ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Antoni SKOĆ

DYNAMIKA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH STOŻKOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH



50 – LECIE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

2:3351196

GÓRNICTWO z. 226

GLIWICE 1996

POLITECHNIKA ŚLĄSKA ZESZYTY NAUKOWE Nr 1317 P. 3351/96

Antoni SKOĆ

DYNAMIKA PRZEKŁADNI ZĘBATYCH STOŻKOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH

GLIWICE 1996

÷.

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Jan Adamczyk Dr hab. Janusz Szopa – Prof. Politechniki Częstochowskiej

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY–Prof. dr hab. inż. Jan BandrowskiREDAKTOR DZIAŁU–Dr inż. Franciszek PlewaSEKRETARZ REDAKCJI–Mgr Elżbieta Leśko

REDAKCJA

Mgr Anna Błażkiewicz

REDAKCJA TECHNICZNA Alicja Nowacka

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9508

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej

ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Nakład 110+83 egz. Ark. wyd. 13,5. Ark. druk. 13,125. Papier offset. kl. III 70x100, 80g Podpisano i oddano do druku 15.02.1996 r. Zam. 12/96 Cena zł 6,80

Fotokopie, druk i oprawę wykonano w UKiP sc, Gliwice, ul. Pszczyńska 44

Spis treści

-

Ze	estaw ważniejszych oznaczeń	13
L	Wprowadzenie	17
2	Uzasadnienie celowości podjęcia tematu pracy 2.1 Dynamika przekładni stożkowych w świetle dotychczasowych	21
	badań	22
	2.2 Przekładnie zębate stożkowe w napędach maszyn górniczych .	25
3	Cel, zakres i tezy pracy	39
ŀ	Badania eksperymentalne zjawisk dynamicznych w przekład-	
	niach zębatych stożkowych	43
	4.1 Metody badań	44
	4.2 Stanowisko badawcze	46
	4.3 Wpływ parametrów konstrukcyjnych i technologicznych oraz warunków eksploatacyjnych na dynamike przekładni stożko	10
	wych	53
	4.3.1 Wpływ predkości obwodowej kół	53
	4.3.1.1 Objekt badań	53
	4.3.1.2 Przebieg badań	54
	4.3.1.3 Wyniki badań	55
	4.3.2 Wpływ obciażenia statycznego	64
	4.3.2.1 Objekt badań	64
	4.3.2.2 Przebieg badań	65
	4.3.2.3 Wyniki badań	65
	4.3.3 Woływ kata pochylenia linii zeba	76
	4.3.3.1 Obiekt badań	76

4

0		
S	DIS	tresci
~	P*P	** •• ••

		4.3.3.2 Przebieg badań
		4.3.3.3 Wyniki badań
	4.3.	4 Wpływ luzu międzyzębnego
		4.3.4.1 Obiekt badań
		4.3.4.2 Przebieg badań
		4.3.4.3 Wyniki badań
	4.3.	5 Wpływ odchyłek montażowych 96
		4.3.5.1 Obiekt badań
		4.3.5.2 Przebieg badań
		4.3.5.3 Wyniki badań
	4.3.	6 Wpływ smarowania 106
		4.3.6.1 Obiekt badań
		4.3.6.2 Przebieg badań
		4.3.6.3 Wyniki badań 107
	4.3.	7 Wplyw sposobu smarowania
		4.3.7.1 Wyniki badań
	4.3.	8 Wpływ rodzaju oraz temperatury pracy oleju 117
		4.3.8.1 Przebieg badań
		4.3.8.2 Wyniki badań
	4.3.	9 Wpływ zanieczyszczenia oleju
		4.3.9.1 Przebieg badań
		4.3.9.2 Wyniki badań
	4.3.	10 Wpływ sztywności korpusów kół 127
		4.3.10.1 Obiekt badań
		4.3.10.2 Przebieg badań
		4.3.10.3 Wyniki badań
	4.3.	11 Wpływ metody nacinania uzębienia
		4.3.11.1 Omówienie wyników badań 130
	4.3.	12 Wpływ klasy dokładności wykonania kół 134
		4.3.12.1 Omówienie wyników badań
	4.3.	13 Ocena błędów pomiarowych
	4.3.	14 Uwagi końcowe
5	Model o	lynamiczny przekładni zębatej stożkowej 140
	5.1 Mo	dele dynamiczne przekładni zębatych
	5.2 Mo	del dynamiczny przekładni stożkowej
	5.2.	1 Model fizyczny
	5.2.	2 Model matematyczny

Spis	treści

. .

6 Badania moo	delowe zjawisk dynamicznych w przekładni stoż	_
kowej		155
6.1 Wpływn	iektórych parametrów na obciążenie dynamiczne prze-	
kładni ste	ożkowej	155
6.1.1 W	ybór funkcji definiujących przebieg sztywności za-	53
zę	bienia i tłumienia na odcinku przyporu	156
6.1.2 W	/pływ prędkości obwodowej kół	159
6.1.3 W	pływ sztywności zazębienia	163
6.1.4 W	pływ sztywności korpusów kół	165
6.1.5 W	pływ tłumienia	167
6.1.6 W	pływ luzu międzyzębnego	170
6.2 Weryfikad	cja modelu dynamicznego przekładni stożkowej	172
6.2.1 Pc	prównanie wpływu prędkości obwodowej kół	173
6.2.2 Pc	prównanie wpływu sztywności korpusów kół	174
6.2.3 Pc	prównanie wpływu luzu międzyzębnego	175
6.3 Uwagi ko	ńcowe	176
7 Podsumowan	nie i wnioski końcowe	178
215	and the story and in sized has appendented	
Przewidywane k	kierunki dalszych badań	187
Literatura		188
Streszczenia	dimensional the state of the st	202

ALC: NO.

Contents

Li	st of	designations 1:	3			
1	1 Introduction					
2	Jus	tification of the purposefulness of the theme of the work 2	1			
	2.1	Dynamics of the bevel gears in the light of the hitherto con- ducted studies	າ			
	2.2	Bevel gears in drives of mining machines	5			
3	Ob	ect, scope and thesis of the work 39	9			
4	Exp	erimental tests of dynamical phenomena in the bevel				
	gea	43	3			
	4.1	Methods of test	4			
	4.2	Test stand	6			
	4.3	.3 Influence of the constructional and technological parameters				
		and the service conditions over the dynamics of the bevel gears 53	3			
		4.3.1 Influence of the peripheral speed of wheels 53	3			
		4.3.1.1 Subject of test	3			
		4.3.1.2 Course of test	4			
		4.3.1.3 Findings of test 55	5			
		4.3.2 Influence of static load of meshing 64	4			
		4.3.2.1 Subject of test	4			
		4.3.2.2 Course of test	5			
		4.3.2.3 Findings of test	5			
		4.3.3 Influence of the angle of inclination of the tooth's line 76	3			
		4.3.3.1 Subject of test	3			
		4.3.3.2 Course of test	3			

n .		
SDIS	tresc	۱,
~pic	** 0000	-

			4.3.3.3 Findings of test
		4.3.4	Influence of the pitch play
			4.3.4.1 Subject of test
			4.3.4.2 Course of test
			4.3.4.3 Findings of test
		4.3.5	Influence of the assembly deviations
			4.3.5.1 Subject of test
			4.3.5.2 Course of test
			4.3.5.3 Findings of test
		4.3.6	Influence of lubrication
			4.3.6.1 Subject of test
			4.3.6.2 Course of test
			4.3.6.3 Findings of test
		4.3.7	Influence of the method of lubrication
			4.3.7.1 Findings of test 112
		4.3.8	Influence of the kind of oil and of its working tempe-
			rature
			4.3.8.1 Course of test
			4.3.8.2 Findings of test
		4.3.9	Influence of oil's impurities
			4.3.9.1 Course of test
			4.3.9.2 Findings of test
		4.3.10	Influence of the wheel's frame rigidity 127
			4.3.10.1 Subject of test 127
			4.3.10.2 Course of test
			4.3.10.3 Findings of test
		4.3.11	Influence of the method of the teeth's cutting 130
			4.3.11.1 Findings of test
		4.3.12	Influence of the precision of meshing performance 134
			4.3.12.1 Findings of test
		4.3.13	Estimation of measuring findings 136
		4.3.14	Final remarks
5	Dyr	namic r	nodel of a bevel gear 140
	5.1	Dynan	nic models of toothed gears
	5.2	Dynan	nic model of a bevel gear 147
		5.2.1	Physical model
		5.2.2	Mathematical model

Spis treści

6	6 Model tests of dynamical phenomena in the bevel gears 155			
6.1 Influence of some chosen factors over the dynamic load of				
		bevel	gear	155
		6.1.1	The choice of function defining the course of mesh	
			rigidity and damping on the path of contact	156
		6.1.2	Influence of the peripheral speed of wheels	159
		6.1.3	Influence of the change of the teeth's rigidity on the	
			path of contact	163
		6.1.4	Influence of the wheels' frames rigidity	165
		6.1.5	Influence of damping of meshing	167
		6.1.6	Influence of the pitch play	170
	6.2	Verific	ation of the dynamic model of bevel gears	172
		6.2.1	Comparison of the influence of the peripheral speed of	
			wheels	173
		6.2.2	Comparison of the influence of the wheels' frames ri-	
			gidity	174
		6.2.3	Comparison of the influence of the pitch play	175
	6.3	Final	remarks	176
	0.0			
	_			1 100
7	Rec	apitul	ation and final conclusions	178
7	Rec	apitul	ation and final conclusions	178 187
7 Di	Rec	apitul	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187
7 Di Re	Rec recti	apitul ions of nces	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188
7 Di Re	Rec recti	apitula ions of nces	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188
7 Di Re Su	Rec rect efere	apitul ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec recti efere	apitul: ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rect efere	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rect efere	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rection efere	apitul ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rection	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rections	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rect efere	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rections	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rections	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202
7 Di Re Su	Rec rect efere	apitula ions of nces ary	ation and final conclusions further investigations as foreseen by the author	178 187 188 202

(Сод	ержание			
	Поп	ANALL AFADHANANI	10		
	IIch	счень ооозначении	15		
1	Вве	дение	17		
2	Обо 2.1	снование целесобразности разработки темы Динамика конических передач по данным	21		
	2.2	проведенных до настоящево времени исследованийКонические зубчатые передачи в приводах горных	22		
		машин	25		
3	Цел	ь, объём и тезицы работы	39		
4	Экс	периментальные исследования динамических			
	явлений в конических передачах				
	4.1	Методы исследований	44		
	4.2 4.3	Испытательный стенд Влияние конструктивных и технологических параметров, а также условий эксплуатации на динамику	46		
		конических передач	53		
		4.3.1 Влияние окружной скорости колес	53		
		4.3.1.1 Объект исследований	53		
		4.3.1.2 Ход исследований	54		
		4.3.1.3 Результаты исследований	55		
		4.3.2 Влияние статической нагрузки зубчатово			
		зацепления	64		
		4.3.2.1 Объект исследований	64		
		4.3.2.2 ЛОД ИССЛЕДОВАНИИ	65		
		ч.э.г.э гезультаты исследовании	65		

a .	
SDIS	tresci
111111	VICOUR

Spis t	reści
--------	-------

		4.3.3	Влияние угла наклона зуба	76
			4.3.3.1 Объект исследований	76
			4.3.3.2 Ход исследований	76
			4.3.3.3 Результаты исследований	76
		4.3.4	Влияние зазора между зубьями колес	83
			4.3.4.1 Объект исследований	83
			4.3.4.2 Ход исследований	83
			4.3.4.3 Результаты исследований	85
		4.3.5	Влияние монтажных погрешностей	96
			4.3.5.1 Объект исследований	96
			4.3.5.2 Ход исследований	96
			4.3.5.3 Результаты исследований	98
		4.3.6	Влияние смазки	106
			4.3.6.1 Объект исследований	106
			4.3.6.2 Ход исследований	107
			4.3.6.3 Результаты исследований	107
		4.3.7	Влияние разных способов смазки передач	112
			4.3.7.1 Результаты исследований	112
		4.3.8	Влияние типа и температуры смазочново масла	117
			4.3.8.1 Ход исследований	117
			4.3.8.2 Результаты исследований	117
		4.3.9	Влияние загрязнения смазочного масла	123
			4.3.9.1 Ход исследований	123
			4.3.9.2 Результаты исследований	124
		4.3.10	Влияние жёсткости диска колеса	127
			4.3.10.1 Объект исследований	127
			4.3.10.2 Ход исследований	127
			4.3.10.3 Результаты исследований	128
		4.3.11	Влияние методов зубонарезания	130
			4.3.11.1 Отсуждение результатов исследований	130
		4.3.12	Влияние точности изготовления зубчатых колес	134
			4.3.12.1 Отсуждение результатов исследований	134
		4.3.13	Оценка погрешностей измерений	136
		4.3.14	Конечные замечания	138
5	Дин	амиче	ская модель конической зубчатой передачи	140
	5.1	Дина	мические модели зубчатых передачи	140
	5.2	Дина	мическая модель конической передачи	147
		5.2.1	Физическая модель	147
		5.2.2	Математическая модель	150

