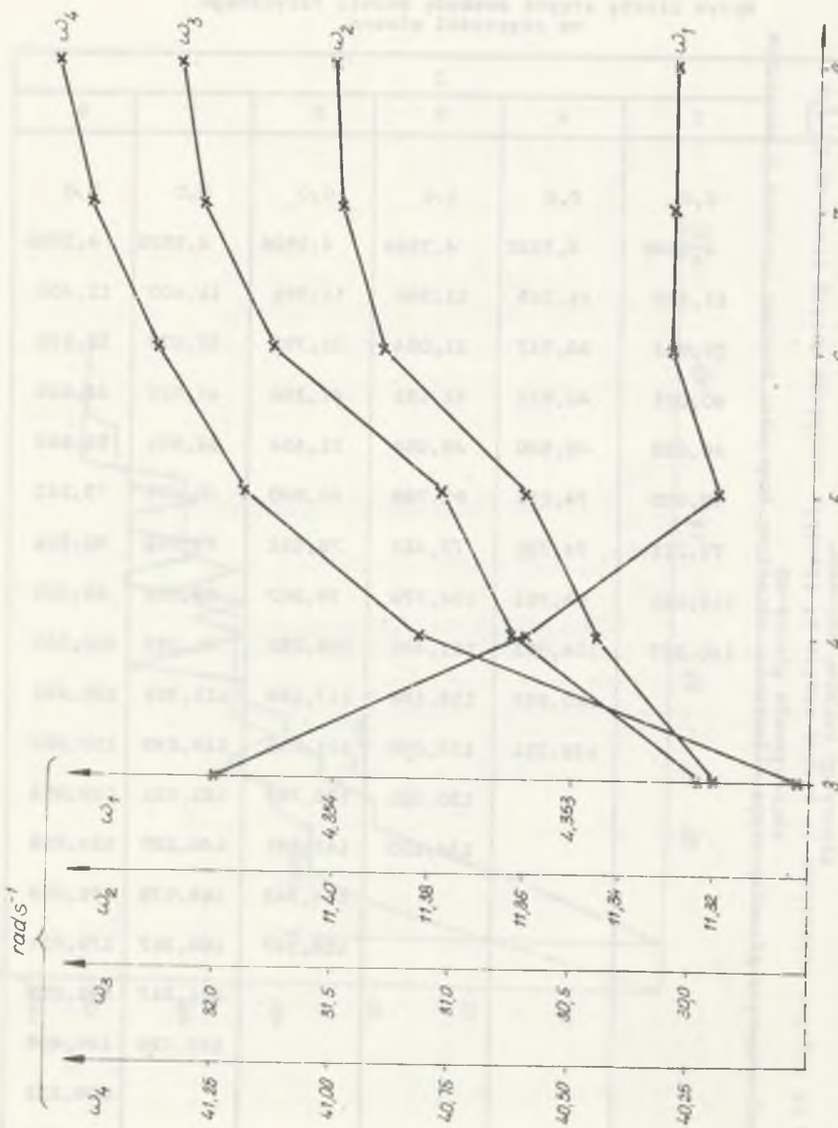
Rys. 6.2. Przebieg prędkości kątowych wałów wyjściowych sprzęgieł podatnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80

Fig. 6.2. Course of angular velocities of output shafts of flexible couplings during start-up of the Rybnik-80 scraper conveyor

Tablica 6.1

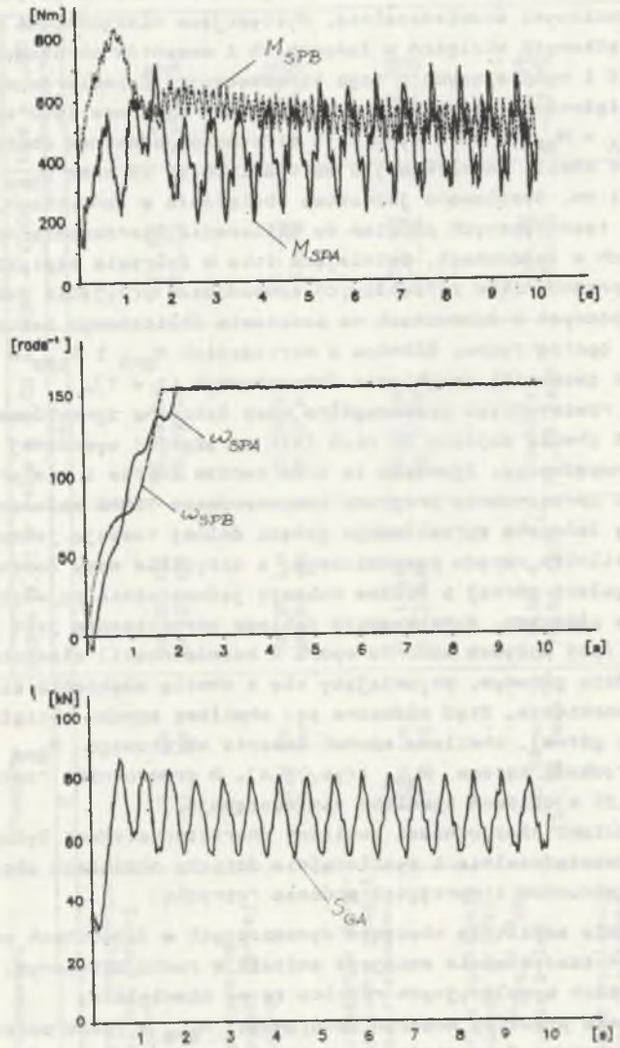
Wpływ liczby stopni swobody modelu fizycznego na częstości własne

ω_n [rads^{-1}]	j					
	3	4	5	6	7	8
0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1	4,3545	4,3532	4,3524	4,3526	4,3526	4,3526
2	11,320	11,345	11,360	11,391	11,400	11,402
3	29,953	30,747	31,064	31,785	32,079	32,176
4	40,021	40,825	41,191	41,386	41,529	41,605
5	48,688	46,680	49,084	51,454	52,901	53,618
6	68,595	74,236	61,796	66,980	70,873	73,243
7	79,211	74,720	77,422	76,532	79,982	80,601
8	119,692	96,763	104,778	78,987	83,958	89,303
9	120,627	104,993	111,481	109,052	91,097	100,567
10		120,893	118,188	117,158	111,391	106,491
11		122,351	124,090	121,293	118,245	112,968
12			130,522	138,757	122,921	119,053
13			134,103	143,681	146,288	124,218
14				154,743	165,979	151,024
15				159,397	168,367	176,851
16					181,517	191,019
17					185,728	196,402
18						208,333
19						212,086



Rys. 6.3. Zależność częstości własnych od liczby stopni swobody modelu

Fig. 6.3. Dependence o natural frequencies on the number of degrees of freedom of the model



Rys. 6.4. Obliczeniowe charakterystyki dynamiczne przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80 ze sprzęgłami podatnymi uzyskane programem TOMAS dla kroku wydruku 0,01 s

Fig. 6.4. Calculated dynamic characteristics of the Rybnik-80 scraper conveyor with flexible couplings obtained using the TOMAS program for the step of print-out 0,01 s

Charakterystyki dynamiczne wyznaczone metodą symulacji komputerowej (na emc Odra 1305) są jakościowo prawie zgodne z charakterystykami dynamicznymi wyznaczonymi doświadczalnie. Występujące niezgodności dotyczą wartości początkowych obciążeń w łańcuchach i momentów obrotowych na wałach sprzęgieł i wynikających z tego konsekwencji. Z pomiarów wynika, że dla t = 0 obciążenia w łańcuchach gałęzi górnej są równe 15,0 kN i 9,4 kN, natomiast $M_{SPA} = M_{SPB} = 0$. Z symulacji otrzymano jednakowe obciążenia w łańcuchach w chwili początkowej o wartości 36,17 kN oraz M_{SPA} = 247,4 Nm i M_{SPB} = 255,1 Nm. Symulowano jednakowe obciążenia w łańcuchach, ponieważ brak jest teoretycznych podstaw do obliczenia nierównomierności obciążeń statycznych w łańcuchach. Istniejąca luka w zakresie statyki dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych spowodowała przyjęcie jednakowych obciążeń statycznych w łańcuchach na podstawie obliczonego zastępczego współczynnika oporów ruchu. Różnica w wartościach M_{SPA} i M_{SPB} w chwili t = 0 wynika z geometrii zazębienia łańcuchowego (z = 7).

W obiekcie rzeczywistym poszczególne masy łańcucha zgrzebłowego i nosiwa ruszają z chwilą dojścia do nich fali sprężystej wywołanej włączeniem silnika napędowego. Zjawisko to trwa bardzo krótko i nie przekracza 0,16 s. W celu uproszczenia programu komputerowego TOMAS założono, że wszystkie masy łańcucha zgrzebłowego gałęzi dolnej ruszają jednocześnie po włączeniu silnika napędu pomocniczego, a wszystkie masy łańcucha zgrzebłowego gałęzi górnej i nosiwa ruszają jednocześnie po włączeniu silnika napędu głównego. Konsekwencją takiego uproszczenia jest chwilowy ruch wsteczny (pod wpływem momentu oporu i bezwładności) elementów wirujących w napędzie głównym, pojawiający się z chwilą włączenia silnika w napędzie pomocniczym. Stąd widoczne są: chwilowy spadek obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej, chwilowy spadek momentu obrotowego M_{SPA} i chwilowa ujemna prędkość kątowa ω_{SPA} (rys. 6.4). W przenośniku rzeczywistym dla ΔT_{OA} = 0,12 s opisane zjawisko nie występuje.

Pewne jakościowe niezgodności pomiędzy charakterystykami dynamicznymi wyznaczonymi doświadczalnie i symulacyjnie dotyczą przebiegu obciążeń dynamicznych łańcuchów i sprzęgieł podczas rozruchu:

- na oscylogramie amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchach podczas rozruchu jest zdecydowanie mniejsza aniżeli w ruchu ustalonym, tymczasem na wykresach symulacyjnych różnice te są niewielkie;
- na oscylogramie przebieg momentu obrotowego M_{SPB} w fazie porozruchowej jest prawie styczny do wartości szczytowych tego momentu podczas rozruchu. Na wykresie symulacyjnym natomiast po osiągnięciu wartości szczytowej występuje najpierw spadek momentu obrotowego, później niewielki wzrost i przejście do fazy porozruchowej;
- na oscylogramie występują mniejsze drgania momentu obrotowego M_{SPA} podczas rozruchu aniżeli na wykresie symulacyjnym.

Ilościowego porównania wartości obliczonych ze zmierzonymi dokonano za pomocą 30 wskaźników porównawczych dla dwóch kroków wydruku KRW (ta-

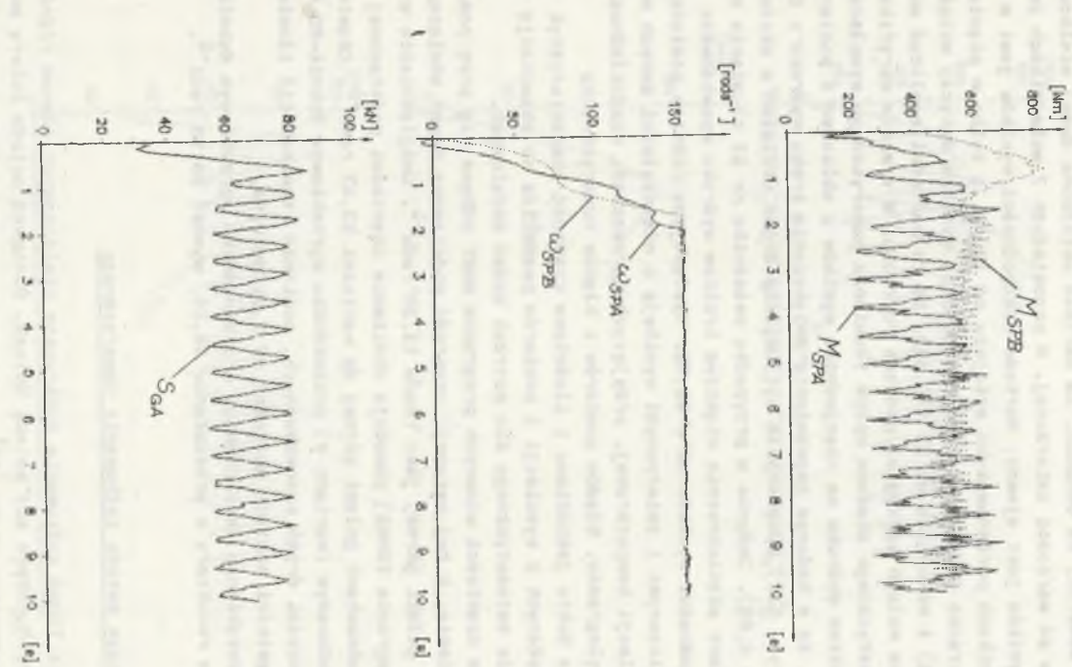
Tablica 6.2

Porównanie ilościowe wielkości zmierzonych i obliczonych programem TOMAS

Wskaźniki porównawcze	Pomiary	Obliczenia		Niezgodność wyników	
		KRW = 0,01 s	KRW = 0,05 s	KRW = 0,01 s	KRW = 0,05 s
1	2	3	4	5	6
1,2. Pierwszy szczyt obciążenia w łańcuchu gałęzi górnej podczas rozruchu:					
- łańcuch nr 1	65,8 kN	86,59 kN	85,59 kN	+31,6%	+30,1%
- łańcuch nr 2	67,5 kN	86,59 kN	85,59 kN	+28,3%	+26,8%
3,4. Obciążenie maksymalne w łańcuchu gałęzi górnej podczas rozruchu:					
- łańcuch nr 1	75,2 kN	86,59 kN	85,59 kN	+15,2%	+13,8%
- łańcuch nr 2	77,5 kN	86,59 kN	85,59 kN	+11,7%	+10,4%
5,6. Amplituda obciążenia dynamicznego w łańcuchu gałęzi górnej podczas rozruchu:					
- łańcuch nr 1	18,8 kN	31,1 kN	30,3 kN	+65,4%	+61,2%
- łańcuch nr 2	17,5 kN	31,1 kN	30,3 kN	+77,7%	+73,1%
7,8. Czas, po którym występuje pierwsza zgodność prędkości kątowych ω_{SPA} i ω_{SPB} podczas rozruchu i ich wartość	0,98 s 113,75 rads^{-1}	0,86 s 75,86 rads^{-1}	0,85 s 75,39 rads^{-1}	-12,2% -33,3%	-13,3% -33,7%
9,10. Czas, po którym występuje druga zgodność prędkości kątowych ω_{SPA} i ω_{SPB} podczas rozruchu i ich wartość	1,12 s 113,75 rads^{-1}	1,61 s 136,37 rads^{-1}	1,62 s 136,56 rads^{-1}	+43,7% +19,9%	+44,6% +20,1%
11,12. Maksymalny moment obrotowy M_{SPA} podczas rozruchu i czas wystąpienia	650 Nm 1,85 s	716,2 Nm 1,73 s	688,8 Nm 1,72 s	+10,2% -6,5%	+6,0% -7,0%

cd. tablicy 6.2

1	2	3	4	5	6
13. Amplituda momentu obrotowego M_{SPA} podczas rozruchu	275 Nm	493,6 Nm	434,2 Nm	+79,5%	+57,9%
14,15. Maksymalny moment obrotowy M_{SPB} podczas rozruchu i czas wystąpienia	687,5 Nm 1,10 s	831,7 Nm 0,86 s	827,9 Nm 0,85 s	+21,0% -21,8%	+20,4% -22,7%
16. Amplituda momentu obrotowego M_{SPB} podczas rozruchu	175 Nm	321,8 Nm	319,1 Nm	+83,9%	+82,3%
17,18. Czas osiągnięcia ustalonej prędkości kątowej ω_{SPA} i jej wartość	1,69 s 155,0 $rads^{-1}$	2,05 s 154,66 $rads^{-1}$	2,07 s 155,97 $rads^{-1}$	+21,3% -0,2%	+22,5% +0,6%
19,20. Czas osiągnięcia ustalonej prędkości kątowej ω_{SPB} i jej wartość	1,84 s 153,75 $rads^{-1}$	1,75 s 154,59 $rads^{-1}$	1,77 s 154,66 $rads^{-1}$	-4,9% +0,5%	-3,8% +0,6%
21. Czas trwania fazy porozruchowej t_{RIII}	7,4 s	7,1 s	7,1 s	-4,0%	-4,0%
22. Częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej w ruchu ustalonym	9,5 $rads^{-1}$	10,47 $rads^{-1}$	10,47 $rads^{-1}$	+10,2%	+10,2%
23,24. Amplituda obciążenia dynamicznego w łańcuchu gałęzi górnej w ruchu ustalonym: - łańcuch nr 1 - łańcuch nr 2	 23,5 kN 25,0 kN	 28,2 kN 28,2 kN	 28,2 kN 28,2 kN	 +20,0% +12,8%	 +20,0% +12,8%
25,26. Częstość podstawowa i amplituda drgań momentu obrotowego M_{SPA} w ruchu ustalonym (po fazie porozruchowej)	9,5 $rads^{-1}$ 375 Nm	10,47 $rads^{-1}$ 431,3 Nm	10,47 $rads^{-1}$ 417,9 Nm	+10,2% +15,0%	+10,2% +11,4%
27. Maksymalny moment obrotowy M_{SPA} w ruchu ustalonym	600 Nm	704,7 Nm	688,3 Nm	+17,4%	+14,7%
28,29. Częstość podstawowa i amplituda drgań momentu obrotowego M_{SPB} w ruchu ustalonym (po fazie porozruchowej)	29,3 $rads^{-1}$ 137,5 Nm	39,27 $rads^{-1}$ 170,2 Nm	41,88 $rads^{-1}$ 166,4Nm	+34,0% +23,8%	+42,9% +21,0%
30. Maksymalny moment obrotowy M_{SPB} w ruchu ustalonym (po fazie porozruchowej)	525 Nm	596,0 Nm	594,6 Nm	+13,5%	+13,2%



Rys. 6.5. Obliczeniowe charakterystyki dynamiczne przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80 ze sprzęgłami podatnymi uzyskane programem TOMAS dla kroku wydruku 0,05 s

Fig. 6.5. Calculated dynamic characteristics of the Rybnik-80 scraper conveyor with flexible couplings obtained using the TOMAS program for the step of print-out 0,05 s

blica 6.2). W przypadku KRW = 0,01 s dla 23 wskaźników niezgodność wyników ma znak dodatni, co oznacza, że wartość obliczona danej wielkości jest większa od wartości zmierzonej. W pozostałych 7 wskaźnikach znak niezgodności wyników jest ujemny. Wartość niezgodności wyników jest w szesnastu wskaźnikach porównawczych mniejsza od |20|%, a tylko w pięciu wskaźnikach przekracza 40%. Największa niezgodność wyników dotyczy wskaźnika nr 16 (83,9%) i wskaźnika nr 13 (79,5%). Są to wartości amplitud momentów obrotowych na wałach sprzęgieł podczas rozruchu. W trakcie weryfikacji modelu matematycznego zbadano wpływ tłumienia numerycznego wywołanego większym krokiem wydruku na niezgodność wyników z obliczeń i pomiarów. Okazuje się, że w badanym zagadnieniu zwiększenie kroku wydruku z 0,01 s do 0,05 s (rys. 6.5) spowodowało wytłumienie drgań obciążeń o około 3% (maksymalnie 4,6%). Jedynie w przypadku wskaźnika nr 13 tłumienie numeryczne wywołane pięciokrotnie większym krokiem wydruku spowodowało zmniejszenie niezgodności wyników aż o 21,6%. Występujące różnice pomiędzy wartościami obliczonymi i zmierzonymi wynikają z nieścisłości danych wejściowych do symulacji komputerowej, przyjętych uproszczeń, niedokładności odczytów z oscylogramów, błędów pomiarów i błędów numerycznych.

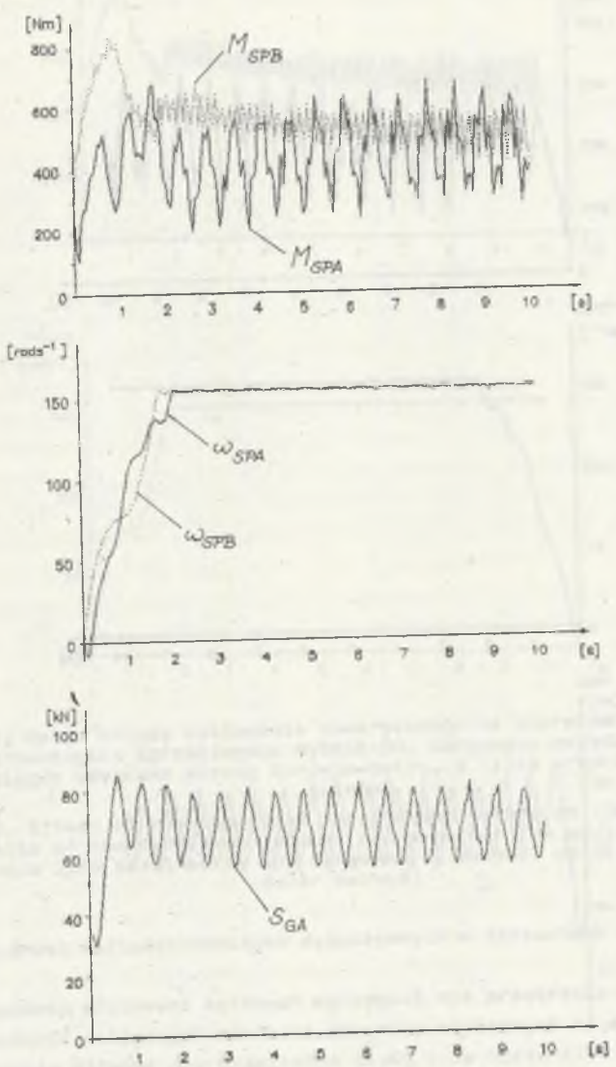
Osiągnięta dobra jakościowa i ilościowa zgodność charakterystyk dynamicznych uzyskanych z symulacji i pomiarów pozwoliła na akceptację utworzonego modelu matematycznego dla potrzeb badań modelowych.

Obliczanie częstości własnych programem WART odbywa się przy pominięciu sił tłumienia. W tej sytuacji częstość podstawowa drgań obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej jest równa 11,36 $rads^{-1}$. Uwzględnienie sił tłumienia (w programie TOMAS) powoduje obniżenie częstości podstawowej drgań obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej do wartości 10,47 $rads^{-1}$. Częstości własne w załadowanym (wariant V) przenośniku zgrzebłowym Rybnik-80 są różne od częstości drgań samowzbudnych, ponieważ stosunek sił tłumienia do sił sprężystości posiada wartości od 0,51 do 0,94.

Częstość zazębienia łańcuchowego w przenośniku zgrzebłowym Rybnik-80, wyposażonym w reduktory o przełożeniu 38,35, wynosi 28,19 $rads^{-1}$.

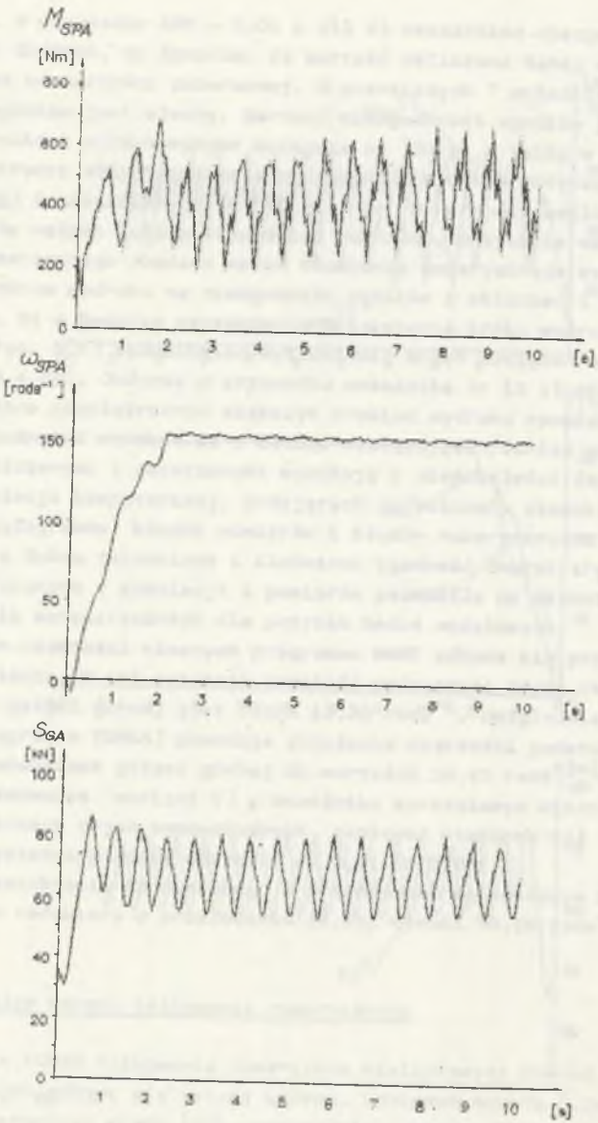
6.3. Wpływ metody całkowania numerycznego

W programie TOMAS całkowanie numeryczne nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych odbywa się metodą Eulera. Ponieważ metoda Eulera ma dokładność pierwszego rzędu [28], postanowiono porównać ją (w rozpatrywanym zagadnieniu) z metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu. W tym celu opracowano program komputerowy TOM, wykorzystujący procedurę F4RUNK z biblioteki podprogramów emc Odra 1305 w języku FORTRAN. Wyniki obliczeń dla tego samego kroku całkowania (KRC = 0,005 s) i kroku wydruku (KRW = 0,05 s) przedstawiono na rysunku 6.6. Z bezpośredniego porównania obliczeniowych charakterystyk dynamicznych otrzymanych z dziesięciosekundowej symulacji komputerowej programem TOMAS i programem TOM wynika, że (rys.6.7 i 6.8):



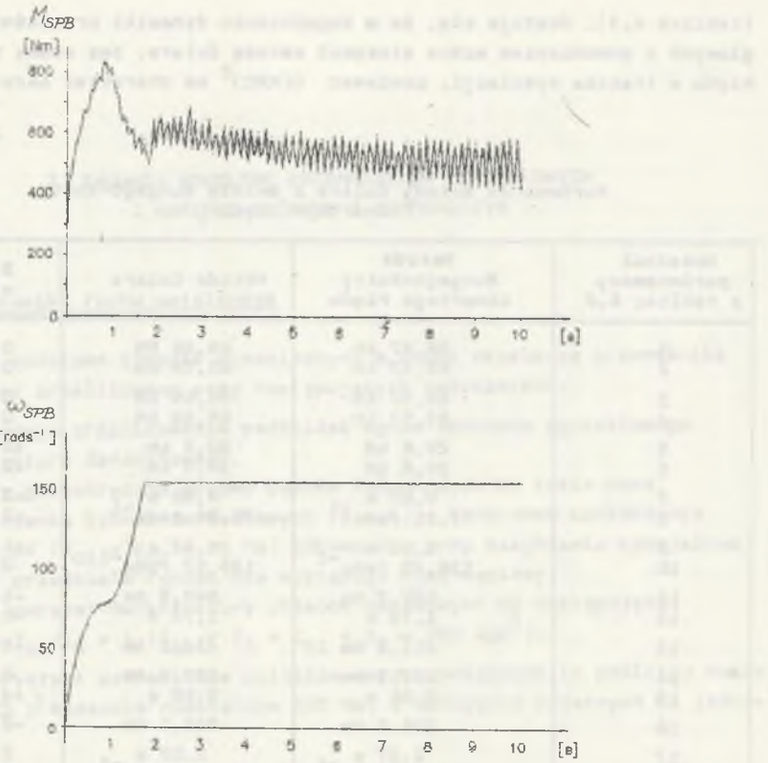
Rys. 6.6. Obliczeniowe charakterystyki dynamiczne przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80 ze sprzęgłami podatnymi, uzyskane programem TOM

Fig. 6.6. Calculated dynamic characteristics of the Rybnik-80 scraper conveyor with flexible couplings obtained using the TOM program



Rys. 6.7. Wpływ metody całkowania numerycznego na charakterystyki dynamiczne przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80, dotyczące napędu głównego (linie ciągłe uzyskano metodą Rungego-Kutty, a linie kropkowe - metodą Eulera)

Fig. 6.7. Effect of the numerical integration method on the dynamic characteristic of the Rybnik-80 scraper conveyor for the main drive (continuous line obtained by the Runge-Kutt method, pointed line by the Euler metod)



Rys. 6.8. Wpływ metody całkowania numerycznego na charakterystyki dynamiczne przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80, dotyczące napędu pomocniczego (linie ciągłe uzyskano metodą Rungego-Kutty, a linie kropkowe - metodą Eulera)

Fig. 6.8. Effect of the numerical integration method on the dynamic characteristic of the Rybnik-80 scraper conveyor for the auxiliary drive (continuous line obtained by the Runge-Kutty method, pointed line by the Euler method)

- niezgodność wartości obciążeń dynamicznych w łańcuchach nie przekracza 2,1%,
- niezgodność prędkości kątowych sprzęgieł nie przekracza 0,9%,
- niezgodność dolinowych wartości momentów obrotowych na wale sprzęgła w napędzie głównym nie przekracza 11,6% i to dopiero po upływie 7 s,
- niezgodność ekstremalnych wartości momentów obrotowych na wale sprzęgła w napędzie pomocniczym nie przekracza 6,4%.

Błąd metody Eulera w porównaniu z metodą Rungego-Kutty oszacowano ponadto dla wskaźników porównawczych z tablicy 6.2. Z porównania tego wynika, że dla 12 wskaźników błąd jest zerowy, dla 15 wskaźników błąd nie przekracza 3%, a dla pozostałych trzech wskaźników błąd przekracza 3%

(tablica 6.3). Okazuje się, że w zagadnieniu dynamiki przenośników zgrzegłowych z powodzeniem można stosować metodę Eulera, bez obawy narastania błędu w trakcie symulacji, ponieważ $O(KRC)^2$ ma charakter oscylacyjny.

Tablica 6.3

Porównanie metody Eulera z metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu

Wskaźnik porównawczy z tablicy 6.2	Metoda Rungego-Kutty czwartego rzędu	Metoda Eulera	Błąd w %
1	85,57 kN	85,59 kN	0,0
2	85,57 kN	85,59 kN	0,0
3	85,57 kN	85,59 kN	0,0
4	85,57 kN	85,59 kN	0,0
5	29,6 kN	30,3 kN	+2,4
6	29,6 kN	30,3 kN	+2,4
7	0,87 s	0,85 s	-2,2
8	77,31 rads^{-1}	75,39 rads^{-1}	-2,5
9	1,60 s	1,62 s	+1,2
10	136,49 rads^{-1}	136,57 rads^{-1}	0,0
11	679,7 Nm	688,8 Nm	+1,3
12	1,75 s	1,72 s	-1,7
13	411,5 Nm	434,2 Nm	+5,5
14	827,5 Nm	827,9 Nm	0,0
15	0,81 s	0,85 s	+4,9
16	326,2 Nm	319,1 Nm	-2,2
17	2,07 s	2,07 s	0,0
18	155,77 rads^{-1}	155,97 rads^{-1}	+0,1
19	1,75 s	1,77 s	+1,1
20	154,66 rads^{-1}	154,66 rads^{-1}	0,0
21	7,1 s	7,1 s	0,0
22	10,47 rads^{-1}	10,47 rads^{-1}	0,0
23	28,1 kN	28,2 kN	+0,3
24	28,1 kN	28,2 kN	+0,3
25	10,47 rads^{-1}	10,47 rads^{-1}	0,0
26	381,8 Nm	417,9 Nm	+9,4
27	684,5 Nm	688,3 Nm	+0,5
28	41,88 rads^{-1}	41,88 rads^{-1}	0,0
29	167,7 Nm	166,4 Nm	-0,8
30	587,2 Nm	594,6 Nm	+1,3

7. BADANIA MODELOWE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH Z NAPĘDEM GŁÓWNYM I POMOCNICZYM

7.1. Dynamika ruchu ustalonego

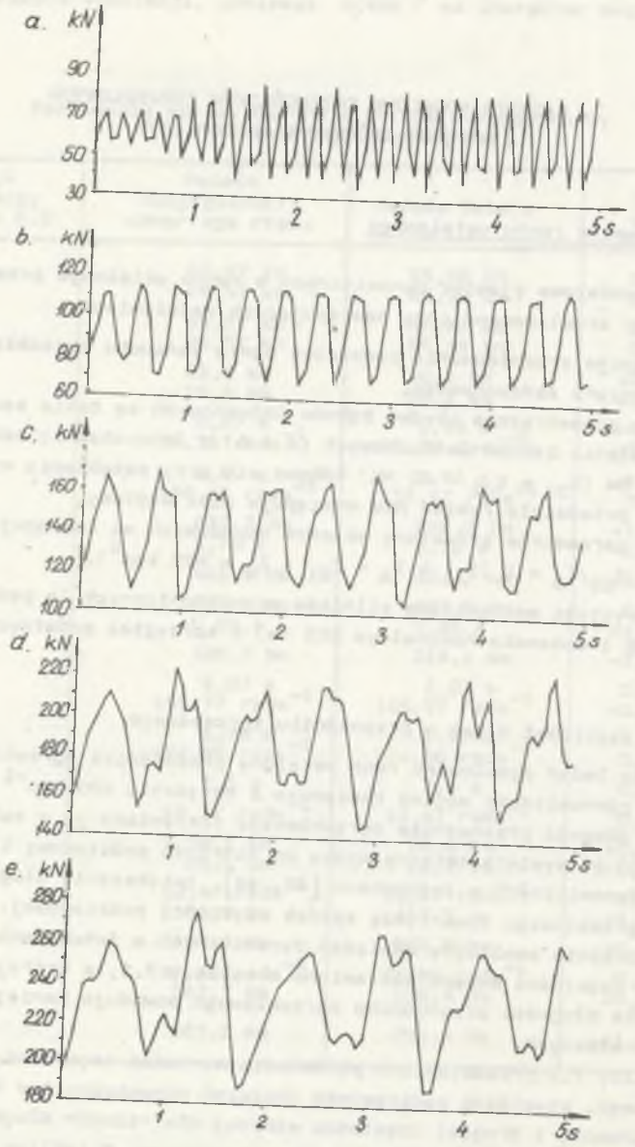
Badania modelowe zjawisk dynamicznych w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego zrealizowano przy następujących założeniach:

- nie występuje zróżnicowanie podziałek ogniw łańcucha zgrzebłowego wzdłuż konturu łańcuchowego,
- parametry geometryczne obydwu bębnów łańuchowych są takie same,
- współdziałanie bębnów łańcuchowych (z = 6) z łańcuchem zgrzebłowym 2 x 18 x 64 ($E_{01} = E_{02} = 20$ MN) odbywa się przy zazębieniu specjalnym,
- w dolnym przedziale rynien nie występuje miał węglowy,
- wartości parametrów struktury układów napędowych są następujące: $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 1$ ($I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 922$ kgm^2),
- charakterystyki mechaniczne silników asynchronicznych (o poślizgu nominalnym 2% i momencie nominalnym 585 Nm) i sprzęgieł podatnych są jednakowe.

7.1.1. Częstości drgań w przenośniku zgrzebłowym

W czasie badań symulowano ruch ustalony przenośnika zgrzebłowego obciążonego równomiernie węglem kamiennym o natężeniu 200 kgm^{-1} na całej długości. Długość przenośnika zgrzebłowego (zmieniano ją w zakresie od 50 m do 250 m) wywiera istotny wpływ na częstość podstawową i amplitudę obciążeń dynamicznych w łańcuchach [43, 44]. Zwiększaniu długości przenośnika zgrzebłowego towarzyszy spadek częstości podstawowej, przy jednoczesnym wzroście amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach (rys. 7.1). Obliczone częstości własne zestawiono w tablicy 7.1, z której wynika, że zwiększanie długości przenośnika zgrzebłowego powoduje zmniejszanie się częstości własnych.

W tablicy 7.2 przedstawiono porównanie wartości częstości zazębienia łańcuchowego, częstości podstawowej obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi ładownej i drugiej częstości własnej dla różnych długości przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym. W tablicy tej umieszczono wartości drugiej częstości własnej badanego przenośnika zgrzebłowego, ponieważ odpowiadają one częstościom podstawowym obciążeń dynamicznych w łańcuchach. Wartości częstości zazębienia łańcuchowego zdecydowanie odbiegają od częstości podstawowych obciążeń dynamicznych, z wyjąt-



Rys. 7.1. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu jego nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego w stanie nieluzowania łańcuchów
a) L = 50 m, b) L = 100 m, c) L = 150 m, d) L = 200 m, e) L = 250 m

Fig. 7.1. Variation of dynamic loads in the chain at its run-on point onto the drive sprocket of the main drive in the state of chain tension
a) L = 50 m, b) L = 100 m, c) L = 150 m, d) L = 200 m, e) L = 250 m

Tablica 7.1

Wpływ długości przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym na jego częstości własne

ω_n; rads^{-1}	L; m 50	100	150	200	250
1	7,3	5,1	4,1	3,6	3,2
2	36,5	18,6	12,6	9,6	7,8
3	68,3	34,4	23,0	17,4	14,0
4	87,7	44,0	29,4	22,1	17,8
5	93,8	47,1	31,5	23,7	19,1
6	110,1	55,2	36,9	27,8	22,3
7	115,6	57,9	38,6	29,0	23,3
8	166,5	83,3	55,6	41,8	33,5
9	229,0	114,6	76,3	57,4	45,9
10	269,1	134,6	89,7	67,4	54,0
11	282,9	141,5	94,3	70,8	56,7

Tablica 7.2

Porównanie wartości częstości drgań

rads^{-1}	L; m 50	100	150	200	250
Częstość zazębienia łańcuchowego	31,1	30,9	30,6	30,3	30,2
Częstość podstawowa obciążeń dynamicznych	35,8	17,7	12,6	9,7	7,4
Druga częstość własna	36,5	18,6	12,6	9,6	7,8

kiem przypadku L = 64 m, w którym występuje zgodność tych częstości. Tej właśnie długości powinni unikać użytkownicy górniczych przenośników zgrzebłowych. Występujące nieznaczne zmniejszanie się częstości zazębienia łańcuchowego spowodowane jest spadkiem prędkości kątowych bębnów łańcuchowych na skutek zwiększania się momentów oporowych wraz ze wzrostem długości przenośnika zgrzebłowego.

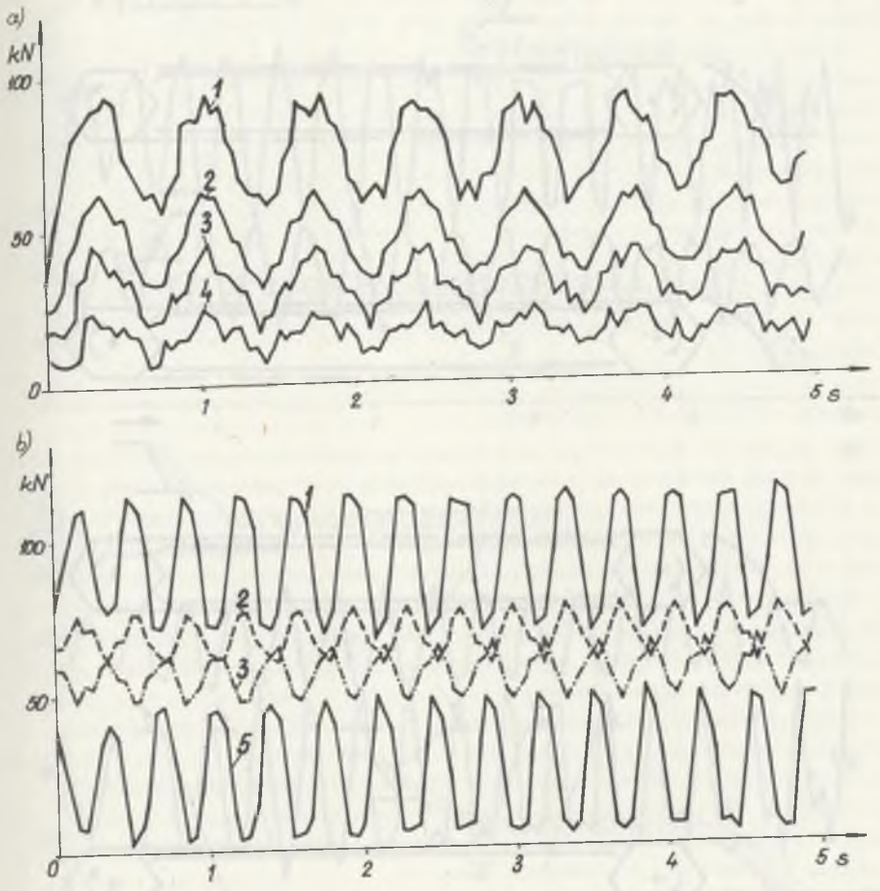
7.1.2. Zjawisko ruchomego węzła drgań obciążeń w łańcuchach

W ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego generowane są drgania samowzbudne łańcucha zgrzebłowego na skutek istnienia charakterystyki tarcia zewnętrznego zależnej od prędkości [42, 51]. Rezultatem drgań samowzbud-

nych są obciążenia dynamiczne w łańcuchu, których amplituda i częstość zależy od stanu napięcia łańcuchów. Przedmiotem badań był przenośnik zgrzebłowy o długości 100 m. W stanie stałego luzowania amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu narasta stopniowo wzdłuż gałęzi górnej, osiągając swą największą wartość w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego (rys. 7.2). W stanie nieluzowania występuje zmiana charakteru obciążeń dynamicznych w gałęzi górnej. W przypadku równomiernego obciążenia nosiwem na całej długości przenośnika amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego i w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego są sobie równe. Drgania obciążeń w łańcuchu w wyróżnionych miejscach są w przeciwnych fazach. W miarę zbliżania się do środka przenośnika zgrzebłowego amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach maleją, osiągając wartość zerową w środku jego trasy. Zatem, w stanie nieluzowania występuje zjawisko tworzenia się węzła drgań obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej.

Maszyna urabiająca węgiel kamienny (kombajn węglowy, strug węglowy) jednocześnie ładuje go na przenośnik zgrzebłowy. W czasie ruchu roboczego maszyny urabiającej następuje zmiana ilości i miejsca położenia urobku węglowego na przenośniku ścianowym (rys. 7.3), wobec czego ze swej natury przenośnik zgrzebłowy jest układem niestacjonarnym [41]. Gdy maszyna urabiająca porusza się od chodnika podścianowego w stronę chodnika nadścianowego, mówimy o ruchu przeciwbieżnym maszyny urabiającej i przenośnika ścianowego (przy założeniu, że odstawa urobku węglowego odbywa się w stronę chodnika podścianowego). Gdy natomiast maszyna urabiająca porusza się od chodnika nadścianowego w stronę chodnika podścianowego, wówczas mówimy o ruchu współbieżnym maszyny urabiającej i przenośnika zgrzebłowego. Podczas ruchu przeciwbieżnego następuje jednostajne załadowywanie przenośnika zgrzebłowego urobkiem węglowym (rys. 7.3a), aż do załadowania go na całej długości (rys. 7.3b). Nieco odmienna sytuacja występuje podczas ruchu współbieżnego. Miejsce położenia urobku węglowego na przenośniku zgrzebłowym jest w tym przypadku uzależnione od położenia maszyny urabiającej względem przenośnika. W pierwszej fazie ruchu współbieżnego urobek węglowy zajmuje położenie jak na rys. 7.3c, natomiast w następnych fazach przenośnik ścianowy załadowany jest urobkiem węglowym tylko na odcinku pomiędzy maszyną urabiającą a napędem głównym przenośnika (rys. 7.3d).

Podczas ruchu przeciwbieżnego maszyny urabiającej i przenośnika zgrzebłowego amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu jego nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego jest większa od amplitudy obciążeń dynamicznych w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego (rys. 7.4a). Wraz ze zwiększaniem się stopnia załadowania przenośnika ścianowego maleją różnice w amplitudach obciążeń dynamicznych w łańcuchu w wyróżnionych miejscach, aż do uzyskania ich równości przy całkowitym załadowaniu. W czasie narastania stopnia załadowania przenoś-

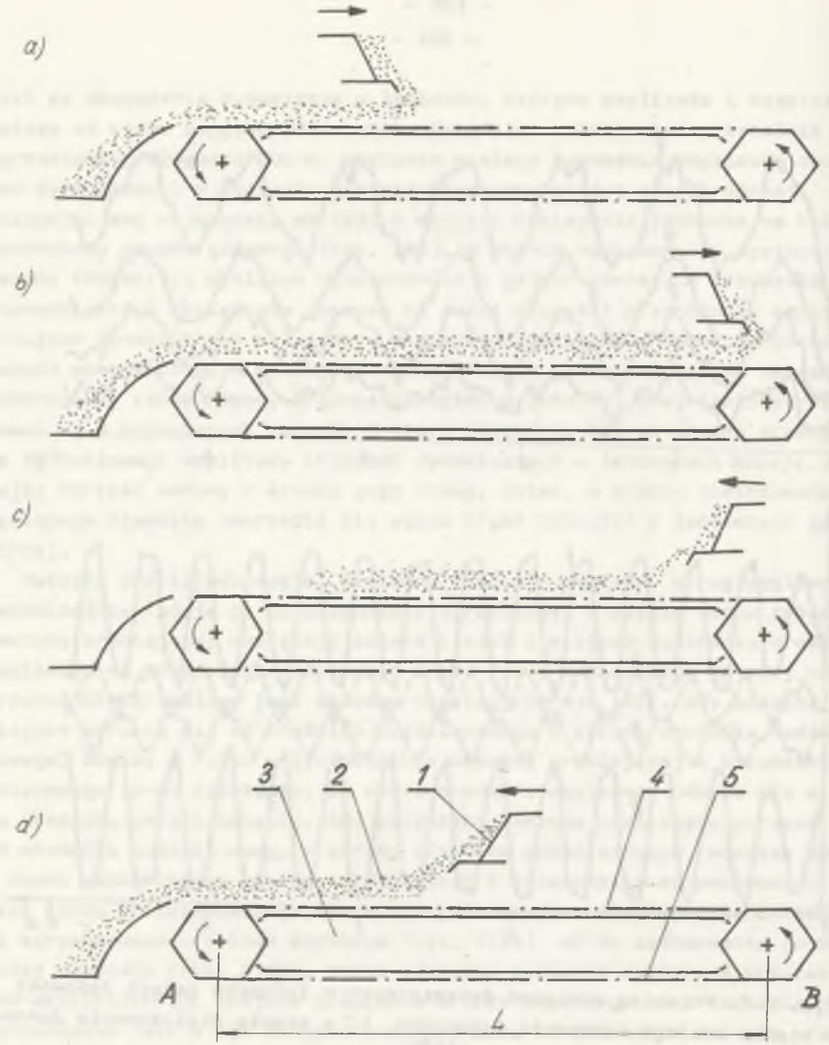


Rys. 7.2. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu gałęzi ładownej
a) w stanie stałego luzowania łańcuchów, b) w stanie nieluzowania łańcuchów

1 - w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego, 2 - w odległości 70 m od bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, 3 - w odległości 50 m od bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, 4 - w odległości 30 m od bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, 5 - w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego

Fig. 7.2. Variation of dynamic loads in the chain of the top Strand
a) in the state of permanent slack of the chains, b) in the state of tension of the chains

1 - at the run- on point onto the drive sprocket of the main drive, 2 - at a distance of 70 m from the drive sprocket of the auxiliary drive, 3 - at a distance of 50 m from the drive sprocket of the auxiliary drive, 4 - at a distance of 30 m from the drive sprocket of the auxiliary drive, 5 - at the run-off point from the drive sprocket of the auxiliary drive

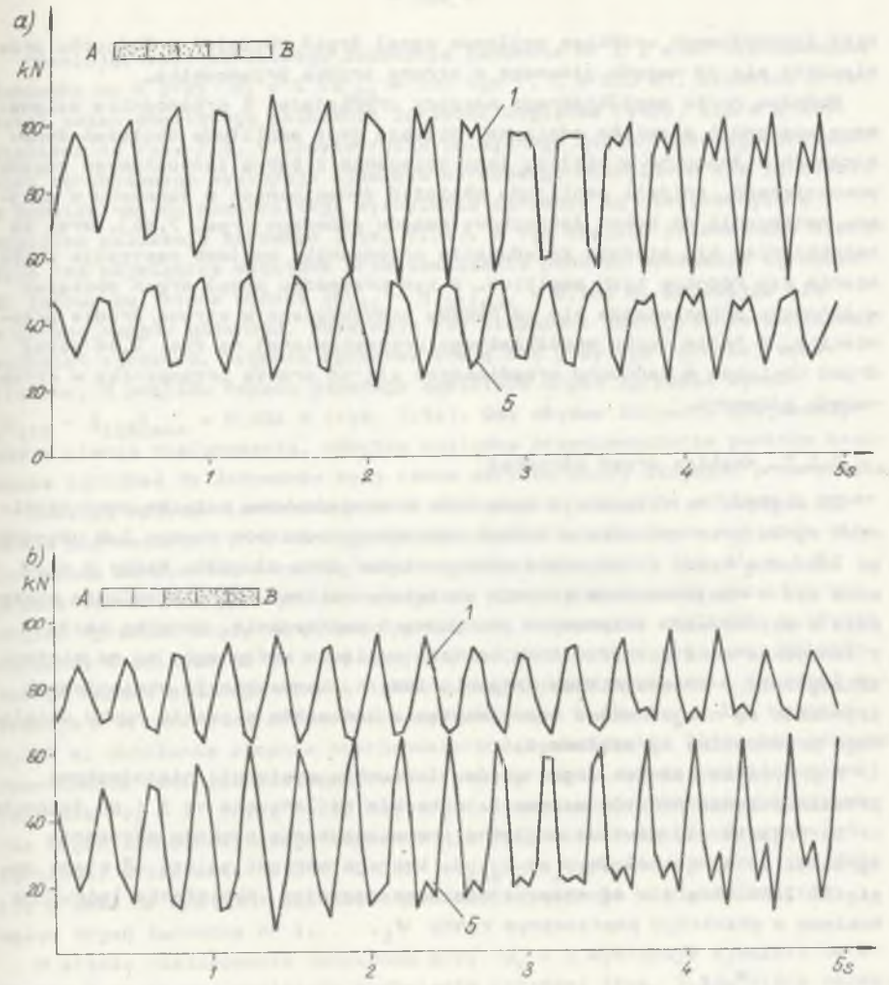


Rys. 7.3. Przykładowe schematy obciążenia przenośnika ścianowego urobkiem węglowym jako układu niestacjonarnego

a), b) ruch przeciwbieżny maszyny urabiającej i przenośnika, c), d) ruch współbieżny maszyny urabiającej i przenośnika
1 - maszyna urabiająca, 2 - urobek węglowy, 3 - rynny przenośnika, 4 - gałąź górna, 5 - gałąź dolna

Fig. 7.3. Examples of diagrams of loading the face conveyor with run-of-mine as a non-stationary system

a), b) asynchronous motion of the winning machine and conveyor, c),d) synchronous motion of the winning machine and conveyor
1 - winning machine, 2 - run-of-mine, 3 - conveyor pans, 4 - top strand, 5 - bottom strand



Rys. 7.4. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu gałęzi ładownej w stanie nieluzowania (1 - w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego, 5 - w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego):

a) podczas ruchu przeciwbieżnego w chwili załadowania przenośnika urobkiem na odcinku 0,6 L od strony napędu głównego, b) podczas ruchu współbieżnego w chwili załadowania przenośnika urobkiem na odcinku 0,6 L od strony napędu pomocniczego

Fig. 7.4. Variation of dynamic loads in the chain of the loaded strand in the state of tension (1 - at the run-on point onto the drive sprocket of the main drive, 5 - at the run-off point from the drive sprocket of the auxiliary drive)

a) during asynchronous motion at the moment of loading the conveyor with run-of-mine at a distance of 0,6 L from the main drive side, b) during synchronous motion at the moment of loading the conveyor with run-of-mine at a distance of 0,6 L from the auxiliary drive side

nika zgrzebłowego urobkiem węglowym węzeł drgań obciążeń w łańcuchu przemieszcza się od napędu głównego w stronę środka przenośnika.

Podczas ruchu współbieżnego maszyny urabiającej i przenośnika ścianowego występują zjawiska odmienne. Większa jest amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu jego zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, aniżeli amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego (rys. 7.4b). Wraz ze zwiększaniem się stopnia załadowania przenośnika nosiwem następuje zmniejszanie się różnicy tych amplitud. W tym przypadku węzeł drgań obciążeń w łańcuchu przemieszcza się od napędu pomocniczego w stronę środka przenośnika. W fazie ruchu współbieżnego przedstawionej na rys. 7.3d węzeł drgań obciążeń w łańcuchu przemieszcza się od środka przenośnika w stronę napędu głównego.

7.1.3. Analiza drgań zgrzebeł

Ze względu na tolerancje wykonania i niejednakowe zużycie poszczególnych ogniw oraz wpinanie w kontur łańcuchowy odcinków nowego lub używanego łańcucha każdy z łańcuchów może posiadać inną długość. Każdy z nich może być w niejednakowym stopniu obciążony nosiwem, co szczególnie występuje w wyrobiskach ścianowych pochylonych poprzecznie. Ponadto każdy z łańcuchów może posiadać inną wartość napięcia wstępnego, co ma miejsce szczególnie w przenośnikach krzywoliniowych. Konsewkencją wymienionych czynników są niejednakowe stany napięcia łańcuchów w czasie ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego.

W przypadku różnych drgań obydwu łańcuchów występują niejednakowe przemieszczenia punktów mocowania zgrzebła do łańcucha nr 1 i do łańcucha nr 2. Pojawia się wówczas względne przemieszczenie punktów mocowania zgrzebła do łańcuchów ($q_{11i} - q_{12i}$), którego wartość zależy od stanu napięcia łańcuchów lub od stopnia nierównomierności obciążenia łańcuchów nosiwem w przekroju poprzecznym rynny ν_i.

$$\nu_i = \frac{m_{u1i}}{m_{u2i}}, \tag{7.1}$$

gdzie:

m_{u1i} - natężenie obciążenia łańcucha nr 1 nosiwem,

m_{u2i} - natężenie obciążenia łańcucha nr 2 nosiwem.

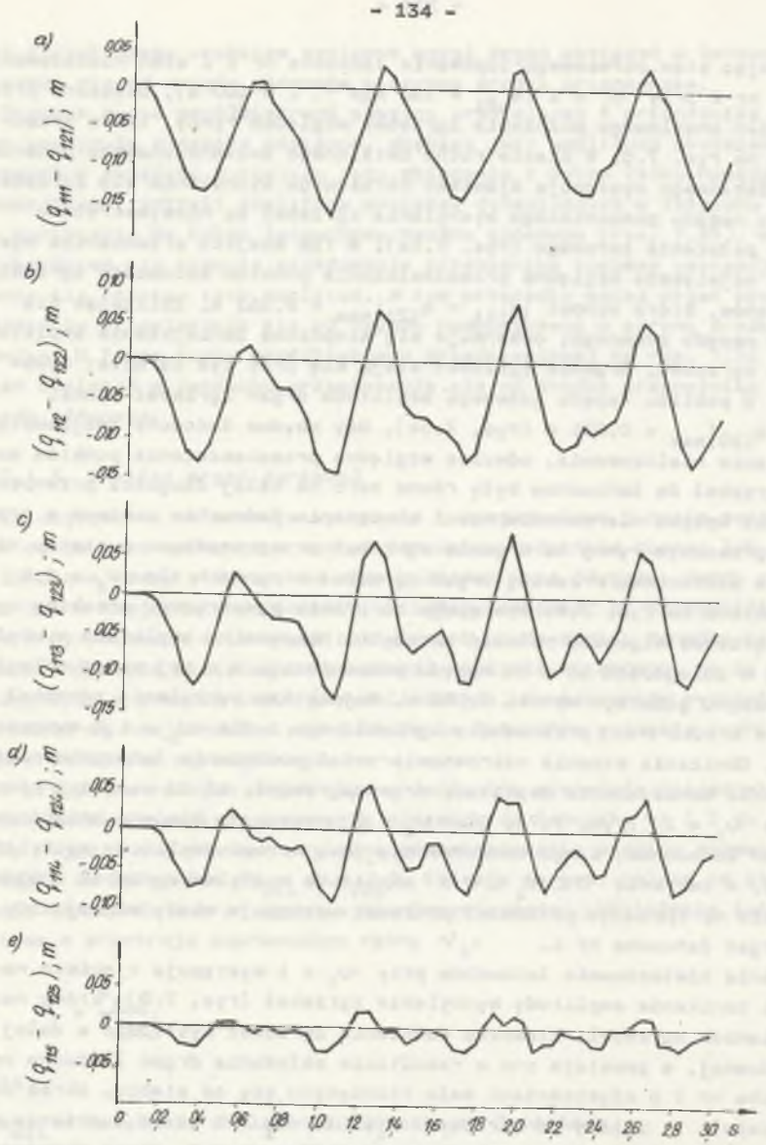
Wielkość ν_i zdefiniowano ilorazem m_{u1i} i m_{u2i}, ponieważ jest ona wtedy bezwymiarowa oraz wyraża nierównomierność obciążenia łańcuchów nosiwem względem siebie (a nie nierównomierność obciążenia łańcucha względem przenośnika, jakby to miało miejsce w przypadku stosunku $m_{u1i}/(m_{u1i} + m_{u2i})$).

Symulując stan okresowego luzowania łańcucha nr 1 i stan nieluzowania łańcucha nr 2 przy $\nu_i = 1$ ($m_{u2i} = 100\ kgm^{-1}$, L = 100 m), uzyskano przebiegi zmian chwilowego położenia zgrzebeł względem rynny, które przedstawiono na rys. 7.5. W czasie ruchu ustalonego dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego występuje zjawisko okresowego wychylania się zgrzebeł. W pobliżu napędu pomocniczego wychylenia zgrzebeł są niesymetryczne względem położenia zerowego (rys. 7.5a). W tym miejscu przenośnika występuje też największe względne przemieszczenie punktów mocowania zgrzebła do łańcuchów, które wynosi $|q_{111} - q_{121}|_{max} = 0{,}163$ m. Zbliżając się w stronę napędu głównego, obserwuje się stopniowe zmniejszanie amplitudy wychyleń zgrzebeł. Drgania zgrzebeł stają się przy tym bardziej symetryczne. W pobliżu napędu głównego amplituda drgań zgrzebeł wynosi $|q_{115} - q_{125}|_{max} = 0{,}031$ m (rys. 7.5e). Gdy obydwa łańcuchy znajdowały się w stanie nieluzowania, wówczas względne przemieszczenia punktów mocowania zgrzebeł do łańcuchów były równe zero na całej długości przenośnika.

Badanie wpływu nierównomierności obciążenia łańcuchów nosiwem w przekroju poprzecznym rynny na drgania zgrzebeł przeprowadzono w stanie nieluzowania łańcuchów. Przebieg drgań zgrzebeł w rynnach dla $\nu_i = 1{,}5$ przedstawiono na rys. 7.6. Występuje tu prawie symetryczny przebieg wychyleń zgrzebeł względem położeń zerowych. Maksymalna amplituda wychyleń zgrzebeł w odległości 10 m od napędu pomocniczego i w tej samej odległości od napędu głównego wynosi 0,029 m. Największe wychylenia zgrzebeł występują w środku trasy przenośnika zgrzebłowego i dla $\nu_i = 1{,}5$ wynoszą 0,097 m. Obniżenie stopnia nierównomierności obciążenia łańcuchów nosiwem spowodowało zmniejszenie amplitudy drgań zgrzebeł, aż do wartości równej zero dla $\nu_i = 1$ (rys. 7.7). Dla $\nu_i < 1$ następuje ponowne zróżnicowanie drgań łańcuchów, czego konsekwencją jest wzrost amplitudy wychyleń zgrzebeł. W zakresie $0 \leqslant \nu_i \leqslant 0{,}5$ amplituda wychyleń zgrzebeł znajduje się prawie na tym samym poziomie, ponieważ występuje wtedy zmniejszony wpływ drgań łańcucha nr 1.

W stanie nieluzowania łańcuchów przy $\nu_i = 1$ występuje zjawisko narastania i zanikania amplitudy wychylenia zgrzebeł (rys. 7.8), które nazwano dudnieniem zgrzebeł. Zjawisko dudnienia zgrzobeł występuje w całej gałęzi ładownej, a powstaje ono w rezultacie składania drgań łańcucha nr 1 i łańcucha nr 2 o częstościach mało różniących się od siebie. Okres dudnienia zgrzebeł T zależy od wartości ν_i. Dla $\nu_i > 1$ okres dudnienia zgrzebeł maleje wraz ze wzrostem ν_i. Natomiast dla $\nu_i < 1$ okres dudnienia zgrzebeł maleje wraz ze spadkiem ν_i. W zakresie $0 \leqslant \nu_i \leqslant 0{,}25$ częstości drgań łańcuchów znacznie różnią się od siebie i dudnienie zgrzebeł nie występuje.

W przypadku występowania różnych drgań łańcuchów zgrzebło zajmuje położenie jak na rys. 7.9. Gdy wartość wielkości y przekroczy długość zgrzebła, to przy każdej nierówności spągu zgrzebło wykolei się z rynny. W przenośnikach prostoliniowych występuje jednoczesne wykolejenie obydwu końców zgrzebła.

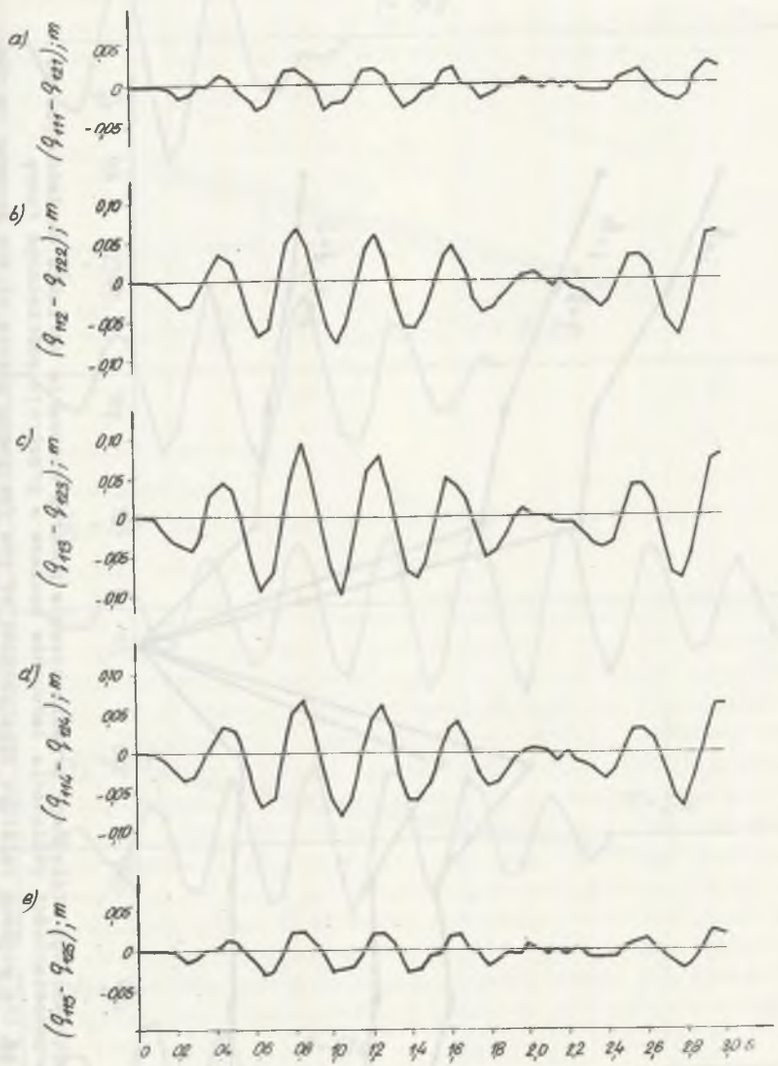


Rys. 7.5. Drgania zgrzebeł w rynnach dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego w stanie okresowego luzowania łańcucha nr 1 i w stanie nieluzowania łańcucha nr 2 przy $v_1 = 1$, w odległości

a) 10 m od napędu pomocniczego, b) 30 m od B, c) 50 m od B, d) 30 m od napędu głównego, e) 10 m od A

Fig. 7.5. Vibrations of scrapers in the pans of the double-chain scraper conveyor in the state of periodical slack of the chain No 1 and in the state of tension of the chain No 2 at $v_1 = 1$ at a distance of

a) 10 m from the auxiliary drive, b) 30 m from B, c) 50 m from B, d) 30 m from the main drive, e) 10 m from A

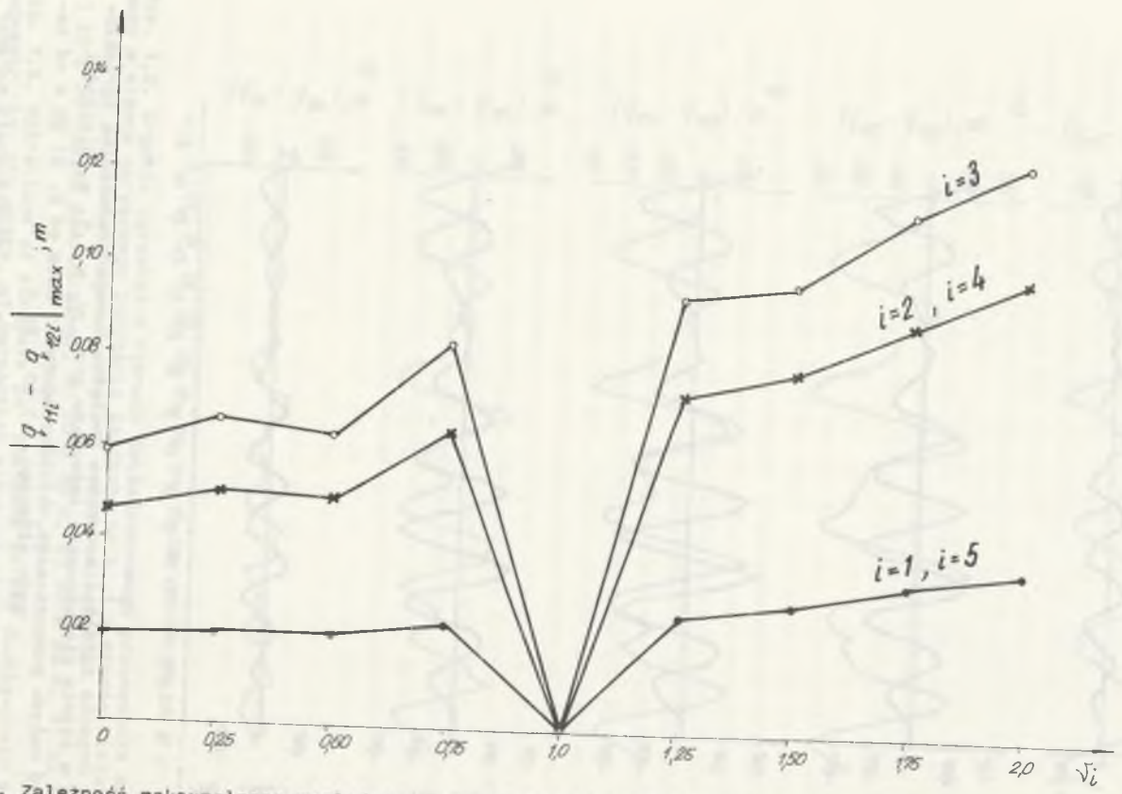


Rys. 7.6. Drgania zgrzebeł w rynnach dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego w stanie nieluzowania łańcuchów przy $v_1 = 1{,}5$, w odległości

a) 10 m od napędu pomocniczego, b) 30 m od B, c) 50 m od B, d) 30 m od napędu głównego, e) 10 m od A

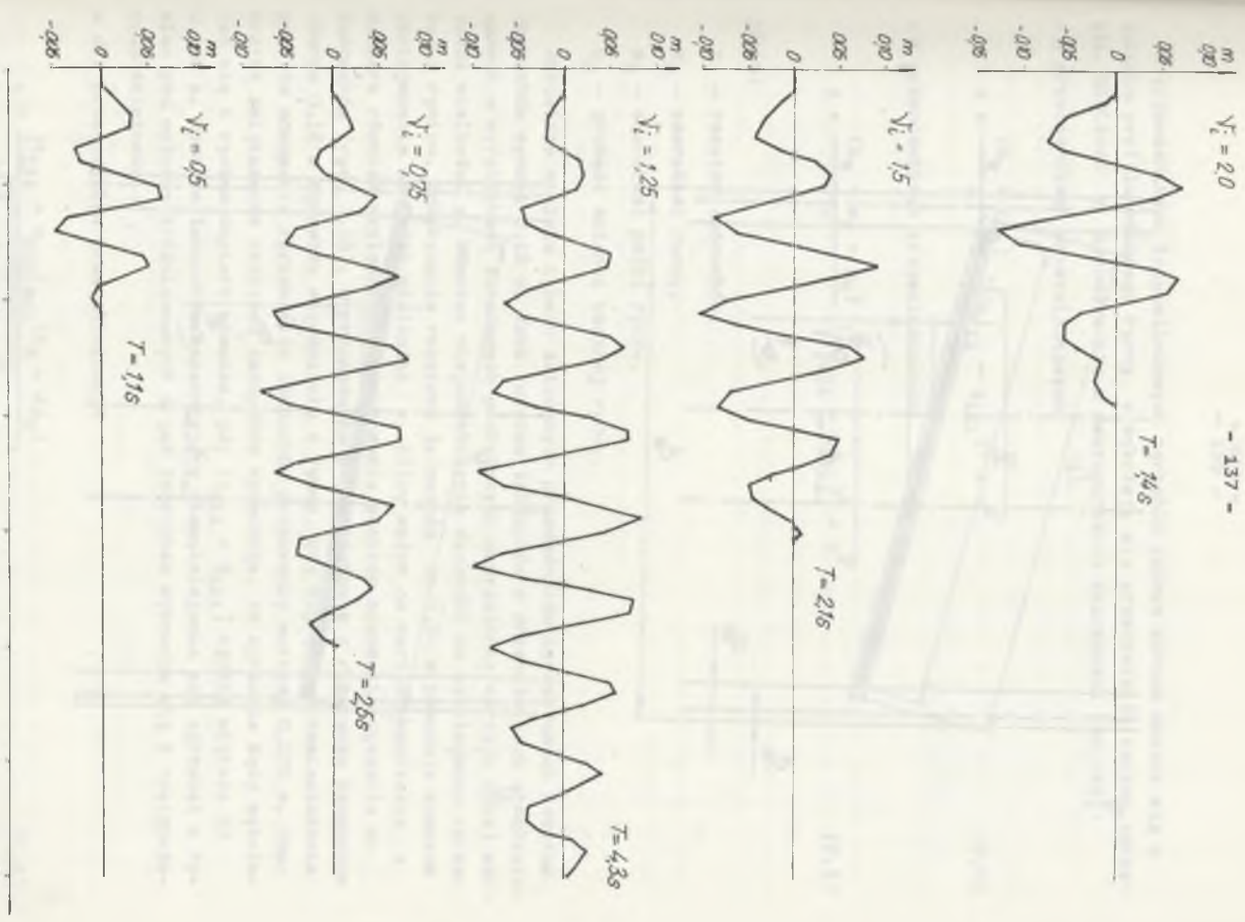
Fig. 7.6. Vibrations of scrapers in the pans of the double-chain scraper conveyor in the state of tension of the chains at $v_1 = 1{,}5$ at a distance of

a) 10 m from the auxiliary drive, b) 30 m from B, c) 50 m from B, d) 30 m from the main drive, e) 10 m from A



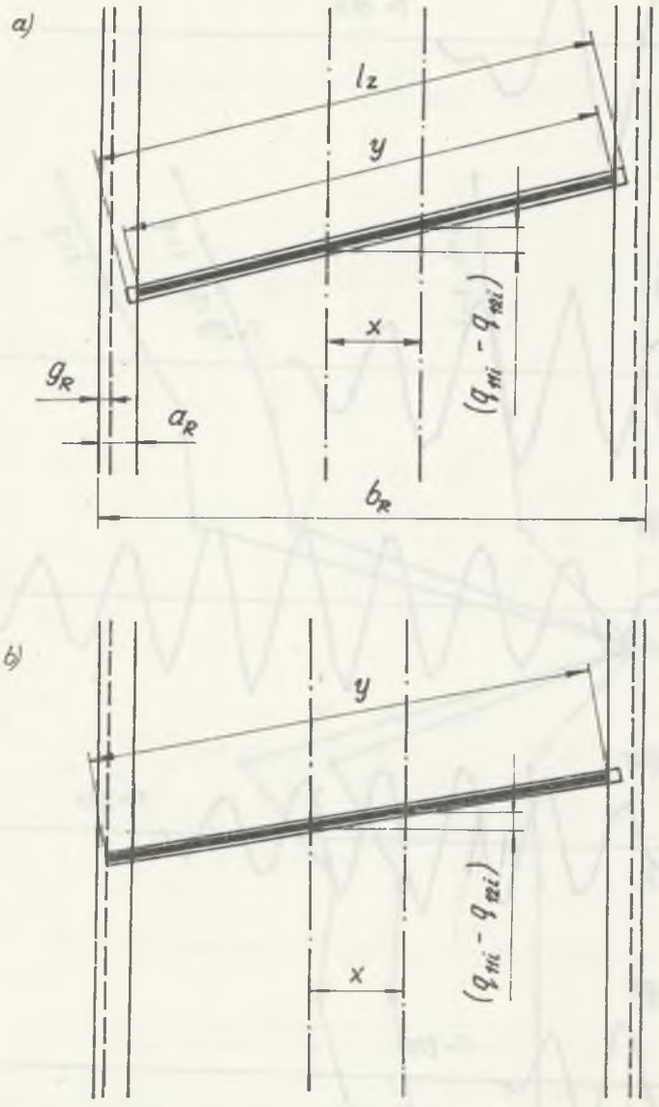
Rys. 7.7. Zależność maksymalnego względnego przemieszczenia punktów mocowania zgrzebła do łańcuchów od stopnia nierównomierności obciążenia łańcuchów nosiwem w przekroju poprzecznym rynny

Fig. 7.7. Dependence of the maximum relative displacement of the fastening points of the scraper to the chains on the non-uniformity of the chain load by the run-of-mine within the cross-section of the line pan



Rys. 7.8. Okresy dudnienia zgrzebeł w środku trasy dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego w stanie nieluzowania łańcuchów

Fig. 7.8. Periods of flutter in the center of the double-chain scraper conveyor track in the state of tension of the chains



Rys. 7.9. Położenie zgrzebła w rynnie dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego pod wpływem różnych drgań łańcuchów

Fig. 7.9. Position of scraper in the line pan of the double-chain scraper conveyor under the influence of different chain vibrations

W przenośnikach krzywoliniowych zgrzebło jednym końcem opiera się o ściankę profilu bocznego rynny, a wykoleja się przeciwległy koniec zgrzebła. Wielkość y wyznacza się z następujących zależności [45, 46]:

- w przenośnikach prostoliniowych

$$y = \frac{(b_R - 2a_R)}{x} \sqrt{(q_{11i} - q_{12i})^2 + x^2}, \tag{7.2}$$

- w przenośnikach krzywoliniowych

$$y = \frac{(b_R - a_R - g_R)}{x} \sqrt{(q_{11i} - q_{12i})^2 + x^2}, \tag{7.3}$$

gdzie:

x - rozstaw łańcuchów,

b_R - szerokość rynny,

a_R - szerokość półki rynny,

g_R - grubość ścianki bocznej rynny.

Aktualnie w wielu typach ścianowych przenośników zgrzebłowych rozstaw łańcuchów wynosi 0,12 m. Taki rozstaw łańcuchów w przenośnikach eksploatowanych w wyrobiskach ścianowych pochylonych poprzecznie sprzyja dużej wartości wielkości y. Wówczas niejednokrotnie dochodzi do wykolejenia zgrzebeł z rynien. Zwiększenie rozstawu łańcuchów do 0,24 m powoduje znaczne zmniejszenie wartości wielkości y. Silny wpływ na wartość wielkości y wywiera również względne przemieszczenie punktów mocowania zgrzebła do łańcuchów (rys. 7.10). W przenośniku prostoliniowym z rozstawem łańcuchów równym 0,12 m zgrzebło wykolei się z rynny, gdy względne przemieszczenie punktów mocowania zgrzebła do łańcuchów przekroczy wartość 0,072 m. Dwukrotne zwiększenie rozstawu łańcuchów spowoduje, że zgrzebła będą wykolejać się z rynien dopiero wówczas, gdy $(q_{11i} - q_{12i})$ będzie większe od 0,146 m. Rozstaw łańcuchów zapewniający niewykolejanie się zgrzebeł z rynien pod wpływem zróżnicowanych drgań łańcuchów wyznacza się z następujących zależności:

- dla przenośników prostoliniowych

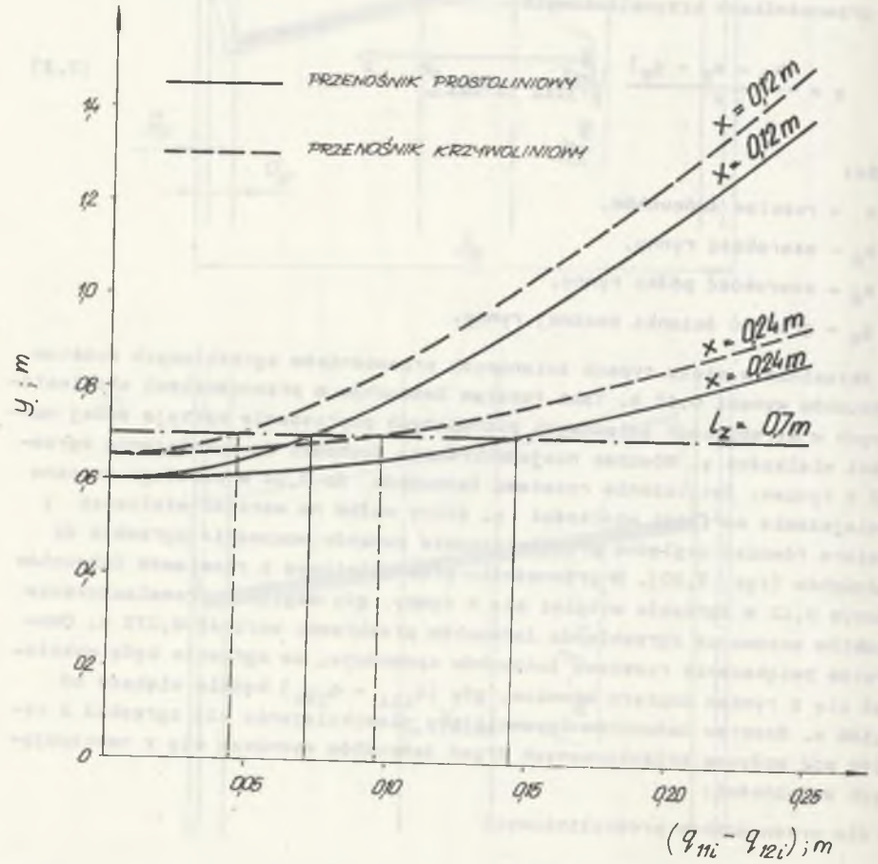
$$x > \frac{|q_{11i} - q_{12i}|_{max}(b_R - 2a_R)}{\sqrt{l_z^2 - (b_R - 2a_R)^2}}, \tag{7.4}$$

- dla przenośników krzywoliniowych

$$x > \frac{|q_{11i} - q_{12i}|_{max}(b_R - a_R - g_R)}{\sqrt{l_z^2 - (b_R - a_R - g_R)^2}}, \qquad (7.5)$$

gdzie:

l_z - długość zgrzebła.