6	Модельные исследования динамических			
	явл	ений в конической передачи	155	
	6.1	Влияние избранных факторов на динамическую		
		нагрузку конической передачи	155	
		6.1.1 Избрание функции развития жёсткости зубъев		
		и демфирования на участке зацепления	156	
		6.1.2 Влияние окружной скорости колес	159	
		6.1.3 Влияние жёсткости зубъев	163	
		6.1.4 Влияние жёсткости диска колес	165	
		6.1.5 Влияние демфирования в зубчатой зацеплении	167	
		6.1.6 Влияние зазора между зубъями колес	170	
	6.2	Верификация динамической модели		
		зубчатой конической передачи	172	
		6.2.1 Сопоставление влияния окружной		
		скорости колес	173	
		6.2.2 Сопоставление влияния жёсткости		
		диска колес	174	
		6.2.3 Сопоставление зазора между зубъями колес	175	
	6.3	Конечные замечания	176	
7	Выв	воды и предложения	178	
	Направления дальнейших исследований Литература		187	
			188	
	Резюме		202	

Ь

Cvo

Cri

fo

 f_z

kyi Ka

Zestaw ważniejszych oznaczeń - szerokość wieńca zębatego – sztywność zazębienia $c_v(t)$ – średnia sztywność zazębienia - sztywność łożyska i wału łącznie $C_{x,y,z}$ - sztywność skrętna wału C.p i – sztywność tarczy koła - średnica podziałowa w połowie szerokości wieńca zębatego dmi – częstotliwość rezonansowa – częstotliwość zazębiania się zębów - współczynnik tłumienia drgań zazębienia $k_v(t)$ – współczynnik tłumienia drgań łożyska i wału kx,y,zi - wpółczynnik tłumienia drgań skrętnych wału kų i - współczynnik tłumienia drgań tarcz kół - wskaźnik gotowości obiektu - współczynnik sił dynamicznych wyznaczony w wyniku pomiaru przyspieszeń Kdp drgań skrętnych kół K_{dt} – współczynnik sił dynamicznych wyznaczony w wyniku pomiaru odkształceń zębów

- Kam - współczynnik sił dynamicznych wyznaczony metodą numeryczną
- długość śladu współpracy zębów lal
- l_z - całkowita długość linii zęba

- L luz obwodowy
- Lw wartość względna luzu obwodowego
- m moduł czołowy zęba
- mi sumaryczna masa kola i wału
- M_d moment dynamiczny
- M_s moment statyczny
- ni prędkość obrotowa koła
- $N_{dp}\,$ nadwyżka dynamiczna wyznaczona w wyniku pomiaru przyspieszeń drgań skrętnych kół
- N_{dt} nadwyżka dynamiczna wyznaczona w wyniku pomiaru odkształceń zęba
- N_{dt}^{\ast} nadwyżka dynamiczna wyznaczona w wyniku pomiaru odk
ształceń zęba, w przypadku gdy przekładnia nie była smarowana
- P_n siła całkowita działająca na zęby koła (kierunek normalny)
- Pa sila osiowa
- Po siła obwodowa
- P_r sila promieniowa

 $r_{m1,2}$ - promień koła podziałowego w połowie szerokości wieńca zębatego

- s odchylenie standardowe
- u przełożenie przekładni
- Vm prędkość obwodowa kół
- Vmr prędkość rezonansowa przekładni
- X_{di} maksymalna wartość sygnału z tensometru przy obciążeniu całkowitym
- X. maksymalna wartość sygnału z tensometru przy obciążeniu quasi-statycznym
- zi liczba zębów koła
- Z_{μ} zasób pracy ustalonej
- Q wskaźnik obciążenia jednostkowego
- α_{on} kąt przyporu w płaszczyźnie normalnej na średnicy podziałowej koła

- Zestaw ważniejszych oznaczeń
- β_m kąt pochylenia linii zęba na srednicy podziałowej koła w połowie szerokości wieńca zębatego
- γ_i kąt obrotu tarczy kola w plaszczyźnie przechodzącej przez oś jego obrotu
- $\delta_i = -$ kąt stożka podziałowego koła
- Δ_{δ} odchyłka kąta osi przekładni (nieprostopadłość osi)
- Δw odchyłka odległości osi przekładni
- Δ_y osiowe przesunięcie wieńca zębatego koła
- Δ_z osiowe przesunięcie wieńca zębatego zębnika
- Θ_s średni zasób pracy
- Θ_u średni czas pracy
- $\Theta_{\psi\,i}$ masowy moment bezwładności wyznaczany w odniesieniu do osi obrotu koła
- Θ_γ, masowy moment bezwładności wyznaczany w odniesieniu do osi prostopadłej do osi obrotu koła i przechodzącej przez środek jego ciężkości
- Λ ugięcie zęba
- Λ_o ugięcie zęba przy obciążeniu statycznym
- v lepkość kinematyczna oleju
- ψ_i kąt skręcenia koła w plaszczyźnie prostopadłej do osi jego obrotu
- $\omega_i = \operatorname{prędkość kątowa kół}$
- $\omega(t)$ parametr strumienia uszkodzeń
- i = 1,2 liczby przypisujące określone oznaczenia dla zębnika (1) i koła (2)

11 C

1

Wprowadzenie

Przekładnie zębate są najbardziej rozpowszechnione spośród przekładni mechanicznych stosowanych w układach napędowych maszyn. Charakteryzują się one przede wszystkim dużą sprawnością, górując pod tym względem nad innymi przekładniami mechanicznymi. W związku z powszechnym stosowaniem przekładni zębatych prawie we wszystkich gałęziach przemysłu przepływa przez nie większość wyprodukowanej w świecie energii, stąd opłacalność stosowania tych przekładni ze względu na dużą ich sprawność jest bezsporna. Ponadto — porównując przekładnie zębate z innymi przekładniami mechanicznymi — łatwo zauważyć, że zastosowanie tych pierwszych umożliwia budowę układów napędowych odznaczających się małymi wymiarami gabarytowymi, a tym samym i mniejszym ciężarem. Wymienione cechy charakteryzujące przekładnie zębate są w szczególności ważne w przypadku maszyn pracujących w przemyśle górniczym.

Przeglądając nowoczesne konstrukcje przekładni zębatych można zauważyć tendencje stosowania kół o mniejszym module zębów przy jednoczesnym wzroście ich liczby — zachowując tę samą średnicę koła. Przyjmując takie rozwiązanie uzyskuje się między innymi zmniejszenie strat energii spowodowanych tarciem, wzrasta płynność pracy przekładni, maleją straty materiału przy nacinaniu zębów. Jednak zastosowanie takiego rozwiązania wymaga zwrócenia szczególnej uwagi na spełnienie warunku dostatecznej wytrzymałości zębów kól na złamanie. Mając powyższe na uwadze podejmowane są różne zabiegi, między innymi na wieńce zębate stosowane są stale o wysokich własnościach wytrzymałościowych, jak również dąży się do zmniejszenia

Number of States of States

Wprowadzenie

efektu spiętrzenia naprężeń u podstawy zęba. Jednym z ważniejszych poczynań zmierzających również w tym kierunku jest zmniejszenie międzyzębnej siły dynamicznej, co ma ścisły związek z podjętym tematem pracy.

W związku z powszechnością stosowania przekładni zębatych istotne znaczenie, oprócz wymienionych już kierunków działania, ma również ich trwałość, sprawność, skuteczność i niezawodność pracy. Znaczący wpływ na wymienione cechy mają procesy dynamiczne zachodzące w tych przekładniach. Nie zawsze poziom tych cech jest zadowalający. Przykładem tego mogą być informacje źródłowe pochodzące z zakładów naprawczych oraz z raportów oddziałów maszynowych kopalń węgla kamiennego, które wskazują, iż przekładnie zębate ulegają bardzo często awariom, co narusza stan zdatności do pracy całego zespołu napędowego maszyny.

Analizując zebrane materiały o awaryjności przekładni zębatych pracujących w przemyśle górniczym — obszernie przedstawione i omówione w drugim rozdziałe pracy — stwierdzono, że jednym z najbardziej zawodnych podzespołów tych przekładni jest stopień stożkowy.

Niezadowalający stan wiedzy z zakresu dynamiki przekładni zębatych stożkowych oraz problemy związane z ich eksploatacją skłoniły autora do podjęcia badań mających na celu określenie wpływu niektórych czynników na stan dynamiczny tych przekładni. W badaniach uwzględniano między innymi specyficzne warunki panujące pod ziemią podczas urabiania i transportu węgla kamiennego, mogące mieć ujemny wpływ na pracę przekładni. Do warunków tych zaliczyć należy:

- podwyższoną temperaturę otoczenia,
- częsty rozruch, jak i występowanie chwilowych przeciążeń, co kwalifikuje przekładnię do obiektów silnie obciążonych oraz powoduje znaczne wahania temperatury jej pracy,
- duże stężenie pyłu w otoczeniu pracujących maszyn, a stąd możliwość, w wyniku wahań temperatury przekładni, przedostawania się zanieczyszczeń do jej wnętrza,
- niekorzystne nachylenie przekładni, co może być przyczyną nieprawidłowego smarowania kół.

Należy również podkreślić i to, że mając na względzie gabaryty napędu i jego usytuowanie w wyrobisku górniczym, zastosowanie w przekładniach pracujących w układach napędowych maszyn górniczych stopnia stożkowego jest w wielu przypadkach bardzo korzystne, a wręcz konieczne. Stąd wyeliminowanie w tych przekładniach kół stożkowych jest nieracionalne. Zatem zachodzi konieczność poprawy ich dobroci¹.

Rozwój nowoczesnych maszyn i urządzeń — w tym również górniczych — spowodował rozszerzenie wymagań stawianych przekładniom. Śledząc literaturę techniczną można zauważyć, że w wielu ośrodkach badawczych prowadzone są od szeregu lat intensywne prace mające na celu podwyższenie dobroci przekładni zębatych. Na dobroć przekładni mają wpływ liczne decyzje, które podejmowane są w każdej fazie jej bytu, mianowicie: konstruowania, wytwarzania, eksploatacji i remontu. Podejmowanie odpowiednich decyzji ma ścisły związek ze znajomością wpływu parametrów konstrukcyjnych i technologicznych oraz warunków eksploatacyjnych na obciążenie całkowite przekładni. Wielkość obciążenia całkowitego zależy od sił statycznych i dynamicznych. Badaniom przyczyn powstawania sił dynamicznych w przekładni zębatej stożkowej i skutków ich działania poświęcona jest niniejsza praca.

Przekładnia zębata połączona sprzęgłami z silnikiem napędowym i maszyną roboczą tworzy układ elementów sprężystych o określonych masach, które przy pobudzaniu ulegają drganiom. Przyczyny powstawania drgań, czyli pobudzenia, mogą pochodzić od źródeł zewnętrznych, np. silnika czy maszyny roboczej, jak i źródeł wewnętrznych przekładni. Konstruktor przekładni zazwyczaj nie ma wpływu na źródła zewnętrzne. Natomiast może w znacznym stopniu, poprzez dobór odpowiednich parametrów konstrukcyjnych i technologicznych przekładni, ograniczyć wpływ źródeł wewnętrznych, a tym samym zredukować międzyzębne siły dynamiczne. Należy również wspomnieć o tym, że częstotliwość pobudzeń pochodzących od źródeł wewnętrznych jest na ogół znacznie wyższa od częstotliwości pobudzeń ze źródeł zewnętrznych. Stąd, ze względu na dynamikę przekładni, większe znaczenie przypisuje się źródłom wewnętrznym, toteż zakres tematyczny niniejszej pracy obejmuje głównie te zjawiska dynamiczne, o istnieniu których decydują przyczyny znajdujące się wewnątrz przekładni.

Nie wszystkie przyczyny powodujące wzbudzanie drgań mechanicznych mające swe źródło wewnątrz przekładni, jak i okoliczności towarzyszące tym drganiom zostały dostatecznie poznane. Podjęte badania mają na celu zdo-

¹Według prac [22, 99] dobroć obiektu jest to jego właściwość decydująca o poziomie różnych form korzyści, jakie może dać obiekt jego producentowi, użytkownikowi, jak i gospodarce narodowej. W ogólnym przypadku dobroć obiektu zależy od zbioru cech technicznych, ekonomicznych, ergonomicznych i innych.

2

bycie nowej i poszerzenie już istniejącej wiedzy w dziedzinie dynamiki przekładni zębatych, a w szczególności przekładni stożkowych.

W pracy pominięto szereg spraw wyczerpująco przedstawionych w innych ogólnie dostępnych opracowaniach z zakresu dynamiki przekładni zębatych. Jeżeli w niektórych miejscach nadmieniono o sprawach znanych, to tylko na tyle, na ile uznano za niezbędne w celu zachowania ciągłości rozumowania.

Uzasadnienie celowości podjęcia tematu pracy

Przekładnię, podobnie jak i inne urządzenia techniczne, można ocenić poprzez określenie jej własności. Własności te mogą być niepożądane (duży ciężar, duże gabaryty, wysoki koszt produkcji) lub pożądane (dostateczna trwałość i niezawodność, wysoka sprawność i inne). Mając na uwadze wymagania stawiane konstruowanej przekładni, poznanie wpływu parametrów konstrukcyjnych i technologicznych oraz warunków eksploatacyjnych na wartość międzyzębnego obciążenia dynamicznego umożliwia trafniejszy dobór tych parametrów ze względu na spełnienie stawianych przed nią zadań.