Rys. 7.10. Zależność wartości wielkości y od względnego przemieszczenia punktów mocowania zgrzebła do łańcuchów dla dwóch rozstawów łańcuchów w przenośniku prostoliniowym i krzywoliniowym

Fig. 7.10. Dependence of value "y" on the relative displacement of fastening points of the scraper to the chains for two spacings of chains in the straight and curvilinear conveyor

7.1.4. Porównanie drgań w przenośniku z dwoma i z trzema silnikami

Liczba silników asynchronicznych i nachylenie podłużne przenośnika ścianowego decydują o rozkładzie obciążeń statycznych w łańcuchu wzdłuż konturu łańcuchowego, a w konsekwencji o miejscu występowania luzów międzyogniwowych. Na rys. 7.11 przez W_O oznaczono całkowite opory ruchu gałęzi górnej, zaś przez W_U - całkowite opory ruchu gałęzi dolnej.

W przenośnikach ścianowych z dwoma silnikami asynchronicznymi (przy założeniu, że dla $\gamma = 0$ występuje $W_U < W_O$) należy wyodrębnić następujące przypadki stanu stałego luzowania łańcuchów (rys. 7.11a):

- przypadek $\gamma < \gamma_{II}$. Opory ruchu gałęzi dolnej są mniejsze od oporów ruchu gałęzi górnej, a luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego,
- przypadek $\gamma = \gamma_{II}$. Opory ruchu gałęzi dolnej są równe oporom ruchu gałęzi górnej, a luzy międzyogniwowe występują w miejscach zbiegania łańcuchów z obu bębnów łańcuchowych,
- przypadek $\gamma > \gamma_{II}$. Opory ruchu gałęzi dolnej są większe od oporów ruchu gałęzi górnej, a luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu głównego.

Przy założeniu, że dla $\gamma = 0$ występuje $W_U < 0{,}5\ W_O$, w przenośnikach ścianowych z trzema silnikami asynchronicznymi należy wyróżnić następujące przypadki stanu stałego luzowania łańcuchów (rys. 7.11b):

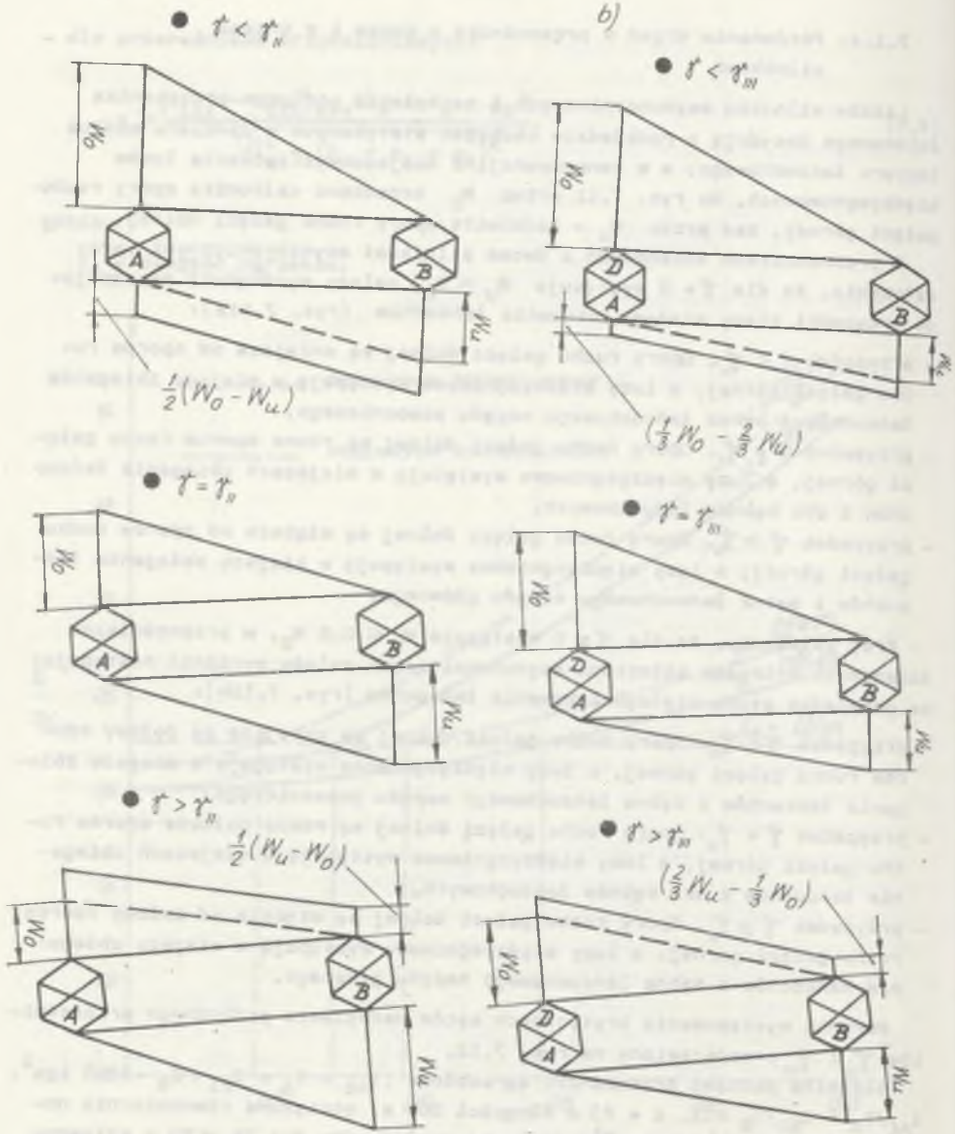
- przypadek $\gamma < \gamma_{III}$. Opory ruchu gałęzi dolnej są mniejsze od połowy oporów ruchu gałęzi górnej, a luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego,
- przypadek $\gamma = \gamma_{III}$. Opory ruchu gałęzi dolnej są równe połowie oporów ruchu gałęzi górnej, a luzy międzyogniwowe występują w miejscach zbiegania łańcuchów z obu bębnów łańcuchowych,
- przypadek $\gamma > \gamma_{III}$. Opory ruchu gałęzi dolnej są większe od połowy oporów ruchu gałęzi górnej, a luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu głównego.

Warunki występowania krytycznych kątów nachylenia podłużnego przenośników γ_{II} i γ_{III} przedstawiono na rys. 7.12.

Badaniom poddano przenośniki zgrzebłowe ($I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 3890$ kgm^2, $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 1$, $z = 7$) o długości 200 m, obciążone równomiernie nosiwem o natężeniu 200 kgm^{-1}, zawierające łańcuchy 2 x 26 x 92 o sztywności $E_{O1} = E_{O2} = 40$ MN [50, 55].

Miarą nierównomierności obciążeń dynamicznych silników asynchronicznych i pozostałych elementów układów napędowych są współczynniki rozdziału mocy:

$$u_A = \frac{N_A}{N_A + N_B}, \qquad u_B = \frac{N_B}{N_A + N_B}, \qquad (7.6)$$



Rys. 7.11. Wpływ nachylenia podłużnego przenośnika zgrzebłowego na miejsce występowania luzów międzyogniwowych

a) przenośnik zgrzebłowy z dwoma silnikami, b) przenośnik zgrzebłowy z trzema silnikami

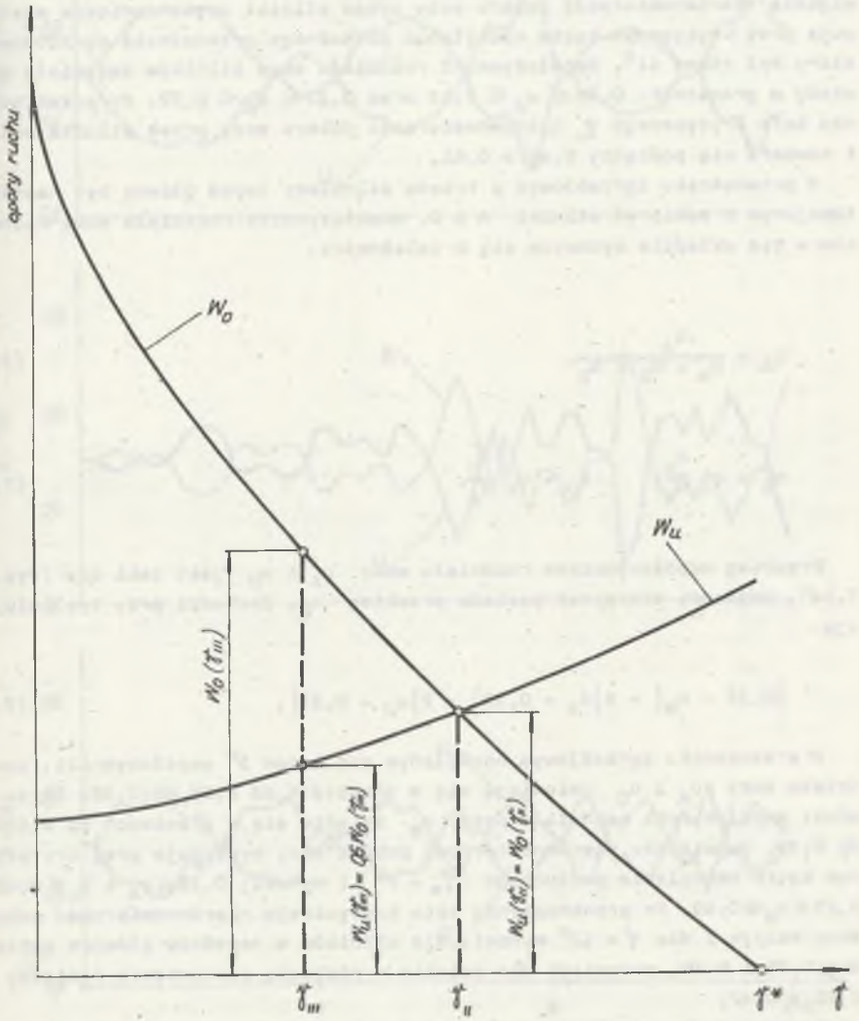
Fig. 7.11. Influence of longitudinal inclination of the scraper conveyor at points where clearances between the links occur

a) scraper conveyor with two motors, b) scraper conveyor with three motors

gdzie:

N_A - pobór mocy przez silnik w napędzie głównym,

N_B - pobór mocy przez silnik w napędzie pomocniczym.



Rys. 7.12. Zależność oporów ruchu gałęzi górnej i dolnej od nachylenia podłużnego przenośnika zgrzebłowego

Fig. 7.12. Dependence of motion resistances in the top and bottom strand on the longitudinal inclination of the scraper conveyor

W przenośniku zgrzebłowym z dwoma silnikami, nachylonym pod kątem 3^{o}, współczynnik rozdziału mocy silnika napędu głównego waha się w granicach od 0,30 do 0,64, natomiast współczynnik rozdziału mocy silnika napędu pomocniczego zmienia się w granicach od 0,36 do 0,70 (rys. 7.13). Największa nierównomierność poboru mocy przez silniki asynchroniczne występuje przy krytycznym kącie nachylenia podłużnego przenośnika zgrzebłowego, który był równy 11^{o}. Współczynniki rozdziału mocy silników zmieniały się wtedy w granicach: $0{,}28 \leqslant u_A \leqslant 0{,}63$ oraz $0{,}37 \leqslant u_B \leqslant 0{,}72$. Po przekroczeniu kąta krytycznego γ_{II} nierównomierność poboru mocy przez silniki maleje i zawiera się pomiędzy 0,39 a 0,61.

W przenośniku zgrzebłowym z trzema silnikami napęd główny był napędem zdwojonym i zawierał silniki A i D. Współczynniki rozdziału mocy silników w tym układzie wyznacza się z zależności:

$$u_A = \frac{N_A}{N_A + N_B + N_D}, \tag{7.7}$$

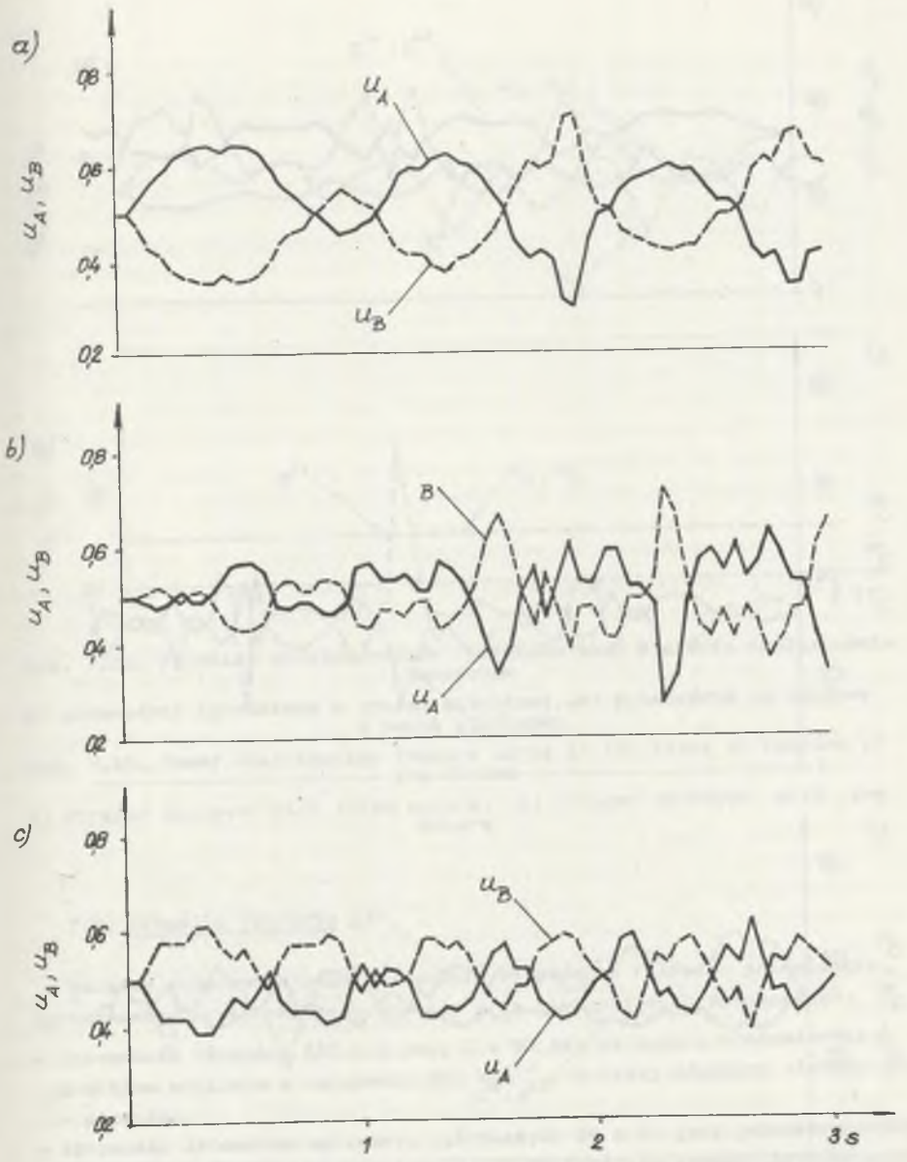
$$u_B = u_A \frac{N_B}{N_A}, \qquad u_D = u_A \frac{N_D}{N_A}. \tag{7.8}$$

Przebieg współczynników rozdziału mocy u_A i u_D jest taki sam (rys. 7.14). Odmienny charakter posiada przebieg u_B. Zachodzi przy tym relacja:

$$|0{,}33 - u_B| = 2|u_A - 0{,}33| = 2|u_D - 0{,}33|. \tag{7.9}$$

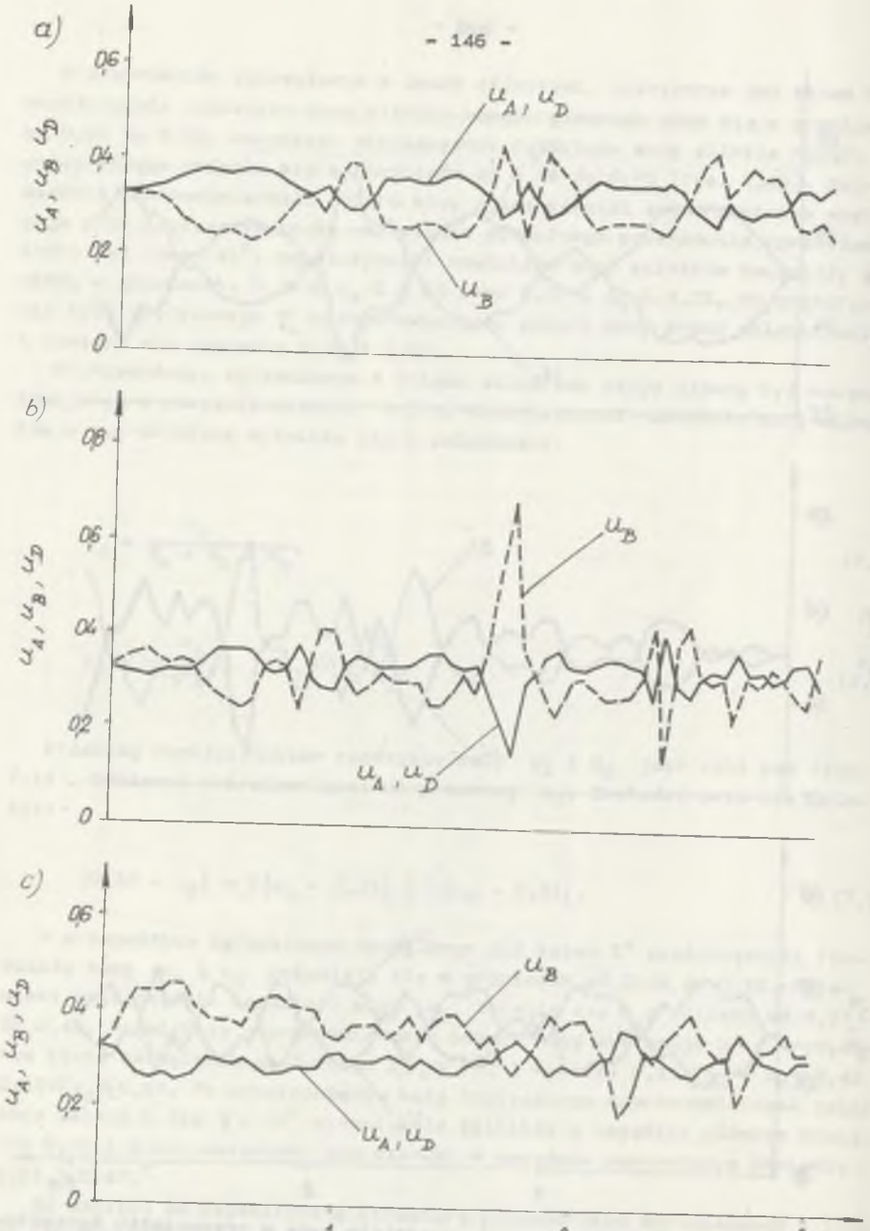
W przenośniku zgrzebłowym nachylonym pod kątem 3^{o} współczynniki rozdziału mocy u_A i u_D zmieniają się w granicach od 0,28 do 0,38, natomiast współczynnik rozdziału mocy u_B zmienia się w granicach od 0,23 do 0,43. Największa nierównomierność poboru mocy występuje przy krytycznym kącie nachylenia podłużnego ($\gamma_{III} = 7^{o}$) i wynosi: $0{,}15 \leqslant u_A = u_D \leqslant 0{,}42$ i $0{,}15 \leqslant u_B \leqslant 0{,}69$. Po przekroczeniu kąta krytycznego nierównomierność poboru mocy maleje i dla $\gamma = 12^{o}$ wynosi: dla silników w napędzie głównym pomiędzy 0,26 i 0,39, natomiast dla silnika w napędzie pomocniczym pomiędzy 0,21 i 0,47.

Ze względu na asymetryczną strukturę przenośników zgrzebłowych z trzema silnikami również w stanie nieluzowania łańcuchów występuje nierównomierne obciążenie dynamiczne poszczególnych układów napędowych (rys. 7.15).



Rys. 7.13. Przebieg współczynników rozdziału mocy w przenośniku zgrzebłowym z dwoma silnikami w stanie stałego luzowania łańcuchów
a) $\gamma < \gamma_{II}$, b) $\gamma = \gamma_{II}$, c) $\gamma > \gamma_{II}$

Fig. 7.13. Power distribution factors curve in the scraper conveyor with two motors in the state of permanent slack of the chains
a) $\gamma < \gamma_{II}$, b) $\gamma = \gamma_{II}$, c) $\gamma > \gamma_{II}$

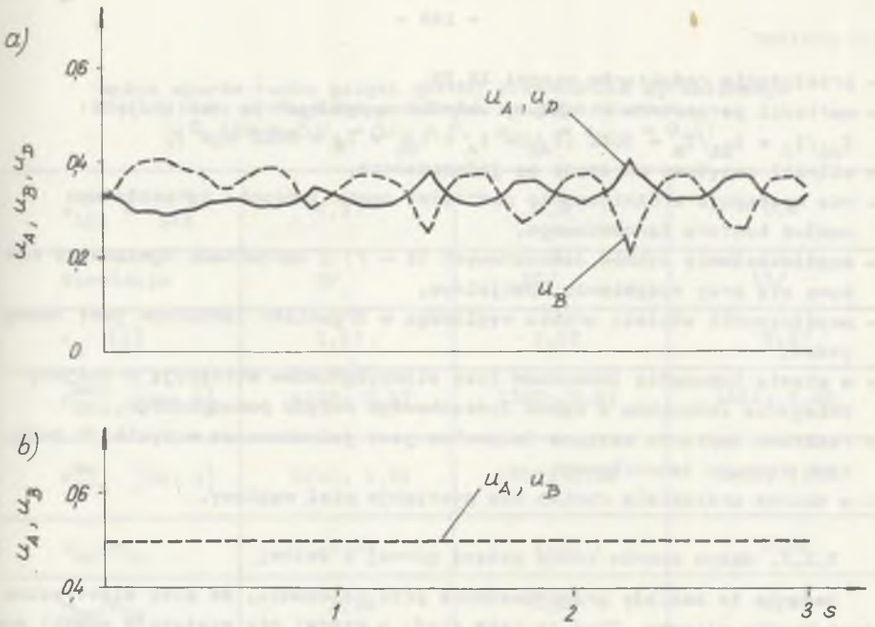


Rys. 7.14. Przebieg współczynników rozdziału mocy w przenośniku zgrzebłowym z trzema silnikami w stanie stałego luzowania łańcuchów

a) $\gamma < \gamma_{III}$, b) $\gamma = \gamma_{III}$, c) $\gamma > \gamma_{III}$

Fig. 7.14. Power distribution factors curve in the scraper conveyor with three motors in the state of permanent slack of the chains

a) $\gamma < \gamma_{III}$, b) $\gamma = \gamma_{III}$ c) $\gamma > \gamma_{III}$



Rys. 7.15. Przebieg współczynników rozdziału mocy w stanie nieluzowania łańcuchów

a) przenośnik zgrzebłowy z trzema silnikami, b) przenośnik zgrzebłowy z dwoma silnikami

Fig. 7.15. Power distribution factors curve in the state of tension of the chains

a) scraper conveyor with three motors, b) scraper conbeyor with two motors

7.2. Dynamika rozruchu

Badania modelowe zjawisk dynamicznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego przeprowadzone zostały przy następujących założeniach:

- przenośnik długości 150 m o mocy 2 x 90 kW, obciążony równomiernie urobkiem węglowym o natężeniu 200 kgm^{-1} na całej długości ułożony jest w poziomie,
- sztywność łańcuchów ogniwowych górniczych 26 x 92 jest jednakowa wzdłuż konturu łańcuchowego o wartości 44,22 MN (jest to średnia arytmetyczna wartość sztywności wyznaczonych doświadczalnie dla odcinków łańcucha z sąsiedztwa ogniw pomiarowych [122]),
- charakterystyki mechaniczne silników asynchronicznych (o poślizgu nominalnym 1,67% i momencie nominalnym 582 Nm) i sprzęgieł podatnych są jednakowe,

- przełożenie reduktorów wynosi 38,35,
- wartości parametrów struktury układów napędowych są następujące: $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 3,12$ ($I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 3562$ kgm^2),
- silniki napędowe włączane są jednocześnie,
- nie występuje zróżnicowanie podziałek ogniw łańcucha zgrzebłowego wzdłuż konturu łańcuchowego,
- współdziałanie bębnów łańcuchowych (z = 7) z łańcuchami ogniwowymi odbywa się przy zazębieniu specjalnym,
- współczynnik udziału urobku węglowego w drganiach łańcuchów jest równy jeden,
- w stanie luzowania łańcuchów luzy międzyogniwowe występują w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego,
- resztowe napięcie wstępne łańcuchów jest jednakowe we wszystkich punktach konturu łańcuchowego,
- w dolnym przedziale rynien nie występuje miał węglowy.

7.2.1. Wpływ oporów ruchu gałęzi górnej i dolnej

Badania te zostały przeprowadzone przy założeniu, że sieć elektryczna jest bardzo sztywna. Jest to taka sieć, w której nie występują spadki napięcia zasilania silników asynchronicznych. Oznacza to, że rzeczywiste napięcie zasilania silnika w napędzie głównym i w napędzie pomocniczym jest równe napięciu nominalnemu.

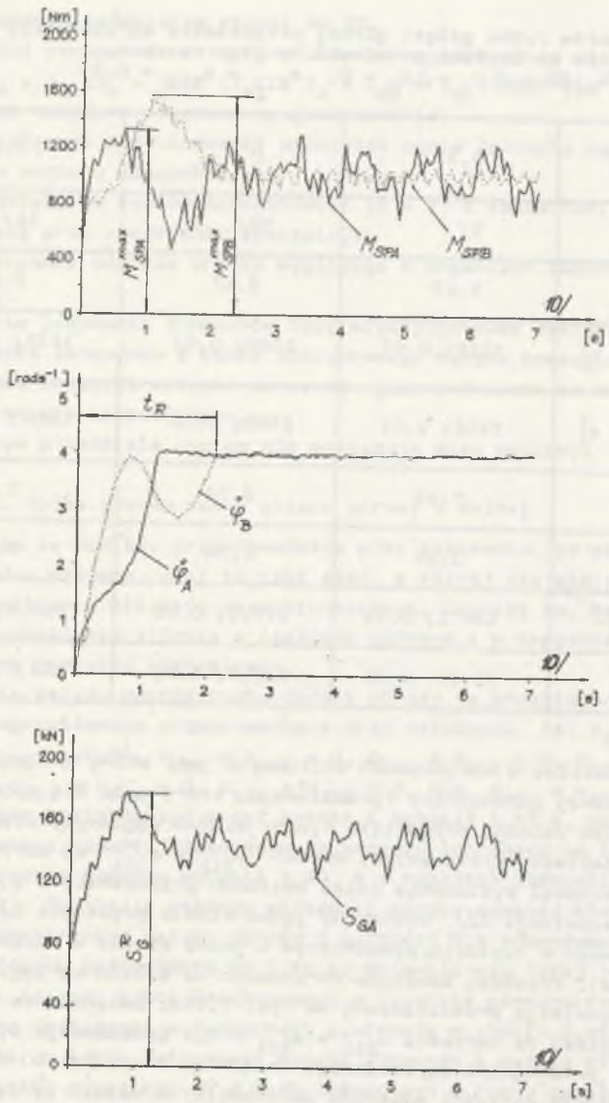
Badania wpływu oporów ruchu gałęzi górnej na przebieg rozruchu przenośnika zgrzebłowego przeprowadzono przy założeniu, że: $a_{21i} = a_{22i} = 0,3$, $b_{21i} = b_{22i} = -0,03$, $c_{21i} = c_{22i} = 0$, $d_{21i} = d_{22i} = 0$, $b_{11i} = b_{12i} = -0,03$, $c_{11i} = c_{12i} = 0$, $d_{11i} = d_{12i} = 0$. Dla $a_{11i} = a_{12i} = 0,3$ rozruch przenośnika zgrzebłowego trwał krótko i wynosił 1,67 s, ponieważ stosunek zredukowanego momentu napędowego do momentu oporowego na bębnie łańcuchowym w napędzie głównym wynosił 3,49, a w napędzie pomocniczym 3,38 (tablica 7.3). Symulacją stałego składnika aproksymowanej charakterystyki tarcia zewnętrznego gałęzi górnej o wartości 0,4 spowodowała wydłużenie czasu rozruchu przenośnika do 2,12 s. Pojawiło się tutaj jedno siodło prędkości kątowej bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym (rys. 7.16). Maksymalne obciążenie w łańcuchach występuje w chwili 0,85 s w miejscu nabiegania na bębne łańcuchowy napędu głównego i wynosi 177,9 kN. Amplituda obciążeń dynamicznych w tych łańcuchach w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego wynosi 37,1 kN, a ich częstość podstawowa 6,3 rads^{-1}. Dalsze zwiększenie wartości $a_{11i} = a_{12i}$ o 0,1 spowodowało wydłużenie czasu rozruchu przenośnika aż ponad trzykrotnie ($t_R = 6,87$ s). Przy tak długim rozruchu mocno ujawniło się zjawisko siodłowania prędkości kątowych bębnów łańcuchowych (rys. 7.17). Na każdym bębnie łańcuchowym wystąpiły po trzy siodła prędkości kątowych. W badanym przypadku przez cały czas symulacji komputerowej trwał rozruch przenośnika zgrzebłowego. Obciążenie maksymalne sprzęgła podatnego w napędzie głównym wynosi 1631 Nm, a w napędzie pomocniczym 1650 Nm.

Tablica 7.3

Wpływ oporów ruchu gałęzi górnej przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi na jego rozruch ($L = 150$ m, $\Delta U_A = \Delta U_B = 0$, $a_{21i} = a_{22i} = 0,3$)

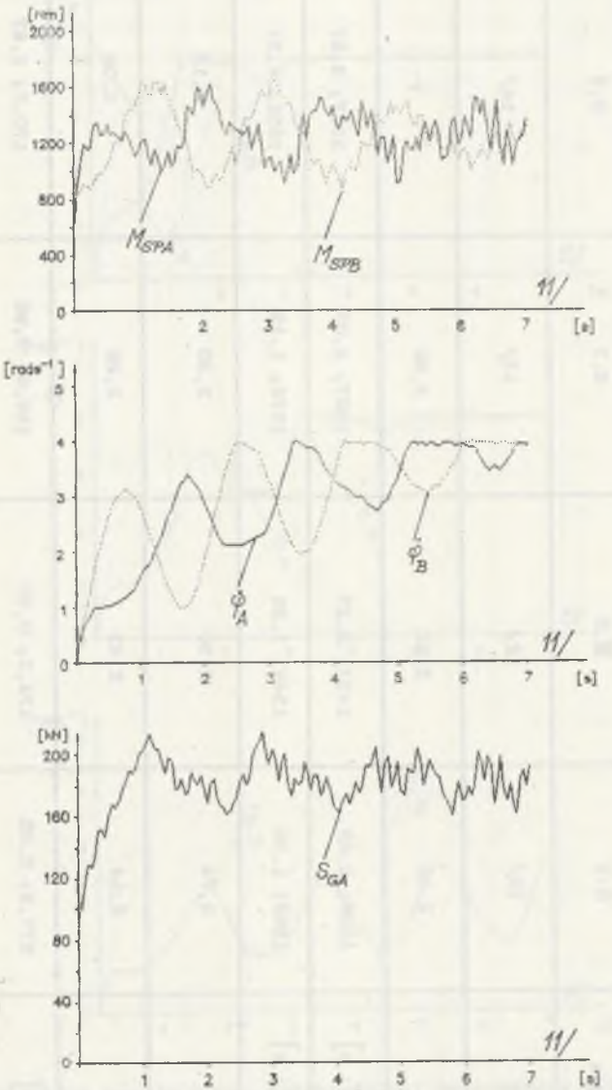
$a_{11i} = a_{12i}$	0,3	0,4	0,5
Symulacja	9/	10/	11/
t_R [s]	1,67	2,12	6,87
M_{SPA}^{max} [Nm; s]	1218; 0,57	1320; 0,63	1631; 2,12
M_{SPB}^{max} [Nm; s]	1212; 1,01	1562; 1,06	1650; 3,12
M_{AK}/M_{OA}	3,49	2,74	2,26
M_{BK}/M_{OB}	3,38	2,64	2,17
S_G^R [kN; s]	149,1; 0,74	177,9; 0,85	214,1; 2,87
S_D^R [kN; s]	99,38; 1,06	132,6; 1,06	143,6; 3,12

Częstym zjawiskiem w wyrobiskach ścianowych jest silny wzrost oporów ruchu gałęzi dolnej przenośnika zgrzebłowego, który może być spowodowany: zanieczyszczeniem dolnego przedziału rynien miałem węglowym, miękkim spągiem lub przekładką przenośnika. Wzrost $a_{21i} = a_{22i}$ od wartości 0,3 do 0,5 spowodował wydłużenie czasu rozruchu przenośnika o 1,0 s (tablica 7.4). W symulacji 12/ wystąpiło jedno siodło prędkości kątowej bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym i jedno siodło w napędzie głównym (rys. 7.18a). Przebieg momentów obrotowych na wałach sprzęgieł podatnych dla tej symulacji przedstawiono na rys. 7.19a. Zwiększenie oporów ruchu gałęzi dolnej do wartości $a_{21i} = a_{22i} = 0,7$ spowodowało wydłużenie czasu rozruchu przenośnika zgrzebłowego do 4,92 s (rys. 7.18b) i dalszy wzrost maksymalnych wartości momentów obrotowych na wałach sprzęgieł (rys. 7.19b). Przy symulowanych oporach ruchu gałęzi dolnej o wartości $a_{21i} = a_{22i} = 0,9$ rozruch przenośnika zgrzebłowego już się nie zakończył (rys. 7.18c), ponieważ stosunek zredukowanych krytycznych momentów napędowych silników do momentów oporowych na bębnach łańcuchowych wynosił $M_{AK}/M_{OA} = 2,13$ i $M_{BK}/M_{OB} = 2,09$. Przebieg obciążeń dynamicznych sprzęgieł podczas tego nieskutecznego rozruchu przedstawiono na rys. 7.19c.



Rys. 7.16. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania łańcuchów przy S_{01} = = S_{02} = 37,5 kN (a_{11i} = a_{12i} = 0,4, a_{21i} = a_{22i} = 0,3)

Fig. 7.16. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings in the state of permanent slack of chains at S_{01} = S_{02} = = 37,5 kN (a_{11i} = a_{12i} = 0,4, a_{21i} = a_{22i} = 0,3)



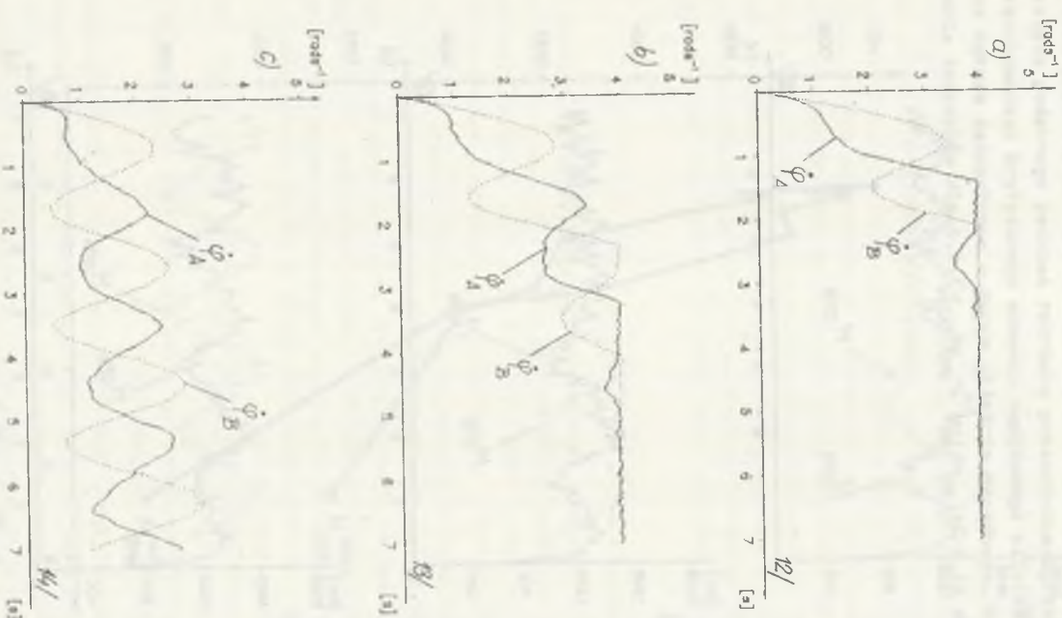
Rys. 7.17. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania łańcuchów dla a_{11i} = = a_{12i} = 0,5, a_{21i} = a_{22i} = 0,3

Fig. 7.17. Start-up and stationary motion of scraper conveyor with flexible couplings in the state of permanent slack of the chains for a_{11i} = = a_{12i} = 0,5, a_{21i} = a_{22i} = 0,3

Tablica 7.4

Wpływ oporów ruchu gałęzi dolnej przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi na jego rozruch
($L = 150$ m, $\Delta U_A = \Delta U_B = 0$, $a_{111} = a_{121} = 0{,}4$)

$a_{211} = a_{221}$	0,3	0,5	0,7	0,9
Symulacja	10/	12/	13/	14/
t_R [s]	2,12	3,12	4,92	?
M_{SPA}^{max} [Nm; s]	1320; 0,63	1437; 2,27	1507; 2,07	1577; 3,87
M_{SPB}^{max} [Nm; s]	1562; 1,06	1549; 1,26	1578; 1,16	1652; 6,57
M_{AK}/M_{OA}	2,74	2,50	2,30	2,13
M_{BK}/M_{OB}	2,64	2,43	2,25	2,09
S_G^R [kN; s]	177,9; 0,85	174,3; 0,90	169,8; 0,96	170,2; 2,87
S_D^R [kN; s]	132,6; 1,06	136,2; 1,06	137,4; 1,11	149,7; 6,82

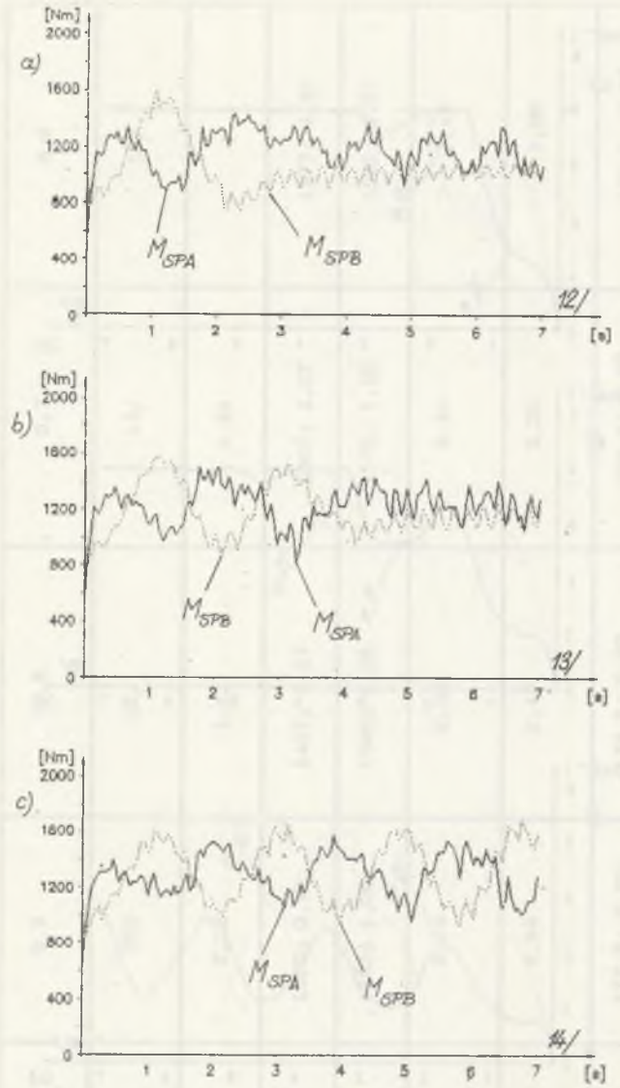


Rys. 7.18. Wpływ oporów ruchu gałęzi dolnej na przebieg prędkości kątowych bębnów łańcuchowych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania

a) $a_{211} = a_{221} = 0{,}5$, b) $a_{211} = a_{221} = 0{,}7$, c) $a_{211} = a_{221} = 0{,}9$

Fig. 7.18. Influence of the motion resitances of the bottom strand on the course of angular velocities of the drive sprockets during start-up of the scraper conveyor with flexible couplings in the state of permanent slack

a) $a_{211} = a_{221} = 0{,}5$, b) $a_{211} = a_{221} = 0{,}7$, c) $a_{211} = a_{221} = 0{,}9$



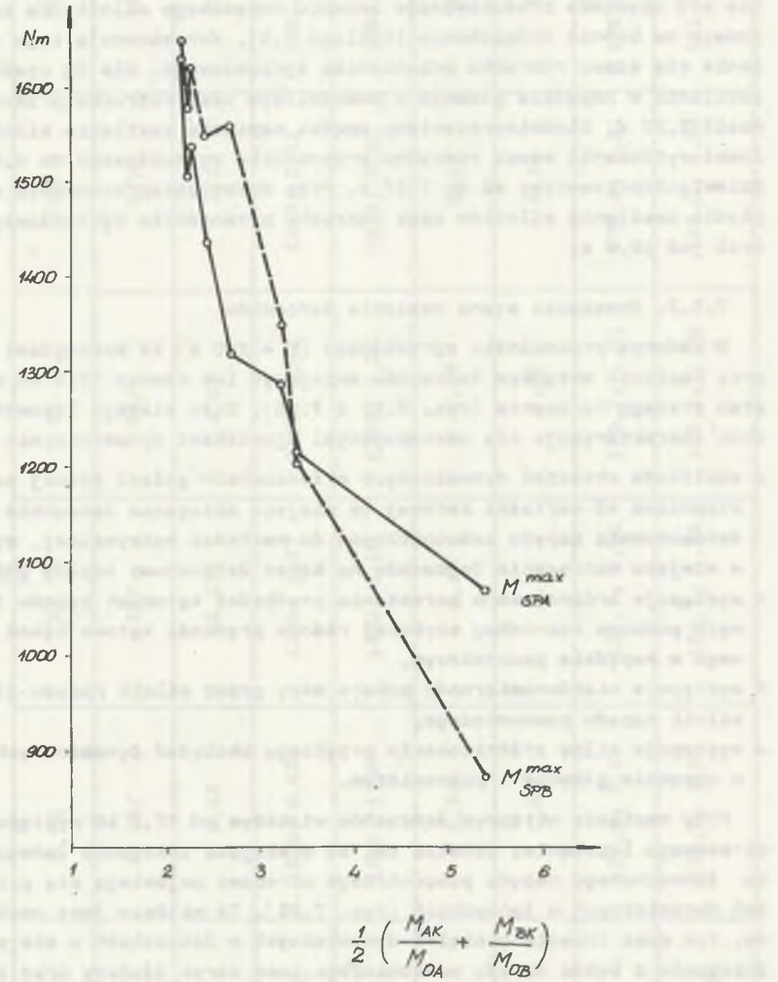
Rys. 7.19. Wpływ oporów ruchu gałęzi dolnej na przebieg momentów obrotowych na wałach sprzęgieł podatnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego w stanie stałego luzowania

a) $a_{21i} = a_{22i} = 0,5$, b) $a_{21i} = a_{22i} = 0,7$, c) $a_{21i} = a_{22i} = 0,9$

Fig. 7.19. Influence of motion resistances of the bottom strand on the variation of torques on the flexible coupling shafts in the course of start-up of the scraper conveyor in the state of permanent slack

a) $a_{21i} = a_{22i} = 0,5$. b) $a_{21i} = a_{22i} = 0,7$, c) $a_{21i} = a_{22i} = 0,9$

Na rys. 7.20 przedstawiono zależność maksymalnego momentu obrotowego na wale sprzęgła podatnego podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego od stosunku zredukowanego krytycznego momentu napędowego silnika do momentu oporowego na bębnie łańcuchowym w danym układzie napędowym. W stanie stałego luzowania łańcuchów dla $0,5 < (M_{AK}/M_{OA} + M_{BK}/M_{OB}) < 3,35$ obciążenie



Rys. 7.20. Wpływ stosunku zredukowanych momentów napędowych silników do momentów oporowych na bębnach łańcuchowych na wartość maksymalnych momentów obrotowych na wałach sprzęgieł podatnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego w stanie stałego luzowania

Fig. 7.20. Influence of the ratio of reduced driving torques of the motors to the antitorques in the drive sprockets on the value of maximum torques on the shafts of the flexible couplings during start-up of the scraper conveyor in the state of permanent slack

maksymalne sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym jest większe niż w napędzie głównym.

7.2.2. Znaczenie spadku napięcia zasilania silników

Spadek napięcia zasilania silnika asynchronicznego powoduje zmniejszanie się stosunku zredukowanego momentu napędowego silnika do momentu oporowego na bębnie łańcuchowym (tablica 7.5). Konsekwencją tego jest wydłużanie się czasu rozruchu przenośnika zgrzebłowego. Dla 5% spadku napięcia zasilania w napędzie głównym i pomocniczym czas rozruchu przenośnika wynosił 3,27 s. Siedmioprocentowy spadek napięcia zasilania silników spowodował wydłużenie czasu rozruchu przenośnika zgrzebłowego do 4,87 s, a dziewięcioprocentowy aż do 7,17 s. Przy dziesięcioprocentowym spadku napięcia zasilania silników czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego przekraczał już 10,0 s.

7.2.3. Znaczenie stanu napięcia łańcuchów

W badanym przenośniku zgrzebłowym (L = 150 m) ze sprzęgłami podatnymi przy napięciu wstępnym łańcuchów mniejszym lub równym 37,5 kN występuje stan stałego luzowania (rys. 7.21 i 7.16). Stan stałego luzowania łańcuchów charakteryzuje się następującymi zjawiskami dynamicznymi:

- amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej narasta stopniowo od wartości zerowej (w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego) do wartości maksymalnej, występującej w miejscu nabiegania łańcuchów na bęben łańcuchowy napędu głównego,
- występuje zróżnicowane narastanie prędkości kątowych bębnów łańcuchowych podczas rozruchu; szybciej rośnie prędkość kątowa bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym,
- występuje nierównomierność poboru mocy przez silnik napędu głównego i silnik napędu pomocniczego,
- występuje silne zróżnicowanie przebiegu obciążeń dynamicznych sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym.

Przy napięciu wstępnym łańcuchów większym od 37,5 kN występuje stan okresowego luzowania. Oznacza to, że w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego okresowo pojawiają się piki obciążeń dynamicznych w łańcuchach (rys. 7.22). Im większe jest napięcie wstępne, tym czas trwania obciążeń dynamicznych w łańcuchach w miejscu ich zbiegania z bębna napędu pomocniczego jest coraz dłuższy oraz zmniejszają się różnice prędkości kątowych bębnów łańcuchowych.

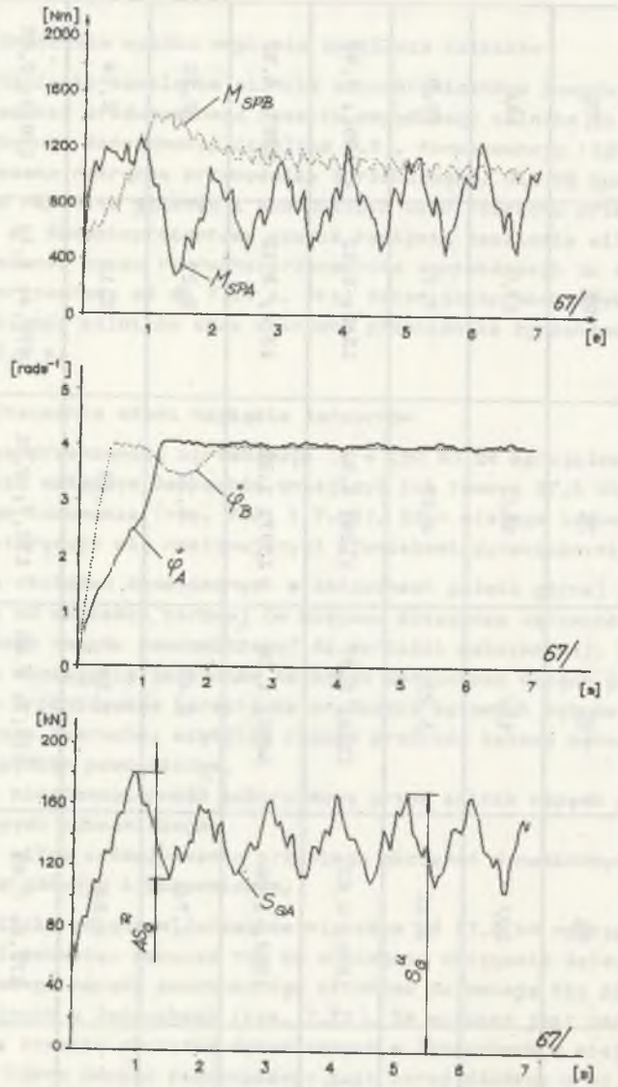
Przy napięciu wstępnym łańcuchów równym 90 kN występuje już stan nieluzowania (rys. 7.23), który charakteryzuje się następującymi zjawiskami dynamicznymi:

- w środku gałęzi górnej istnieje węzeł drgań obciążeń w łańcuchach. Amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchach w miejscu nabiegania na

Tablica 7.5

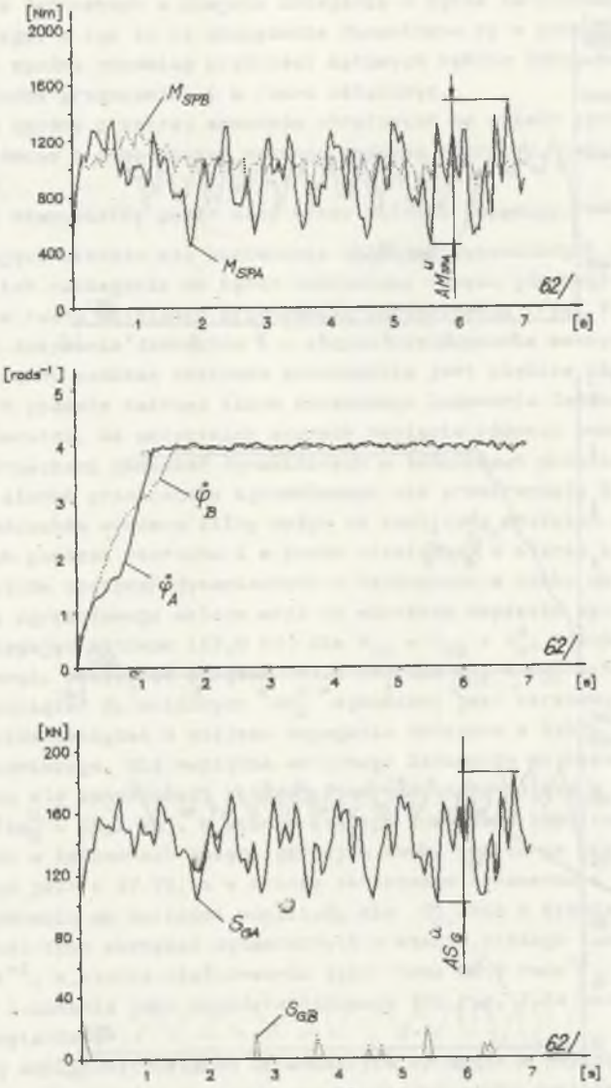
Wpływ spadku napięcia zasilania silników asynchronicznych na rozruch przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi (L = 150 m, $a_{111} = a_{121} = 0{,}4$, $a_{211} = a_{221} = 0{,}3$)

$\Delta U_A = \Delta U_B$	0%	5%	7%	9%	10%
Symulacja	10/	15/	16/	17/	18/
t_R [s]	2,12	3,27	4,87	7,17	10,0
M^{max}_{SPA} [Nm; s]	1320; 0,63	1329; 1,77	1329; 1,92	1340; 2,12	1352; 7,97
M^{max}_{SPB} [Nm; s]	1562; 1,06	1450; 1,06	1397; 1,26	1374; 3,12	1387; 4,92
M_{AK}/M_{OA}	2,74	2,47	2,37	2,27	2,22
M_{BK}/M_{OB}	2,64	2,39	2,29	2,19	2,14
S^R_G [kN; s]	177,9; 0,85	173,7; 0,96	170,7; 1,01	170,4; 1,11	178,9; 8,98
S^R_D [kN; s]	132,6; 1,06	124,1; 1,26	120,4; 1,26	117,0; 1,26	121,2; 4,92



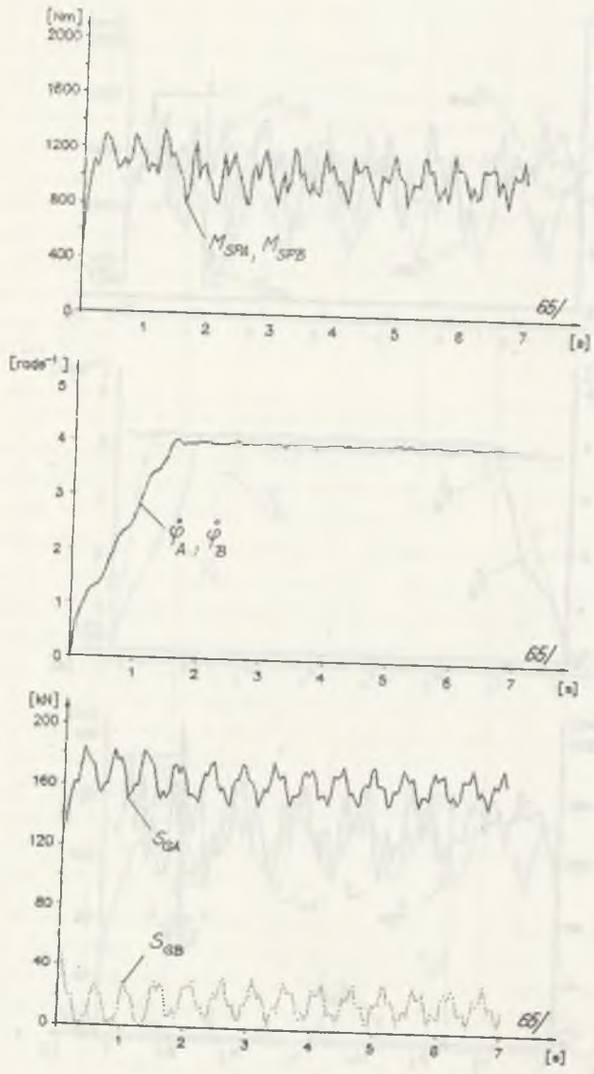
Rys. 7.21. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania łańcuchów przy $S_{01} = S_{02} = 15$ kN

Fig. 7.21. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor with elastic couplings in the state of permanent slack of the chains at $S_{01} = S_{02} = 15$ kN



Rys. 7.22. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie okresowego luzowania łańcuchów przy $S_{01} = S_{02} = 65$ kN

Fig. 7.22. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor with flexible couplings in the state of periodical slack of the chains at $S_{01} = S_{02} = 65$ kN



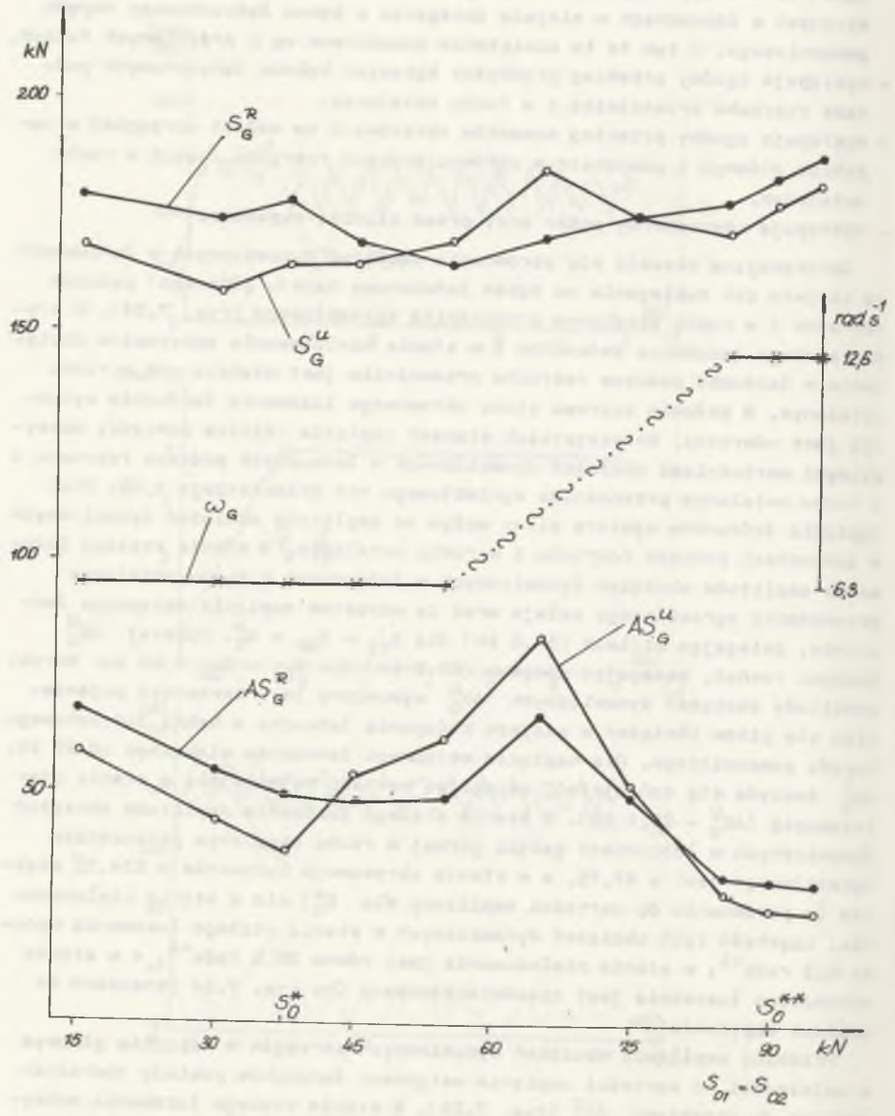
Rys. 7.23. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego prostoliniowego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie nieluzowania łańcuchów przy $S_{01} = S_{02} = 90$ kN

Fig. 7.23. Start-up and stationary motion of the straight scraper conveyor with flexible couplings in the state of tension of the chains at $S_{01} = S_{02} = 90$ kN

bęben łańcuchowy napędu głównego jest równa amplitudzie obciążeń dynamicznych w łańcuchach w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego, z tym że te obciążenia dynamiczne są w przeciwnych fazach,
- występuje zgodny przebieg prędkości kątowych bębnów łańcuchowych podczas rozruchu przenośnika i w ruchu ustalonym,
- występuje zgodny przebieg momentów obrotowych na wałach sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym zarówno podczas rozruchu, jak i w ruchu ustalonym,
- występuje równomierny pobór mocy przez silniki napędowe.

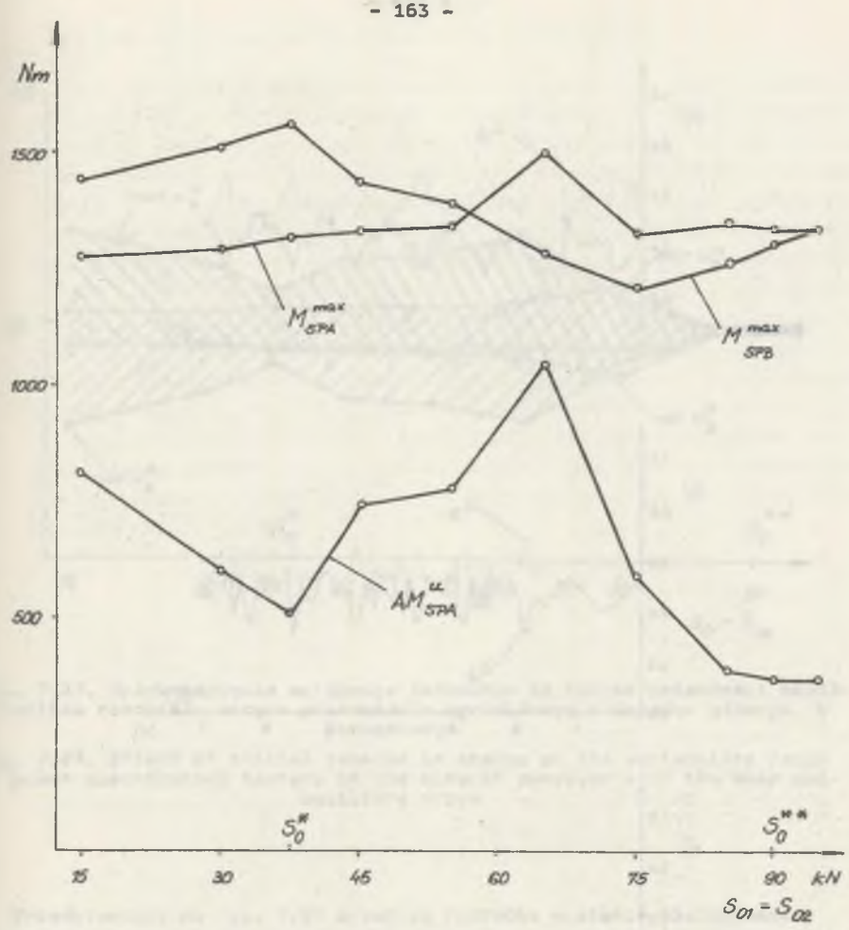
Interesujące okazało się porównanie obciążeń dynamicznych w łańcuchach (w miejscu ich nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego) podczas rozruchu i w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego (rys. 7.24). W stanie stałego luzowania łańcuchów i w stanie nieluzowania maksymalne obciążenie w łańcuchu podczas rozruchu przenośnika jest większe niż w ruchu ustalonym. W połowie zakresu stanu okresowego luzowania łańcuchów sytuacja jest odwrotna. We wszystkich stanach napięcia różnice pomiędzy maksymalnymi wartościami obciążeń dynamicznych w łańcuchach podczas rozruchu i w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego nie przekraczają 9,6%. Stan napięcia łańcuchów wywiera silny wpływ na amplitudę obciążeń dynamicznych w łańcuchach podczas rozruchu i w ruchu ustalonym. W stanie stałego luzowania amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchach w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego maleje wraz ze wzrostem napięcia wstępnego łańcuchów, osiągając minimum (37,0 kN) dla $S_{01} = S_{02} = S_0^*$. Później AS_G^U zaczyna rosnąć, osiągając apogeum (83,9 kN) dla $S_{01} = S_{02} = 65$ kN. Wzrost amplitudy obciążeń dynamicznych AS_G^U wymuszony jest okresowym pojawieniem się pików obciążeń w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego. Dla napięcia wstępnego łańcuchów większego od 65 kN, AS_G^U zaczyna się zmniejszać, osiągając wartość najmniejszą w stanie nieluzowania ($AS_G^U = 25{,}1$ kN). W stanie stałego luzowania amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego jest o 47,7%, a w stanie okresowego luzowania o 234,3% większa (w porównaniu do wartości amplitudy dla S_0^*) niż w stanie nieluzowania. Częstość tych obciążeń dynamicznych w stanie stałego luzowania wynosi 6,3 rads^{-1}, w stanie nieluzowania jest równa 12,6 rads^{-1}, a w stanie okresowego luzowania jest niezdeterminowana (na rys. 7.24 oznaczono to znakami zapytania).

Przebieg amplitudy obciążeń dynamicznych sprzęgła w napędzie głównym w zależności od wartości napięcia wstępnego łańcuchów posiada charakter podobny do przebiegu AS_G^U (rys. 7.25). W stanie stałego luzowania maksymalne obciążenie sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym jest o 18% większe niż w napędzie głównym, w stanie okresowego luzowania sytuacja ulega odwróceniu, natomiast w stanie nieluzowania następuje wyrównanie obciążeń dynamicznych sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym.



Rys. 7.24. Wpływ napięcia wstępnego łańcuchów na obciążenia dynamiczne w łańcuchach podczas rozruchu i w czasie ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi

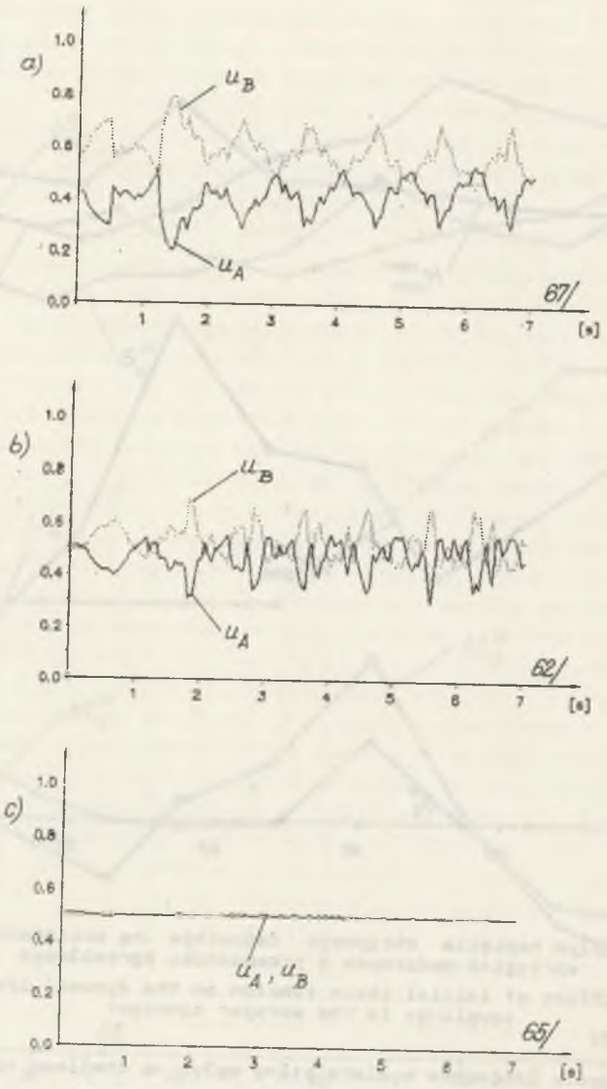
Fig. 7.24. Effect of initial chain tension on the dynamic load in the chains during start-up and stationary motion of the scraper conveyor with flexible couplings



Rys. 7.25. Wpływ napięcia wstępnego łańcuchów na obciążenia dynamiczne sprzęgieł podatnych w przenośniku zgrzebłowym

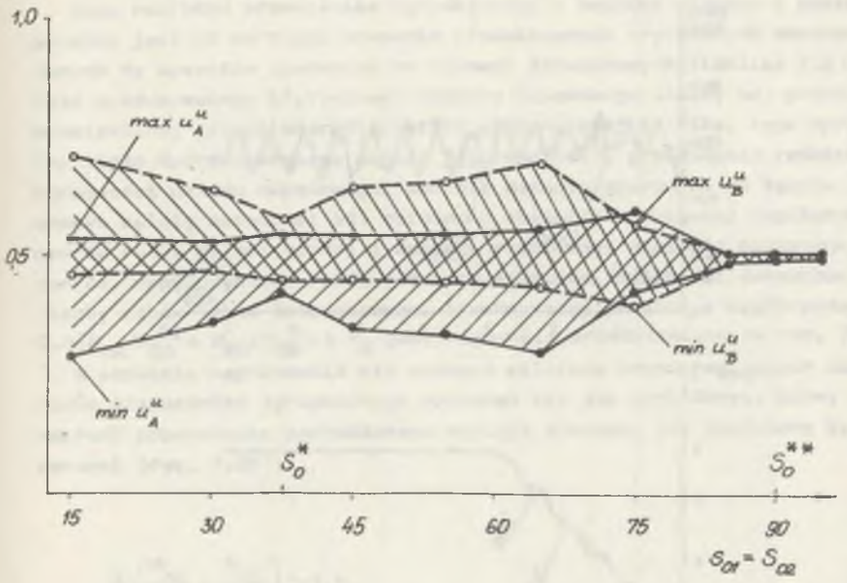
Fig. 7.25. Effect of initial chain tension on the dynamic loads of flexible couplings in the scraper conveyor

Stan napięcia łańcuchów wywiera silny wpływ na chwilową nierównomierność poboru mocy przez silnik napędu głównego i pomocniczego (rys. 7.26). Przebieg granicznych wartości współczynników rozdziału mocy silnika napędu głównego i pomocniczego w ruchu ustalonym dla różnych wartości napięcia wstępnego łańcuchów przedstawiono na rys. 7.27. Obszar zakreskowany prawostronnie przedstawia zakres zmienności współczynnika rozdziału mocy silnika napędu głównego, a obszar zakreskowany lewostronnie - silnika napędu pomocniczego. Równomierny pobór mocy występuje tylko w stanie nieluzowania łańcuchów. Z pozostałych wartości napięcia wstępnego łańcuchów najkorzystniejsze jest $S_{01} = S_{02} = S_0^*$.



Rys. 7.26. Wpływ stanu napięcia łańcuchów na nierównomierność obciążenia napędu głównego i pomocniczego w przenośniku zgrzebłowym
a) stan stałego luzowania, b) stan okresowego luzowania, c) stan nieluzowania

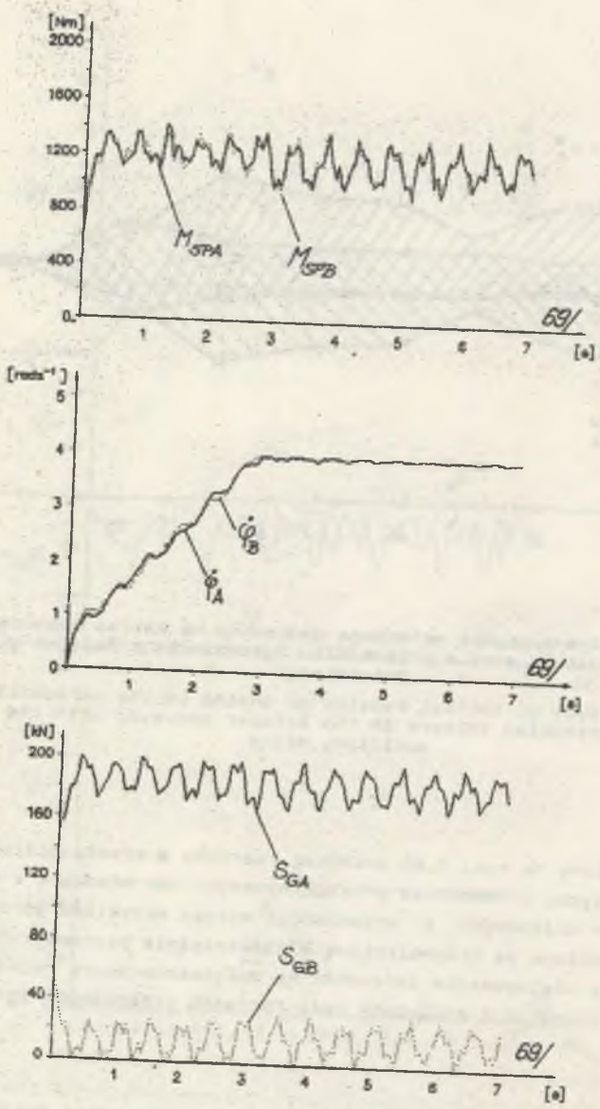
Fig. 7.26. Effect of the state of tension in chains on the nonuniformity of load of the main and auxiliary drive in the scraper conveyor
a) state of permanent slack, b) state of periodical slak, c) state of tension



Rys. 7.27. Wpływ napięcia wstępnego łańcuchów na zakres zmienności współczynników rozdziału mocy w przenośniku zgrzebłowym z napędem głównym i pomocniczym

Fig. 7.27. Effect of initial tension in chains on the variability range of power distribution factors in the scraper conveyor with the main and auxiliary drive

Przedstawiony na rys. 7.23 przebieg rozruchu w stanie nieluzowania łańcuchów dotyczy przenośnika prostoliniowego. Jak wiadomo, z powodu istnienia rynien dołącznych i uniesionego wysypu wszystkie górnicze przenośniki zgrzebłowe są krzywoliniowe w płaszczyźnie pionowej. Konsekwencją tego w stanie nieluzowania łańcuchów są zwiększone opory ruchu na odcinkach krzywoliniowych i wydłużony czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego (rys. 7.28).



Rys. 7.28. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego krzywoliniowego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie nieluzowania łańcuchów przy $S_{01} = S_{02} = 90$ kN

Fig. 7.28. Start-up and stationary motion of the curvilinear scraper conveyor with flexible couplings in the state of tension of the chains at $S_{01} = S_{02} = 90$ kN

7.2.4. Warunek rozruchu przenośnika zgrzebłowego

Czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym zależny jest od wartości stosunku zredukowanych krytycznych momentów napędowych do momentów oporowych na bębnach łańcuchowych (tablica 7.6). Wartość zredukowanego krytycznego momentu napędowego zależy od: przebiegu niestabilnej części charakterystyki mechanicznej silnika, typu sprzęgła (sprzęgło hydrokinetyczne obniża jego wartość), przełożenia reduktora i sprawności układu napędowego. Wartość momentu oporowego na bębnie łańcuchowym zależy natomiast od: natężenia obciążenia nosiwem, współczynnika oporów ruchu gałęzi górnej i dolnej, resztowego napięcia wstępnego łańcuchów, współczynnika rozdziału mocy silników, wielkości łańcuchów i liczby zębów bębna łańcuchowego. Aproksymację punktów o współrzędnych $0{,}5(M_{AK}/M_{OA} + M_{BK}/M_{OB})$ i t_R jest hiperbola przedstawiona na rys. 7.29.

W aspekcie nagrzewania się uzwojeń silników asynchronicznych czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego powinien być jak najkrótszy. Łatwy (lekki) rozruch przenośnika zgrzebłowego wystąpi wówczas, gdy spełniony będzie warunek (rys. 7.29):

$$\frac{1}{2}\left(\frac{M_{AK}}{M_{OA}} + \frac{M_{BK}}{M_{OB}}\right) > 3{,}0. \qquad (7.10)$$

Wybierając maksymalny czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego równy 5 s (jest to i tak już trudny rozruch) z rys. 7.29 otrzymano warunek rozruchu przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym w postaci:

$$\frac{1}{2}\left(\frac{M_{AK}}{M_{OA}} + \frac{M_{BK}}{M_{OB}}\right) > 2{,}25. \qquad (7.11)$$

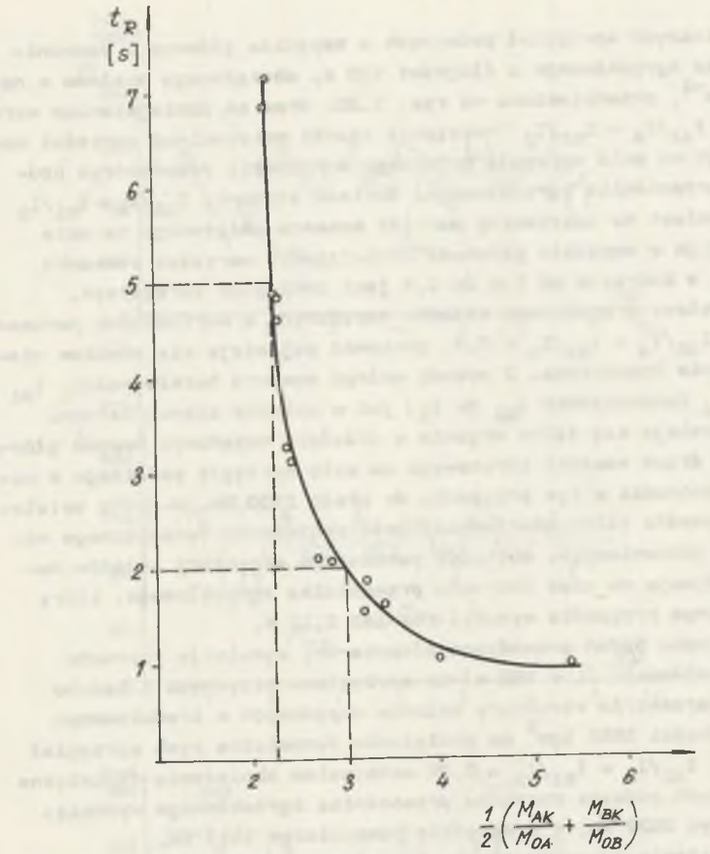
Gdy warunek (7.11) nie będzie spełniony, to rozruch górniczego przenośnika zgrzebłowego może trwać kilkanaście sekund lub nie wystąpi w ogóle.

Wprowadzony warunek rozruchu górniczego przenośnika zgrzebłowego wyjaśnia również często występujące zjawisko utrudnionego rozruchu, przy jednoczesnym niskim poborze mocy w ruchu ustalonym.

Tablica 7.6

Wpływ stosunku zredukowanych krytycznych momentów napędowych silników do momentów oporowych na bębnach łańcuchowych na czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi

Symulacja	1/	6/	7/	8/	9/	10/	11/	12/	13/	14/	15/	16/	17/	56/	57/
t_R [s]	2,07	1,01	1,87	4,62	1,67	2,12	6,87	3,12	4,92	?	3,27	4,87	7,17	1,06	1,57
M_{AK}/M_{OA}	2,49	5,48	3,29	2,35	3,49	2,74	2,26	2,50	2,30	2,13	2,47	2,37	2,27	4,08	3,28
M_{BK}/M_{OB}	3,27	5,30	3,17	2,27	3,38	2,64	2,17	2,43	2,25	2,09	2,39	2,29	2,19	3,84	3,13
$\frac{1}{2}\left(\frac{M_{AK}}{M_{OA}} + \frac{M_{BK}}{M_{OB}}\right)$	2,88	5,39	3,23	2,31	3,43	2,69	2,21	2,46	2,27	2,11	2,43	2,33	2,23	3,96	3,21



Rys. 7.29. Zależność czasu rozruchu przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym od stosunku zredukowanych krytycznych momentów napędowych do momentów oporowych na bębnach łańcuchowych

Fig. 7.29. Dependence of the start-up time of the scraper conveyor with the main and auxiliary drive on the ratio of the reduced critical driving torques to the anti-torques on the drive sprockets

7.3. Znaczenie parametrów masowo-sprężystych

7.3.1. Przenośnik ze sprzęgłami podatnymi

7.3.1.1. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych

Przez parametr struktury układu napędowego rozumieć należy: w napędzie głównym - stosunek I_{A1}/I_A, a w napędzie pomocniczym - I_{B1}/I_B.