Aby konstruowane maszyny czy mechanizmy, w tym również przekładnie zębate stożkowe, spełniały założone wymagania, niezbędne jest uściślenie procedury podejmowania decyzji i poszukiwania optymalnego rozwiązania konstrukcyjnego. Do tego celu wykorzystać można metody optymalizacyjne. Wiadomo, że podstawą optymalizacji jest określenie funkcji celu, która stanowi zarazem kryterium optymalizacji. Postać tej funkcji w znacznej mierze decyduje o wyborze odpowiedniego algorytmu optymalizacyjnego. Im więcej mamy informacji o funkcji celu, tym użyteczniejszy staje się proces optymalizacji. Trzeba zarazem pamiętać, że w istocie nie można zrealizować konstrukcji technicznej ściśle według wskazań procedury optymalizacyjnej, między innymi ze względu na blędy wykonawcze, odchyłki montażowe i nieprzewidziane okoliczności towarzyszące eksploatacji. Dlatego w zastosowaniach technicznych ważne jest nie tylko znalezienie punktu optymalnego, ale również zbadanie zachowania się funkcji celu w otoczeniu tego punktu. Należy podkreślić, że projektując przekładnię zazwyczaj trzeba spełnić nie jedno, lecz przynajmniej kilka kryteriów jednocześnie, a więc jest to proces wielokryterialny. Konieczność wyboru jednego rozwiązania spośród całego zbioru rozwiązań polioptymalnych stawia przed konstruktorem trudne zadanie. Trzeba wspomnieć, że we wszystkich znanych metodach polioptymalizacji wybór najlepszego rozwiązania konstrukcyjnego dokonywany jest w sposób subiektywny [99]; jest to więc wybór decyzyjny.

Przytoczone uwagi wskazują na ciągle istniejącą potrzebę zdobywania nowej i pogłębiania już istniejącej wiedzy o wpływie różnych czynników na dobroć przekładni, w tym między innymi na jej stan dynamiczny, a tym samym na obciążenie całkowite.

2.1 Dynamika przekładni stożkowych w świetle dotychczasowych badań

Podstawowym zadaniem konstruktora jest dobór odpowiednich parametrów konstrukcyjnych i technologicznych cechujących przekładnię. Przy doborze tych parametrów należy przede wszystkim mieć na uwadze: funkcjonalność przekładni, niezawodność i trwałość, ciężar, koszty wykonania i eksploatacji, gabaryty przekładni i całej maszyny (łącznie z przekładnią) oraz technologiczność. Wymienione czynniki charakteryzują przekładnię ze względu na jej dobroć.

Dobroć przekładni wiąże sie ściśle z optymalizacją stanu obciążenia. Jak już wspomniano, na obciążenie całkowite przekładni składają się siły statyczne i dynamiczne. Podawane w literaturze metody obliczeniowe, służące do wyznaczania wartości obciążenia dynamicznego, budzą zazwyczaj najwięcej wątpliwości. Wynika to stąd, że w zalecanych metodach uwzględniane są tylko niektóre czynniki mające wpływ na procesy dynamiczne zachodzące w przekładniach zębatych. Nie uwzględnia się między innymi wpływu na stan dynamiczny przekładni sposobu smarowania kół, elastohydrodynamicznej właściwości warstwy oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących zębów, ukształtowania korpusów kół oraz stanów rezonansowych. W wielu przypadkach wyniki uzyskane w oparciu o te metody nie są zadowalające; w szczególności odnosi się to do przekładni stożkowych.

Światowe i krajowe piśmiennictwo techniczne poświęcone analizie procesów dynamicznych zachodzących w przekładniach jest bardzo obszerne.

2.1. Dynamika przekładni stożkowych w świetle...

Analiza tych procesów oparta jest na wynikach uzyskanych z badań doświadczalnych i teoretycznych. W podejmowanych badaniach starano się wykazać, jaki wpływ jakościowy i ilościowy na dynamikę przekładni mają takie czynniki, jak: odchyłki wykonawcze kół [1, 48, 55, 147], odchyłki zarysu zęba powstałe w wyniku zużycia [18, 107, 145], błędy montażowe [57, 104, 107], modyfikacja zarysu zęba [33, 34, 37], wskaźnik przyporu czołowy i poskokowy [39, 72, 73], wzajemne oddziaływanie kół jednego stopnia przekładni na koła drugiego stopnia [156], tłumienie drgań mechanicznych [96, 107, 147], luz międzyzębny [17, 147], charakterystyka sprężysta zazębienia [41, 55, 58, 59, 105, 143, 147], prędkość obwodowa kół [20, 21, 38, 76, 102, 103, 144, 148], obciążenie [44, 56, 110, 144] oraz sztywność korpusu kół [45].

Jak widać, tematyka tych prac jest bardzo obszerna. Jednak należy podkreślić, że wpływy wymienionych czynników na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach zębatych są nieskończenie złożone; można je rozpatrywać w różnych aspektach, które w zależności od przeznaczenia przekładni mają różną wagę, stąd mimo tak licznych badań ich wpływ na stan dynamiczny przekładni nie został dostatecznie poznany. Świadczą o tym aktualnie podejmowane w różnych ośrodkach badawczych prace z tego zakresu oraz ciągle powstające nowe zespoły badawcze zajmujące się problematyką przekładni zębatych (np. Centrum Konstrukcji i Techne'ogii Przekładni Stożkowych, powstałe w Warszawie w 1993 roku).

Należy wspomnieć, że badania, których wyniki przedstawione są w wymienionych pracach, prowadzone były dla przekładni zębatych walcowych o zazębieniu zewnętrznym i wewnętrznym. Ze względu na znaczną ilość tych prac, szeroki ich zakres, łatwość dostępu do literatury, w której są one opublikowane, jak również na to, że w obszarze zainteresowań realizowanego tematu znajdują się przekładnie stożkowe, zrezygnowano z przytaczania w niniejszym opracowaniu wyników badań przedstawionych w tych pracach. Zainteresowanym tą tematyką poleca się prace [78, 79], w których syntetycznie przedstawiony jest dotychczasowy stan wiedzy z tego zakresu.

Przeglądając literaturę techniczną można zauważyć, że przekładnie stożkowe w porównaniu z walcowymi stanowią obiekt mniej zbadany. Dotyczy to w szczególności zjawisk dynamicznych wywołanych przyczynami wewnętrznymi. W ukazujących się z tego zakresu publikacjach [80, 111, 112, 113, 114, 115, 116, 117, 119, 121, 122, 123] w większości przedstawiane były wyniki badań eksperymentalnych. Starano się w nich wykazać, jaki wpływ mają niektóre czynniki na stan dynamiczny przekładni stożkowych. Wyniki badań zawarte w tych pracach przedstawione i omówione zostaną w dalszej

części niniejszego opracowania. Należy wspomnieć, że prac teoretycznych z zakresu dynamiki przekładni stożkowych jest niewiele. Wymienić tu można prace [53, 54, 142], lecz pomijane są w nich problemy związane z wpływem czynników wewnętrznych.

W praktyce odczuwa się brak wystarczającej wiedzy na temat zjawisk dynamicznych wywołanych przyczynami wewnetrznymi, zachodzacych w przekładniach stożkowych. Należy podkreślić, że geometria kół stożkowych różni się znacznie od geometrii kół walcowych. Dlatego przyjecie założenia, że zjąwiska dynamiczne zachodzace w przekładniach walcowych można odnieść do przekładni stożkowych, bez przeprowadzenia badań tych ostatnich, jest problematyczne. Trzeba również nadmienić, że niedostateczny stan wiedzy z zakresu dynamiki przekładni stożkowych sklania konstruktorów tych przekładni do przyjmowania — na etapie ich projektowania — większych współczynników bezpieczeństwa niż dla przekładni walcowych, co pociaga za soba, w związku z powszechnością stosowania przekladni stożkowych w różnych gałeziach przemysłu, duże straty ekonomiczne. Na przykład, w przemyśle górniczym przekładnie z kołami stożkowymi stanowia okolo 6,5% ogólnego stanu przekładni. Przekładnie te, o czym już nadmieniano, pracują w trudnych warunkach. Analiza awaryjności przekladni zebatych pracujacych w układach napedowych maszyn górniczych, której wyniki szczegółowo przedstawione zostaną w następnym punkcie niniejszego rozdziału, wykazała, że niektóre elementy tych przekładni, a dotyczy to w szczególności stopnia stożkowego, ulegają czestym uszkodzeniom, co jest przyczyną znacznego wzrostu kosztów wydobycia kopalin. Można wyrazić nadzieje, że uzyskane w wyniku zaplanowanych badań rezultaty przyczynią się między innymi do polepszenia dobroci tych przekładni.

Wysokie tempo rozwoju techniki powoduje wzrost zapotrzebowania na maszyny przenoszące duże obciążenia i pracujące przy dużych prędkościach obrotowych. Wystarczy wspomnieć o maszynach pracujących w przemyśle górniczym, hutniczym, energetycznym oraz napędzających duże jednostki pływające. W układach napędowych tych maszyn pracują przekładnie zębate przenoszące moc rzędu 100 000 kW [13, 16, 28]. Prędkości obwodowe kół tych przekładni przekraczają niekiedy 130 m/s. Koła stożkowe o zębach krzywoliniowych są z powodzeniem stosowane w technice lotniczej [22, 46], gdzie pracują przy prędkościach obwodowych dochodzących do 160 m/s. W takich przypadkach przekładnia przed osiągnięciem prędkości nominalnej chwilowo pracuje w zakresach rezonansowych, stąd duża waga problemów związanych z dynamiką tych przekładni. Wypada również wspomnieć, że koła stożkowe są z reguły stosowane na pierwszym stopniu przekładni, nazywanym często "stopniem szybkobieżnym" [19, 81], co także brano pod uwagę przy podejmowaniu tematu badań.

2.2 Przekładnie zębate stożkowe w napędach maszyn górniczych

W celu poprawy efektywności gospodarowania i jakości produkcji konieczne jest podejmowanie cjagłych działań w kierunku doskonalenia konstrukcji maszyn pracujących w przemyśle górniczym, jako jednym z najbardziej energochlonnych. Biorac pod uwage rosnace w ostatnich latach (1993/94) zapotrzebowanie świata na wegiel i jego produkty wydaje się, że przemysł ten będzie jeszcze przez dlugi okres miał duże znaczenie w polskiej gospodarce. Stad niezawodność, trwalość, sprawność, funkcjonalność, lekkość oraz podatność remontowa to zbiór podstawowych kryteriów, które powinny być uwzględniane przy ocenianiu przydatności do pracy maszyn i urządzeń górniczych. Dotyczy to zwłaszcza maszyn stosowanych do urabiania, ładowania i transportu urobku [3], a w szczególności odnosi się to do przekładni zębatych, które są jednym z najdroższych i najcześciej wystepującym podzespołem w układach napedowych tych maszyn. Wymienić tu można układy napędowe kombajnów ścianowych oraz chodnikowych, ścianowych przenośników zgrzebłowych, przenośników taśmowych, strugów weglowych, wiertnic itd. Niezawodność ich pracy jest istotna w utrzymaniu ciągłości prowadzenia robót górniczych.

Na rysunkach 2.2.1 ÷ 2.2.4 przedstawiono schematy niektórych układów napędowych maszyn górniczych, gdzie zastosowane są koła zębate stożkowe. Warto zwrócić uwagę na schemat przedstawiający napęd wysypowy ścianowego przenośnika zgrzebłowego (rys.2.2.1), gdzie podane są wymiary całego układu w przypadku zastosowania przekładni kątowych i przekładni o osiach równoległych. Porównując wymiary gabarytowe tych układów widać, że jeden z wymiarów (szerokość) w przypadku przekładni kątowych jest mniejszy o około 60%.

Informacje zródłowe pochodzące z zakładów naprawczych oraz z raportów oddziałów maszynowych kopalń wskazują, iż w układach napędowych maszyn górniczych przekładnie zębate są podzespołem, którego elementy





Rys.2.2.1.Schemat układu napędowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego ilustrujący zastosowanie przekładni o osiach równoległych i przekładni kątowych [167, 168]

Fig.2.2.1.Schema of the drive system of the wall scraper belt conveyor which illustrates the use of gears with parallel axes and angle gears [167, 168]

2.2. Przekładnie zębate stożkowe w napędach maszyn...



Rys.2.2.2. Schemat układu napędowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego i głowicy struga węglowego [169, 170]

Fig.2.2.2.Schema of the drive system of wall scraper belt conveyor and the head of coal planer [169, 170]



Rys.2.2.3.Schemat układu napędowego wiertnicy rozporowej [171] Fig.2.2.3.Schema of the drive system of drilling rig [171]



Rys.2.2.4.Schemat układu napędowego głowic urabiających kombajnu chodnikowego [12]

Fig.2.2.4.Schema of the drive system of the heading machine mining heads [12]

ulegają najczęściej uszkodzeniom (awariom), co narusza stan zdatności do pracy całego zespołu napędowego maszyny. Można przypuszczać, że przyczynami tak częstych awarii przekładni zębatych są między innymi:

- podwyższona temperatura otoczenia,
- częsty rozruch i występowanie chwilowych przeciążeń,
- wahanie temperatury pracy przekładni,
- duże stężenie pyłu w otoczeniu pracujących maszyn, a stąd możliwość w wyniku wahań temperatury przekładni przedostawania się zanieczyszczeń do jej wnętrza,
- niekorzystne nachylenie przekładni, co może być przyczyną nieprawidłowego smarowania kół.

Chcąc poprawić niezawodność pracy przekładni oraz ich trwałość należy uwzględniać wpływ wymienionych czynników na stan obciążenia już w fazie konstruowania.

Przedstawione w dalszej części tego punktu dane o awaryjności przekładni zębatych pracujących w układach napędowych maszyn górniczych [120] zbierano w określonych przedziałach czasowych począwszy od 1974 roku. Analizując zebrane informacje można stwierdzić, że do chwili obecnej sytuacja dotycząca tego zagadnienia mimo upływu wielu lat nie uległa poprawie.