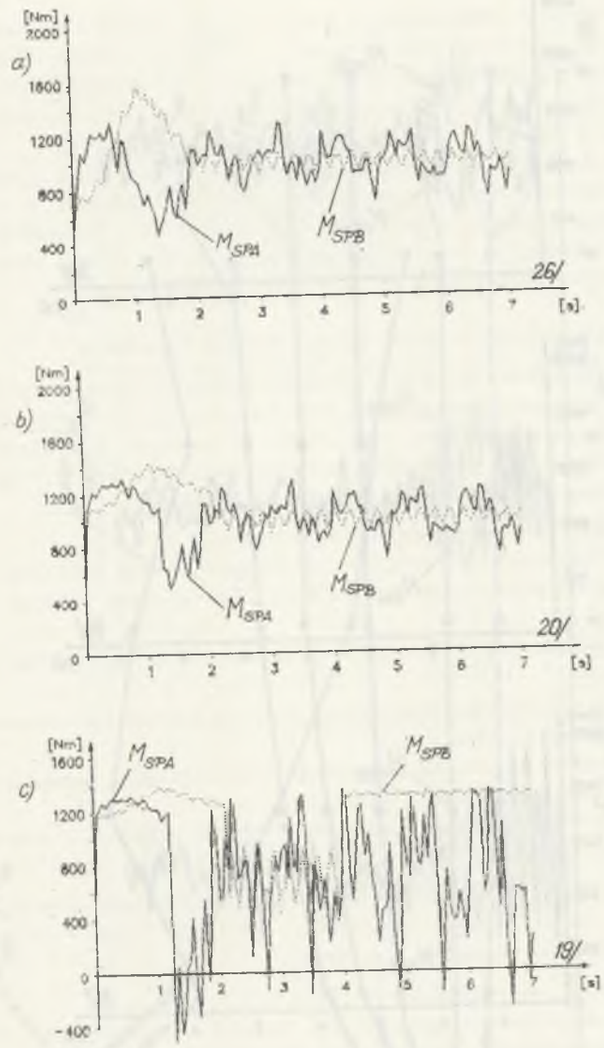
W układach napędowych o zredukowanych momentach bezwładności równych 3562 kgm^2 symulowano zmianę wartości parametrów ich struktury. Przebiegi

obciążeń dynamicznych sprzęgieł podatnych w napędzie głównym i pomocniczym przenośnika zgrzebłowego o długości 150 m, obciążonego nosiwem o natężeniu 200 kgm^{-1}, przedstawiono na rys. 7.30. Wraz ze zmniejszaniem wartości stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ następuje spadek maksymalnej wartości momentu obrotowego na wale sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego. Wartość stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ nie wpływa natomiast na maksymalną wartość momentu obrotowego na wale sprzęgła podatnego w napędzie głównym. Zmniejszanie wartości stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ w zakresie od 5,0 do 0,5 jest zabiegiem korzystnym. Nie należy natomiast projektować układów napędowych o wartościach parametrów struktury $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B < 0,5$, ponieważ pojawiają się wówczas niekorzystne zjawiska dynamiczne. Z powodu małego momentu bezwładności I_{A1} w stosunku do I_A (odpowiednio I_{B1} do I_B) już w połowie czasu rozruchu przenośnika pojawiają się silne drgania w układzie napędowym napędu głównego. Amplituda drgań momentu obrotowego na wale sprzęgła podatnego w napędzie głównym dochodzi w tym przypadku do około 1550 Nm. W ruchu ustalonym występuje ponadto silna nierównomierność obciążenia dynamicznego napędu głównego i pomocniczego. Wartości parametrów struktury układów napędowych nie wpływają na czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego, który w tym niekorzystnym przypadku wynosił również 2,12 s.

W kolejnym etapie badań prowadzono komputerową symulację rozruchu przenośnika zgrzebłowego (L = 150 m) ze sprzęgłami sztywnymi i badano wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych o zredukowanym momencie bezwładności 3562 kgm^2 na obciążenia dynamiczne tych sprzęgieł (rys. 7.31). Dla $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 0,25$ maksymalne obciążenia dynamiczne sprzęgieł sztywnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego wynoszą: w napędzie głównym 2022 Nm, a w napędzie pomocniczym 1917 Nm.

Przebieg obciążenia dynamicznego sprzęgieł sztywnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego znacznie się różni od przebiegu obciążeń dynamicznych sprzęgieł podatnych. Podczas rozruchu przenośnika ze sprzęgłami sztywnymi występują silne drgania momentów obrotowych na wałach sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym o częstości 43,3 $rads^{-1}$ i amplitudzie zależnej od wartości parametrów struktury układów napędowych. Wartości parametrów struktury układów napędowych nie wywierają natomiast wpływu na obciążenia dynamiczne sprzęgieł w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego.

Na rys. 7.32 przedstawiono bezwymiarowe wykresy zależności przeciążenia dynamicznego sprzęgieł podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego od wartości parametrów struktury układów napędowych. W przenośnikach zgrzebłowych ze sprzęgłami podatnymi wartości parametrów struktury układów napędowych nie wpływają na przeciążenie dynamiczne sprzęgła w napędzie głównym, które znajduje się na poziomie 2,27. Wpływ ten ujawnia się natomiast w napędzie pomocniczym. Wzrost wartości stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ z 0,5 do 5,0 spowodował zwiększenie przeciążenia dynamicznego sprzęgła

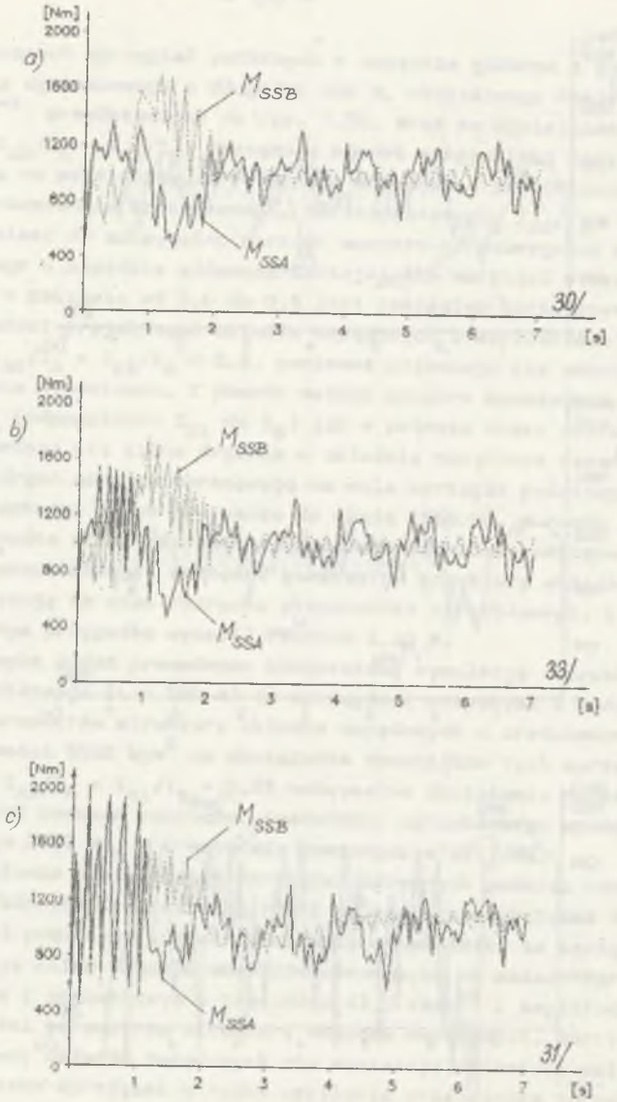


Rys. 7.30. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na przebieg obciążeń dynamicznych sprzęgieł podatnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego dla $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$, równego

a) 5,0, b) 0,5, c) 0,25

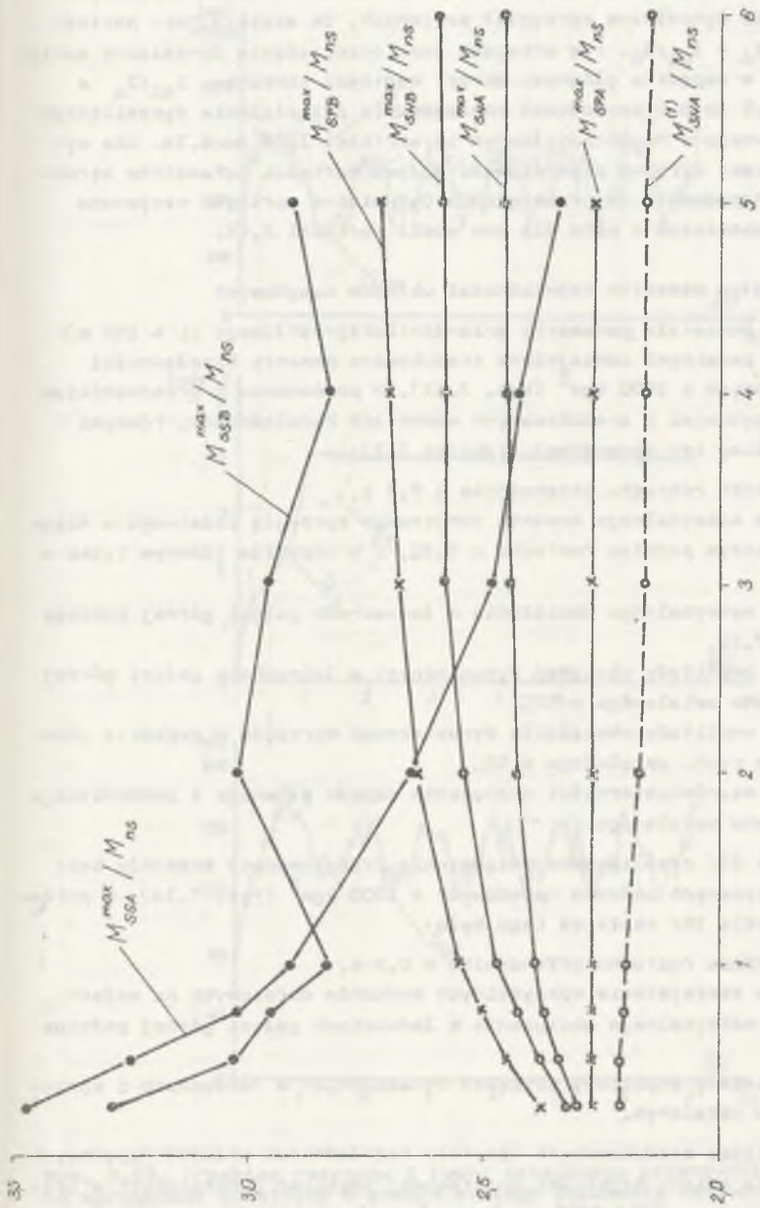
Fig. 7.30. Effect of the values of structural parameters of the drive systems on the behaviour of dynamic loads of flexible couplings during start-up of the scraper conveyor for $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ equal to

a) 5,0, b) 2,0, c) 0,25



Rys. 7.31. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na przebieg obciążeń dynamicznych sprzęgieł sztywnych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego dla $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$, równego
a) 5,0, b) 2,0, c) 0,25

Fig. 7.31. Effect of the values of structural parameters of the drive systems on the behaviour of dynamic loads of rigid couplings during start-up of the scraper conveyor for $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ equal to
a) 5,0, b) 2,0, c) 0,25



Rys. 7.32. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na przeciążenia dynamiczne sprzęgieł sztywnych, podatnych i hydrokinetycznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego

Fig. 7.32. Effect of the values of structural parameters of the drive systems on the dynamic overload of rigid flexible and fluid couplings during start-up of the scraper conveyor

podatnego w napędzie pomocniczym z 2,45 do 2,72. Zdecydowanie silniejszy i odwrotny jest wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na przeciążenie dynamiczne sprzęgieł sztywnych. Im większa jest wartość stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$, tym mniejsze jest przeciążenie dynamiczne sprzęgła sztywnego w napędzie głównym. Wzrost wartości stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ z 0,5 do 5,0 spowodował zmniejszenie przeciążenia dynamicznego sprzęgła sztywnego w napędzie głównym od wartości 3,25 do 2,34. Nie występuje natomiast wyraźna prawidłowość wpływu wartości parametrów struktury układów napędowych na przeciążenie dynamiczne sprzęgła sztywnego w napędzie pomocniczym - waha się ono wokół wartości 2,95.

7.3.1.2. Wpływ momentów bezwładności układów napędowych

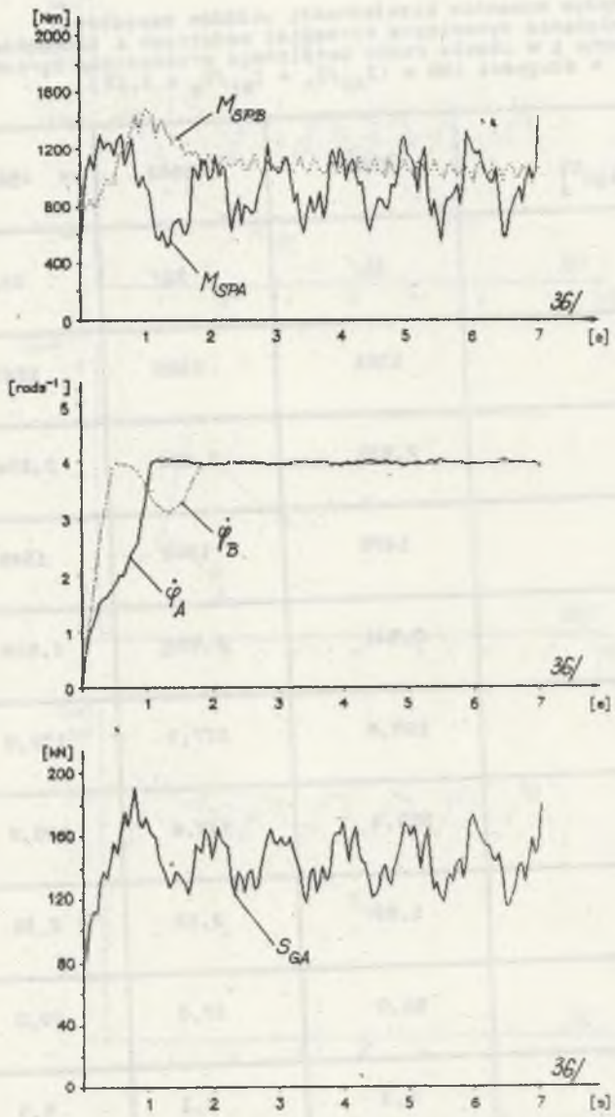
Utrzymując pozostałe parametry przenośnika zgrzebłowego (L = 150 m) ze sprzęgłami podatnymi zmniejszono zredukowane momenty bezwładności układów napędowych o 1000 kgm^2 (rys. 7.33). W porównaniu z przenośnikiem z układami napędowymi o zredukowanych momentach bezwładności, równymi 3562 kgm^2, zabieg ten spowodował (tablica 7.7):

- skrócenie czasu rozruchu przenośnika o 0,3 s,
- zmniejszenie maksymalnego momentu obrotowego sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym podczas rozruchu o 5,3%, a w napędzie głównym tylko o 1,4%,
- zwiększenie maksymalnego obciążenia w łańcuchach gałęzi górnej podczas rozruchu o 7,1%,
- zwiększenie amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego o 57%,
- zwiększenie amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym w czasie ruchu ustalonego o 52%,
- zwiększenie nierównomierności obciążenia napędu głównego i pomocniczego w czasie ruchu ustalonego.

W symulacji 35/ zrealizowano zwiększenie zredukowanych momentów bezwładności klasycznych układów napędowych o 1000 kgm^2 (rys. 7.34). W porównaniu z symulacją 10/ skutkiem tego było:

- wydłużenie czasu rozruchu przenośnika o 0,2 s,
- mało istotne zmniejszenie maksymalnych momentów obrotowych na wałach sprzęgieł i maksymalnego obciążenia w łańcuchach gałęzi górnej podczas rozruchu,
- nieistotne zmiany amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach i sprzęgieł w ruchu ustalonym.

Zmiana wartości zredukowanych momentów bezwładności układów napędowych nie spowodowała zmiany częstości podstawowej obciążeń dynamicznych w łańcuchach.



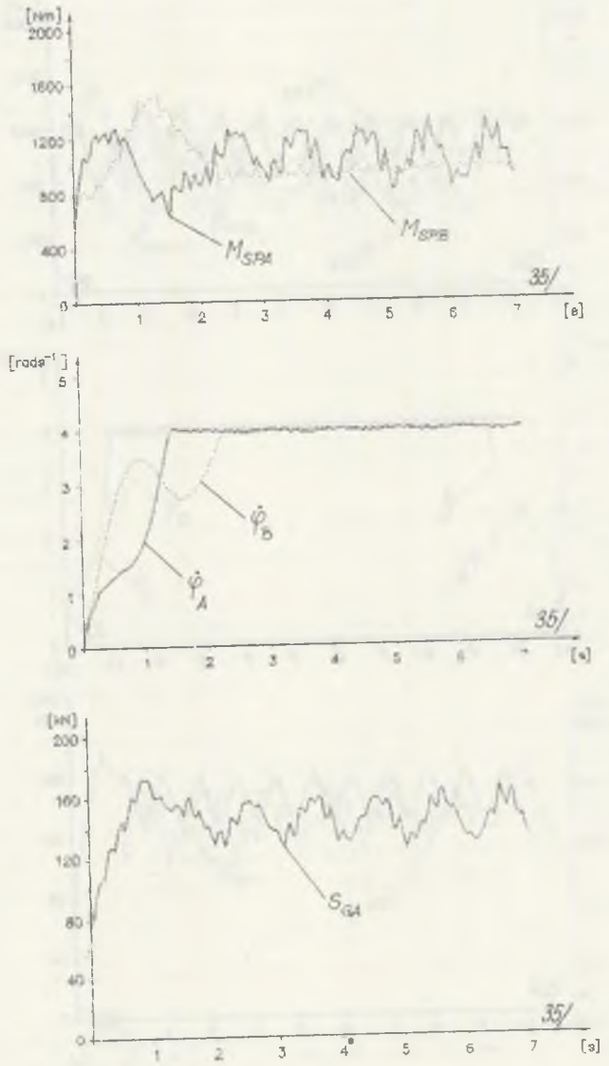
Rys. 7.33. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania łańcuchów dla $I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 2562$ kgm^2

Fig. 7.33. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor with flexible couplings in the state of permanent slack of the chains for $I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 2562$ kgm^2

Tablica 7.7

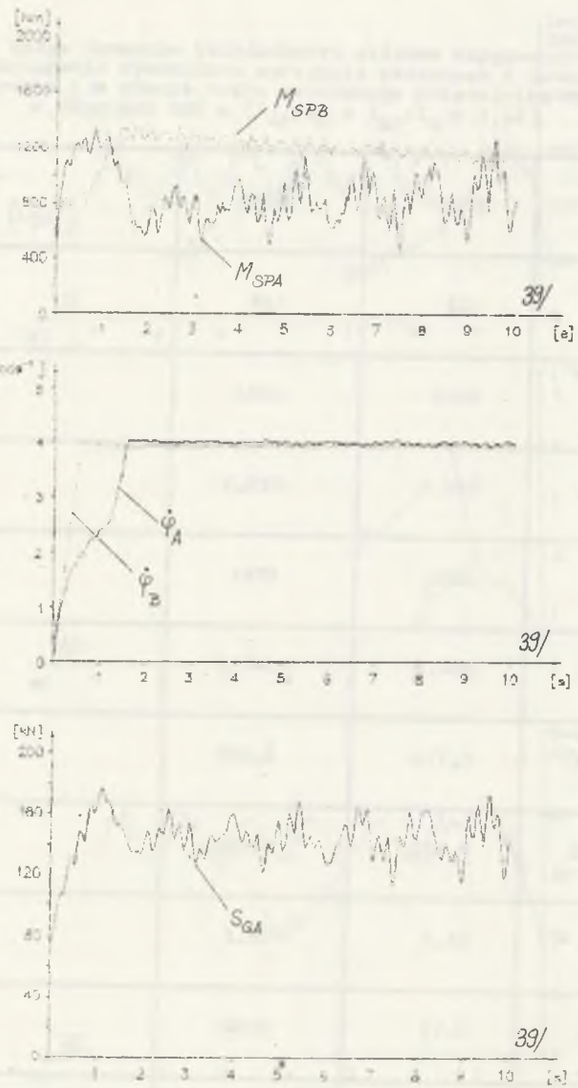
Wpływ momentów bezwładności układów napędowych na obciążenia dynamiczne sprzęgieł podatnych i łańcuchów podczas rozruchu i w czasie ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego o długości 150 m ($I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 3,12$)

$I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B$ [kgm^2]	2562	3562	4562
Symulacja	36/	10/	35/
M_{SPA}^{max} [Nm]	1301	1320	1283
M_{SPA}^{max}/M_{ns}	2,235	2,268	2,204
M_{SPB}^{max} [Nm]	1479	1562	1546
M_{SPB}^{max}/M_{ns}	2,541	2,684	2,656
S_G^R [kN]	190,6	177,9	172,0
S_D^R [kN]	125,4	132,6	130,2
t_R [s]	1,82	2,12	2,32
AS_G^u [kN]	58,0	37,0	39,0
ω_G [rads^{-1}]	6,3	6,3	6,3
AM_{SPA}^u [Nm]	770	508	497



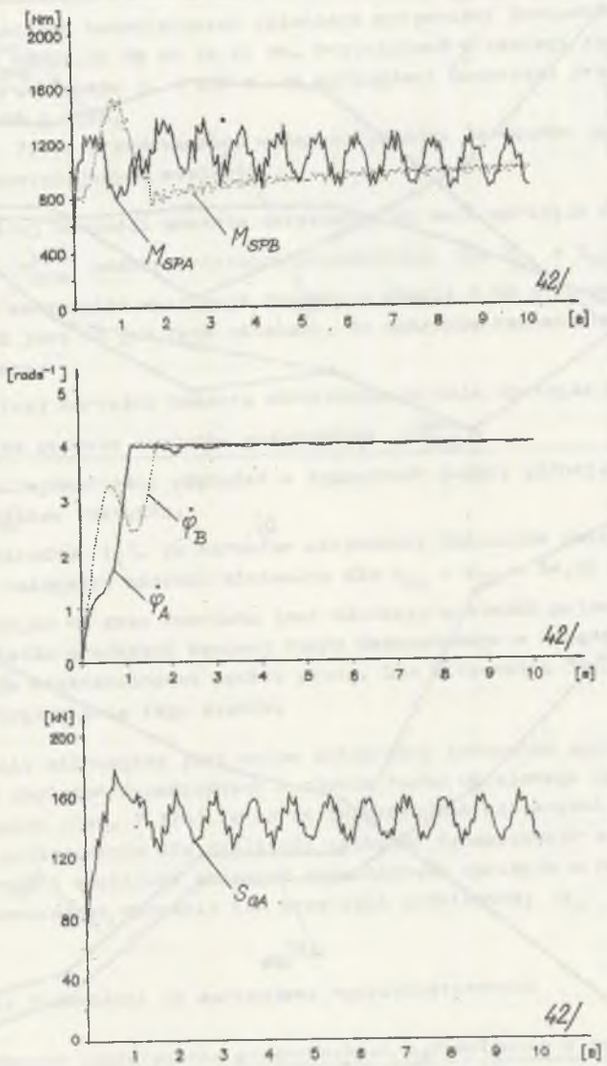
Rys. 7.34. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania łańcuchów dla $I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 4562$ kgm^2

Fig. 7.34. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor with flexible couplings in the state of permanent slack of the chains for $I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 4562$ kgm^2



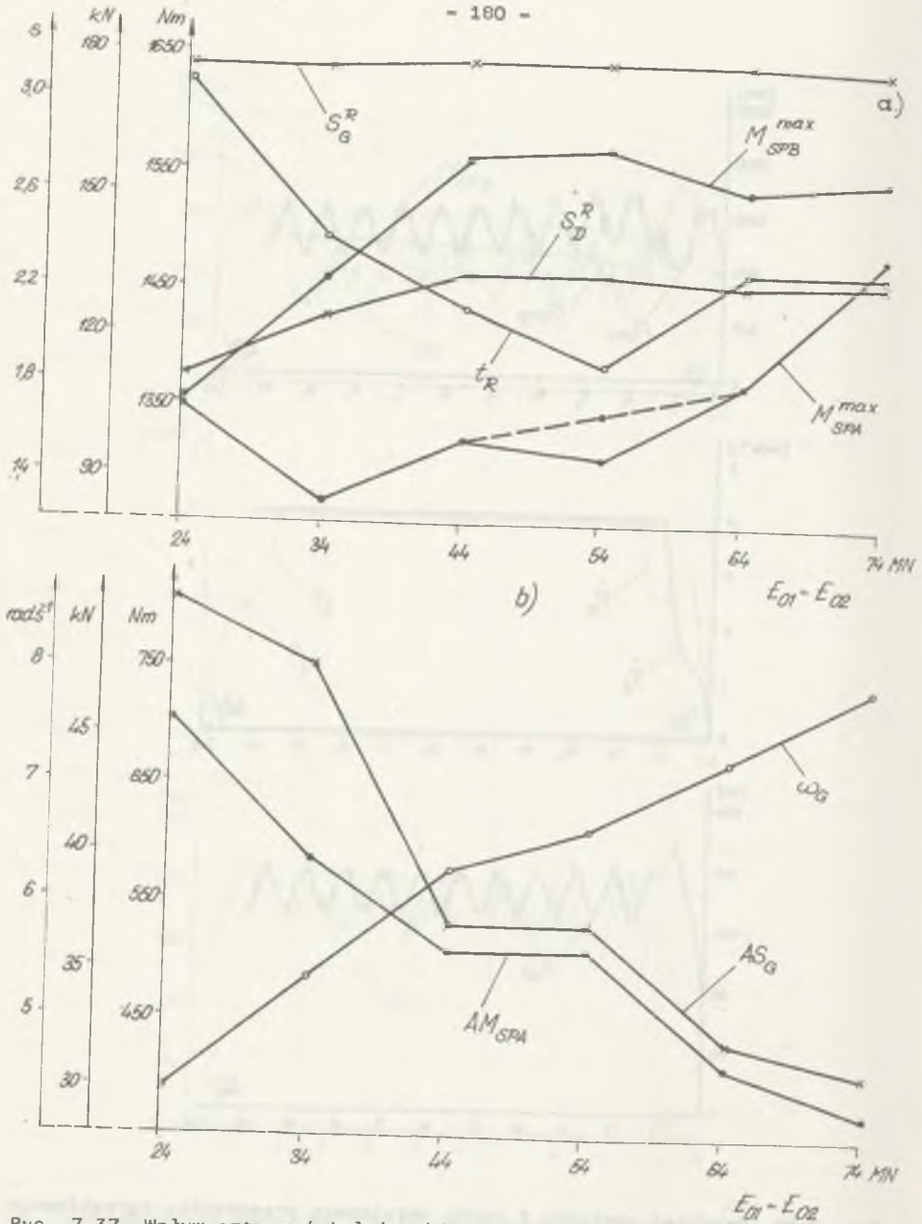
Rys. 7.35. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania łańcuchów dla E_{01} = = E_{02} = 24,22 MN

Fig. 7.35. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor with flexible couplings in the state of permanent slack of the chains for E_{01} = = E_{02} = 24,22 MN



Rys. 7.36. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi w stanie stałego luzowania łańcuchów dla E_{01} = = E_{02} = 64,22 MN

Fig. 7.36. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor with flexible couplings in the state of permanent slack of the chains for E_{01} = = E_{02} = 64,22 MN



Rys. 7.37. Wpływ sztywności łańcuchów ogniwowych górniczych na obciążenia dynamiczne sprzęgieł i łańcuchów w przenośniku zgrzebłowym

a) podczas rozruchu, b) w czasie ruchu ustalonego

Fig. 7.37. Effect of the rigidity of mining coil chains on the dynamic loads of couplings and chains in the scraper conveyor

a) during start-up, b) during stationary motion

7.3.1.3. Wpływ sztywności łańcuchów

W symulacjach komputerowych zmieniano sztywności łańcuchów ogniwowych w zakresie od 24,22 MN do 74,22 MN. Przykładowe przebiegi rozruchu przenośnika zgrzebłowego (L = 150 m) ze sprzęgłami podatnymi przedstawiono na rys. 7.35 i 7.36.

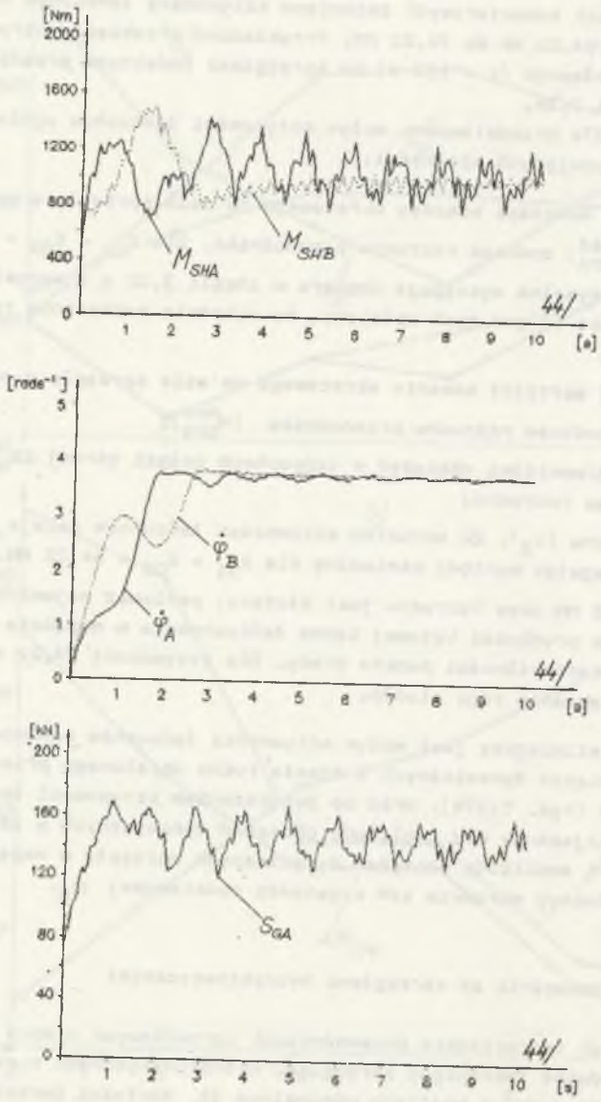
Na rys. 7.37a przedstawiono wpływ sztywności łańcuchów ogniwowych na wartości następujących wielkości:

- maksymalnej wartości momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie głównym (M_{SPA}^{max}) podczas rozruchu przenośnika. Dla $E_{01} = E_{02} = 54{,}22$ MN wartość maksymalna występuje dopiero w chwili 3,02 s i wynosi 1366 Nm. Ponieważ jest to już ruch ustalony, na wykresie zaznaczono to linią przerywaną;
- maksymalnej wartości momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie pomocniczym podczas rozruchu przenośnika (M_{SPB}^{max});
- maksymalnej wartości obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej (S_G^R) i dolnej (S_D^R) podczas rozruchu;
- czas rozruchu (t_R). Ze wzrostem sztywności łańcuchów maleje czas rozruchu, osiągając wartość minimalną dla $E_{01} = E_{02} = 54{,}22$ MN. Dla sztywności 64,22 MN czas rozruchu jest dłuższy, ponieważ pojawiło się dodatkowe siodło prędkości kątowej bębna łańcuchowego w napędzie głównym z powodu niestabilności punktu pracy. Dla sztywności 74,22 MN wystąpiło tylko pogłębienie tego siodła.

Znacznie silniejszy jest wpływ sztywności łańcuchów ogniwowych na przebieg obciążeń dynamicznych w czasie ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego (rys. 7.37b). Wraz ze zwiększeniem sztywności łańcuchów następuje zmniejszanie się amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej i amplitudy obciążeń dynamicznych sprzęgła w napędzie głównym przy jednoczesnym wzroście ich częstości podstawowej ω_G.

7.3.2. Przenośnik ze sprzęgłami hydrokinetycznymi

W badanych teoretycznie przenośnikach zgrzebłowych o mocy 2 x 90 kW sprzęgła podatne zastąpiono sprzęgłami hydrokinetycznymi o napełnieniu nominalnym 15,4 dm^3 i poślizgu nominalnym 3%. Wartości parametrów struktury układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi i reduktorami o przełożeniu 38,35 są równe $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 4{,}7$, a moment bezwładności układu napędowego zredukowany na wał bębna łańcuchowego wynosi $I_{A1} + I_A =$



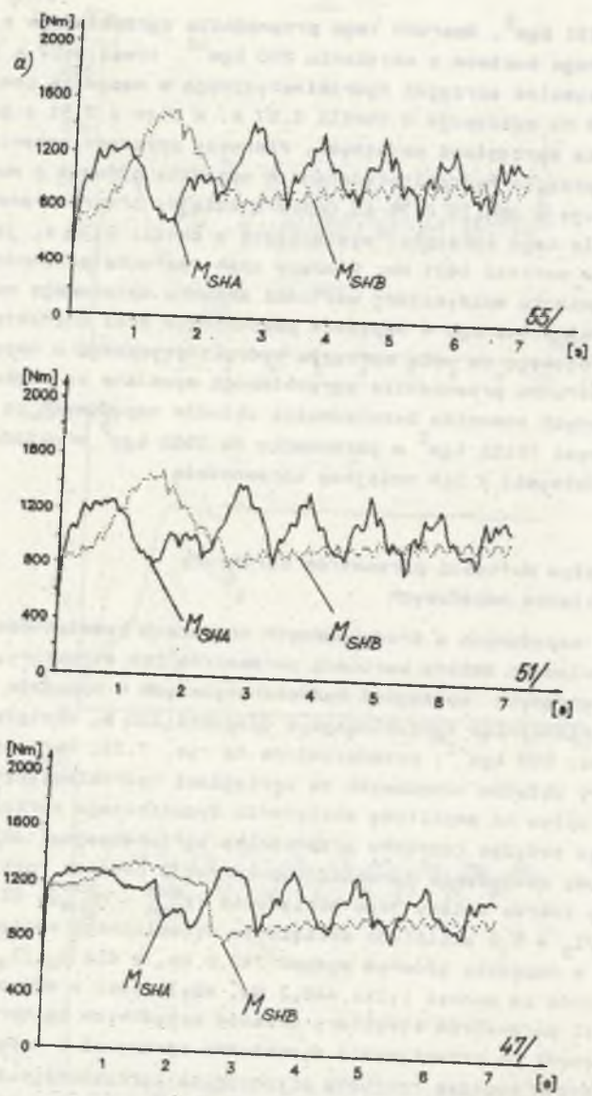
Rys. 7.38. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi w stanie stałego luzowania łańcuchów przy $S_{01} = S_{02} = 37,5$ kN

Fig. 7.38. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor with fluid couplings in the state of permanent slack of chains at $S_{01} = S_{02} = 37,5$ kN

$= I_{B1} + I_B = 6151$ kgm^2. Rozruch tego przenośnika zgrzebłowego o długości 150 m, obciążonego nosiwem o natężeniu 200 kgm^{-1}, trwał 4,07 s (rys.7.38). Obciążenie maksymalne sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym o wartości 1508 Nm występuje w chwili 1,57 s, a więc o 0,51 s później niż w przenośniku ze sprzęgłami podatnymi. Pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym o wartości 1257 Nm występuje w chwili 0,79 s. Dopiero kolejny przyrost momentu obrotowego na wale tego sprzęgła, występujący w chwili 2,77 s, jest maksymalny i posiada wartość 1431 Nm. Dłuższy czas rozruchu przenośnika, opóźnienie w osiągnięciu maksymalenj wartości momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym oraz charakter przebiegu momentu obrotowego na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego wywołane są większą wartością zredukowanych momentów bezwładności układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi (6151 kgm^2 w porównaniu do 3562 kgm^2 w układach ze sprzęgłami podatnymi) i ich mniejszą sprawnością.

7.3.2.1. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych

W układach napędowych o zredukowanych momentach bezwładności równych 6151 kgm^2 symulowano zmianę wartości parametrów ich struktury. Przebiegi obciążeń dynamicznych sprzęgieł hydrokinetycznych w napędzie głównym i pomocniczym przenośnika zgrzebłowego o długości 150 m, obciążonego nosiwem o natężeniu 200 kgm^{-1}, przedstawiono na rys. 7.39. Wartości parametrów struktury układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi wywierają istotny wpływ na amplitudę obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego (tablica 7.8). Przez amplitudę obciążenia dynamicznego sprzęgła podczas rozruchu rozumieć będziemy zakres zmiany jego obciążenia ($M_{SHA}^{max} - M_{SHA}^{min}$). Dla stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 6,0$ amplituda obciążenia dynamicznego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym wynosi 742,0 Nm, a dla $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 0,25$ amplituda ta wynosi tylko 448,3 Nm, czyli jest o 40% mniejsza. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi na przeciążenia dynamiczne sprzęgieł w napędzie głównym i pomocniczym podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego posiada charakter krzywej nasycenia (rys. 7.32). Wraz ze zwiększaniem wartości stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ od 0,25 do 3,0 przeciążenie dynamiczne sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie pomocniczym wzrosło o 11%, a w napędzie głównym o 6%. Dla $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B > 3,0$ wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na przeciążenia dynamiczne sprzęgieł hydrokinetycznych jest nieistotny.



Rys. 7.39. Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na przebieg obciążeń dynamicznych sprzęgieł hydrokinetycznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego dla $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$, równego

a) 6,0, b) 2,0, c) 0,25

Fig. 7.39. Effect of values of structural parameters of drive systems on the behaviour of dynamic loads of fluid couplings during start-up of the scraper conveyor for $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ equal to

a) 6.0, b) 2,0, c) 0,25

Tablica 7.8

Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na obciążenia dynamiczne sprzęgieł hydrokinetycznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego długości 150 m ($I_{A1} + I_A = I_{B1} + I_B = 6151$ kgm^2)

$I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$	0,25	0,50	0,75	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0
Symulacja	47/	48/	49/	50/	51/	52/	53/	54/	55/
$M^{(1)}_{SHA}$ [Nm]	1286	1286	1280	1280	1266	1260	1259	1256	1254
M^{max}_{SHA} [Nm]	1338	1360	1378	1392	1413	1418	1428	1433	1433
M^{max}_{SHA}/M_{ns}	2,299	2,337	2,368	2,392	2,428	2,436	2,454	2,462	2,462
M^{max}_{SHB} [Nm]	1353	1388	1413	1437	1480	1501	1502	1510	1515
M^{max}_{SHB}/M_{ns}	2,325	2,385	2,428	2,469	2,543	2,579	2,581	2,594	2,603
$M^{(1)}_{SHA}/M_{ns}$	2,210	2,210	2,199	2,199	2,175	2,165	2,163	2,158	2,155
M^{min}_{SHA} [Nm]	889,7	889,2	888,0	879,2	799,9	739,7	728,3	707,2	691,0
$M^{max}_{SHA} - M^{min}_{SHA}$	448,3	470,8	490,0	512,8	613,1	678,3	699,7	725,8	742,0

7.4. Symulacja zerwania łańcuchów

Istnieją dwie przyczyny zrywania się łańcuchów w przenośnikach zgrzebłowych:

1) W przypadku zablokowania łańcucha w rynnach następuje przekroczenie wytrzymałości na rozciąganie i jego zerwanie (obciążenie rozrywające łańcuch 26 x 92 klasy C wynosi 850 kN, a klasy D - 1060 kN).

2) Zerwanie o charakterze zmęczeniowym. We wszystkich stanach ruchu przenośnika zgrzebłowego występują znaczne obciążenia dynamiczne, które przyczyniają się do zmęczenia łańcucha. Po dłuższym czasie eksploatacji dochodzi do uszkodzenia ogniwa w postaci pęknięcia w miejscu największej koncentracji naprężeń a następnie do jego zerwania. Uszkodzenie ogniwa może również wystąpić w otoczeniu miejsca zgrzewania. Zerwanie zmęczeniowe może wystąpić w dowolnym miejscu konturu łańcuchowego i w dowolnej chwili. Ten rodzaj zerwania łańcuchów będzie przedmiotem symulacji komputerowej.