Analiza awaryjności przekładni zębatych stożkowo-walcowych¹, pracujących w układach napędowych przenośników zgrzebłowych i strugów, przeprowadzona w 1974 r. [35], wykazala, że niektóre elementy tych przekładni są bardzo podatne na uszkodzenia. I tak, na ogólną ilość 251 zarejestrowanych awarii w określonym przedziale czasowym aż 30% stanowiły uszkodzenia kół stożkowych, a uszkodzenia łożysk wałka wejściowego, na którym nacięte były zęby koła czynnego stopnia stożkowego, stanowiły 26%. Jak widać, aż 56% awarii dotyczyło pierwszego stopnia przekładni — stopnia stożkowego.

Podobną analizę, jak opisana wyżej, przeprowadzono również w 1978 roku. Wyniki tej analizy [124] były bardzo zbliżone do wyników z 1974 roku. Stwierdzono, że udział kół stożkowych w awariach, w odniesieniu do ogólnej ilości 127 zarejestrowanych w określonym przedziale czasowym, wynosił 31,6%, a udział uszkodzeń łożysk pierwszego stopnia (stożkowego) — 23,6%.

W pracy [132] przedstawiono wyniki analizy awaryjności przenośników zgrzebłowych ścianowych, którą przeprowadzono w oparciu o dane zawarte w systemie informacyjnym "SCKOMB" (Bytomska Spółka Węglowa). Dane

¹Jeden ze stopni przekładni — zazwyczaj pierwszy — jest stopniem stożkowym.

te dotyczyły awaryjności przenośników zgrzeblowych "Śląsk 67A", "Samson 67A" oraz "Rybnik 73" pracujących w 11 kopalniach węgla kamiennego. Wyniki tej analizy wykazały także niedostateczną trwałość przekładni zębatych. W opracowaniu tym zwrócono uwagę, że najczęściej uszkodzeniom ulega pierwszy stopień przekładni (który zazwyczaj jest stopniem stożkowym). W tym przypadku uszkodzenia pierwszego stopnia stanowiły około 50% wszystkich uszkodzeń przekładni.

Wskazane jest przytoczyć także dane z prac [93, 94], gdzie przedstawione są problemy związane z eksploatacją górniczych przenośników zgrzebłowych. W pracach tych zwrócono uwagę na fakt, że uszkodzenia przekładni stanowią około 20% uszkodzeń napędów przenośników ścianowych i około 30% napędów przenośników podścianowych. Stwierdzono również duże rozproszenie wartości wskaźników trwałości, nawet dla tego samego typoszeregu przekładni. W pracach tych podkreślono, że najczęściej uszkodzeniom ulega uzębienie kół. Udział tych uszkodzeń w globalnej ilości uszkodzeń przekładni wynosi około 50%, w tym aż 45% to uszkodzenia stopnia szybkobieżnego, który, o czym już wspomniano, jest stopniem stożkowym.

W pracach [127, 128], gdzie bardzo wnikliwie przedstawione są problemy związane z eksploatacją maszyn pracujących w kopalniach węgla kamiennego, wykazano, że przekładnie zębate są jednym z najbardziej zawodnych podzespołów w układach napędowych tych maszyn. Podkreślono tam, że w ogólnym czasie usuwania awarii (dane zebrano w pierwszym półroczu 1990 r.) udział wynikający z uszkodzeń przekładni zębatych w zależności od kopalni stanowił:

- w przypadku kombajnów ścianowych 35 ÷ 60%,
- w przypadku przenośników zgrzeblowych 10 ÷ 25%.

W pracach tych nie wyodrębniono w sposób szczegółowy uszkodzeń kół stożkowych. Jednak przeglądając schematy układów napędowych, które przedstawione są w tych opracowaniach, widać, że prawie w każdym z nich występuje para stożkowa. Jeżeli weźmiemy pod uwagę, że stopień stożkowy w przekładniach stosowanych w górnictwie występuje w około 60% ich całej populacji, to można sądzić, że udział kół stożkowych w awariach był znaczący.

Przeprowadzone badania statystyczne uszkodzeń dużej populacji przekładni zębatych walcowych [6, 129] wykazały, że struktura uszkodzeń jest następująca:

- 2.2. Przekładnie zębate stożkowe w napedach maszyn...
 - W przypadku przekładni przemysłowych klasycznych:
 - uszkodzenia kół zębatych 67%,
 - uszkodzenia uszczelnień 19%,
 - uszkodzenia lożysk tocznych 14%.
 - W przypadku przekładni turbinowych szybkobieżnych:
 - uszkodzenia kół zębatych 38%,
 - uszkodzenia łożysk ślizgowych 54%,
 - uszkodzenia uszczelnień 8%.

Jak widać, i w tym przypadku dominują uszkodzenia kół zębatych (obserwacją nie objęto maszyn górniczych, a są to zazwyczaj koła pierwszego stopnia.

Zebrane przez autora niniejszej pracy materiały o awariach przekładni zebatych, które miały miejsce w latach 1991 i 1992 w trzech wybranych kopalniach wegla kamiennego, wykazaly, że problemy związane z ich eksploatacia sa nadal aktualne. Materialy te stanowily podstawe do wyznaczenia wskaźników charakteryzujących cechy niezawodnościowe przekładni bedacych obiektem obserwacji. Wiadomo, że wskaźniki te pozwalają wydać opinie o tym, na ile obiekt, w tym przypadku przekładnia zebata, potwierdza właściwą działalność konstruktorów, wykonawców i użytkowników. Należy nadmienić, że obserwacją objęto 211 przekładni pochodzących z produkcji servinej, zdatnych do eksploatacji w chwili rozpoczecja badań ich niezawodności. Przekładnie te pracowały w zespołach napędowych przenośników zgrzebłowych i strugów. Wyboru wskaźników niezawodności dokonano w oparciu o zalecenia podane w normach [8, 160, 161]. Z punktu widzenia klasyfikacji niezawodnościowej przekładnie te można zaliczyć do objektów dwustanowych naprawialnych, które pracują z regularnymi przerwami i przeznaczone są do wykonywania określonych zadań, kontynuowanie których uzależnione jest od czasu naprawy.

Zgodnie z normą [160] niezawodność w takim przypadku (kod 2433) charakteryzuje zespół wskaźników, takich jak:

1. $\omega(t)$ — parametr strumienia uszkodzeń,

2. K_g — wskaźnik gotowości obiektu,

- 3. Θ_s średni zasób pracy,
- 4. Θ_u średni czas naprawy.

Przekładnie objęte obserwacją były częścią populacji generalnej wybraną losowo, a więc stanowiły populację próbną. Wartości wymienionych wskaźników niezawodnościowych oszacowano za pomocą ich estymatorów. Estymatorami tymi [139, 161] są:

• Parametr strumienia uszkodzeń, w przypadku gdy obiekty uszkodzone w czasie badań są zastępowane nowymi lub naprawionymi

$$\omega'(t) = \frac{r}{n \cdot \Delta t} , \qquad (2.1)$$

gdzie:

- r liczba wszystkich uszkodzeń w badanej próbce, które wystąpiły w czasie $(t, t + \Delta t)$,
- n liczba obiektów poddanych badaniu,

 Δt — długość przedziału czasu, w którym przeprowadzano badania.

• Wskaźnik gotowości obiektu, oszacowany statystycznie z próbki

$$K'_g = \frac{n_\infty}{n} , \qquad (2.2)$$

gdzie:

- n_∞ liczba obiektów będących w stanie zdatności w chwili dostatecznie odległej od chwili rozpoczęcia eksploatacji.
- Średni zasób pracy liczony od chwili rozpoczęcia eksploatacji do chwili jej zakończenia

$$\Theta'_{s} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} u_{i} , \qquad (2.3)$$

gdzie:

- u_i ilość pracy wykonanej przez i-ty obiekt od chwili rozpoczęcia eksploatacji do chwili wycofania go z eksploatacji.
- Wskaźnik średniego czasu naprawy obiektu

$$D'_u = \frac{1}{u} \sum_{i=1}^u t'_i , \qquad (2.4)$$

gdzie:

- t'_i czas trwania i-tej naprawy,
- u ogólna liczba napraw w rozpatrywanym okresie czasu, również naprawy wykonywane kilkakrotnie na tym samym obiekcie.

Należy zwrócić uwagę, że przytoczone wyżej wskaźniki charakteryzują obiekt naprawialny. Jeżeli przyjąć, że przekładnie są nienaprawialne w warunkach dołowych, tzn. że ich naprawę należy realizować metodami przemysłowymi w specjalistycznych zakładach naprawczych, to w takim przypadku zaleca się [160] stosować (kod 1121) wskaźniki:

1. Θ — średni czas poprawnej pracy do wystąpienia uszkodzenia,

2. $\lambda(t)$ — wskaźnik intensywności uszkodzeń.

Estymatorami tych wskaźników ([161]) są:

• Średni czas poprawnej pracy do wystąpienia uszkodzenia, wyznaczany według zależności (2.5), w przypadku gdy badania przeprowadzane są do chwili uszkodzenia wszystkich obiektów

$$\Theta' = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} t_{si} , \qquad (2.5)$$

gdzie:

 t_{si} — czas, w którym nastąpilo uszkodzenie i-tego obiektu.

• Intensywność uszkodzeń oszacowana statystycznie z próbki

$$\lambda' = \frac{n(t) - n(t + \Delta t)}{n(t) \cdot \Delta t} , \qquad (2.6)$$

gdzie:

- n(t) liczba obiektów, które w przedziale czasu (0,t) nie uległy uszkodzeniu,
- $n(t + \Delta t)$ liczba obiektów, które w przedziale czasu $(0, t + \Delta t)$ nie uległy uszkodzeniu.

Należy wspomnieć, że wskaźnik $\lambda'(t)$ jest adekwatny w przypadku wykładniczego rozkładu czasu poprawnej pracy. Z badań [95] wynika, że dla przenośników zgrzebłowych - w skład których wchodzą przekładnie zębate - jak i obudów zmechanizowanych rozkład czasu poprawnej pracy można aproksymować rozkładem wykładniczym. Wyznaczone wartości liczbowe przyjętych wskaźników niezawodnościowych podane są w tablicy 2.2.1. Trzeba nadmienić, że wyznaczając te wartości, przedziały czasowe podawano w miesiącach - zależności (2.1) i (2.6), a czas naprawy obiektu w godzinach - zależność (2.4). Otrzymane wartości (tabl.2.2.1) wskazują na dużą podatność awaryjną przekładni i znaczną intensywność uszkodzeń. Można zauważyć, że w tablicy 2.2.1 nie są uwzględnione wskaźniki określone zależnościami (2.3) i (2.5). Wartości tych wskaźników nie ustalono, ponieważ nie zostały spełnione określone wymogi [160], tzn. badania nie były prowadzone aż do chwili uszkodzenia wszystkich przekładni objętych obserwacją oraz nie można było z dostateczną dokładnością ustalić ilości pracy obiektów (przekładni) do chwili wycofania ich z eksploatacji.

Tablica 2.2.1.

Wartości wskaźników niezawodnościowych

Wsk.niez.	01.01.÷ 30.08.1991 r.	01.01.÷ 30.06.1992 r.
$\omega'(t)$	0,067	0,056
$\overline{K'_a}$	0,917	0,937
$\lambda'(t)$	0,043	0,039
Θ'_u [h]	6,4	5,9

Badania wykazały również ogromne rozproszenie trwałości przekładni nawet w przypadku tego samego typoszeregu, np. jedna z przekładni uległa awarii już po przepracowaniu $6, 2 \cdot 10^2$ h, gdy inna pracowała $7, 2 \cdot 10^3$ h. Należy podkreślić, że średni zasób pracy Θ_s oraz średni czas poprawnej pracy Θ określają trwałość przekładni. Przy czym powinna być spełniona nierówność $\Theta_s(\Theta) \geq Z_u$, gdzie zasób ustalony Z_u to przyjęty umownie czas pracy

2.2. Przekładnie zębate stożkowe w napędach maszyn....

przekładni (np. w h), po którym należy przekładnię wycofać z eksploatacji. Czas ten powinien być podawany w dokumentacji technicznej przekładni. Rozwiązanie takie mogłoby być czynnikiem umożliwiającym precyzyjniej planować czas pracy maszyn, a także stanowić kryterium kontrolne (badania diagnostyczne) w procesie eksploatacji przekładni.

Ponadto analizując zebrane w latach 1991 i 1992 materiały stwierdzono, że:

- udział kół stożkowych w awariach w odniesieniu do ogólnej ilości awarii wynosił 28,4%,
- udział w awariach łożysk pierwszego stopnia (stożkowego) wynosił 25,8%.

Na rysunkach 2.2.5 \div 2.2.8 pokazane są typowe uszkodzenia kół zębatych stożkowych, które miały miejsce w przekładniach pracujących w układach napędowych maszyn górniczych. Jak widać, uszkodzenia te występują w formie:

- zużycia ściernego zębów (rys.2.2.5), na co wskazują ostre ich wierzchołki od strony wewnętrznego czoła uzębienia — można wnioskować, że do intensyfikacji tego zużycia przyczynił się nierównomierny rozkład obciążenia na długości zęba,
- zacierania się zębów (rys.2.2.6), o czym świadczą widoczne ślady głębokich zarysowań w kierunku promieniowym koła, które mogły powstać w wyniku przeciążenia, niedostatecznego smarowania kół lub zanieczyszczenia oleju,
- luszczenia się warstwy wierzchniej (pitting) i ubytków spowodowanych wykruszaniem się materialu (rys.2.2.7) – prawdopodobnie uszkodzenia te powstały w wyniku przekroczenia granicznego obciążenia stykowego,
- wyłamań jednego lub więcej zębów (rys.2.2.8), które mogły powstać w wyniku niedostatecznej wytrzymałości zmęczeniowej lub losowego przeciążenia kół.