7.4.1. Przenośnik ze sprzęgłami podatnymi

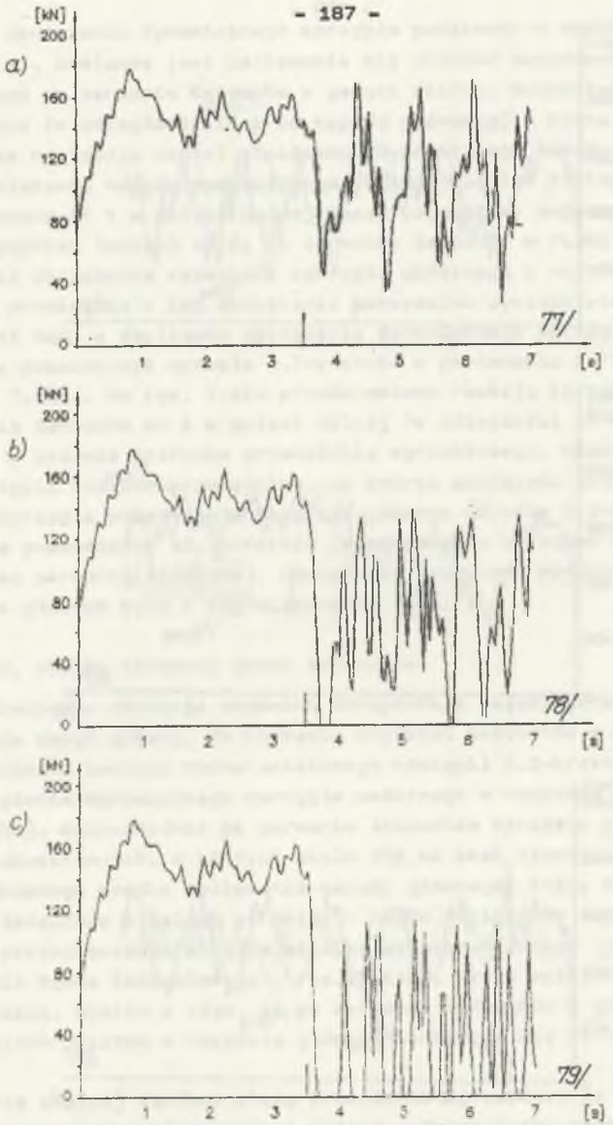
Obiektem badań był załadowany przenośnik zgrzebłowy (L = 150 m) z napędem głównym i pomocniczym wyposażonym w sprzęgła podatne. Napięcie wstępne łańcuchów w stanie stałego luzowania symulowano o wartości 37,5 kN, a w stanie nieluzowania - 90 kN.

7.4.1.1. Skutki zerwania jednego łańcucha

Wszystkie symulacje w punkcie 7.4.1.1 dotyczyć będą stanu stałego luzowania. W przenośniku zgrzebłowym symulowano zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi górnej. Po zerwaniu łańcucha następuje gwałtowna zmiana rozkładu napięć statycznych w obydwóch łańcuchach. W łańcuchu nr 1 następuje spadek obciążenia statycznego o wartość oporów ruchu na odcinku l_{01}, który jest odległością miejsca zerwania łańcucha nr 1 w gałęzi górnej od napędu pomocniczego. Towarzyszy temu jednoczesny wzrost obciążenia statycznego w łańcuchu nr 2, który przejmuje przemieszczanie zgrzebeł i całek ilości nosiwa z odcinka l_{01}.

Przebieg obciążenia dynamicznego w łańcuchu nr 1 w miejscu jego nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego przedstawiono na rys. 7.40. W 3,5 sekundzie symulacji komputerowej następowało zmęczeniowe zerwanie łańcucha nr 1. Po zerwaniu łańcucha w odległości 45 m od napędu pomocniczego nastąpił 4-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego w łańcuchu. Gdy zerwanie łańcucha następowało w połowie długości przenośnika (l_{01} = 75 m), to wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego był 3,8-krotny z pojawieniem się pierwszych luzów międzyogniwowych w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego. W miarę zbliżania się miejsca zerwania łańcucha nr 1 do napędu głównego czas trwania luzów międzyogniwowych zaczyna wzrastać (dla l_{01} = 135 m przedstawiono to na rys. 7.40c).

Zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi górnej (w ruchu ustalonym przenośnika) w odległości 45 m od napędu pomocniczego spowodowało 1,9-krotny wzrost

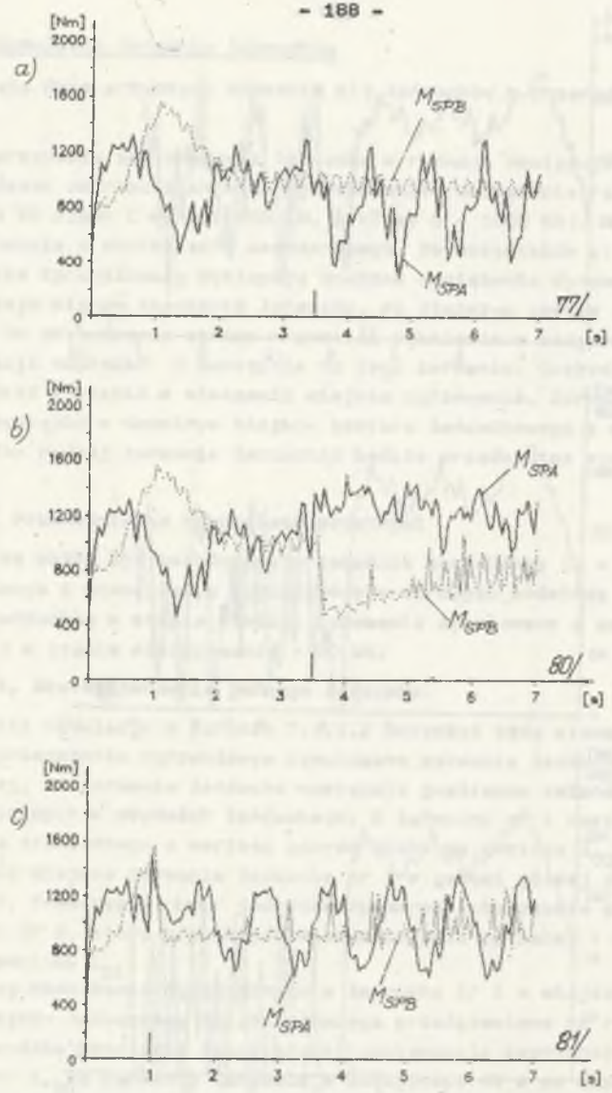


Rys. 7.40. Wpływ miejsca zerwania łańcucha nr 1 w gałęzi górnej na jego obciążenia dynamiczne w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego

a) l_{01} = 45 m, b) l_{01} = 75 m, c) l_{01} = 135 m
(chwilę zerwania oznaczono pionową kreską przy osi odciętych)

Fig. 7.40. Effect of the chain breaking point No 1 in the top strand on the dynamic chain load at the run-on point onto the drive sprocket of the main drive

a) l_{01} = 45 m, b) l_{01} = 75 m, c) l_{01} = 135 m
(the breaking moment has been marked by a vertical dash at the X-axis)



Rys. 7.41. Reakcja sprzęgieł podatnych na zerwania łańcucha nr 1 w stanie stałego luzowania

a) w gałęzi górnej w odległości 45 m od napędu pomocniczego w czasie ruchu ustalonego, b) w gałęzi dolnej w odległości 15 m od napędu głównego w czasie ruchu ustalonego, c) w gałęzi dolnej w odległości 15 m od napędu głównego podczas rozruchu

Fig. 7.41. Reaction of the flexible couplings to breaking of the chain No 1 in the state of permanent slack

a) in the top strand at a distance of 45 m from the auxiliary drive during stationary motions, b) in the bottom strand at a distance of 15 m from the main drive at stationary motion, c) in the botton strand at a distance of 15 m from the main drive during start-up

amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym (rys. 7.41a). Odmienne jest zachowanie się układów napędowych przenośnika zgrzebłowego po zerwaniu łańcucha w gałęzi dolnej. Bezpośrednio po zerwaniu łańcucha (w odległości 15 m od napędu głównego) w ruchu ustalonym przenośnika następuje wzrost obciążenia dynamicznego napędu głównego i spadek obciążenia napędu pomocniczego. Dzieje się tak dlatego, że po zerwaniu łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej napęd pomocniczy wspomaga napęd główny tylko poprzez łańcuch nr 2. Po zerwaniu łańcucha w ruchu ustalonym przenośnika obciążenie szczytowe sprzęgła podatnego w napędzie głównym (1498 Nm) przekracza o 16% obciążenie maksymalne występujące w ruchu ustalonym (1293 Nm), a amplituda obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym wzrosła 2,7-krotnie w porównaniu z ruchem ustalonym (rys. 7.41b). Na rys. 7.41c przedstawiono reakcję sprzęgieł podatnych na zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej (w odległości 15 m od napędu głównego) w połowie rozruchu przenośnika zgrzebłowego. Mimo zerwania łańcucha wystąpił rozruch przenośnika, po którym amplituda obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym wzrosła 1,5-krotnie, a w napędzie pomocniczym aż 3-krotnie (w porównaniu z ruchem ustalonym przenośnika bez zerwania łańcucha). Obciążenie szczytowe sprzęgła podatnego w napędzie głównym było o 13% większe od M_{SPA}^{max}.

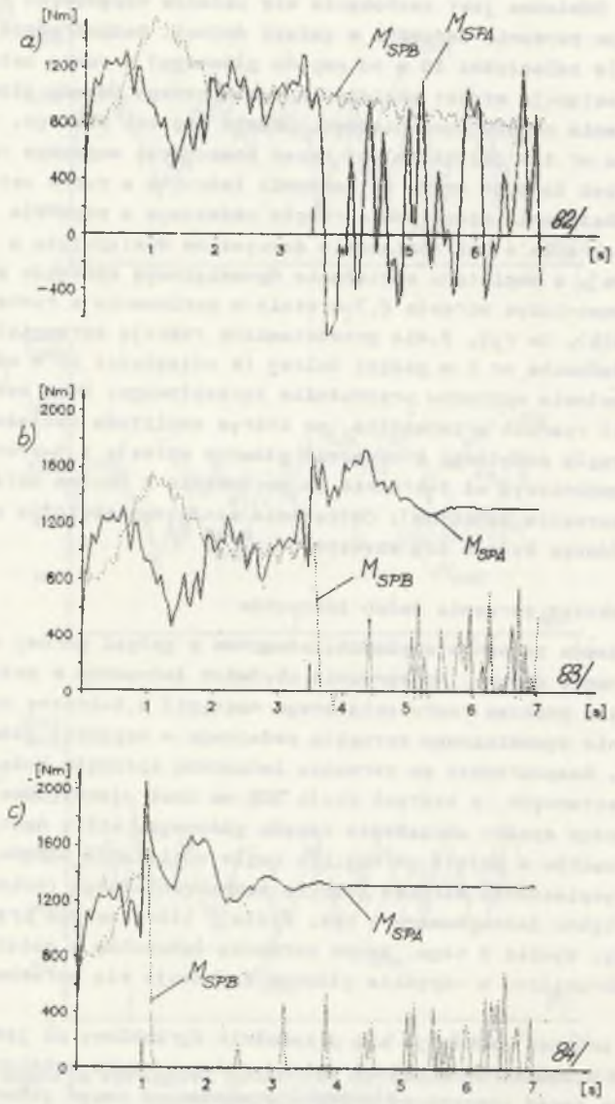
7.4.1.2. Skutki zerwania dwóch łańcuchów

Na jednoczesne zerwanie obydwóch łańcuchów w gałęzi górnej bardzo silnie reaguje napęd główny. Po zerwaniu obydwóch łańcuchów w połowie długości przenośnika podczas ruchu ustalonego nastąpił 2,5-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym (rys. 7.42a). Bezpośrednio po zerwaniu łańcuchów sprzęgło podatne doznaje obciążeń obustronnych, z których około 30% ma znak ujemny. Jest to skutkiem gwałtownego spadku obciążenia napędu głównego, który następuje po zerwaniu łańcuchów w gałęzi górnej. To nagłe odciążenie napędu głównego powoduje przyspieszenie wirnika silnika asynchronicznego (pokazano to na przykładzie bębna łańcuchowego - rys. 7.43a), który osiąga prędkość nadsynchroniczną. Wynika z tego, że po zerwaniu łańcuchów w gałęzi górnej silnik asynchroniczny w napędzie głównym zachowuje się okresowo jak generator.

Zupełnie inaczej zachowuje się przenośnik zgrzebłowy po jednoczesnym zerwaniu dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas ruchu ustalonego. W takiej sytuacji napęd pomocniczy przestaje wspomagać napęd główny. Całkowite obciążenie gałęzi ładownej nosiwem przejmuje wówczas tylko napęd główny. Uwidacznia się to:

1) nagłym wzrostem obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym; obciążenie szczytowe osiąga wartość 1731 Nm, czyli jest o 31% większe od M_{SPA}^{max} (rys. 7.42b),

2) hamowaniem bębna łańcuchowego w napędzie głównym, którego czas trwa 1,5 s (rys. 7.43b).

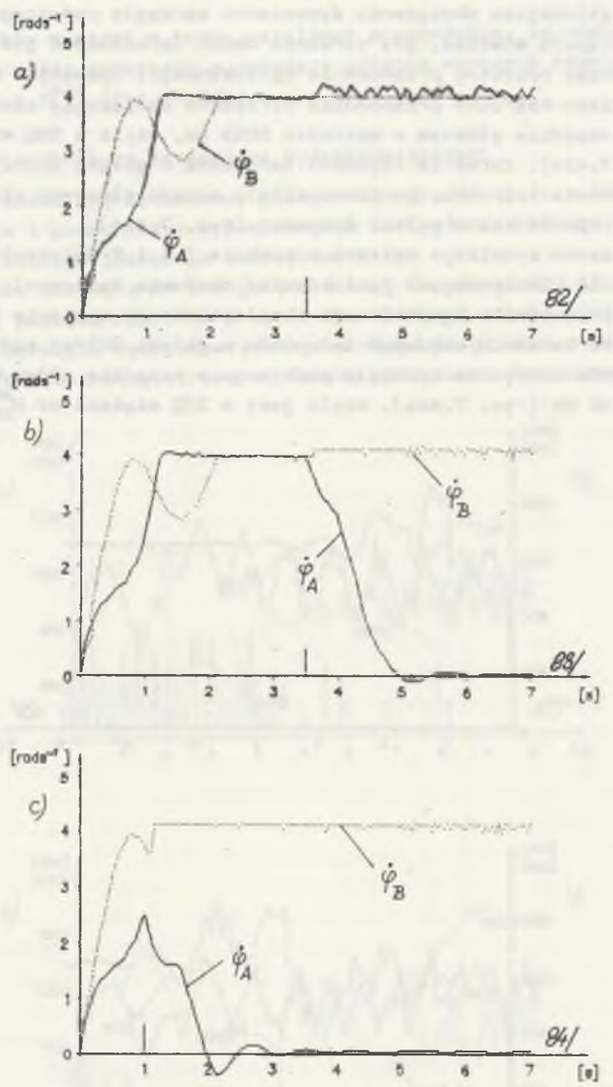


Rys. 7.42. Reakcja sprzęgieł podatnych na zerwanie dwóch łańcuchów w stanie stałego luzowania

a) w gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego, b) w gałęzi dolnej w czasie ruchu ustalonego, c) w gałęzi dolnej podczas rozruchu

Fig. 7.42. Reaction of the flexible couplings to breaking of two chains in the state of permanent slack

a) in the top strand during stationary motion, b) in the bottom strand during stationary motion, c) in the bottom strand during start-up



Rys. 7.43. Reakcja bębnów łańcuchowych na zerwanie dwóch łańcuchów w stanie stałego luzowania

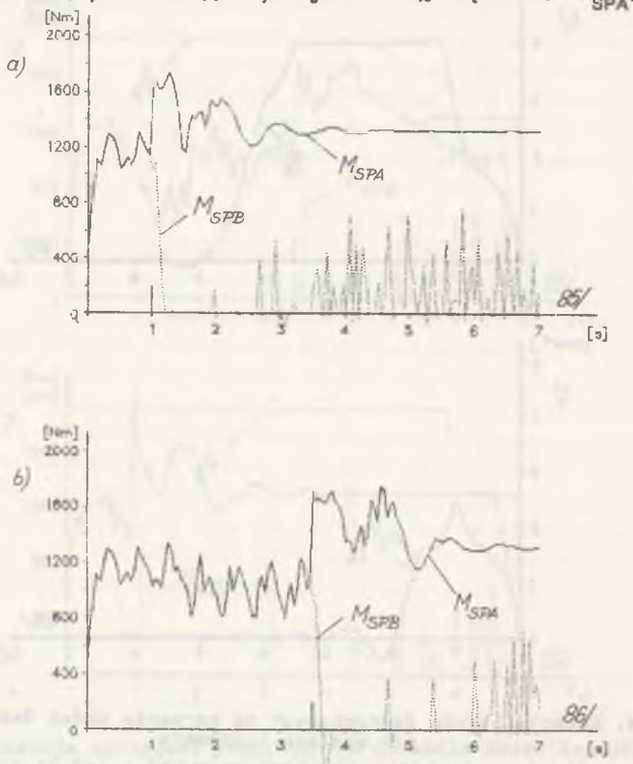
a) w gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego, b) w gałęzi dolnej w czasie ruchu ustalonego, c) w gałęzi dolnej podczas rozruchu

Fig. 7.43. Reaction of drive sprockets to the break of two chains in the state of permanent slack

a) in the top strand during stationary motion, b) in the bottom strand during stationary motion, c) in the bottom strand during start-up

Jeszcze silniejsze obciążenie dynamiczne sprzęgła podatnego w napędzie głównym występuje wówczas, gdy zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej nastąpi podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego. Symulując zerwanie w połowie czasu rozruchu przenośnika otrzymano obciążenie szczytowe sprzęgła w napędzie głównym o wartości 2053 Nm, czyli o 55% większe od M_{SPA}^{max} (rys. 7.42c). Zerwanie obydwóch łańcuchów w gałęzi dolnej uniemożliwiło dokończenie rozruchu, ponieważ silnik napędu głównego nie był w stanie pokonać oporów ruchu gałęzi ładownej (rys. 7.43c).

Dotychczasowe symulacje opisane w punkcie 7.4.1.2 dotyczyły stanu stałego luzowania. Interesujące jest również zbadanie zachowania się układów napędowych przenośnika zgrzebłowego eksploatowanego w stanie nieluzowania łańcuchów. Po zerwaniu obydwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas rozruchu obciążenie szczytowe sprzęgła podatnego w napędzie głównym wzrasta do wartości 1740 Nm (rys. 7.44a), czyli jest o 30% większe od M_{SPA}^{max}. Gdy zerwanie łańcuchów wystąpi w ruchu ustalonym przenośnika, to obciążenie szczytowe sprzęgła podatnego w napędzie głównym wzrośnie również o 30% w porównaniu z M_{SPA}^{max} (rys. 7.44b).



Rys. 7.44. Reakcja sprzęgieł podatnych na zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej w stanie nieluzowania

a) podczas rozruchu, b) w czasie ruchu ustalonego

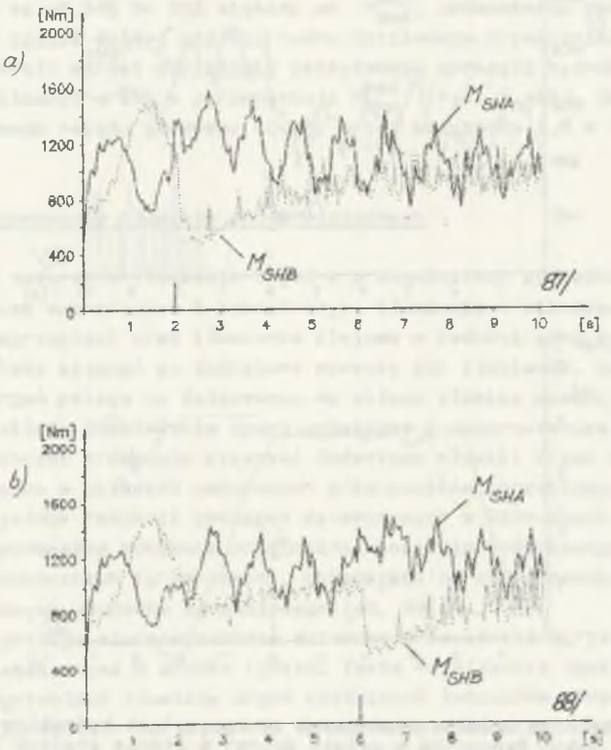
Fig. 7.44. Reaction of the flexible couplings to the break of two chains in the bottom strand in the state of tension

a) on start-up, b) during stationary motion

7.4.2. Przenośnik ze sprzęgłami hydrokinetycznymi

Obiektem badań był załadowany przenośnik zgrzebłowy (L = 150 m) z napędem głównym i pomocniczym wyposażonym w sprzęgła hydrokinetyczne. Symulowano stan stałego luzowania łańcuchów.

Po zerwaniu łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej (w odległości 15 m od napędu głównego) podczas rozruchu przenośnika nastąpił wzrost obciążenia szczytowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym o 11% w porównaniu z M_{SHA}^{max}, 1,5-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzę-

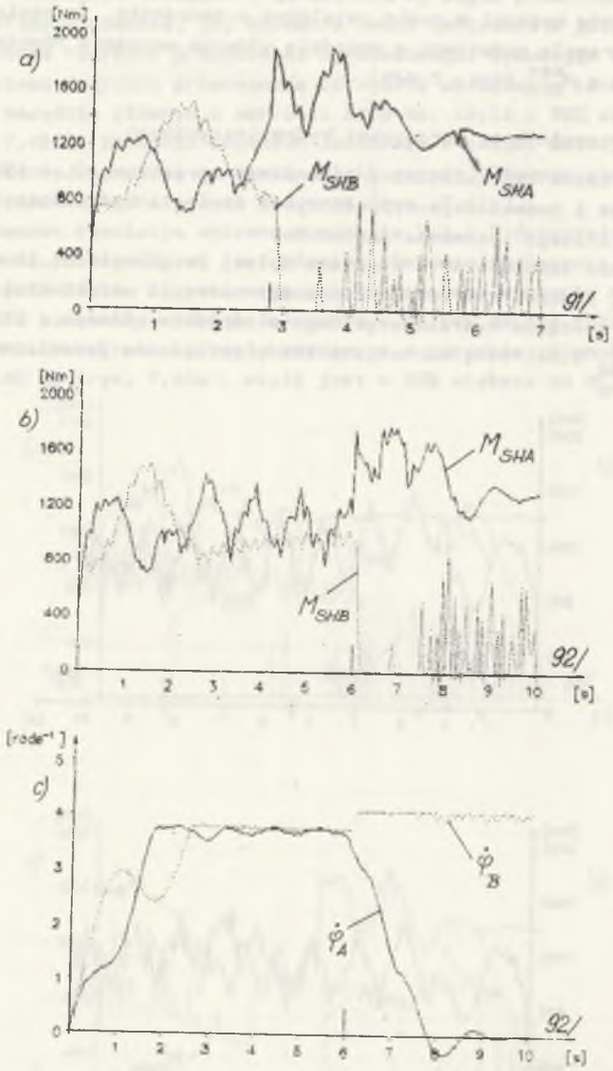


Rys. 7.45. Reakcja sprzęgieł hydrokinetycznych na zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej w stanie stałego luzowania

a) podczas rozruchu, b) w czasie ruchu ustalonego

Fig. 7.45. Reaction of fluid couplings to the break of chain No 1 in the bottom strand in the state of permanent slack

a) on start-up, b) during stationary motion



Rys. 7.46. Reakcja układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi na zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej w stanie stałego luzowania
a) podczas rozruchu w chwili 2,8 s, b) i c) w czasie ruchu ustalonego w chwili 6 s

Fig. 7.46. Reaction of drive systems with fluid couplings to the break of two chains in the bottom strand in the state of permanent slack
a) on start-up at the time of 2,8 s, b) and c) during stationary motion at the time of 6 s

gła w napędzie głównym oraz 3-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie pomocniczym (rys. 7.45a). Reakcję sprzęgieł hydrokinetycznych na zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej podczas ruchu ustalonego przenośnika przedstawiono na rys. 7.45b. Zerwanie tego łańcucha spowodowało wzrost obciążenia szczytowego w napędzie głównym o 5% w porównaniu z M_{SHA}^{max} i 3-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie pomocniczym.

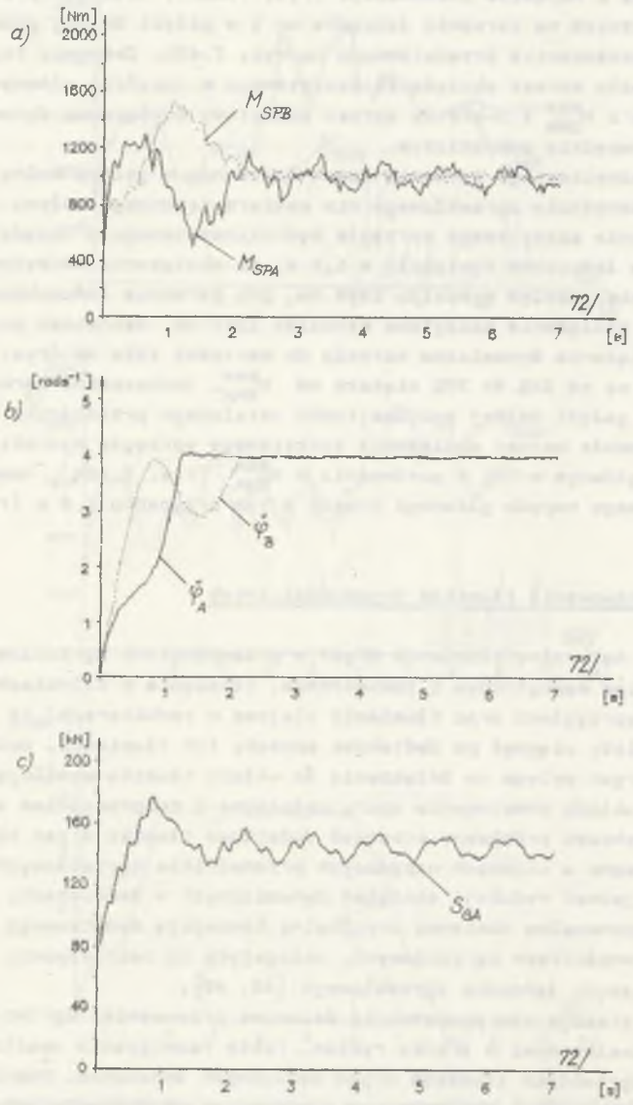
Chwila jednoczesnego zerwania dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego nie wywiera istotnego wpływu na wartość obciążenia szczytowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym. Gdy zerwanie łańcuchów wystąpiło w 1,6 s, to obciążenie szczytowe sprzęgła w napędzie głównym wynosiło 1989 Nm, gdy zerwanie łańcuchów nastąpiło w 2,0 s, to obciążenie szczytowe wynosiło 1917 Nm, natomiast po zerwaniu w 2,8 s obciążenie dynamiczne wzrosło do wartości 1924 Nm (rys. 7.46a). Wartości te są od 34% do 39% większe od M_{SHA}^{max}. Jednoczesne zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego spowodowało wzrost obciążenia szczytowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym o 25% w porównaniu z M_{SHA}^{max} (rys. 7.46b). Hamowanie bębna łańcuchowego napędu głównego trwało w tym przypadku 1,8 s (rys. 7.46c).

7.5. Zastosowanie tłumików drgań podłużnych

Ponieważ naturalne tłumienia drgań w przenośnikach zgrzebłowych (tłumienie tarciem wewnętrznym i zewnętrznym, tłumienie w silnikach asynchronicznych i sprzęgłach oraz tłumienie olejowe w reduktorach) są niewystarczające, należy sięgnąć po dodtakowe sposoby ich tłumienia. Dodatkowe tłumienie drgań polega na dołączeniu do układu tłumika wywołującego podczas ruchu układu powstawanie oporu połączone z rozproszeniem energii [102]. Dotychczas próbowano stosować dodatkowo tłumiki drgań skrętnych, które montowano w układach napędowych przenośników zgrzebłowych. Nie powodowały one jednak redukcji obciążeń dynamicznych w łańcuchach. W związku z tym zaproponowałem odmienną oryginalną koncepcję dodatkowego tłumienia drgań w przenośnikach zgrzebłowych, polegającą na zastosowaniu tłumików drgań podłużnych łańcucha zgrzebłowego [48, 49].

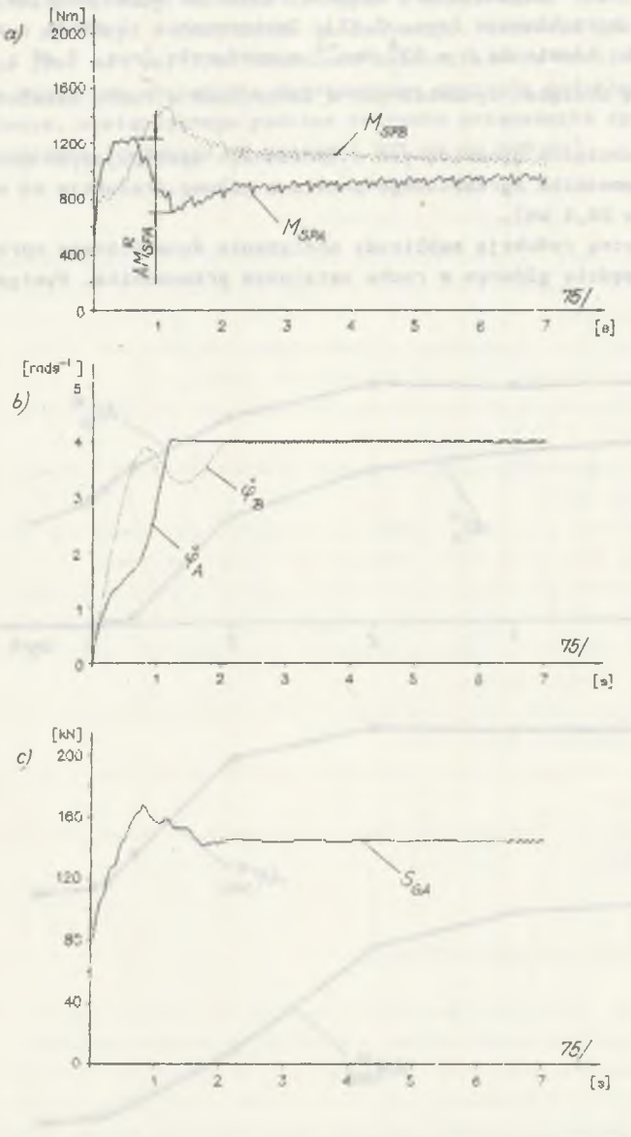
Obecnie stosuje się powszechnie ścianowe przenośniki zgrzebłowe z łańcuchami umieszczonymi w środku rynien. Takie rozwiązanie umożliwia zamontowanie w zgrzebłach tłumików drgań podłużnych łańcuchów. Poprzez ukrycie tłumików w zgrzebłach nie będą one narażone na uszkodzenia transportowanym urobkiem węglowym.

Pierwsze oznaki tłumienia drgań w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi wyposażonego w tłumiki drgań podłużnych pojawiły się przy zastępczym współczynniku tłumienia równym 10^2 Nsm^{-1} (przebieg rozruchu tego przenośnika bez tłumików pokazany jest na rys. 7.16).



Rys. 7.47. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego wyposażonego w tłumiki drgań podłużnych o zastępczym współczynniku tłumienia 10^3 Nsm^{-1}

Fig. 7.47. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor equipped with longitudinal vibrations dampers of an equivalent damping coefficient of 10^3 Nsm^{-1}

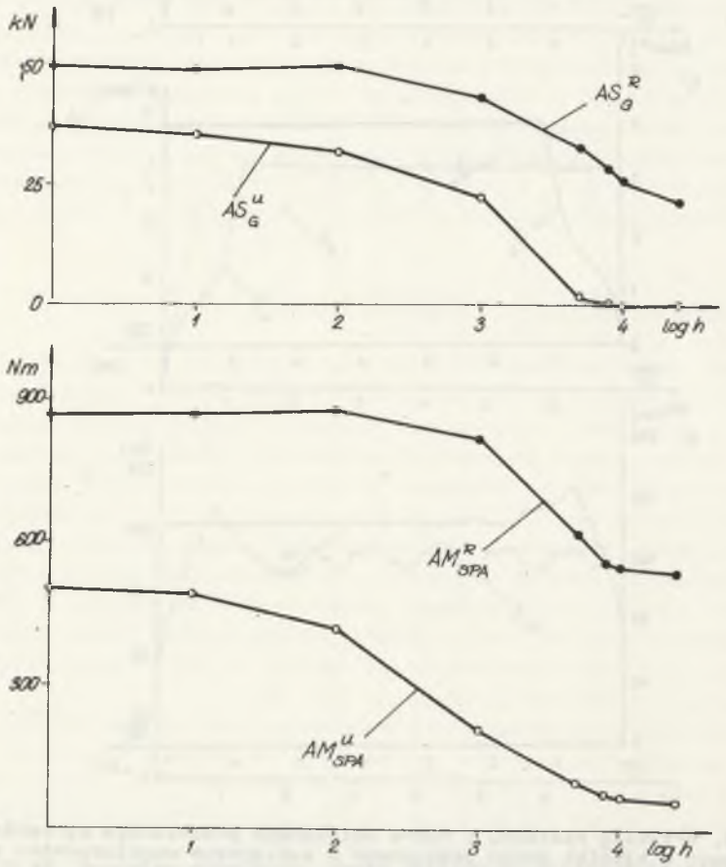


Rys. 7.48. Przebieg rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego wyposażonego w tłumiki drgań podłużnych o zastępczym współczynniku tłumienia 10^4 Nsm^{-1}

Fig. 7.48. Start-up and stationary motion of the scraper conveyor equipped with longitudinal vibrations dampers of an equivalent damping coefficient of 10^4 Nsm^{-1}

Dla h = 10^3 Nsm^{-1} pojawiło się również tłumienie drgań podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego (rys. 7.47). Zastosowanie tłumików o zastępczym współczynniku tłumienia h = 10^4 Nsm^{-1} spowodowało (rys. 7.48 i 7.49):

- eliminację obciążeń dynamicznych w łańcuchach w ruchu ustalonym przenośnika,
- redukcję obciążeń dynamicznych w łańcuchach występujących podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego prawie o połowę (redukcja od wartości 49,5 kN do 26,1 kN),
- siedmiokrotną redukcję amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym w ruchu ustalonym przenośnika. Występujące drga-



Rys. 7.49. Wpływ wartości zastępczego współczynnika tłumienia tłumików drgań podłużnych na amplitudę obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej i sprzęgła podatnego w napędzie głównym przenośnika zgrzebłowego

Fig. 7.49. Effect of the value of the equivalent damping coefficient of longitudinal vibrations dampers on the amplitude of dynamic loads in the chains of the top strand and of the flexible coupling in the main drive of the scraper conveyor

nia momentu obrotowego na wale sprzęgła o amplitudzie nie przekraczającej 100 Nm wynikają z zazębienia łańcuchowego. Częstość zazębienia łańcuchowego jest na rys. 7.48 częściowo zniekształcona krokiem wydruku,

- redukcję amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym, występującego podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego o jedną trzecią (redukcja od wartości 871 Nm do 548 Nm).

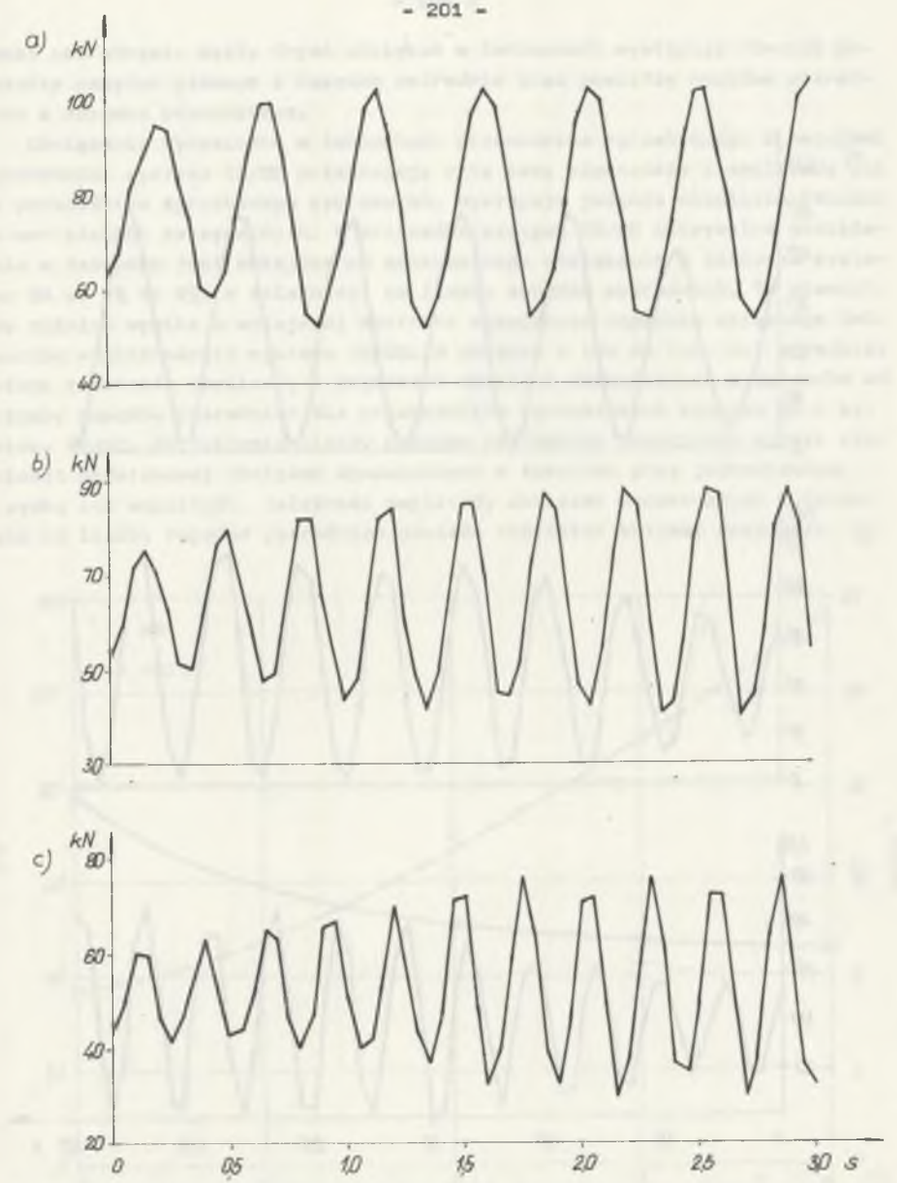
8. BADANIA MODELOWE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH Z NAPĘDAMI POŚREDNIMI

Badania przenośników zgrzebłowych z napędami pośrednimi zostały przeprowadzone przy następujących założeniach:

- analizowany jest ruch ustalony przenośnika zgrzebłowego wyposażonego jednocześnie w napędy końcowe i w napędy pośrednie w systemie GG i w systemie GG/GD,
- rozpatrywany jest przenośnik z łańcuchami 2 x 18 x 64, w którym gałąź górna jest ładowana, a gałąź dolna jest próżna,
- napędy pośrednie rozmieszczone są symetrycznie na długości przenośnika zgrzebłowego,
- przenośnik zgrzebłowy obciążony jest równomiernie nosiwem na całej długości równej 250 m,
- obydwa łańcuchy posiadają jednakową długość, jednakową wartość napięcia wstępnego i obciążone są w jednakowym stopniu nosiwem,
- charakterystyki mechaniczne silników asynchronicznych w napędzie głównym, w napędzie pomocniczym i w napędach pośrednich są jednakowe,
- siła uciągu wywołana napędem pośrednim przekazywana jest obydwu łańcuchom w tej samej chwili,
- nie występują zakłócenia w chwili przekazywania łańcuchom siły uciągu wywołanej napędami pośrednimi,
- konstrukcja połączeń rynien wyklucza możliwość uderzenia zgrzebeł o styki rynien,
- realizowane jest styczne nabieganie łańcuchów na bębny łańcuchowe napędów pośrednich.

8.1. Stan nieluzowania łańcuchów

W pierwszej kolejności badano przenośnik zgrzebłowy systemu GG. Przebieg zmian obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania na bębny łańcuchowe napędów pośrednich jest podobny do przebiegu obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego. Dla dwóch napędów pośrednich częstość tych obciążeń dynamicznych wynosi 14,4 $rads^{-1}$ (rys. 8.1). Dla n = 3 częstość obciążeń dynamicznych w łańcuchach jest równa 18,0 $rads^{-1}$, a dla n = 4 - 22,8 $rads^{-1}$. Obciążenia dynamiczne w łańcuchu w miejscu zbiegania z bębnów łańcuchowych napędów pośrednich przedstawiono na rys. 8.2. Ich przesunięcie w fazie świadczy o istnieniu węzłów drgań obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej pomiędzy napę-

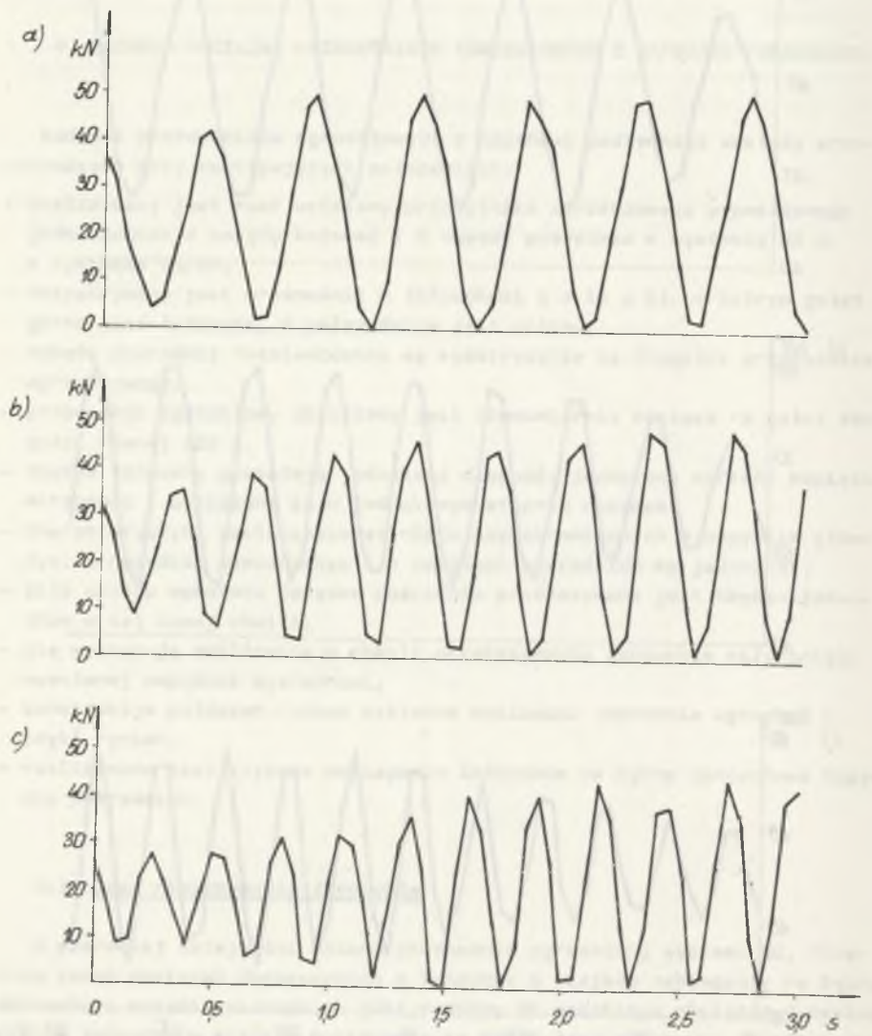


Rys. 8.1. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego w przenośniku zgrzebłowym systemu GG w stanie nieluzowania

a) n = 2, b) n = 3, c) n = 4

Fig. 8.1. Variation of dynamic loads in the chain at the run-on point onto the drive sprocket of the main drive in the scraper conveyor of the GG-system in the state of tension

a) n = 2, b) n = 3, c) n = 4



Rys. 8.2. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu zbiegania z bębna łańcuchowego napędu pośredniego w przenośniku zgrzebłowym systemu GG w stanie nieluzowania

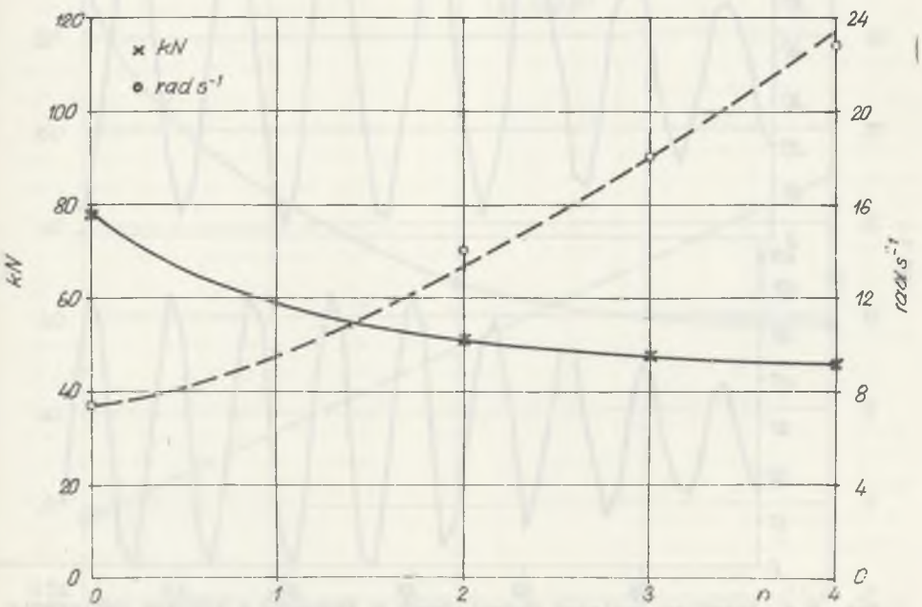
a) n = 2, b) n = 3, c) n = 4

Fig. 8.2. Dynamic loads in the chain at the run-off point from the drive sprocket of the intermediate drive in the scraper conveyor of the GG system in the state of tension

a) n = 2, b) n = 3, c) n = 4

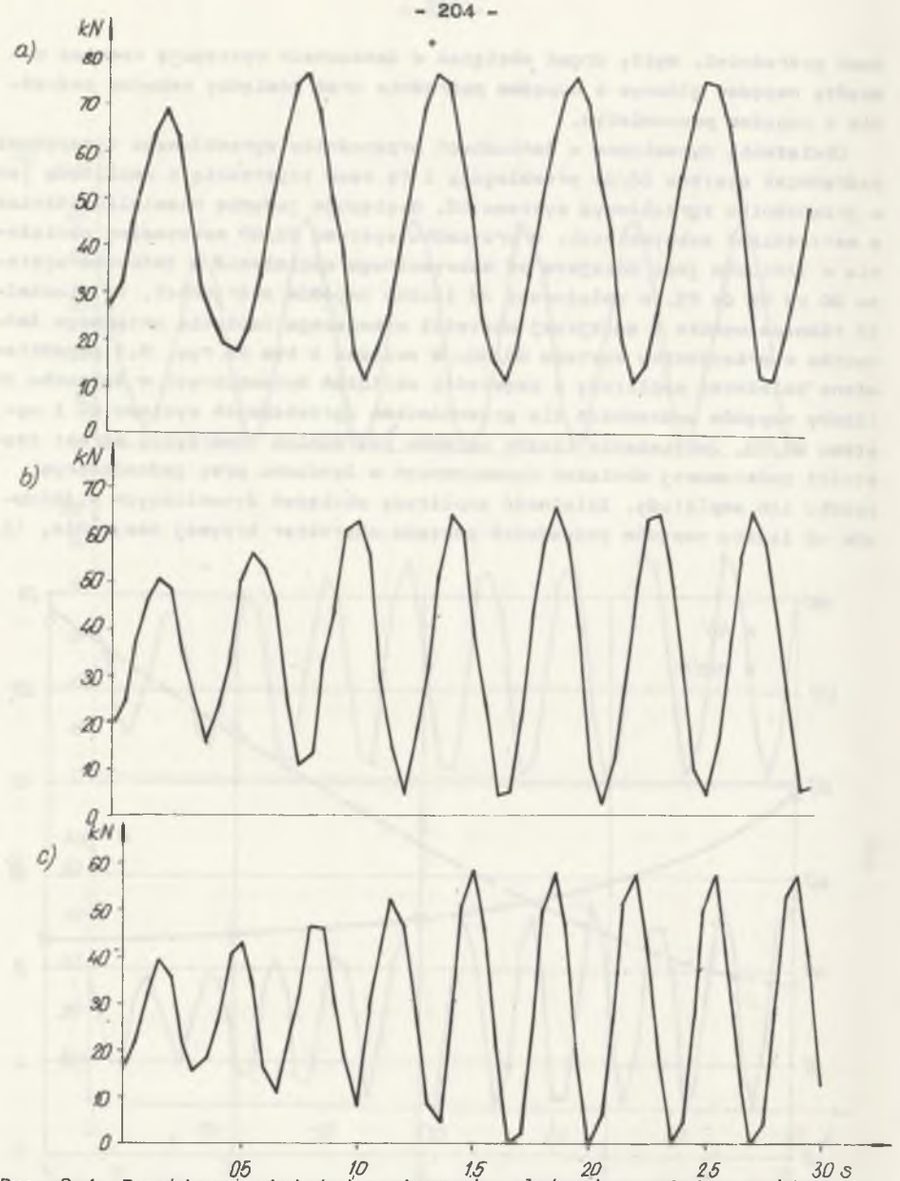
dami pośrednimi. Węzły drgań obciążeń w łańcuchach występują również pomiędzy napędem głównym a napędem pośrednim oraz pomiędzy napędem pośrednim a napędem pomocniczym.

Obciążenia dynamiczne w łańcuchach przenośnika zgrzebłowego z napędami pośrednimi systemu GG/GD przebiegają z tą samą częstością i amplitudą jak w przenośniku zgrzebłowym systemu GG. Występuje jedynie niewielka różnica w wartościach maksymalnych. W przypadku systemu GG/GD maksymalne obciążenie w łańcuchu jest mniejsze od maksymalnego obciążenia w łańcuchu systemu GG od 5% do 9%, w zależności od liczby napędów pośrednich. Ta niewielka różnica wynika z mniejszej wartości wymaganego napięcia wstępnego łańcuchów w przenośniku systemu GG/GD. W związku z tym na rys. 8.3 przedstawiono zależność amplitudy i częstości obciążeń dynamicznych w łańcuchu od liczby napędów pośrednich dla przenośników zgrzebłowych systemu GG i systemu GG/GD. Zwiększaniu liczby napędów pośrednich towarzyszy wzrost częstości podstawowej obciążeń dynamicznych w łańcuchu przy jednoczesnym spadku ich amplitudy. Zależność amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu od liczby napędów pośrednich posiada charakter krzywej nasycenia.



Rys. 8.3. Zależność amplitudy i częstości obciążeń dynamicznych w łańcuchu gałęzi górnej od liczby napędów pośrednich w przenośnikach zgrzebłowych systemu GG i systemu GG/GD w stanie nieluzowania

Fig. 8.3. Dependence of the amplitude and frequency of dynamic loads in the chain of the top strand on the number of intermediate drives in the scraper conveyors of the GG system and GG/GD system in the state of chain tension



Rys. 8.4. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego w przenośniku zgrzebłowym systemu GG w stanie stałego luzowania

a) n = 2, b) n = 3, c) n = 4

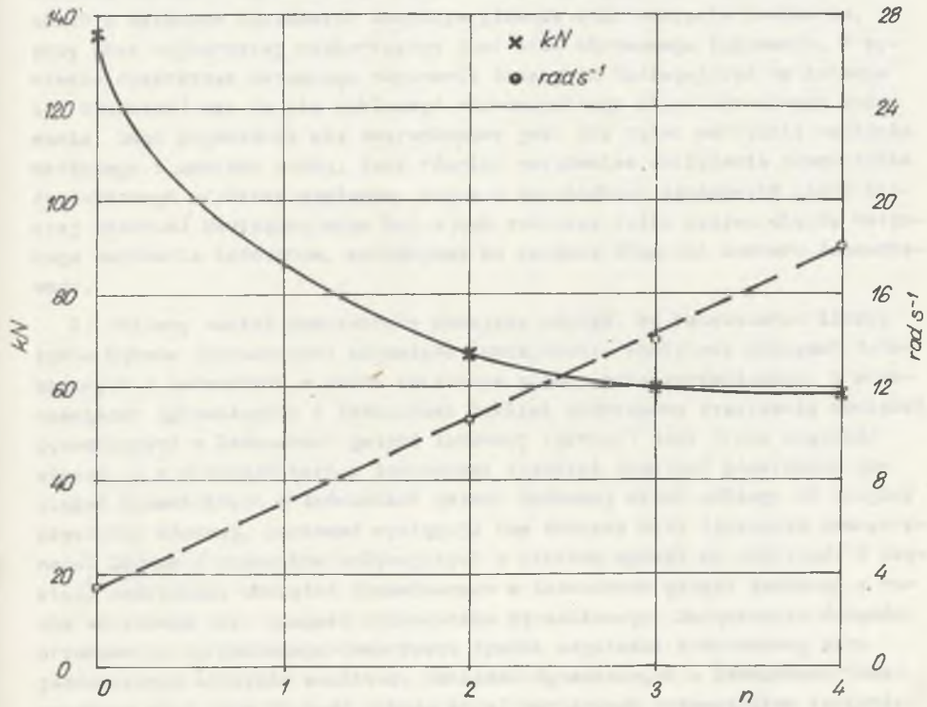
Fig. 8.4. Variation of dynamic loads in the chain at the run-on point onto the drive sprocket of the main drive in the scraper conveyor of the GG system in the state of permanent slack

a) n = 2, b) n = 3, c) n = 4

Zastosowanie dwóch napędów pośrednich spowodowało spadek amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu o 35%. Cztery napędy pośrednie dały już tylko efekt w postaci zmniejszenia amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu o 2% w porównaniu z przenośnikiem zgrzebłowym z liczbą napędów pośrednich równą trzy.

8.2. Stan stałego luzowania łańcuchów

W stanie stałego luzowania łańcuchów luzy międzyogniwowe występowały w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego i w miejscach zbiegania z bębnów łańcuchowych napędów pośrednich. Symulacja dwóch napędów pośrednich spowodowała obniżenie amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach o 47% w stosunku do przenośnika zgrzebłowego z napędami końcowymi i wzrost częstości podstawowej do 10,6 $rads^{-1}$ (rys. 8.4).



Rys. 8.5. Zależność amplitudy i częstości obciążeń dynamicznych w łańcuchu gałęzi górnej od liczby napędów pośrednich w przenośnikach zgrzebłowych systemu GG w stanie stałego luzowania

Fig. 8.5. Dependence of the amplitude and frequency of dynamic loads in the chain of the top strand on the number of intermediate drives in scraper conveyor of the GG system in the state of permanent slack

Dla n = 3 częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchach wzrosła do 14,0 $rads^{-1}$, a dla n = 4 do 18,0 $rads^{-1}$. Wraz ze zwiększeniem liczby napędów pośrednich następuje spadek amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej według krzywej nasycenia (rys. 8.5).

9. WNIOSKI Z BADAŃ WŁASNYCH

9.1. Przenośniki zgrzebłowe z napędem głównym i pomocniczym

Na podstawie przeprowadzonych szerokich badań doświadczalnych i modelowych dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym sformułowano następujące wnioski o charakterze ogólnym:

1) Podczas rozruchu drgania w przenośniku zgrzebłowym wymuszane są przez silniki napędowe, a w ruchu ustalonym generowane są drgania samowzbudne łańcucha zgrzebłowego. O przebiegu obciążeń dynamicznych w łańcuchach i układach napędowych decyduje głównie stan napięcia łańcuchów, przy czym najbardziej niekorzystny jest stan okresowego luzowania. W systemie dyskretnym wstępnego napinania łańcuchów (polegającym na zmianie ich długości) nie da się wykluczyć niekorzystnego stanu okresowego luzowania. Jego pojawianie się uwarunkowane jest nie tylko wartością napięcia wstępnego i oporami ruchu, lecz również natężeniem obciążenia przenośnika zgrzebłowego urobkiem węglowym, które w wyrobiskach ścianowych ulega częstej zmianie. Skuteczny może być w tym zakresie tylko system ciągły wstępnego napinania łańcuchów, polegający na zmianie długości konturu łańcuchowego.

2) Obalony został powszechnie panujący pogląd, że zwiększaniu liczby zębów bębnów łańcuchowych odpowiada zmniejszanie amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego. W przenośnikach zgrzebłowych z łańcuchami lekkimi podstawową częstością obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi ładownej (górnej) jest druga częstość własna, a w przenośnikach z łańcuchami ciężkimi częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi ładownej nieco odbiega od drugiej częstości własnej, ponieważ występują tam znaczne siły tłumienia zewnętrznego. Jednym z czynników wpływających w istotny sposób na amplitudę i częstość podstawową obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi ładownej w ruchu ustalonym jest długość przenośnika zgrzebłowego. Zwiększaniu długości przenośnika zgrzebłowego towarzyszy spadek częstości podstawowej przy jednoczesnym wzroście amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach. Niewskazana jest taka długość (około 65 m) górniczych przenośników zgrzebłowych, przy której częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi ładownej pokrywa się z częstością zazębienia łańcuchowego.

3) Im większy jest współczynnik oporów ruchu gałęzi ładownej i większy współczynnik kierunkowy aproksymowanej charakterystyki tarcia zewnętrzne-

go, tym większa jest amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchach tej gałęzi w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego. Wynalezienie takich rynien, które zapewniałyby małe wartości współczynników oporów ruchu (niezależnie od zmieniających się warunków eksploatacyjnych w wyrobiskach ścianowych) i niezależność charakterystyki tarcia zewnętrznego od prędkości, umożliwiłoby nie tylko znaczną redukcję amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi ładownej, lecz również duże obniżenie poboru mocy przez silniki napędowe.

4) Niejednakowe drgania łańcuchów w gałęzi ładownej są przyczyną względnych przemieszczeń punktów mocowania zgrzebeł do łańcuchów, których wartość zależy od stanu napięcia łańcuchów lub od stopnia nierównomierności obciążenia łańcuchów urobkiem węglowym w przekroju poprzecznym rynien. Najsilniejsze drgania (wychylenia) zgrzebeł występują wówczas, gdy jeden z łańcuchów znajduje się w stanie okresowego luzowania. Gdy obydwa łańcuchy znajdują się w tym samym stanie napięcia, to przy nierównomiernym obciążeniu łańcuchów nosiwem w przekroju poprzecznym rynien występuje zjawisko dudnienia zgrzebeł, charakteryzujące się okresowym narastaniem i zanikaniem amplitudy wychylenia zgrzebeł. Negatywną konsekwencją nadmiernych drgań zgrzebeł jest kruszenie węgla na przenośniku, a nawet ich wykolejenie. Rozstaw łańcuchów zapewniający niewykolejenie się zgrzebeł z rynien podaje dla przenośników prostoliniowych wzór (7.4), a dla przenośników krzywoliniowych wzór (7.5).

5) Dotychczas znane były dwie przyczyny nierównomiernego obciążenia napędu głównego i pomocniczego w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego: niejednakowe charakterystyki mechaniczne układów napędowych i zróżnicowanie podziałek ogniw wzdłuż konturu łańcuchowego. Pierwsza z nich ma charakter trwały, a druga posiada charakter okresowy o częstości konturowej. W wyniku przeprowadzonych badań poznano trzecią przyczynę nierównomiernego obciążenia napędu głównego i pomocniczego, która wywołana jest istnieniem luzów międzyogniwowych w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego. Posiada ona charakter okresowy o częstości podstawowej drgań poboru mocy przez silnik napędu głównego, a ujawnia się wyraźnie w stanie stałego luzowania łańcuchów.

6) W górniczych przenośnikach zgrzebłowych z napędami zdwojonymi występuje silne zróżnicowanie obciążenia dynamicznego poszczególnych układów napędowych podczas rozruchu oraz duża nierównomierność poboru mocy przez poszczególne silniki asynchroniczne w ruchu ustalonym. Zastąpienie w tych przenośnikach sprzęgieł hydrokinetycznych sprzęgłami podatnymi powoduje usztywnienie stabilnych części wyjściowych charakterystyk mechanicznych układów napędowych, przez co układy te są bardziej wrażliwe na przyczyny nierównomiernego poboru mocy przez silniki asnychroniczne w ruchu ustalonym. W takich przypadkach dochodzi do:

- pokonywania ponad połowy całkowitych oporów ruchu przenośnika zgrzebłowego tylko przez jeden silnik, przy zainstalowanych czterech,
- pracy generatorowej silników jednego z napędów zdwojonych,
- silnego przeciążenia silnika z napędu pojedynczego w przenośniku trójsilnikowym.

Niedopuszczalne jest stosowanie w ścianowym przenośniku zgrzebłowym ze sprzęgłami podatnymi reduktorów o niejednakowym przełożeniu. Różnica przełożeń jaka istnieje pomiędzy reduktorami walcowymi i kątowo-walcowymi jest przyczyną stałej nierównomierności poboru mocy przez silniki napędowe, wynoszącej kilkanaście procent nawet przy jednakowej podziałce ogniw wzdłuż konturu łańcuchowego i jednakowych charakterystykach mechanicznych silników asynchronicznych.

7) W stanie nieluzowania łańcuchów występuje: równomierne obciążenie napędu głównego i pomocniczego (przy jednakowych charakterystykach mechanicznych układów napędowych, niezróżnicowaniu podziałek ogniw wzdłuż konturu łańcuchowego i jednakowych przełożeniach reduktorów), najmniejsza amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchach i sprzęgłach oraz węzeł drgań obciążeń w łańcuchach gałęzi ładownej i próżnej. Z powodu krzywoliniowości konturu łańcuchowego w stanie nieluzowania łańcuchów występuje jednak trudniejszy rozruch górniczych przenośników zgrzebłowych (większa krzywoliniowość pogarsza sytuację) i większy pobór mocy w ruchu ustalonym. W związku z tym górnicze przenośniki zgrzebłowe należy eksploatować w stanie stałego luzowania łańcuchów przy ich napięciu wstępnym równym S_0^*.

8) Opóźnienie we włączaniu silnika napędu głównego nie powinno przekraczać czasu przejścia fali sprężystej przez gałąź próżną (dolną), który jest równy około 0,2 s. W przeciwnym razie napęd pomocniczy będzie bardziej przeciążony dynamicznie niż w przenośniku jednonapędowym, ponieważ silnik napędu pomocniczego wprawia wówczas dodatkowo w ruch obrotowy układ napędowy niewłączonego napędu głównego. Zwiększanie opóźnienia we włączaniu silnika napędu głównego wydłuża ponadto czas trwania fazy porozruchowej oraz silnie zwiększa obciążenie dynamiczne w łańcuchach gałęzi dolnej.

9) Czas rozruchu górniczego przenośnika zgrzebłowego wydłużają następujące czynniki:

- spadek napięcia zasilania silników asynchronicznych,
- większa długość przenośnika,
- większe natężenie obciążenia urobkiem węglowym,
- zwiększone opory ruchu gałęzi górnej i dolnej,
- większa prędkość łańcucha zgrzebłowego,
- większe momenty bezwładności układów napędowych,
- stosowanie sprzęgieł hydrokinetycznych w układach napędowych.

Na czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego nie wpływają natomiast parametry struktury układów napędowych.

10) Przeprowadzona po raz pierwszy ciągła rejestracja napięcia zasilania silników asynchronicznych w górniczym przenośniku zgrzebłowym pozwoliła na dokładne wyodrębnienie pierwszej i drugiej fazy rozruchu, a tym samym na zdeterminowanie czasu rozruchu przenośnika. Obwiednia napięcia zasilania silników asynchronicznych podczas drugiej fazy rozruchu przenośnika zgrzebłowego nie posiada przebiegu stałego, lecz najpierw aproksymacyjnie liniowo, a w końcu hiperbolicznie rosnący aż do poziomu napięcia ustalonego.

11) Badania własne potwierdziły wnioski innych badaczy, że eksploatacyjnymi przyczynmi utrudniającymi rozruch górniczego przenośnika zgrzebłowego są:

- duży spadek napięcia zasilania silników,
- nadmierne obciążenie przenośnika urobkiem węglowym,
- nadmierne napięcie wstępne łańcuchów,
- niewłaściwa kolejność włączania silników.

Spadek napięcia zasilania został celowo wymieniony na pierwszej pozycji, ponieważ silnie obniża on moment rozruchowy silników asynchronicznych. Proponuję opracowanie i wdrożenie urządzeń stabilizujących napięcie zasilania podczas rozruchu na poziomie napięcia znamionowego. W przypadku wystąpienia przyczyny drugiej przenośnikowi zgrzebłowemu może pomóc tylko częściowe rozładowanie (najlepiej w pobliżu napędu głównego). Trzecią przyczyną utrudnień rozruchu przenośnika należy usunąć poprzez nadawanie łańcuchom napięcia wstępnego o wartości S_0^*. Usunięcie przyczyny czwartej jest najłatwiejsza w realizacji - w pierwszej kolejności należy włączać silnik napędu pomocniczego.

12) Zwiększanie mocy górniczych przenośników zgrzebłowych przez ich projektantów i użytkowników, mające na celu ułatiwnie rozruchu, jest działaniem nieracjonalnym, ponieważ znaczna część w ten sposób zainstalowanej mocy silników asynchronicznych nie jest wykorzystana w ruchu ustalonym. Dopiero stworzenie adekwatnego modelu matematycznego i poznanie przyczyn utrudniających rozruch na podstawie badań doświadczalnych i modelowych umożliwiło wprowadzenie warunku rozruchu górniczych przenośników zgrzebłowych. Warunkiem rozruchu przenośnika zgrzebłowego jest, aby stosunek zredukowanych krytycznych momentów napędowych do momentów oporowych na bębnach łańcuchowych przekraczał wartość 2,25 (wzór 7,11). Wprowadzony warunek rozruchu stanowić będzie teoretyczną podstawę opracowania urządzenia potrafiącego ocenić możliwość rozruchu górniczych przenośników zgrzegłowych.

13) Podczas rozruchu przenośników zgrzebłowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie głównym i pomocniczym odbywa się łagodnie, a jego charakter (szczytowy, zmiany kierunku narastania lub stagnacyjny) zależy od występujących oporów ruchu łańcucha zgrzebłowego i urobku węglowego. W przenośnikach ze

sprzęgłami podatnymi pierwszy przyrost momentu obrotowego na wale sprzęgła w napędzie pomocniczym posiada zawsze charakter nagły, lecz o niedużej wartości (jest to od 400 do 525 Nm występujące już po 0,12 s), a w napędzie głównym ma on charakter szczytowy lub zmiany kierunku narastania.

14) Im większe jest zróżnicowanie napełnienia sprzęgieł hydrokinetycznych w napędzie głównym i pomocniczym, tym dłuższy jest czas trwania fazy porozruchowej w przenośnikach zgrzegłowych. Z porównania sprzęgieł hydrokinetycznych napełnionych nominalnie ze sprzęgłami podatnymi wynika, że druga faza rozruchu jest dłuższa w przenośnikach zgrzebłowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi, a faza porozruchowa jest dłuższa w przenośnikach ze sprzęgłami podatnymi.

15) Nie wszystkie sprzęgła hydrokinetyczne stosowane w górniczych przenośnikach zgrzebłowych spełniają zalety, jakie im się powszechnie przypisuje. Przykładowo, sprzęgła hydrokinetyczne typu SH nie umożliwiają w przenośnikach zgrzebłowych rozruchu silników asynchronicznych bez obciążenia. Niekwestionowanymi zaletami wszystkich sprzęgieł hydrokinetycznych jest zabezpieczenie układów napędowych przed przeciążeniem oraz wyrównywanie obciążeń silników asynchronicznych w napędzie głównym i pomocniczym w ruchu ustalonym.

16) Wpływ wartości parametrów struktury układów napędowych na przeciążenia dynamiczne sprzęgieł podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego zależy od typu zastosowanych sprzęgieł. Wraz ze wzrostem wartości stosunku $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B$ następuje:

- spadek przeciążeń dynamicznych sprzęgieł sztywnych w napędzie głównym oraz przedziałami spadek lub wzrost w napędzie pomocniczym,
- niezmienność przeciążeń dynamicznych sprzęgła podatnego w napędzie głównym oraz wzrost w napędzie pomocniczym według krzywej nasycenia,
- wzrost przeciążeń dynamicznych sprzęgieł hydrokinetycznych w napędzie głównym i pomocniczym według krzywej nasycenia.

Parametry struktury układów napędowych nie wywierają natomiast wpływu na obciążenia dynamiczne sprzęgieł i łańcuchów w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego (bez względu na typ zastosowanych sprzęgieł).

17) Zmniejszanie wartości zredukowanych momentów bezwładności układów napędowych powoduje skrócenie czasu rozruchu, nieznaczne obniżenie szczytowych obciążeń dynamicznych sprzęgieł podczas rozruchu oraz istotny wzrost amplitudy obciążeń dynamicznych sprzęgieł i łańcuchów w ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego.

18) Zwiększenie sztywności łańcuchów ogniwowych powoduje niewielki wzrost obciążeń szczytowych sprzęgieł podczas rozruchu oraz silny spadek amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej i sprzęgła napędu głównego w ruchu ustalonym. W związku z tym w aspekcie redukcji

amplitudy obciążeń dynamicznych w ruchu ustalonym korzystne jest zwiększenie o 50% sztywności łańchchów 26 x 92 na drodze technologicznej.

19) Układy napędowe przenośników zgrzebłowych ze sprzęgłami podatnymi (lub hydrokinetycznymi) należy projektować tak, aby:

- napęd główny i pomocniczy były napędami pojedynczymi,
- zredukowany moment bezwładności układu napędowego był równy 3500 kgm^2,
- parametry struktury układów napędowych miały postać: $I_{A1}/I_A = I_{B1}/I_B = 0,5$,
- współdziałanie bębnów łańcuchowych z łańcuchami odbywało się przy zazębieniu specjalnym,
- prędkość łańcucha zgrzebłowego wynosiła 0,85 m/s,
- spełniony był warunek rozruchu zapisany wzorem (7.11).

20) Najlepsze efekty w zakresie redukcji obciążeń dynamicznych w górniczych przenośnikach zgrzebłowych daje zastosowanie tłumików drgań podłużnych łańcuchów. W zaproponowanej oryginalnej koncepcji tłumiki te zamontowane są w zgrzebłach, które będą chroniły je przed uszkodzeniem urobkiem węglowym. Rezultatem zastosowania tłumików drgań podłużnych jest eliminacja obciążeń dynamicznych w łańcuchach i układach napędowych w ruchu ustalonym oraz znaczna redukcja obciążeń dynamicznych podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego.

21) Okres ruchu przenośnika zgrzebłowego od chwili zerwania łańcuchów aż do chwili wyłączenia silników asynchronicznych zaliczyć należy do najcięższych stanów dynamicznych tej maszyny. Na wartość obciążeń dynamicznych przenośnika zgrzebłowego występujących po zerwaniu łańcuchów silny wpływ wywierają następujące czynniki:

- miejsce zerwania (gałąź górna czy dolna i odległość miejsca zerwania od bębna łańcuchowego),
- chwila zerwania (podczas rozruchu czy w ruchu ustalonym),
- stan napięcia łańcuchów przed zerwaniem.

W procesie komputerowego wspomagania projektowania układów napędowych przenośników zgrzebłowych należy uwzględniać przeciążenia dynamiczne występujące po zerwaniu łańcuchów. Symulować należy najbardziej niekorzystny przypadek, który występuje po zerwaniu dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas rozruchu załadowanego przenośnika zgrzebłowego.

22) Utworzony model matematyczny dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym w pełni odzwierciedla przedmiot badania. Model ten stwarza ogromne możliwości badawcze w trzech obszarach:

a) badania modelowe zjawisk dynamicznych występujących w górniczych przenośnikach zgrzebłowych aktualnie wytwarzanych, których celem jest wspomaganie wnioskowania z badań doświadczalnych,

b) badania modelowe przenośników zgrzebłowych z możliwością dowolnej zmiany wartości poszczególnych parametrów i warunków obciążenia nosiwem, których celem jest poszukiwanie parametrów optymalnych,
c) badania modelowe już na etapie projektowania przenośników zgrzebłowych nowych generacji, bez potrzeby budowy kosztownych prototypów.

Z przeprowadzonych badań porównawczych przenośnika zgrzebłowego Rybnik-80 ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75 i sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z wynikają następujące wnioski szczegółowe:

1) Czas rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi jest od 1,7 do 4,5 razy dłuższy niż ze sprzęgłami podatnymi, a ich przeciążenia dynamiczne podczas rozruchu są zbliżone do siebie (tablica 5.7).

2) Podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi maksymalny moment obrotowy na ich wałach występuje od 0,43 do 6,12 s później niż w przenośnikach ze sprzęgłami podatnymi (tablica 5.7).

3) Maksymalne spadki napięcia zasilania silników asynchronicznych podczas rozruchu są w przenośniku zgrzebłowym ze sprzęgłami podatnymi o około 12% mniejsze niż w przenośniku ze sprzęgłami hydrokinetyczmymi (tablice 5.10 i 5.11).

4) W ruchu ustalonym przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi występuje jednakowe napięcie zasilania silnika w napędzie pomocniczym (550 V) i w napędzie głównym (512,5 V), bez względu na natężenie obciążenia nosiwem, napięcie wstępne łańcuchów i opóźnienie w niejednoczesnym włączaniu silników. W ruchu ustalonym przenośnika ze sprzęgłami hydrokinetycznymi napięcie zasilania silników było niejednakowe w poszczególnych pomiarach: w silniku napędu pomocniczego posiadało wartość od 440 do 550 V, a w silniku napędu głównego od 500 do 512,5 V (tablice 5.10 i 5.11).

5) Sprzęgła hydrokinetyczne typu SH-100/75 nie spełniają zakładanej roli podczas rozruchu przenośników zgrzebłowych (chociaż taka tkwi nawet w ich pomocniczej nazwie: sprzęgła rozruchowo-przeciążeniowe), polegającej na umożliwieniu rozruchu silników asynchronicznych bez obciążenia. Skuteczność rozruchowa tych sprzęgieł hydrokinetycznych będzie mogła ujawnić się wówczas, gdy dokona się takiej modyfikacji ich konstrukcji, która doprowadzi do opóźnionego opróżniania komory rozruchowej przez ciecz roboczą.

9.2. Przenośniki zgrzebłowe z napędami pośrednimi

Na podstawie przeprowadzonych badań modelowych ruchu ustalonego przenośników zgrzebłowych z napędami pośrednimi sformułowano następujące wnioski:

1) Wraz ze zwiększaniem liczby napędów pośrednich wzrasta częstość podstawowa drgań w przenośnikach systemu GG i systemu GG/GD w stanie nieluzowania i w stanie stałego luzowania łańcuchów.

2) Zwiększeniu liczby napędów pośrednich towarzyszy zmniejszanie się amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu według krzywej nasycenia. Zarówno w przenośnikach systemu GG, jak i w przenośnikach systemu GG/GD nasycenie następuje przy liczbie napędów pośrednich równej trzy. Z punktu widzenia dynamiki przenośników zgrzebłowych nie istnieje potrzeba stosowania większej liczby napędów pośrednich niż trzy.

3) W przenośnikach zgrzebłowych systemu GG i systemu GG/GD w stanie nieluzowania występują węzły drgań obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej. Występuję one pomiędzy napędami pośrednimi, napędem głównym a napędem pośrednim oraz napędem pośrednim a napędem pomocniczym. Liczba węzłów drgań obciążeń w łańcuchu jest równa liczbie napędów pośrednich plus jeden. Zjawisko tworzenia się węzłów drgań posiada istotne znaczenie z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej łańcuchów, ponieważ w węźle drgań amplituda obciążenia dynamicznego w łańcuchu jest równa zero. W stanie stałego luzowania łańcuchów węzły drgań obciążeń w łańcuchach przenośników zgrzebłowych nie występują.

4) W przenośnikach zgrzebłowych z napędami pośrednimi eksploatowanymi w stanie nieluzowania występuje mniejsza amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu niż w przenośnikach eksploatowanych w stanie stałego luzowania łańcuchów.

5) Przenośniki zgrzebłowe systemu GG/GD wymagają zsynchronizowanego nabiegania łańcuchów na bębny łańcuchowe napędów pośrednich w gałęzi górnej i w gałęzi dolnej. W przeciwnym razie pojawią się zakłócenia w przekazywaniu łańcuchowi sił uciągu wywołanych napędami pośrednimi, co stanie się źródłem dodatkowych wzbudzeń drgań. Wad tych pozbawione są przenośniki zgrzebłowe systemu GG.

10. KIERUNKI DALSZYCH BADAŃ

Poza wniesieniem wartości poznawczych praca pozwoli na praktyczne wykorzystanie wyników, które będzie polegało głównie na:

- wdrożeniu programu komputerowego opracowanego na bazie utworzonego modelu matematycznego dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym w Centrum Mechanizacji Górnictwa, który będzie umożliwiał konstruktorom symulację ruchu górniczych przenośników zgrzebłowych już na etapie ich projektowania,
- zaprojektowaniu i wdrożeniu urządzenia umożliwiającego ocenę zdolności rozruchowych górniczych przenośników zgrzebłowych,
- wykonaniu i wdrożeniu zgrzebeł wyposażonych w tłumiki drgań podłużnych łańcuchów.

Wady sprzęgieł hydrokinetycznych typu SH, skłaniające użytkowników górniczych przenośników zgrzebłowych do zastępowania ich sprzęgłami podatnymi, wymagają prowadzenia dalszych badań w zakresie udoskonalenia układów napędowych. Badania te prowadzone będą w dwóch kierunkach:

1) stworzenia nowych sprzęgieł rozruchowo-przeciążeniowych do górniczych przenośników zgrzebłowych aktualnie wytwarzanych, które w założeniu powinny łączyć w sobie zalety sprzęgieł hydrokinetycznych i podatnych,

2) stworzenia niekonwencjonalnych układów napędowych do górniczych przenośników zgrzebłowych nowej generacji. Będą to przenośniki zautomatyzowane, wyposażone w tłumiki drgań podłużnych, stabilizator napięcia zasilania silników, układ kontrolujący spełnienie warunku rozruchu, układ automatycznej regulacji napięcia wstępnego łańcuchów, układ automatycznego wyrównywania obciążeń pomiędzy napędem głównym i pomocniczym oraz układ automatycznego wyłączania przenośnika po stwierdzeniu braku urobku węglowego lub pęknięcia ogniwa łańcucha.