Na rysunku 2.2.9 przedstawiono strukturę uszkodzeń przekładni zębatych kątowo-walcowych, gdzie ilustracyjnie pokazano wyniki zebrane w latach 1991 i 1992.

Przytoczone informacje o awaryjności przekładni zębatych pracujących w układach napędowych maszyn stosowanych w górnictwie, jak i wyznaczone wskaźniki określające niezawodność ich pracy wskazują na ciągle istniejące problemy związane z eksploatacją tych przekładni. Problemy te w największym stopniu dotyczą kół stożkowych. Należy przyjąć, że stopień stożkowy



Rys.2.2.5.Koło, którego zęby uległy zużyciu ściernemu Fig.2.2.5.The wheel, which teeth have been abrasively worn out



Rys.2.2.6.Widoczne ślady zacierania się zębów Fig.2.2.6.The signs of the seizing of the teeth



Rys.2.2.7.Widoczne uszkodzenia zmęczeniowe warstwy wierzchniej (pitting) i wykruszenia zębów

Fig.2.2.7.The signs of the fatigue surface pitting and the spalling of teeth



Rys.2.2.8.Koło z wyłamanym zębem Fig.2.2.8.The wheel with a broken tooth

and shares hereby the bally of

ze względu na jego pewne charakterystyczne cechy, o których już wspominano, będzie nadal stosowanym i ważnym podzespołem produkowanych przekładni. W tym miejscu można powolać się na prace [25, 159, 164, 165, 166] oraz między innymi na informacje podane w najnowszych katalogach znanych firm zagranicznych takich jak "Westfalia Lünen" czy "Halbach & Braun", z których wynika, że gros aktualnie produkowanych w kraju i na świecie przekładni zębatych dla przemysłu górniczego to przekładnie kątowo-walcowe.



Rys.2.2.9.Struktura uszkodzeń przekładni kątowo-walcowych pracujących w zespołach napędowych maszyn górniczych

Fig.2.2.9.The structure of the damage of the intersecting axis spur gears working in the power units of the mining machines

Autor wyraża nadzieję, że spostrzeżenia i uwagi przytoczone przy omawianiu stanu wiedzy na temat dynamiki przekładni zębatych stożkowych, jak i przedstawione problemy związane z eksploatacją tych przekładni w przemyśle górniczym uzasadniają w pełni celowość podjęcia tematu pracy. (i) praim [7, 11, 90], w horych webdermererer in the network spin to have a marked including edit.

3

Cel, zakres i tezy pracy

Dynamika maszyn to świat przyczyn i skutków, gdzie nawet najbardziej niepozorne zjawisko nie występuje bez przyczyn, a i ono samo pociąga za sobą określony skutek. Badanie zjawisk towarzyszących siłom dynamicznym występującym w przekładni stożkowej, a tym samym poznanie przyczyn powstawania tych sił i skutków ich działania — to główny cel podjętego zadania.

Realizując podjęty temat starano się poszerzyć już istniejącą oraz zdobyć nową wiedzę z zakresu dynamiki przekładni zębatych, ze szczególnym uwzględnieniem przekładni stożkowych. Podejmując zadania badawcze zwrócono także uwagę na to, aby uwzględnić specyficzne warunki, w jakich pracują przekładnie zębate w kopalniach węgla kamiennego i ustalić, czy mają one wpływ na procesy dynamiczne zachodzące w tych przekładniach.

Jak już nadmieniono, wpływ parametrów konstrukcyjnych i technologicznych, jak i warunków eksploatacyjnych na dynamikę przekładni stożkowych nie jest dotychczas dostatecznie poznany. Wiąże się to ze złożoną geometrią zazębienia kół stożkowych, co utrudnia dokładne określenie na drodze teoretycznej pewnych ich cech mających wpływ na przebieg procesów dynamicznych. Dla przykładu można wspomnieć o niedostatecznej wiedzy na temat sztywności zębów tych kół, jak i o przebiegu sztywności zazębienia w funkcji kąta ich obrotu. Dotyczy to w szczególności kół o zębach krzywoliniowych. Dłatego w niniejszej pracy pierwszorzędne znaczenie poznawcze przypisano badaniom eksperymentalnym. W tym miejscu można powołać się

.....

3. Cel, zakres i tezy pracy

na prace [5, 14, 99], w których zwrócono uwagę na istotną rolę tych badań w naukach technicznych.

Postanowiono również, wykorzystując zasób istniejącej już wiedzy oraz wiedzę uzyskaną w wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych, podjąć próbę budowy modelu dynamicznego przekładni zębatej stożkowej. Główny cel, jaki przyświecał budowie tego modelu, to możliwość rozszerzenia w przyszłości tematyki badawczej z zakresu dynamiki przekładni stożkowych, a tym samym dalsze poznawanie złożonych i współzależnych zjawisk dynamicznych zachodzących w tych przekładniach. Można przypuszczać, że badania symulacyjne, które planuje się prowadzić na zaproponowanym modelu, dostarczą nowych informacji o wpływie niektórych czynników na przebieg tych zjawisk. W ramach niniejszej pracy przewiduje się przeprowadzić badania wstępne na zaproponowanym modelu. Badania te będą miały raczej charakter weryfikacyjny. Budując model starano się uwzględnić zbiór zmiennych, które mogą mieć wpływ na stan dynamiczny przekładni stożkowej, jak również to, aby model ten był prosty, a tym samym łatwiej poddający się studiom analitycznym. Zakłada się, że wyniki tych badań, po zweryfikowaniu na drodze doświadczalnej, przyczynią się do dalszego poglębienia wiedzy inżynierskiej z zakresu dynamiki przekładni zębatych.

Zasadniczym celem pracy jest wykazanie, w oparciu o wyniki otrzymane z badań eksperymentalnych, wpływu, jaki mają niektóre parametry konstrukcyjne i technologiczne oraz warunki eksploatacyjne na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładni zębatej stożkowej, oraz ocena, jaką wagę w określonych warunkach należy im przypisać. W szczególności celem tym jest zbadanie, jaki wpływ na zjawiska dynamiczne zachodzące w przekładniach stożkowych o zębach krzywoliniowych mają następujące czynniki:

- prędkość obwodowa kół,
- obciążenie statyczne kół,
- kąt pochylenia linii zęba,
- luz międzyzębny,
- odchyłki montażowe kół,
- obecność warstwy oleju, powstającej w wyniku smarowania między powierzchniami współpracujących zębów,
- sposób realizacji smarowania,

- Cel, zakres i tezy pracy
 - rodzaj oraz temperatura pracy oleju,
 - zanieczyszczenie oleju,
 - sztywność korpusu koła,
 - metoda nacinania zębów,
 - klasy dokładności wykonania uzębienia.

Symulując pracę przekładni na zaproponowanym przez autora modelu dynamicznym, przewidziano również zbadanie wpływu na jej dynamikę następujących czynników:

- prędkości obwodowej kół,
- sztywności zazębienia,
- sztywności korpusów kól,
- tłumienia w zazębieniu,
- luzu międzyzębnego.

Należy przypuszczać, że po zrealizowaniu przedstawionego zakresu badań można będzie w odniesieniu do przekładni stożkowych sformułować odpowiednie wnioski wskazujące kierunki działań, jakie należy podejmować w celu poprawy ich dobroci.

Aktualny stan wiedzy na temat dynamiki przekładni zębatych oraz przyjęty zakres i założone cele pracy skłaniają do sformułowania następujących tez:

- 1. Stan dynamiczny przekładni stożkowych o zębach krzywoliniowych zależy od: prędkości obwodowej kół i jej wartości względnej odniesionej do prędkości krytycznej, kąta pochylenia linii wzdłużnej zęba, odchyłek montażowych, sztywności korpusów kół, obciążenia statycznego kół, klasy dokładności wykonania uzębienia, smarowania i sposobu jego realizacji, rodzaju oleju i temperatury jego pracy.
 - 2. Jednostkowe obciążenie statyczne działające na zęby kół jest jednym z głównych parametrów decyzyjnych, jaki należy — ze względu na obciążenie dynamiczne przekładni — brać pod uwagę przy ustalaniu optymalnej klasy dokładności wykonania uzębienia.

3. Wielkość luzu międzyzębnego (w zakresie wartości większych od pewnej minimalnej) oraz stosowane w praktyce krzywoliniowe kształty wzdłużne zębów nie mają praktycznego wpływu na stan dynamiczny przekładni stożkowej.

Praca składa się z siedmiu rozdziałów. Pierwszy rozdział poświęcony jest wprowadzeniu do tematyki. W drugim rozdziale uzasadniono celowość podjętego tematu. Zwrócono uwagę na niedostateczny stan wiedzy z tego zakresu oraz na problemy związane z eksploatacją przekładni zębatych stożkowych pracujących w systemach napędowych maszyn górniczych kopalń węgla kamiennego. W bieżącym trzecim rozdziale, przedstawiono główne cele pracy, jej zakres oraz główne tezy pracy.

Czwarty rozdział poświęcony jest badaniom eksperymentalnym. W rozdziale tym, w poszczególnych podrozdziałach¹, podane są szczegóły dotyczące stanowiska badawczego, obiektów badań oraz zastosowanych metod pomiarowych. W punktach $4.3.1 \div 4.3.12$ przedstawione są wyniki badań. W ostatnich dwóch punktach tego rozdziału (4.3.13 i 4.3.14) przedstawiono ocenę błędów pomiarowych oraz uwagi wyrażające pewne spostrzeżenia natury ogólnej w odniesieniu do uzyskanych wyników.

Piąty rozdział poświęcony jest budowie modelu dynamicznego przekładni stożkowej. W rozdziale tym przedstawiono zaproponowany przez autora pracy model fizyczny i matematyczny przekładni. Wykorzystując zaproponowany model przeprowadzono badania numeryczne, których wyniki zawarte są w kolejnych punktach tego rozdziału szóstego. W przedostatnim punkcie szóstego rozdziału przeprowadzono weryfikację modelu poprzez porównanie wyników uzyskanych z badań symulacyjnych z rezultatami uzyskanymi z badań eksperymentalnych. Rozdział ten kończy się uwagami dotyczącymi zaproponowanego modelu.

Rozdział siódmy zawiera podsumowanie całości pracy i wynikające z przeprowadzonych badań wnioski. Pracę zakończono punktem, w którym określono główne kierunki dalszych prac badawczych.

¹W dalszej części pracy podrozdział określany będzie jako punkt.

4

Badania eksperymentalne zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych stożkowych

Wiadomo, że drgania generowane w przekładni zębatej mogą powodować uszkodzenie lub zniszczenie jej elementów. Bywają również przyczyną wadliwej pracy przekładni, mogącej się przejawiać między innymi wzrostem aktywności akustycznej bądź wzrostem temperatury pracy. Poznanie przyczyn powodujących wzbudzanie tych drgań, jak i przyczyn mających wpływ na wielkość ich amplitudy to główne zadania podjętych badań.

Badania procesów dynamicznych są w wielu przypadkach bardzo skomplikowane [32] — w szczególności gdy bada się je w złożonych układach fizycznych. Jak już wspomniano, geometria kół stożkowych, a w szczególności kół o zębach krzywoliniowych, jest bardziej złożona niż kół walcowych. Dlatego problemy związane z dynamiką przekładni stożkowych są bardziej zawiłe niż w przypadku przekładni o osiach równoległych.

Trzeba wspomnieć, że pewne cechy, których wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych walcowych jest znaczący, nie są w przypadku przekładni stożkowych dostatecznie poznane. Dotyczy to między innymi sztywności zębów jak i jej przebiegu w funkcji kąta obrotu kół przekładni. Zbyt uboga jest również wiedza na temat tłumienia drgań mechanicznych w przekładni oraz wpływu smarowania na międzyzębne obciążenie dynamiczne.

W przypadku złożonych zagadnień technicznych, o których mamy zbyt małą wiedzę, poszukiwanie ich rozwiązań odbywa się w pierwszej kolejności zazwyczaj na drodze badań eksperymentalnych [22]. Dynamiczny rozwój teorii i techniki pomiarowej [42, 70, 131] spowodował, że w naukach technicznych eksperyment stał się ważnym źródłem poznawczym. W naukach tych duże zaufanie budzą te hipotezy i teorie, które oparte są na badaniach eksperymentalnych [5, 43, 99, 125].

Badania realizowano w warunkach laboratoryjnych na zbudowanym przez autora stanowisku badawczym, pracującym w układzie mocy zamkniętej.

4.1 Metody badań

Bezpośredni pomiar sił działających na zęby kół jest bardzo trudny do zrealizowania. Dlatego w praktyce stosuje się metody pośrednie; zazwyczaj są to metody tensometryczne lub akcelerometryczne. W pracach [79, 74] przedstawiono dokładny opis tych metod oraz uzasadniono ich przydatność do badań zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach zębatych.

Badania przeprowadzano stosując dwie metody pomiarowe:

- Mierzono odkształcenie zęba u jego podstawy, stosując czujniki naprężno-rezystancyjne (tensometry)¹.
- 2. Mierzono przyspieszenie drgań skrętnych kół, stosując czujniki piezoelektryczne².