Pierwszy z wymienionych kierunków rozwoju układów napędowych zostanie zrealizowany w pracy naukowo-badawczej "Identyfikacja dynamicznych właściwości układów napędowych przenośników zgrzebłowych", wykonywanej w ramach programu CPBR 1.1: Maszyny i urządzenia wydobywczo-przeróbcze dla górnictwa węgla kamiennego w problemie 02 "Maszyny i urządzenia do wybierania pokładów grubych". Po jego zakończeniu rozpocznie się realizacja kierunku drugiego. Badaniami tymi żywo zainteresowani są: Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Rybnicka Fabryka Maszyn RYFAMA i użytkownicy z kopalń węgla kamiennego.

Ograniczeniem przedstawionego modelu matematycznego dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym jest brak

możliwości badania zjawisk przejściowych w silnikach asynchronicznych podczas rozruchu. W celu umożliwienia takich badań stworzony model matematyczny będzie uzupełniony o układ równań napięciowych.

Z analizy dynamicznej dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym wynika, że przy zapewnieniu normowej jakości łańcuchów ogniwowych górniczych nie ma potrzeby przyjmowania tak dużych wartości współczynników bezpieczeństwa łańcuchów jak obecnie. Otwarte pozostaje jednak zagadnienie statyki dwułańcuchowych przenośników krzywoliniowych, stąd też brak jest na razie definitywnej decyzji w zakresie modyfikacji przyjmowanych współczynników bezpieczeństwa łańcuchów bez dalszych badań.

Badania przenośników zgrzebłowych z napędami pośrednimi zostały dopiero zapoczątkowane etapem badań modelowych, ponieważ w Polsce przenośniki te jeszcze nie istnieją. Dalszymi kierunkami badań w tym zakresie będą:

1) zagadnienie bezzakłóceniowego przekazywania łańcuchowi sił uciągu wywołanych napędami pośrednimi,

2) zagadnienie równomierności obciążenia napędów pośrednich,

3) zagadnienia z dynamiki rozruchu napędów pośrednich ze szczególnym uwzględnieniem synchronizacji włączeń silników,

4) zagadnienie wymaganego napięcia wstępnego łańcuchów w aspekcie możliwości występowania luzów międzyogniwowych w różnych miejscach zbiegania z bębnów łańcuchowych napędów pośrednich.

LITERATURA

[1] Abramow B.M., Fiszin M.E.: Kolebanija tjagowych ciepiej konwiejerow. Teoria Mechanizmow i Maszin, Charkow 1975, nr 19.

[2] Ahrens K.: Die Antriebsbelastungen kettengetriebene Strebbetriebsmittel durch unterschiedliche Kettenlängungen. Glückauf Forschungshafte 1981, nr 3.

[3] Ahrens K.: Schweranlauf von Kettenkratzerförderern mit konwentionellen Antrieben. Glückauf 1984, nr 12.

[4] Ahrens K., Brychta P.: Bedeutung der betrieblichen Kennlinien von Asynchronmotoren für Hobelanlagen und Strebförderer. Glückauf Forschungshefte 1983, nr 5.

[5] Aleksandrowicz A., Łukaszewicz K., Martuszewska-Nowak A.: Problemy trwałości napędów przenośników ścianowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1985, nr 4.

[6] Antoniak J.: Przenośniki zgrzebłowe. "Śląsk", Katowice 1968.

[7] Antoniak J.: Obliczenia przenośników stosowanych w górnictwie. "Śląsk", Katowice 1970.

[8] Antoniak J.: Transport kopalniany. Przenośniki. Politechnika Śląska, Gliwice 1972.

[9] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. "Śląsk", Katowice 1976.

[10] Antoniak J., Suchoń J.: Badanie zjawisk dynamicznych występujących w łańcuchach przenośników zgrzebłowych. Praca naukowo-badawcza. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice 1972.

[11] Antoniak J., Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. "Śląsk", Katowice 1983.

[12] Antos C., Jurkiewicz A., Pluta J.: Modelowe badania dynamiki zgrzebłowego przenośnika ścianowego. Problemy rozwoju maszyn i urządzeń transportu w górnictwie. Materiały sympozyjne, Katowice 1978.

[13] Bassier F.- K.: Die Entwicklung der Antriebstechnik zur Leistungssteigerung im Streb. Glückauf 1986, nr 12.

[14] Bates J.J.: The technical Management of AFCs. The Mining Engineer 1984, nr 8.

[15] Bierman A.W.: Wozmożnost sniżienija dinamiczieskoj nagrużiennosti tjagowogo organa zabojnogo konwiejera pri jego dokriticzieskom natjażienii. Naucznyje Soobszczenija Instituta Gornogo Dieła im. A.A. Skoczinskogo. Moskwa 1981, nr 200.

[16] Bishop R.E.D., Gladwell G.M.L., Michaelson S.: Macierzowa analiza drgań. WNT, Warszawa 1972.

[17] Brinkmann G., Henkel E.H.: Betriebserfahrungen mit dem elektrohydraulischen Antribssystemen. Glückauf 1986, nr 13.

[18] Brunn W.: Experimentelle und theoretische Untersuchung von Blockierungsvorgängen an Zweikettenkratzerförderern mit verschiedenen Antrieben. Diss. RWTH, Aachen 1968.

[19] Bruns H.: Kettenzugkraft- und Leistungsmessungen an Strebförderern. Glückauf Forschungshefte 1970, nr 1.

[20] Brychta P.: Antriebstechnische Möglichkeiten zur Verbesserung des Schweranlaufs von Kettenkratzerförderern. Glückauf 1984, nr 12.

[21] Brychta P.: Vergleichende Untersuchungen an geregelten Antrieben mit Elektromotoren. Glückauf 1986, nr 13.

[22] Brycki B., Opolski T.: Drgania wzdłużne łańcuchów przenośników. Przegląd Górniczy 1960, nr 3.

[23] Cempel C.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.

[24] Czugriejew L.I.: Urawnienija dwiżenija skriebkowogo konwiejera. Transport Szacht i Karierow. Niedra, Moskwa 1971.

[25] Czugriejew L.I.: Dinamiczieskije prociessy w ciepnych tjagowych organach moszcznych skriebkowych konwiejerow. Izwestia Wysszich Uczieb nych Zawiedienij - Gornyj Żurnał 1974, nr 7.

[26] Czugriejew L.I.: Dinamika konwiejerow s ciepnym tjagowym organom. Niedra, Moskwa 1976.

[27] Czugriejew L.I.: Rasczet dinamiczieskich usilij w moszcznych skriebkowych konwiejerach s dwumja koncewymi priwodami. Szachtnyj i Kariernyj Transport. Niedra, Moskwa 1978, nr 4.

[28] Dahlquist G., Bjorck A.: Metody numeryczne. PWN, Warszawa 1983.

[29] Dawydow B.L., Skorodumow B.A.: Dinamika gornych maszin. Gosgortechizdat, Moskwa 1961.

[30] Diedow N.N., Pierminow G.I., Sokur N.G., Michajłow A.F.: Wlijanije swojstw gruza na dinamiku tjagowogo organa skriebkowogo konwiejera. Kompliieksnaja Miechanizacja i Awtomatizacja Razrabotki Ugolnych Miestorozdjenij Karagandskogo Bassiejna. Karaganda 1973, nr 47.

[31] Diemiczienko N.T., Bojko D.G.: Dinamiczieskije prociessy w tjagowom organie zabojnych konwiejerow uzkozachwatnych kompliieksow. Ugol Ukrainy, 1979, nr 7.

[32] Dinter A.: Vorschläge zur Auslegung und Verbesserung des Laufverhaltens von Kettenkratzerförderern. Glückauf 1984, nr 22.

[33] Dolipski M.: Wpływ napięcia wstępnego na obciążenia dynamiczne w łańcuchu pociągowym o konturze zamkniętym. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1980.

[34] Dolipski M.: Obciążenia dynamiczne w łańcuchu zgrzebłowym. Przegląd Mechaniczny 1982, nr 18.

[35] Dolipski M.: Matematyczny opis położenia ogniw łańcucha górniczego na napędowym kole gniazdowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo z. 116, Gliwice 1982.

[36] Dolipski M.: Wielokryterialne porównanie normalnego i specjalnego zazębienia łańcuchowego. Referat w Ośrodku Postępu Technicznego. Katowice, 10 XII 1982.

[37] Dolipski M.: Vergleich der normalen und der speziellen Kettenverzahnung. Glückauf Forschungshefte 1985, nr 6.

[38] Dolipski M.: Nieliniowe drgania zgrzebłowego układu łańcuchowego z uwzględnieniem specjalnego i normalnego zazębienia łańcuchowego. X Sympozjum "Drgania w układach fizycznych". Poznań - Błażejewko, maj 1982.

[39] Dolipski M.: Matematyczny model dwunapędowego przenośnika zgrzebłowego. XI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn. ITiMS Politechniki Warszawskiej. Warszawa-Jachranka, wrzesień 1983.

[40] Dolipski M.: Dynamik der Kettenkratzerförderer mit Haupt- und Hilfsantrieb. Archiwum Górnictwa PAN 1984, z. 4.

[41] Dolipski M.: Die Bedeutung der Lage der hereingewonnenen Kohle auf dem Strebförderer. Bergbau 1984, nr 9.

[42] Dolipski M.: Drgania samowzbudne w ścianowym przenośniku zgrzebłowym. XI Sympozjum "Drgania w układach fizycznych". Poznań-Błażejewko, maj 1984.

[43] Dolipski M.: Schwingungen in Kettenkratzerförderern mit Kopf- und Heckantrieb. fördern und heben 1984, nr 10.

[44] Dolipski M.: Schwingungen bei stationärer Bewegung des Kettenkratzerforderers. XV Internationale Conference on Dynamics of Machines INTERDYNAMICS 85. Frankfurt/Oder, November 1985.

[45] Dolipski M.: Badania modelowe na etapie projektowania przenośników zgrzebłowych nachylonych poprzecznie. V Konferencja "Metody i środki projektowania automatycznego". IPBM Politechniki Warszawskiej. Warszawa, grudzień 1985.

[46] Dolipski M.: Dynamik von Zweiketten-Strebförderern. Bergbau 1985, nr 5.

[47] Dolipski M.: Charakterystyki dynamiczne przenośników zgrzebłowych. Przegląd Górniczy 1985, nr 4.

[48] Dolipski M.: Schwingungsdämpfung in Strebförderern. Bergbau 1985, nr 1.

[49] Dolipski M.: Tłumienie drgań w przenośnikach zgrzebłowych. XII Sympozjum "Drgania w układach fizycznych". Poznań-Błażejewko, maj 1986.

[50] Dolipski M.: Badania modelowe przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym. Seminarium Naukowe Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice, 27 listopada 1985.

[51] Dolipski M.: Verbessertes Laufverhalten und höherer Wirkungsgrad von Kettenförderern. Bergbau 1985, nr 12.

[52] Dolipski M.: Badania modelowe przenośników zgrzebłowych z napędami pośrednimi. XXV Sympozjon "Modelowanie w mechanice". Gliwice-Kudowa, marzec 1986.

[53] Dolipski M.: Dynamik von Kettenkratzerförderern mit Zwischenantrieben. Deutsche hebe- und fördertechnik 1987, nr 5.

[54] Dolipski M.: Wpływ liczby napędów pośrednich na obciążenia dynamiczne w łańcuchu przenośnika zgrzebłowego. XI Sesja Naukowa Wydziału Górniczego Politechniki Śląskiej. Gliwice, listopad 1987.

[55] Dolipski M.: Vergleich von Kettenkratzerförderern mit zwei und drei Asynchronmotoren. Bergbau 1987, nr 10.

[56] Dolipski M.: Modelowe badania rozruchu przenośnika zgrzebłowego. XXVI Sympozjon "Modelowanie w mechanice". Gliwice-Kudowa, Marzec 1987.

[57] Dolipski M.: Symulacja zerwania łańcuchów w przenośniku zgrzegłowym. XXVII Sympozjon "Modelowanie w mechanice". Gliwice-Wisła, kwiecień 1988.

[58] Dolipski M., Osadnik J.: Poślizg sprężysty i geometryczny ogniw łańcucha górniczego w gniazdach koła łańcuchowego. Przegląd Górniczy 1986, nr 6.

[59] Dolipski M., Osadnik J., Sobota P.: Rozdział mocy na poszczególne zespoły napędowe w wielosilnikowych ścianowych przenośnikach zgrzebłowych. Praca naukowo-badawcza NB-212/RG-2/82. Gliwice 1982.

[60] Dolipski M., Sobota P.: Drgania o częstości konturowej w przenośnikach zgrzebłowych. XIII Sympozjum "Drgania w układach fizycznych". Poznań-Błażejewko, maj 1988.

[61] Dołgolienko A.A.: Portowyje i sudowyje podjemno-transportnyje masziny. Transport, Moskwa 1975.

[62] Ejdierman B.A., Bierman A.W.: Issliedowanije skorosti dwiżenija tjagowoj ciepi. Naucznyje Soobszczenija Instituta Gornogo Dieła im. A.A. Skoczinskogo. Moskwa 1973, nr 113.

[63] Ejdierman B.A., Nowikow M.E., Bierman A.W.: Rasczet osnownych parametrow tjagowo-niesuszczego organa konwiejera. Naucznyje Soobszczenija Instituta Gornogo Dieła im. A.A. Skoczinskogo, Moskwa 1976, nr 138.

[64] Elderton J.: Fluid Couplings for Longwall Armoured Flexible Conveyors and for Deep Mining Belt Conveyors. Bulk solids handling 1986, nr 4.

[65] Fierbier E.S., Szulgin W.A.: Promyszliennyje ispytanija odnociepnogo pieriedwiżnogo skriebkowogo konwiejera s poworotnoj gołowkoj. Szachtnyj i Kariernyj Transport. Niedra, Moskwa 1978, nr 4.

[66] Fiszin M.E.: Rasczet koliebanij ciepi pri naliczii naprawljajuszczich. Wiestnik Maszinostrojenija 1975, nr 10.

[67] Gałkin N.A.: Issledowanije popieriecznogo zakrucziwanija kruglozwiennoj tjagowoj ciepi zabojnogo skriebkowogo konwierjera. Szachtnyj i Kariernyj Transport. Niedra, Moskwa 1983, nr 8.

[68] Garanin N.P.: Portowoje podjemno-transportnoje oborudowanije. Transport, Moskwa 1985.

[69] Gawriłow P.D., Jeszczin E.K.: Urawnienije dwiżenija tjagowoj ciepi skriebkowogo konwiejera. Awtomatizacja i Elektrifikacja w Gornoj Promyszliennosti. Kiemierowo 1973, nr 56.

[70] Gierlotka S.: Wzrost zawodności układu elektrycznego przenośnika ścianowego po zastosowaniu sprzęgieł sztywnych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1984, nr 1.

[71] Gluziński W.: Elektryfikacja podziemi kopalń węgla. "Śląsk", Katowice 1985.

[72] Gonczar M.P., Rjabow G.K.: O priwiediennoj ziestkosti ciepnogo konwiejera. Izwiestija Wysszich Ucziebnych Zawiedienij. Maszinostrojenie 1975, nr 8.

[73] Gondek H., Budirsky S., Jurman J.: Zur Problematik des Anlfaufes von Strebförderanlagen mit hydraulischer Kupplung. Neue Bergbautechnik 1983, nr 9.

[74] Goździecki M., Świątkiewicz H.: Przenośniki. WNT, Warszawa 1979.

[75] Guder H.: Untersuchungen zu Fragen der Auslegung und Konstruktion von Kettenkratzerförderern. Glückauf Forschungshefte 1969, nr 3.

[76] Hanffstengel G.: Die Förderung von Massengütern. Verlag von Julius Springer. Berlin 1921.

[77] Handick G.: Erfahrungen mit innenliegenden Knebelverbindungen für Kettenkratzerförderer. Glückauf 1984, nr 21.

[78] Henkel E.H.: Experimentelle und theoretische Untersuchung des Anlaufvorgangs von Zwiekettenkratzerförderern. Diss. RWTH, Aachen 1971.

[79] Henkel E.H.: Present State of Development of Face Conveyors in the West German Coal Mining Industry. The Mining Engineer 1978, nr 5.

[80] Henkel E.H., Ahrens K., Dembeck R.: Das Drehschwingungsverhalten von drehelastisch gekuppelten T-Antrieben beim Anlauf von Kettenkratzerförderern. Glückauf Forschungshefte 1981, nr 1.

[81] Henkel E.H., Ahrens K., Thesing H.: Drehschwingungsbeanspruchung von T-Antrieben beim Anlauf von Kettenkratzerförderern. Glückauf 1981, nr 11.

[82] Henkel E.H., Ahrens K., Wildförster H.: Anforderungen an Antriebe von Gewinnungs- und Strebförderanlagen. Glückauf 1979, nr 18.

[83] Henkel E.H., Ahrens K., Wildförster H.: Antriebskonzepte für kettengetriebene Strebbetriebsmittel. Glückauf 1979, nr 20.

[84] Henkel E.H., Dembeck R.: Untersuchung der Blockierungsvorgänge von Kettenkratzerförderern und Hobelanlagen. Glückauf Forschungshefte 1978, nr 6.

[85] Henkel E.H., Obertrifter B., Schulz R.: Untersuchung hydrostatischer Lastausgleichssysteme für kettengetriebene Strebbetriebsmittel. Glückauf Forschungshefte 1981, nr 4.

[86] Henkel E.H., Puhr S.: Der Feinkohlenanfall im Untertrumm des Kettenkratzerförderers. Glückauf Forschungshefte 1976, nr 1.

[87] Imai T.: Berechnungen der Kettenschwingungen auf einem Kettenkratzerförderer infolge der nichtlinearen Reibungskräfte durch Näherungsverfahren. Diss. RWTH, Aachen 1967.

[88] Kallrath E., Brychta P.: Strömungskupplungen für schweranlaufende Strebförderer. Glückauf 1986, nr 12.

[89] Karolewski B.: Modelowanie zjawisk dynamicznych w przenośnikach taśmowych. Prace Naukowe Instytutu Energoelektryki Politechniki Wrocław 1985, nr 63.

[90] Korżow N.W., Szczuckij W.I.: Issliedowanije analogowoj zaszczity dwigatieliej konwiejerow s dwuchdwigatielnom priwodom. Izwiestija Wysszich Ucziebnych Zawiedienij, Gornyj Żurnał 1979, nr 4.

[91] Krasucki F.: Urządzenia elektryczne górnicze. Politechnika Śląska Gliwice 1981. Skrypt nr 963/63.

[92] Krasucki F., Błaż J., Gruszczyński P.: Odchylenia napięcia w sieciach oddziałowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo, z. 82, Gliwice 1977.

[93] Krawcow I.W.: Dinamiczieskaja modiel robocziego organa skriebkowogo konwiejera s wozrastajuszczije po dlinie zagruzkoj. Stroitielnyje i Dorożnyje Masziny. Tuła 1977.

[94] Krawcow I.W.: Issliedowanije dinamiki i opriedielienije racjonalnych paramietrow skriebkowogo konwiejera s wozrastajuszcziej po dlinie raboczego organa zagruzkoj. Miechanizacja gornych rabot na ugolnych szachtach. Tuła, 1982.

[95] Krot W.P., Smirnow W.K.: Ekspierimientalnyje issliedowanija dynamiki ustanowiwszichsia riezimow skriebkowych konwiejerow. Woprosy Rudnicznogo Transporta. Niedra, Moskwa 1967, nr 10.

[96] Kwitko A.K., Griszanow A.G.: Miechanizmy priwodow gornotransportnych maszin. Niedra, Moskwa 1966.

[97] Laege J.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen über Leistungen und Drehmomente an elektromechanischen Antrieben mit unterschiedlichen Einschaltzeiten von Zweikettenkratzerförderern im Untertagebetrieb des Steinkohlenbergbaus. Diss. RWTH, Aachen 1969.

[98] Lessmöllmann W.: Weiterentwicklung bei Bergbaumotoren für den Strebbetrieb. Glückauf 1986, nr 12.

[99] Markusik S.: Dynamika rozruchu przenośników taśmowych z napędem jedno- lub dwubębnowym czołowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo, z. 114, Gliwice 1982.

[100] Masliennikow N.R.: Ekspierimientalnyje Issliedowanija dinamiczeskoj nagruzienności tjagowogo organa skriebkowogo konwiejera. Miechanizacja Gornych Rabot. Kiemierowo 1980, nr 3.

[101] Orlacz J.: Zagadnienia trwałości i niezawodności ścianowych przenośników zgrzebłowych. Zagadnienia Postępu Technicznego i Ekonomiki Górnictwa. Katowice 1977.

[102] Osiński Z.: Tłumienie drgań mechanicznych. PWN, Warszawa 1979.

[103] Parszewski Z.: Drgania i dynamika maszyn. WNT, Warszawa 1982.

[104] Pierminow G.I.: Wlijanie skorosti transpotirowanija na soprotiwlienije dwiżeniu tjagowogo organa skriebkowogo konwiejera. Transport Szacht i Karierow. Niedra, Moskwa 1971.

[105] Piertien J.A. i inni: Konwiejery. Maszinostrojenie, Leningrad 1984.

[106] Piertien J.A., Misajłow W.K., Jantowskij L.I.: Tieorieticzieskije osnowy konwiejerow s tjagowymi elementami. Izdatielstwo Leningradskogo Uniwersiteta, Leingrad 1981.

[107] Poljakow N.S., Diemczienko N.T.: Wlijanie soprotiwlienija dwiżenija tjagowogo organa i charakteristiki turbomufty priwoda na dinamiku tjagowogo organa. Woprosy Rudnicznowo Transporta. Naukowa Dumka, Kijew 1976, nr 14.

[108] Pollmeier H.: Ein mathematisches Modell eines Kettenkratzerförderers. Glückauf Forschungshefte 1974, nr 6.

[109] Prichodko B.F., Tiszczienko W.P., Sidorienko J.T.: Powyszenije bezopasnosti i nadieżnosti elektropriwodow szachtnych skriebkowych konwiejerow. Ugol Ukrainy 1978, nr 5.

[110] Puchała A.: Dynamika maszyn i układów elektromechanicznych. PWN, Warszawa 1977.

[111] Puchow J.S.: Transportnyje masziny. Niedra, Moskwa 1979.

[112] Roliński Z.: Tensometria oporowa. WNT, Warszawa 1981.

[113] Rynik J., Sobota P.: Rozkład obciążeń silników w wielonapędowych przenośnikach zgrzebłowych i strugach. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1978, nr 3.

[114] Rzeźniczek J., Skiba J.: Wyniki pomiarów drgań wzdłużnych w łańcuchach przenośników zgrzebłowych. Prace naukowo-badawcze ZKMPW. Gliwice 1972, nr 81.

[115] Samojliuk W.N., Diedow N.N., Gawriłow O.P.: Riezultaty iepytanij skriebkowych konwiejerow s powyszenoj skorostju dwiżenija tjagowogo organa. Ugol 1970, nr 7.

[116] Sann B.: Der Kettenkratzerförderer, seine Fördermöglichkeiten und seine statischen und dynamischen Beanspruchungen. Diss. Montanuniversität, Leoben 1976.

[117] Sann B.: Die Mechanik des Förderers (Teil I). Bergabu 1980, nr 12.

[118] Sann B.: Die Mechanik des Förderers (Teil IV). Bergbau 1981, nr 3.

[119] Sann B.: Die Mechanik des Förderers (Teil VI). Bergbau 1981, nr 5.

[120] Schablitzky O.: Einsatz umrichtergespeister Asynchronmotoren unter Tage. Glückauf 1986, nr 13.

[121] Selbstfahrender kurvengängiger Förderer für Schüttgut im Bergbau und für Massenguttransport. f+h - fördern und heben 1986, nr 8.

[122] Sikora W., Antoniak J., Dolipski M. i inni: Identyfikacja dynamicznych właściwości układów napędowych przenośników zgrzebłowych. Praca naukowo-badawcza wykonana w ramach CPBR 1.1. Gliwice, 1984-1988.

[123] Skiba J.: Badanie procesu kruszenia się węgla transportowanego przenośnikiem łańcuchowo-zgrzebłowym. Praca doktorska. Politechnika Częstochowska 1976.

[124] Skiba J., Rzeźniczek J.: Opory ruchu przenośników zgrzebłowych. Prace naukowo-badawcze ZKMPW. Gliwice 1968, nr 60.

[125] Skiba J., Sterzyk H.: Badanie zgrzebłowych przenośników wielonapędowych. Prace naukowo-badawcze ZKMPW. Gliwice 1965, nr 45.

[126] Skiba J., Sterzyk H.: Badania łańcuchowych ustrojów cięgnowych w górniczych przenośnikach zgrzebłowych. Sympozjum Naukowe "Ustroje cięgnowe w górnictwie". Katowice, maj 1967.

[127] Skorodumow B.A.: Niekotoryje problemy dinamiki zabojnych skriebkowych konwiejerow. Procznost' i dołgowiecznost' gornych maszin. Niedra, Moskwa 1973, nr 2.

[128] Skorodumow B.A.: Dinamiczieskije prociessy w elektrogidromechaniczeskich priwodach zabojnych konwiejerow i strugow. Mieżdunarodnyj Simposium po Dinamikie Tjażiełych Maszin Gornoj i Mietallurgiczieskoj Promyszliennosti. Donieck 1974.

[129] Smirnow W.K., Szkarbun O.E.: Wlijanie miechaniczieskoj charaktieristiki priwoda na dinamiku puska skriebkowogo konwiejera. Dinamika i procznost' gornych maszin. Naukowa Dumka, Kijew 1975, nr 3.

[130] Sobota P.: Quasistatyczne średniookresowe zmiany rozdziału mocy w wielonapędowych przenośnikach zgrzebłowych. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1982.

[131] Spiwakowskij A.O., Djaczkow W.K.: Transportirujuszczieje masziny. Maszinostrojenie, Moskwa 1982.

[132] Sprawozdanie z badań serii próbnej sprzęgła hydrokinetycznego SH-100/75. ZKMPW, Gliwice 1970.

[133] Starikow B.I., Azarch V.L., Rabinowicz Z.M.: Asinchronnyj elektropriwod oczistnych kombajnow. Niedra, Moskwa 1981.

[134] Szkarbun O.E., Szaposznikow W.S.: Eksperimientalnyje issliedowanija dinamiki puska skriebkowych konwiejerow. Woprosy Rudnicznogo Transporta. Naukowa Dumka, Kijew 1976, nr 14.

[135] Sztoff W.: Modelowanie i filozofia. PWN, Warszawa 1971.

[136] Sztokman I.G.: Dinamika tjagowych ciepiej rudnicznych konwiejerow. Uglietechizdat. Moskwa 1959.

[137] Sztokman I.G. i inni: Rascziet i konstuirowanie gornych transportnych maszin i kompliekson. Niedra, Moskwa 1975.

[138] Sztokman I.G. i inni: Projektirowanije i konstruirowanije transportnych maszin i kompliekson. Niedra, Moskwa 1986.

[139] Szydelski Z.: Sprzęgła, hamulce i przekładnie hydrokinetyczne. WKŁ, Warszawa 1981.

[140] Valentin A.: Leonardo da Vinci. Książka i Wiedza, Warszawa 1951.

[141] Vermeidung von Kettenrissen an Strebförderern durch maschinentechnische Massnahmen. Betriebsempfehlungen für den Steinkohenbergbau. Nr 15. Verlag Glückauf GmbH, Essen 1979.

[142] Węgrzyn S.: Podstawy automatyki. PWN, Warszawa 1980.

[143] Wejc W.L., Koczura A.E., Martynienko A.M.: Dinamiczieskije rasczioty priwodow maszin. Maszinostrojenie, Leningrad 1971.

[144] Wiechers K.-P.: Belastbarkeit von Fördererrinnen und Leistungsbedarf von Kettenkratzerförderern. Glückauf 1984, nr 16.

DYNAMIKA GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKOW ZGRZEBŁOWYCH

S t r e s z c z e n i e

W górnictwie węgla kamiennego przenośniki zgrzebłowe stosowane są prawie od pół wieku. Od samego początku ich istnienia występował problem obliczania obciążeń dynamicznych w łańcuchach, który został rozwiązany dopiero w niniejszej pracy. Podstawowymi zakłóceniami w eksploatacji ścianowych przenośników zgrzebłowych z łańcuchami lekkimi były zerwania łańcuchów o charakterze zmęczeniowym, a w aktualnie stosowanych przenośnikach z łańcuchami ciężkimi występują częste kłopoty z ich rozruchem. Badania górniczych przenośników zgrzebłowych przeprowadzone zostały doświadczalnie i teoretycznie. Badania doświadczalne wykonano na stanowisku badawczym i pomiarowym zbudowanym na powierzchni kopalni węgla kamiennego. Uzupełniono je pomiarami drgań w przenośniku zgrzebłowym eksploatowanym w wyrobisku ścianowym. Akceptacji utworzonego nieliniowego dyskretnego modelu matematycznego dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym dokonano po jego weryfikacji doświadczalnej na podstawie sześciu czasowych charakterystyk dynamicznych.

Opracowany program komputerowy umożliwia symulację: niejednoczesnego włączenia silników napędowych, niejednakowych charakterystyk mechanicznych napędu głównego i pomocniczego, spadku napięcia zasilania silników asynchronicznych, dowolnych parametrów struktury układów napędowych, rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika ze sprzęgłami sztywnymi, podatnymi lub hydrokinetycznymi, niejednakowego napięcia wstępnego łańcuchów, nierównomiernego obciążenia łańcuchów urobkiem węglowym w przekroju poprzecznym rynny, zjawiska wykolejenia zgrzebeł, wszystkich stanów napięcia łańcuchów, nachylenia i krzywoliniowości trasy przenośnika, rodzajów zazębień łańcuchowych, dowolnych parametrów masowo-sprężysto-tłumieniowych układu łańcuchowego i układów napędowych, dowolnego obciążenia nosiwem, dowolnej prędkości transportowania, dowolnej charakterystyki tarcia zewnętrznego i zerwania łańcuchów. Za pomocą adekwatnego modelu matematycznego przeprowadzono obszerne badania teoretyczne, które wspomagały wnioskowanie z badań doświadczalnych, a ponadto dostarczyły szereg nowych informacji o górniczych przenośnikach zgrzebłowych. Dopiero zgodność informacji uzyskanych z empirii i z teorii pozwoliła na pełne wyjaśnienie zjawisk dynamicznych występujących w górniczych przenośnikach zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym. Przeprowadzone badania pozwoliły na obalenie powszechnie panującego poglądu o wpływie liczby zębów bębnów łańcuchowych na obciąże-

nia dynamiczne w łańcuchach i wykazanie znaczenia stanów napięcia łańcuchów w aspekcie rozruchu i ruchu ustalonego. Adekwatny model matematyczny pozwolił na wprowadzenie warunku rozruchu górniczych przenośników zgrzebłowych, znaczną redukcję obciążeń dynamicznych podczas rozruchu i eliminację drgań w ruchu ustalonym oraz na poznanie reakcji przenośnika zgrzebłowego na miejsce i chwilę zmęczeniowego zerwania łańcuchów. Na potrzeby krajowego górnictwa węgla kamiennego dokonano doświadczalnego porównania rozruchu górniczego przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi typu SH-100/75 i sprzęgłami podatnymi typu SPP-100Z. Informacje uzyskane z doświadczalnych i modelowych badań dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym sformułowano w postaci 22 wniosków ogólnych i pięciu wniosków szczegółowych.

W tej samej konwencji modelowano, istniejące dopiero od kilku lat, górnicze przenośniki zgrzebłowe z napędami pośrednimi. Przeprowadzone badania modelowe ruchu ustalonego pozwoliły na sformułowanie pięciu wniosków o charakterze ogólnym.

Pracę zakończono wskazaniem kierunków dalszych badań, które realizowane będą przez autora tej rozprawy, a ich celem będzie stworzenie górniczych przenośników zgrzebłowych nowej generacji: niezawodnych, energo- i materiałooszczędnych oraz zautomatyzowanych.

ДИНАМИКА ГОРНЫХ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Р е з ю м е

В угольной промышленности скребковые конвейеры применяются уже почти пол века. С самого начала их применения возникала проблема расчета динамических нагрузок в цепях, которая была разрешена лишь в настоящей работе. Основными недостатками в работе забойных скребковых конвейеров с легкими цепями были разрывы цепей вследствие их усталости, а применение в настоящее время конвейеров с тяжелыми цепями сопряжено с трудностями их запуска. Были проведены экспериментальные и теоретические исследования горных скребковых конвейеров. Экспериментальные исследования были проведены на испытательном и измерительном стенде, установленным на поверхности каменноугольной шахты. Использовались в нем дополнительно измерения колебаний в скребковом конвейере, работающим в лаве.

Созданная дискреная нелинейная математическая модель двухцепного скребкового конвейера с основным и вспомогательным приводом была одобрена после ее экспериментальной поверки по шести временным динамическим показателям. Разработанная компьютерная система обеспечивает моделирование: неодновременного включения приводных двигателей, неодинаковых механических характеристик основного и вспомогательного приводов, падения напряжения питания асинхронных электродвигателей, произвольных параметров структуры приводных систем, запуска и установившегося движения конвейера с жесткими, подвижными или гидромуфтами, неодинакового предварительного натяжения цепей, неравномерной нагрузки цепей добычей в поперечном сечении рештака, явления выхода скребков с направляющих, всех состояний натяжения цепи, наклона и криволинейности рештачного става, различных видов зацеплений цепей, произвольных массово-упруго-демпфирующих параметров цепной системы и приводных систем, произвольной нагрузки става материалом, транспортируемым конвейером, произвольной скорости транспортирования, произвольной характеристики наружного трения и разрыва цепей.

Пользуясь адекватной математической моделью были проведены теоретические исследования, которые дополнили результаты экспериментальных исследований и, кроме того, расширили сведения о горных скребковых конвейерах. И только соответствие данных, полученных эмпирически и теоретически, позволило полностью выяснить динамические явления, происходящие в горных скребковых конвейерах с основным и вспомогательным приводами. Проведенные исследования позволили опровергнуть общепринятое мнение о влиянии количества зубьев цепных барабанов на динамические нагрузки в цепях и показать значение состояния натяжения цепей в аспекте запуска и установившегося движения. Адекватная математическая модель позволила определить условия запуска горных скребковых конвейеров, значительно уменьшить динамические нагрузки при запуске и исключить колебания в установившеися движении, а также определить реакцию скребкового конвейера на место и момент усталостного разрыва цепей. Для нужд отечественной каменноугольной промышленности произведены экспериментальные сопоставления запуска горного скребкового конвейера с гидромуфтами типа SH-100/75 и подвижными муфтами типа SPP-100Z.

Данные, полученные в результате проведенных экспериментальных и модельных испытаний двухцепных скребковых конвейеров с основным и вспомогательным приводами, представлены в виде 22 общих выводов и пяти детальных выводов.

Тождественным образом произведено моделирование существующих всего лишь несколько лет горных скребковых конвейеров с промежуточными приводами. По результатам проведенных модельных испытаний установившегося движения сформулировано пять выводов общего характера.

В конце разработки сформулированы направления дальнейших исследований, которые будут проводиться автором настоящей работы. Исследования эти будут направлены на создание горных скребковых конвейеров нового поколения - безотказных в работе, в энерго- и материалосберегающем исполнении и полностью автоматизированных.

DYNAMICS OF MINE SCRAPER CONVEYORS

S u m m a r y

Scraper conveyors have been in use for half a centruy in the coal mining industry. Right from the beginning of their existance, the problem of calculating the dynamic loads, in the chain has come up and it was not until the present work has been elaborated that this problem has been solved successfully. The main disturbances in the operation of scraper face conveyors with light chains have been created by chain breaks caused by the fatigue phenomenon, and in the presently used conveyors with heavy chains, troubles are often being encountered during start-up of the conveyors. Investigations on mine scraper conveyors have been conducted by experiment supported by theroetical considerations. The experimental investigations have been conducted on a test and measuring stand erected above ground of the coal mine. The above mentioned studies have been supplemented by vibration measurements conducted in the face. Acceptance of the created non-linear discrete mathematical model of a double-chain scraper conveyor with a main and auxiliary drive has been made after ompletion of the experimental verification on the basis of six dynamic time characteristics.

The elaborated computer program enables simulation of the not simultaneous switching on of the drive motors, of diverse mechanical characteristics of the main and auxiliary drive, drop of the supply voltage of the asynchronous motors, of any structural parameters of the drive systems, of the start-up and stationary motion of the conveyor with rigid, flexible or fluid couplings, of the unequal initial chain tension, non-uniform chain load imposed by the run-of-mine inside the cross-section of the line pan, of the scraper derailment phenomenon, of all chain tensioning states, the inclination and curvlinearity of the conveyor's track, of the types of chain meshings, of any mass-elastic- and damping parameters of the chain system and drive systems, of any load imposed by the run-of-mine material, of whickever transport speed in use and of any characteristic of the internal friction and chain break phenomenon. Using an adequate mathematical model, extensive theoretical investigations have been made, which helped to draw proper conclusions from the experiments and also supplied further particulars on the mining scraper conveyors. Only the conformability of information obtained from empirical studies with that from the theory has allowed to fully clarify the dynamic phenomena occurring in mine scraper conveyors provided with main and auxiliary drives. The conducted investigations have allowed to refute the commonly widespread opinion about the influence of the number of teeth of drive sprockets on the dynamic loads in the chains and proved the significance of the chain tension states from the viewpoint of the start-up and stationary motion. Adequate mathematical modelling systems have allowed to introduce the conditions of start-up of mine scraper conveyors, substantially reduce the dynamic loads during start-up and eliminate the vibrations during the stationary motion as well as to gain know ledge on the reaction of the scraper conveyor to the point and moment of fatigue break of chains. An experimental comparison of the start-up of the mine scraper conveyor equipped with fluid couplings of the SH-100/75 type and elastic couplings of the SPP-100Z type has been made for the needs of the domestic coal mining industry. The information obtained from these experimental and model studies on double-chain scraper conveyors provided with main and auxiliary drives has been expressed in the form of 22 general conclusions and 5 detailed conclusions. Along these lines, mining scraper conveyors with intermediate drives, having been in existence only for several years, have been simulated by mathematical models. Model investigations of the stationary motion, have allowed to formulate five conclusions of a general character.

The work has been completed by the indication of directions of further investigations, which will be realized by the author of this disseration with the aim to create reliable mine scraper conveyors of the new generation. These automated installations will be characterized by a low power and material consumption.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Śląskiej
P. 3351 / 89 / 177

WYDAWNICTWA NAUKOWE I DYDAKTYCZNE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ MOŻNA NABYĆ W NASTĘPUJĄCYCH PLACÓWKACH:

44-100 Gliwice — Księgarnia nr 096, ul. Konstytucji 14 b
44-100 Gliwice — Spółdzielnia Studencka, ul. Wrocławska 4 a
40-950 Katowice — Księgarnia nr 015, ul. Żwirki i Wigury 33
40-096 Katowice — Księgarnia nr 005, ul. 3 Maja 12
41-900 Bytom — Księgarnia nr 048, Pl. Kościuszki 10
41-500 Chorzów — Księgarnia nr 063, ul. Wolności 22
41-308 Dąbrowa Górnicza — Księgarnia nr 081, ul. ZBoWiD-u 8
47-400 Racibórz — Księgarnia nr 148, ul. Odrzańska 1
44-200 Rybnik — Księgarnia nr 162, Rynek 1
41-200 Sosnowiec — Księgarnia nr 181, ul. Zwycięstwa 7
41-800 Zabrze — Księgarnia nr 230, ul. Wolności 288
00-901 Warszawa — Ośrodek Rozpowszechniania Wydawnictw Naukowych PAN — Pałac Kultury i Nauki

Wszystkie wydawnictwa naukowe i dydaktyczne zamawiać można poprzez Składnicę Księgarską w Warszawie, ul. Mazowiecka 9.