W przypadku pomiarów odkształceń zęba współczynnik uwzględniający wpływ siły dynamicznej na obciążenie przekładni³ wyznaczano stosując zależność

$$K_{dti} = \frac{X_{di}}{X_{si}} \,, \tag{4.1}$$

gdzie:

 X_{di} – maksymalna wartość sygnału przy obciążeniu całkowitym działającym na i-tą parę zębów podczas pracy przekładni,

³W dalszej części pracy współczynnik ten określany będzie terminem współczynnik siły dynamicznej. X_{si} – maksymalna wartość sygnału przy obciążeniu quasi-statycznym działającym na i-tą parę zębów,

i = 1, 2, 3,...n - liczba informująca, która para zębów jest w zazębieniu.

Na zębach jednego z kół naklejono dwa tensometry, które na przemian spełniały rolę tensometru czynnego i kompensującego wpływ temperatury. Dzięki zastosowaniu w układzie pomiarowym fotokomórki każdemu impulsowi pochodzącemu z tensometrów przypisać można określoną parę współpracujących ze sobą zębów, zarówno przy obciążeniu quasi-statycznym (przekładnię napędzano korbą), jak i całkowitym.

Z jednego tensometru otrzymano skończoną ilość nie powtarzających się wartości. Ponieważ liczby zębów badanych par kól nie mają wspólnych podzielników, ilość ta odpowiadała liczbie zębów (41) koła współpracującego z kołem, na którym naklejono tensometry. Stosując zależność (4.1) wyznaczano dla określonych par zazębiających się zębów wartość współczynnika siły dynamicznej. W ten sposób, przy ustalonych parametrach pracy przekładni (znanym obciążeniu i prędkości), z jednego tensometru uzyskano 41 wyników na ogół o różnej wartości. Następnie wyniki te poddawano obróbce statystycznej. Wyliczano średnią arytmetyczną K_{dt} będącą miarą skupienia wartości współczynników wyznaczonych według zależności (4.1). Uwzględniono również rozproszenie tych wartości, wyznaczając błąd standardowy.

W przypadku pomiarów przyspieszeń drgań skrętnych koła wpływ siły dynamicznej na obciążenie przekładni uwzględniano za pomocą współczynnika nadwyżki dynamicznej⁴, zdefiniowanego wyrażeniem

$$N_{dp} = \frac{M_d}{M_s} \,, \tag{4.2}$$

gdzie:

 M_s – zadawany moment statyczny,

 M_d – moment dynamiczny wyznaczony [79] w oparciu o zmierzoną wartość przyspieszenia.

¹W dalszej części pracy pomiar tą metodą określany będzie terminem *pomiar* odkształceń.

²W dalszej części pracy pomiar tą metodą określany będzie terminem *pomiar* przyspieszeń.

⁴W dalszej części pracy współczynnik ten będzie określany terminem *nadwyżka* dynamiczna.

Dysponując wyznaczonymi wg zależności (4.2) wartościami nadwyżek dynamicznych wpływ siły dynamicznej na obciążenie przekładni określano również stosując ogólnie znaną [36, 58, 71, 80, 100, 144, 147, 156] zależność

$$K_{dp} = \frac{M_s + M_d}{M_s} = 1 + N_{dp} , \qquad (4.3)$$

gdzie K_{dp} to współczynnik uwzględniający wpływ siły dynamicznej na obciążenie przekładni (w dalszej części pracy określany jako współczynnik siły dynamicznej).

Zastosowane do pomiaru przyspieszeń czujniki piezoelektryczne przymocowano do tarczy badanego kola tak, że ich osie elektryczne były równoległe i jednakowo oddalone od osi obrotu koła. Wartości chwilowe impulsów pochodzących z czujników dodawano do siebie. Odpowiednie ustawienie tych czujników powoduje, że wartości impulsów powstałych w wyniku drgań skrętnych przy ich dodawaniu sumują się, a pochodzące od drgań poprzecznych — znoszą. Taki zabieg umożliwia wzmocnienie składowych pochodzących od drgań skrętnych przy jednoczesnym wyeliminowaniu składowych wywołanych drganiami poprzecznymi.

4.2 Stanowisko badawcze

W skład stanowiska badawczego wchodzą:

przekładnie zebate pracujące w układzie mocy zamkniętej, czujniki piezoelektryczne służące do pomiaru przyspieszeń drgań koła, czujniki tensometryczne służące do pomiaru odkształceń zęba, czujnik elektromagnetyczny służący do pomiaru częstotliwości zazębiania, aparatura pomiarowo-rejestrująca, która łącznie z czujnikami wchodzi w skład zestawów pomiarowych.

Na rysunku 4.2.1 przedstawiono schemat kinematyczny stanowiska badawczego. Składa się ono z dwóch przekładni: w pierwszej znajduje się para kół walcowych, a w drugiej dwie pary kół stożkowych. Obie przekładnie połączone są dwoma wałkami skrętnymi za pomocą trzech sprzęgieł stałych i jednego napinającego, tworząc lącznie układ mechaniczny mocy zamkniętej.

Obiektem badań są kola stożkowe oznaczone na schemacie (rys.4.2.1) numerami 5 i 6, które można wymieniać oraz przemieszczać względem siebie. Umożliwia to regulację luzu międzyzębnego, śladu dolegania zębów oraz wprowadzanie odchyłek montażowych. Osie badanych kół usytuowane są



Rys.4.2.1. Schemat stanowiska badawczego: 1-przekładnia zębata walcowa, 2-przekładnia zębata stożkowa, 3;4-koła walcowe, 5;6-badane koła stożkowe, 7;8-koła stożkowe, 9;10-wałki skrętne, 11;12-sprzęgła specjalnej konstrukcji, 13-kolektor, 14-silnik elektryczny, 15-tarcze pomocnicze

Fig.4.2.1. The schema of a test stand: 1-a spur gear, 2-a bevel gear, 3; 4-cylindrical gears, 5; 6-bevel gears tested, 7; 8-bevel gears, 9; 10-tor- sional shafts, 11; 12-couplings of special construction, 13- a collector, 14-an electric motor, 15-helping shields

względem siebie pod kątem $\Sigma = 90^{\circ}$. Badano koła o krzywoliniowej linii wzdłużnej zęba. Szczególowe dane o kołach zębatych będących obiektami badań podane są w punktach poświęconych określonym problemom badawczym.

4.2. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze napędzano silnikiem elektrycznym, którego prędkość obrotową można zmieniać płynnie w zakresie: $\omega = 52 \div 157$ rad/s. W wyniku zastosowania przekładni pasowych zakres ten rozszerzono do 398 rad/s. Należy wspomnieć, że w zakresie stosowanych prędkości, gdy do kół przymocowano dodatkowe tarcze, zwiększając w ten sposób ich masowy moment bezwładności, można było również śledzić pracę przekładni w obszarze głównego rezonansu. Przekładnie obciążano statycznie za pomocą sprzęgła napinającego, oznaczonego na schemacie numerem 12 (rys.4.2.1).

Na rysunku 4.2.2 przedstawiono widok ogólny badanej przekładni po zdemontowaniu górnej części korpusu. Natomiast na rysunkach 4.2.3 i 4.2.4 przedstawiono widok ogólny stanowiska łącznie z aparaturą pomiarowo-rejestrującą.

Schemat blokowy zestawu aparatury zastosowanej do pomiaru przyspieszeń kół oraz do pomiaru częstotliwości zazębiania się zębów przedstawiono na rysunku 4.2.5. Impulsy z czujników piezoelektrycznych 1 i 2 dopro-



Rys.4.2.2. Widok badanej przekładni po zdemontowaniu górnej części korpusu

Fig.4.2.2. The picture of the tested gear after the dismantling of the upper part of the body



Rys.4.2.3. Widok ogólny stanowiska badawczego łącznie z aparaturą do pomiaru odkształceń zęba

Fig.4.2.3. The general picture of the test stand with the teeth strain measuring apparatus



Rys.4.2.4. Widok ogólny stanowiska badawczego łącznie z aparaturą do pomiaru przyspieszeń koła

Fig.4.2.4. The general picture of the test stand with the angular acceleration of the wheels measuring apparatus

wadzano przewodami ekranowanymi do pierścieni kolektora 13 (rys.4.2.1), a stąd odprowadzano je, również odzielnymi ekranowanymi przewodami, do miernika 3 spełniającego funkcję przedwzmacniacza. Impulsy z miernika 3 dwoma torami doprowadzono do wzmacniacza sumującego 4. Tak przygotowany impuls można podawać na miernik wartości skutecznej 5, magnetofon 6, do aparatury analizująco-rejestrującej 7,8 lub na jedno z wejść oscyloskopu 9. Jak widać, zastosowany układ umożliwia pomiar, obserwację oraz rejestrację przyspieszeń drgań skrętnych badanego koła. Dysponując zmierzoną wartością tych przyspieszeń wyznaczano, stosując zależności (4.2) i (4.3), wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych i wspólczynnika siły dynamicznej dla określonych parametrów pracy badanej przekładni.



Rys.4.2.5. Schemat blokowy aparatury do pomiaru przyspieszeń kół: 1; 2-czujniki piezoelektryczne, 3-przedwzmacniacz, 4-wzmacniacz sumujący, 5-miernik przyspieszeń, 6-magnetofon, 7-analizator sygnałów, 8-rejestrator, 9-oscyloskop, 10-uniwersalny licznik zdarzeń, 11-czujnik elektromagnetyczny

Fig.4.2.5. The block diagram of the angular acceleration of the wheels measuring apparatus: 1; 2- the piezoelectric sensors, 3-preamplifier, 4-the sum aplifier, 5-accelerations meter, 6-magnetophone, 7-signals analyser, 8-recorder, 9-oscilloscope, 10-the universal operation counter, 11-the electromagnetic sensor

Schemat układu służącego do pomiaru odksztalceń zęba przedstawiono na rysunku 4.2.6. Mostek tensometryczny zasilany jest baterią o napięciu U = 1,5 V. Razem z kolem wiruje również wzmacniacz prądu stałego

4.2. Stanowisko badawcze

o szerokim paśmie przenoszenia, zasilany napięciem U = 18 V. Rezystor Rsłuży do zrównoważenia mostka. Uzyskiwane na wyjściu z mostka impulsy doprowadzano do wzmacniacza 1 o 900-krotnym wzmocnieniu, a następnie poprzez kolektor pierścieniowy (rys.4.2.1) na jedno z wejść dwukanałowego oscyloskopu 2 lub do magnetofonu 3. Podstawę czasu wyzwalały impulsy z fotokomórki 4, sterowanej za pomocą tarczy przymocowanej do kolektora (rys.4.2.1). Natomiast impulsy z fotokomórki 5, sterowanej za pomocą tarcz umocowanych do wałów łączących przekładnie, doprowadzono na wejście jednego z wolnych kanałów oscyloskopu. Dzięki impulsom pochodzącym z fotokomórki 5 można każdemu impulsowi pochodzącemu z tensometru przypisać odpowiednią parę współpracujących ze sobą zębów. Oscyloskop zaopatrzony jest w specjalną kamerę, którą wykorzystywano do rejestrowania pojawiających się na ekranie przebiegów.

Impulsy z tensometrów można rejestrować zarówno na taśmie filmowej, jak i magnetycznej przy obciążeniu quasi-statycznym i całkowitym. Mając do dyspozycji wartości maksymalne tych impulsów wyznaczano dla określonych par zazębiających się zębów wartość wspólczynnika siły dynamicznej zdefiniowanego zależnością (4.1).

Do pomiaru częstotliwości zazębiania się zębów użyto uniwersalnego licznika zdarzeń 10 (rys.4.2.5), który zliczał impulsy doprowadzone z przetwornika elektromagnetycznego 11 umocowanego tuż nad zębami jednego z badanych kół. Impulsy z czujnika elektromagnetycznego doprowadzane równocześnie z impulsami pochodzącymi z czujników piezoelektrycznych na osobne wejścia kanałów oscyloskopu 9 umożliwiają porównywanie częstotliwości drgań skrętnych kól z częstotliwością zazębiania się zębów (wymuszenia).

Należy nadmienić, że stosując przyjęte metody badawcze zwracano uwagę na odpowiedni (właściwy) dobór określonych parametrów aparatury oraz stanowiska. W pracach [74, 79, 111] podano, jakie parametry powinny być brane pod uwagę i jakie wymagania należy stawiać tym parametrom.

Przed przystąpieniem do pomiarów zasadniczych sprawdzono poprawność pracy zastosowanych zestawów pomiarowych za pomocą aparatury sprawdzającej oraz przeprowadzono wzorcowanie układów pomiarowych. Sposób realizacji tych czynności szczegółowo opisany jest w pracach [75, 111].



Rys.4.2.6. Schemat blokowy aparatury przeznaczonej do pomiaru odkształceń zęba: $T_1; T_2; T_3; T_4$ -przetworniki tensometryczne, 1-wzmacniacz prądu stałego, 2-oscyloskop, 3-magnetofon, 4; 5-fotokomórki

Fig.4.2.6. The block diagram of the teeth strain measuring apparatus: $T_1; T_2; T_3; T_4$ -the strain gauges, 1-the direct current amplifier, 2-oscilloscope, 3-magnetophone, 4; 5-photocells

4.3.1 Wpływ prędkości obwodowej kół

4.3 Wpływ parametrów konstrukcyjnych i technologicznych oraz warunków eksploatacyjnych na dynamikę przekładni

Mając na uwadze przytoczone na początku tego rozdziału spostrzeżenia przyjęto, że temat pracy będzie realizowany głównie na drodze badań eksperymentalnych. Badaniom tym poświęcona jest dalsza część niniejszego rozdziału. Jest rzeczą oczywistą, że przyjęty zakres badań nie wyczerpuje wszystkich problemów związanych z omawianym tematem, obejmuje on jednakże szeroki wachlarz zagadnień dotyczących podjętej tematyki. Przedmiotem badań były przekładnie zębate stożkowe o kszywoliniowej linii wzdłużnej zęba.

4.3.1 Wpływ prędkości obwodowej kół

4.3.1.1 Obiekt badań

Badaniom poddano koła stożkowe o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, które nacinano metodami Gleason, Klingelnberg i Oerlikon o następujących parametrach: moduł czołowy m= 4,5 mm, kąt przyporu $\alpha_{on} = 20^{\circ}$, przełożenie u = 54 /41, szerokość wieńca zębatego b = 26 mm, kąt między osiami kół $\Sigma = 90^{\circ}$. Natomiast kąty pochylenia linii zęba β_m , mierzone na średnicy podziałowej koła w polowie szerokości wieńca zębatego⁵, wynosiły:

 $-\beta_m = 31^{\circ}16' - koła o zębach nacinanych metodą Gleason,$

- $\beta_m = 31^{\circ}02'$ - koła o zębach nacinanych metodą Klingelnberg,

 $-\beta_m = 31^{\circ}07'$ - koła o zębach nacinanych metodą Oerlikon.

Zęby badanych kół nawęglano. Pomiary sprawdzające odchyłki wykonawcze kół wykazały, że wszystkie koła wykonano w 7 klasie dokładności [163]. Klasę dokładności ustalano na podstawie pomiarów: odchyłki zewnętrznej średnicy wierzchołków zębów, odchyłki kąta stożka wierzchołków zębów, bicia stożka wierzchołków, bicia płaszczyzny bazowej koła, bicia uzębienia, grubości zęba na powierzchni stożka czołowego, nierównomierności luzu bocznego, błędu podziałki obwodowej w środku szerokości wieńca, różnicy między dwoma

⁵W dalszej części pracy do określenia tego kąta używany będzie termin kąt pochylenia linii zęba.

dowolnymi podziałkami obwodowymi oraz całkowitego błędu podziałek obwodowych.

Pomiary odchyłek wykonawczych skrzyni przekładniowej wykazały, że zaliczyć ją można do 6 klasy dokładności wykonania.

4.3.1.2 Przebieg badań

Przed przystąpieniem do badań koła zębate były docierane. Podczas montażu kół zwracano uwagę na ich wzajemne ustawienie. Każdą parę badanych kół ustawiano tak, aby ślady dolegania zębów oraz luzy międzyzębne były zgodne z zaleceniami norm firmowych.

Do smarowania kół zastosowano olej Transol 130, którego odpowiednikiem ze względu na lepkość wg ISO jest olej VG-220. Koła smarowano przez zanurzenie w oleju. W czasie pomiarów utrzymywano, bez względu na parametry pracy przekładni (obciążenie, prędkość obwodową), stałą temperaturę oleju (55°C). Badania przeprowadzano przy różnych obciążeniach. Za miarę obciążenia przyjęto jednostkowy wskaźnik obciążenia⁶ [88], zdefiniowany zależnością

$$Q = \frac{2M_s}{bd_{m1}^2} , \qquad (4.4)$$

gdzie: M_s – zadany moment statyczny, b – szerokość wieńca zębatego, d_{m1} – średnica podziałowa mierzona w środku szerokości wieńca.

Badania przeprowadzano przy różnej prędkości obwodowej kól i różnym obciążeniu. Prędkość obwodową w określonym zakresie zmieniano dyskretnie, a wartości zadawanego obciążenia wynosiły: 0,73; 0,82; 1,36; 1,50; 2,00 oraz 2,75 MPa. Jak już nadmieniono, zakres prędkości obrotowej na wale napędzającym przekładnię wynosił: $\omega = 52 \div 398$ rad/s, co odpowiadało prędkościom obwodowym kół: $V_m = 4,97 \div 32,66$ m/s. Podany zakres prędkości obwodowych odnosi się do przekroju środkowego wieńców zębatych (średnica d_m)⁷.

⁶W dalszej części pracy wskaźnik ten określany będzie terminem obciążenie.

4.3.1. Wpływ prędkości obwodowej kół

4.3.1.3 Wyniki badań

Stosując przyjęte metody pomiarowe wyznaczono, dla każdej badanej pary kół przy różnym obciążeniu, przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej tych kół.

W przypadku pomiaru przyspieszeń, stosując zależności (4.2) i (4.3), otrzymano 12 takich przebiegów. Niektóre z nich przedstawione są na rysunkach 4.3.1.1 a÷d. Przebiegi pokazane na rysunkach a, b i c dotyczą przekładni o zwiększonym masowym momencie bezwładności kół.



⁷Przedłożony wyżej opis przebiegu badań w zasadzie odnieść można do każdego z realizowanych zagadnień badawczych. Stąd przy omawianiu poszczególnych tematów, którym poświęcone są kolejne punkty niniejszego rozdziału, nie powtarzano tego opisu powołując się jedynie w odpowiednim miejscu na punkt 4.3.1.2. Natomiast w przypadku gdy ze względu na wymagania związane z badanym problemem opisany w punkcie 4.3.1.2 przebieg badań uległ modyfikacji, wówczas podane są informacje dotyczące tylko wprowadzonych zmian.





Rys.4.3.1.1 \mathbf{a} ÷ \mathbf{d} . Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych obciążeń i zarysów linii zęba

Fig.4.3.1.1 $\mathbf{a} \div \mathbf{d}$. K_{dp} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels for various loads and various profiles of the teeth's line

4.3.1. Wpływ prędkości obwodowej kół

W tym miejscu warto przytoczyć pewne wyjaśnienie, które dotyczy punktu bieżącego oraz następnych zawartych w tym rozdziałe, mianowicie:

Zwiekszając masowy moment bezwładności kół uzyskano możliwość śledzenia przebiegu zjawisk dynamicznych również w obszarze głównego rezonansu. W przypadku badanych przekładni główny rezonans miał miejsce — w zależności od parametrów badanych kół i okoliczności, w jakich przeprowadzano badania w paśmie 25 ÷ 32 m/s. Stąd przedstawione w bieżącym punkcie, jak i w następnych wykresy obrazujące zależność współczynnika siły dynamicznej od predkości obwodowej kół, które charakteryzują się znaczącym wzrostem tego współczynnika w podanym paśmie, odnoszą się do kół o zwiększonym masowym momencie bezwładności. Do określenia pasma, w którym miał miejsce rezonans, posłużono się analizą amplitudowo-częstotliwościową sygnałów otrzymanych z przetworników piezoelektrycznych, porównywano przebiegi drgań skrętnych kół z przebiegami sygnału pochodzącego z przetwornika indukcyjnego (częstotliwość zazębiania) oraz wyznaczano częstotliwość własną układu.

Natomiast w przypadku pomiaru odkształceń zęba, stosując zależność (4.1), współczynnik siły dynamicznej obliczano dla każdej realizacji zazębiania się zęba z naklejonym tensometrem z zębem koła współpracującego. W ten sposób dla każdego zadanego obciążenia przy określonej prędkości obwodowej kół otrzymano 41 różnych wartości. Następnie otrzymane wartości poddano obróbce statystycznej, wyznaczając:

• wartość średnią

$$K_{dt} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} K_{dti} , \qquad (4.5)$$

• i odchylenie standardowe

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} (K_{dti} - K_{dt})}.$$
(4.6)

Warto wspomnieć, że przeprowadzony test statystyczny wykazał, iż brak jest podstaw do odrzucenia hipotezy o normalności rozkładu teoretycznego wartości K_{dti} wyliczonych według zależności (4.1).

4.3.1. Wpływ prędkości obwodowej kół

Przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej K_{dt} od prędkości obwodowej kół V_m przedstawione są na rysunkach 4.3.1.2 a÷d.

Wiadomo, że zniszczenie tylko jednego zęba decyduje o niezdolności przekładni do dalszej pracy. Dlatego wyznaczono również przebiegi ilustrujące zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół, zdefiniowanego wyrażeniem

$$K_{ds} = K_{dt} + 2s . (4.7)$$

Jak widać, w tym przypadku uwzględniono rozproszenie wyników otrzymanych z pomiarów odkształceń zęba. Na rysunkach 4.3.1.3 a÷d przedstawiono przebiegi współczynnika K_{ds} w funkcji prędkości obwodowej V_m .

Jak już nadmieniono, każdej wartości współczynnika K_{dti} wyznaczonej według zależności (4.1) przypisać można określoną parę zazębiających się zębów. Wartości te wyznaczano przy różnej prędkości obwodowej kół i różnym obciążenu. Stąd dla każdej pary zębów otrzymano przebiegi współczynnika K_{dti} w funkcji prędkości obwodowej V_m . Niektóre z tych przebiegów pokazane są na rysunkach 4.3.1.4 a,b.

Porównując przebiegi otrzymane w wyniku pomiarów przyspieszeń kół (rys.4.3.1.1) z odpowiadającymi im przebiegami⁸ otrzymanymi w wyniku pomiarów odkształceń zęba (rys.4.3.1.2) widać, że są one pod względem jakościowym podobne. Natomiast widoczne są różnice ilościowe. Wydaje się, że przytoczone spostrzeżenie jest godne uwagi, ponieważ wskazuje, że zastosowane metody pomiarowe można przyjąć za równorzędne w przypadku, gdy uzyskane wyniki służą do interpretacji jakościowej zaobserwowanych zjawisk.

W celu oszacowania różnic ilościowych między wynikami uzyskanymi z pomiarów odkształceń zęba i przyspieszeń drgań skrętnych kół wyznaczono dla całej populacji otrzymanych wartości relację określoną wyrażeniem

$$z_i = \frac{N_{dt}}{N_{dp}} , \qquad (4.8)$$

gdzie:

 N_{dt} – nadwyżka dynamiczna wyznaczona w oparciu o zależności (4.5),

 N_{dp} – nadwyżka dynamiczna wyznaczona wg zależności (4.2).⁹

Otrzymane wartości z_i poddano obróbce statystycznej, wyznaczając średnią arytmetyczną — $\overline{z} = 1,370$ — i odchylenie standardowe — s' = 0,031. Korzystając ze znanych wzorów i tablic statystycznych [157] wyznaczono



⁹Przy obliczaniu wartości z; do wyrażenia (4.8) wstawiano wartości nadwyżek dynamicznych wyznaczone przy tych samych parametrach pracy przekładni.

⁶Przebiegi odpowiadają sobie wówczas, gdy parametry badanych kół i okoliczności, w jakich przeprowadzano badania, są takie same, np. kąt pochylenia linii zęba, klasa dokładności wykonania, luz międzyzębny, ślad współpracy zębów, błędy montażowe, sposób smarowania, temperatura pracy oleju, obciążenie itp.



Rys.4.3.1.2 \mathbf{a} ÷d. Współczynnik siły dynamicznej K_{dt} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych obciążeń i zarysów linii zęba

Fig.4.3.1.2 $\mathbf{a} \div \mathbf{d}$. K_{dt} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels for various loads and various profiles of the teeth's line

4.3.1. Wpływ prędkości obwodowej kół









Fig.4.3.1.3 $\mathbf{a} \div \mathbf{d}$. K_{ds} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels for various loads and various profiles of the teeth's line





Fig.4.3.1.4 a, b. K_{dti} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels for the teeth chosen at random

również dwustronny przedział ufności dla wartości oczekiwanej na poziomie 0,98. W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że dla przyjętego poziomu ufności wartość oczekiwana \overline{z} mieści się w granicach 1,355÷1,385. Wartość tę można przyjąć jako miarę szacunkową do oceny różnic ilościowych między wynikami uzyskanymi z obu stosowanych metod pomiarowych.

Porównując odpowiadające sobie przebiegi przedstawione na rysunku 4.3.1.3 z przebiegami przedstawionymi na rysunku 4.3.1.1 widać, że pod względem jakościowym różnią się one nieznacznie. Łatwo również dostrzec (rys.4.3.1.4 a), że udział poszczególnych par zębów w przenoszeniu obciążenia jest zróżnicowany (rys.4.3.1.4 a i b). Można to tłumaczyć między innymi tym, że odchyłki wykonawcze każdego z zębów są różne ze względu na wartość i znak, stąd każdy z nich przenosi nieco inne obciążenie.

Analizując wszystkie badane przypadki (rys.4.3.1.1÷4.3.1.4) można stwierdzić, że ze wzrostem prędkości obwodowej kół siła dynamiczna również rośnie. Jednak wzrost ten nie ma charakteru monotonicznego. W obszarze pewnych prędkości obwodowych V_m występuje lokalne ekstremum obciążenia dynamicznego. Na rysunkach 4.3.1.1 d i 4.3.1.2 d widać, że niewielki przyrost siły dynamicznej ma miejsce w pasmach 20 i 27 m/s. Prędkości te odpowiadają 1/4 i 1/3 częstotliwości rezonansowej f_o . Przebiegi przedstawione na rysunkach 4.3.1.1 a÷c i 4.3.1.2 a÷c prezentują wyniki badań przekładni o zwiększonym masowym momencie bezwładności kół. W tym przypadku zauważyć można znaczny przyrost obciążeń dynamicznych w paśmie prędkości obwodowych 28÷31 m/s. Zakres ten odpowiada częstotliwości rezonansowej badanych kół. Lokalne ekstrema występują również przy innych prędkościach obwodowych kół, które odpowiadają 1/3, 1/2 i 2/3 f_o .

4.3.2 Wpływ obciążenia statycznego

4.3.2.1 Obiekt badań

Badaniom poddano koła o zębach nacinanych metodą Klingelnberg i Oerlikon wykonane w 7 klasie dokładności oraz koła o zębach nacinanych metodą Gleason wykonane w 5, 7 i 9 klasie dokładności. Pozostale parametry badanych kół były zgodne z podanymi w punkcie 4.3.1.1.

4.3.2.2 Przebieg badań

4.3.2. Wpływ obciążenia statycznego

Sposób przeprowadzania badań oraz warunki, w jakich je realizowano opisane są w punkcie 4.3.1.2. Rozszerzono jedynie zakres obciążenia oraz zastosowano tylko jedną metodę pomiarową — mierzono przyspieszenia kół. Obciążenia, których wartość wyznaczano według zależności (4.4), wynosiły:

- w przypadku kół bez dodatkowych mas 0,32; 0,73; 1,36; 1,80; 2,75; 3,84 i 4,74 MPa,
- w przypadku kół o zwiększonej masie 0,42; 0,82; 1,00; 1,26; 1,50; 2,00; 2,45; 3,00; 3,50 i 4,50 MPa.

4.3.2.3 Wyniki badań

Korzystając z zależności (4.2) i (4.3) wyznaczono dla każdej badanej pary kół i zadanego obciążenia przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół w zakresie $4,97\div32,66$ m/s. W wyniku przeprowadzonych badań otrzymano ogólem 85 takich przebiegów. Niektóre z nich, jako reprezentatywne, pokazane są na rysunkach $4.3.2.1\div4.3.2.4$.





Rys.4.3.2.1 a÷c. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych obciążeń i klas dokładności wykonania

Fig.4.3.2.1 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. K_{dp} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels for various loads and various classes of accuracy work

4.3.2. Wpływ obciążenia statycznego

Jak widać (rys.4.3.2.1÷4.3.2.4) — na co już zwrócono uwagę w punkcie 4.3.1.3 — przy pewnych prędkościach obwodowych kół pojawiają się lokalne ekstrema siły dynamicznej. W przypadku przebiegów przedstawionych na rysunkach 4.3.2.1 i 4.3.2.3 niewielki przyrost siły dynamicznej ma miejsce w zakresach 17÷21 m/s i 23÷30 m/s. Przy tych prędkościach częstotliwość zazębiania się zębów f_z odpowiadała 1/4 i 1/3 częstotliwości rezonansowej f_o . Na rysunkach 4.3.2.2 i 4.3.2.4 przedstawione są przebiegi dla kół o zwiększonym masowym momencie bezwładności. W tym. przypadku siły dynamiczne osiągają maksymalne wartości w zakresie 25÷32 m/s. Zakres ten odpowiadał głównemu rezonansowi. Widoczne są również wyraźne ekstrema (max.) w obszarze 1/3, 1/2 i 2/3 f_o .

Otrzymane wyniki (rys.4.3.2.1÷4.3.2.4) potwierdziły zjawisko zaobserwowane również w przekładniach walcowych [36, 144], mianowicie to, że zmianie obciążenia statycznego towarzyszy zmiana prędkości rezonansowej. Dysponując dostateczną ilością wyników podjęto próbę uogólnienia tego zjawiska. W rezultacie otrzymano przebiegi ilustrujące zależność prędkości rezonansowej od obciążenia: $V_{mr} = f(Q)$. Przebiegi te przedstawione są na rysunku 4.3.2.5.







Fig.4.3.2.2 \mathbf{a} + \mathbf{c} . K_{dp} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels with increased mass for various loads and various classes of accuracy of work



Rys.4.3.2.3 a, b. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych obciążeń i zarysów linii zęba

Fig.4.3.2.3 a, b. K_{dp} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels for various loads and various profiles of the teeth's line




Rys.4.3.2.4 a, b. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół o zwiększonej masie dla różnych obciążeń i zarysów linii zęba

Fig.4.3.2.4 a, b. K_{dp} , the coefficient of dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels with increased mass for various loads and various profiles of the teeth's line

4.3.2. Wpływ obciążenia statycznego



Rys.4.3.2.5. Wpływ obciążenia na prędkość krytyczną przekładni (rezonansową) dla kół różniących się klasą dokładności wykonania i metodą nacinania zębów

Fig.4.3.2.5. The influence of the load upon the change of the resonance speed for the wheels that differ in accuracy of work, and the methods of cutting of the teeth

Jak widać (rys.4.3.2.5), ze wzrostem obciążenia rezonans przesuwa się w kierunku wyższych prędkości, lecz zależność ta nie jest liniowa. Pod względem jakościowym przebiegi dla tych samych klas dokładności wykonania, bez względu na metodę nacinania zębów, cechują się dużym podobieństwem (podobne gradienty przyrostu). Natomiast pod względem ilościowym zauważyć można pewne różnice. Różnice te, nieznaczne w przypadku kół o zębach nacinanych metodami Klingelnberg i Oerlikon, są nieco większe w odniesieniu do kół o zębach nacinanych metodą Gleason, aczkolwiek są one również małe. Ponieważ warunki, w jakich przeprowadzano badania, oraz parametry badanych kół, oprócz zarysów linii wzdlużnej zęba, były takie same, stąd należy sądzić, że sztywność zębów nacinanych metodą Gleason jest nieco mniejsza niż zębów nacinanych metodami Klingelnberg i Oerlikon. Należy również zwrócić uwagę na różniące się gradienty przyrostu funkcji (rys.4.3.2.5) w przypadku różnych klas dokładności wykonania kół. Na przykład, w zakre-

70

sie zadawanych obciążeń w przypadku 9 klasy dokładności wykonania prędkość rezonansowa zmienia się w przedziale 24,5÷30,5 m/s, a więc różnica między skrajnymi wartościami wynosi 6 jednostek. Natomiast w przypadku 5 klasy dokładności wartość ta zmienia się w przedziale 28,25÷31,5 m/s, a zatem różnica między skrajnymi wartościami wynosi tylko 3,25 jednostek.

Można przypuszczać, że towarzysząca zmianie obciążenia statycznego zmiana prędkości rezonansowej przekładni ma miejsce w wyniku zmiany sztywności skutecznej zazębienia. Sztywność ta zmienia się wraz ze zmianą klasy dokładności wykonania oraz ze zmianą obciążenia. Należy sądzić, że bezpośrednimi przyczynami zmiany tej sztywności są: zmieniająca się wartość efektywnego wskaźnika przyporu i wplyw nieliniowych odkształceń powierzchni styku zębów (tzw. utwardzenie hertzowskie w strefie przyporu). W poruszanej kwestii pewne oddziaływanie, zarówno na sztywność zazębienia [51], jak i na tłumienie drgań mechanicznych, a tym samym na prędkość rezonansową, można przypisać warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących zębów. Łatwo zauważyć (rys.4.3.2.5), że przy wzroście obciążenia przyrost funkcji maleje, co pozwala przypuszczać, że sztywność zazębienia dąży do stałej wartości.

Przyglądając się przebiegom przedstawionym na rysunkach 4.3.2.1: 4.3.2.4 łatwo zauważyć, że ze wzrostem obciążenia wartość współczynnika siły dynamicznej K_{dp} maleje w całym zakresie zadawanych prędkości obwodowych kół.

Analizując otrzymane wyniki zauważono pewne prawidłowości sugerujące możliwość zastosowania indukcji w odniesieniu do zaobserwowanego zjawiska. W tym celu wszystkie obliczone wartości współczynnika nadwyżek dynamicznych (4.2) poddano obróbce matematycznej. Stwierdzono, że bez względu na metodę nacinania zębów wpływ obciążenia statycznego, reprezentowanego poprzez wskaźnik obciążenia Q, na wartość nadwyżek dynamicznych można wyrazić stosując empiryczną zależność

$$N_{dp} = A \cdot Q^{-B}. \tag{4.9}$$

Współczynniki A i B nie są wielkościami stałymi. Ich wartości zależą od klasy dokładności wykonania i prędkości obwodowej kół, co przedstawiono na rysunkach 4.3.2.6 a i b. Należy jednak zwrócić uwagę, że wartości współczynników A i B odczytane z tych wykresów nie są adekwatne, w przypadku gdy przekładnia pracuje w zakresach rezonansowych. W szczególności chodzi tu o przypadki, gdy $f_z/f_o = 1/2$ i $f_z/f_o = 1$, gdzie f_z to częstotliwość zazębiania się zębów.

4.3.2. Wpływ obciążenia statycznego

Przykładowe przebiegi ilustrujące zależność (4.9) pokazane są na rysunkach 4.3.2.7 a÷c. W tym miejscu należy wspomnieć, że współczynniki korelacji określające wspólzależność krzywych opisanych równaniem (4.9) z wynikami pomiarów zawarte są w przedziale $0.9758 \div 0.9989$.

Jak widać (rys.4.3.2.7), w miarę wzrastania obciążenia gradient spadku nadwyżki dynamicznej maleje bez względu na klasę dokładności wykonania.



Rys.4.3.2.6 a, b. Zależność wspólczynników A i B od klasy dokładności wykonania i prędkości obwodowej kół — patrz zależność (4.9)

Fig.4.3.2.6 a, b. The dependence of the coefficients A and B upon the class of accuracy of work and the peripheral speed of the wheels — see the dependence (4.9)

4.3.2. Wpływ obciążenia statycznego



4. Badania eksperymentalne zjawisk dynamicznych...





Rys.4.3.2.7 a÷c. Współczynnik nadwyżki dynamicznej N_{dp} w funkcji obciażenia

Fig.4.3.2.7 a+c. The coefficient of the dynamic surplus in the function of the load

Poczynając od pewnych wartości Q spadek ten staje się mało znaczący. W szczególności dotyczy to przypadków, gdy przekładnia pracuje poza zakresem rezonansowym. Wpływ klasy dokładności wykonania kół na wartość nadwyżki dynamicznej maleje ze wzrostem obciążenia statycznego. Na przykład, wzrost N_{dp} spowodowany zmianą klasy dokładności z 5 na 9 wynosi około 25% (rys.4.3.2.7 b), gdy Q = 4.85 MPa, natomiast wzrost ten wynosi około 50%, gdy Q = 1,00 MPa. Stąd można wnioskować, że ze względu na dynamikę przekładni korzyści wynikające z dokładniejszego wykonania są znacznie większe, gdy zęby kól są mało obciążone. Ostatnie spostrzeżenie dotyczy przypadków, gdy przekładnia pracuje poza zakresem rezonansowym (porównać rys.4.3.2.7 a ; 4.3.2.7 b z 4.3.2.7 c). Zaobserwowane zjawisko można tłumaczyć tym, że wzrost obciążenia powoduje równoczesny wzrost odkształceń współpracujących ze sobą zębów, co prowadzi do zmniejszenia względnej wartości odchyłek wykonawczych (odniesionych do tych odkształceń). Stąd znaczenie odchylek wykonawczych maleje ze wzrostem obciążenia. Nie odnosi się to do zakresów rezonansowych (rys.4.3.2.7 c). W tym przypadku wzrost siły dynamicznej powoduje duże

74

76

4. Badania eksperymentalne zjawisk dynamicznych...

wahania obciążenia całkowitego, a tym samym odkształceń. Występują przypadki, że zarówno obciążenie zębów, jak i ich odkształcenie są równe zeru (utrata kontaktu współpracujących zębów).

4.3.3 Wpływ kąta pochylenia linii zęba

4.3.3.1 Obiekt badań

Badano koła o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, nacinanych metodami Gleason, Klingelnberg i Oerlikon. Podstawowe wymiary geometryczne badanych kół podane są w punkcie 4.3.1.1. Natomiast kąty pochylenia linii zęba w przekroju środkowym wieńca zębatego β_m dla poszczególnych kół wynosiły:

- $\beta_m = 14^{\circ}31'; 19^{\circ}04'; 22^{\circ}24'; 27^{\circ}14'; 31^{\circ}16'; 35^{\circ}03'; 39^{\circ}07'; 42^{\circ}27' i 46^{\circ}01' zęby nacinane metodą Gleason,$
- $-\beta_m = 19^{\circ}16'; 27^{\circ}26'$ i $31^{\circ}02'$ zęby nacinane metodą Klingelnberg,
- $-\beta_m = 19^{\circ}11'; 27^{\circ}09'$ i $31^{\circ}07' zeby$ nacinane metodą Oerlikon.

Zęby badanych kół były nawęglane. Pomiary sprawdzające dokładność wykonania wykazały, że wartości odchyłek wykonawczych pozwalają zakwalifikować wszystkie badane koła do 7 klasy dokładności wykonania [163].

4.3.3.2 Przebieg badań

Zasadnicze cechy charakteryzujące przebieg badań oraz warunki, w jakich je realizowano, były zgodne z podanymi w punkcie 4.3.1.2. Jedyne różnice to: zastosowano tylko jedną metodę pomiarową (mierzono przyspieszenia kół) i rozszerzono zakres obciążenia, mianowicie, wartości wskaźnika obciążenia wyliczone według zależności (4.4) wynosiły: 0,42; 0,82; 1,26; 1,50; 2,00; 2,45 i 3,00 MPa.

4.3.3.3 Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń otrzymano dla każdej pary badanych kół przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej tych kół. W sumie otrzymano 105 takich

4.3.3. Wpływ kąta pochylenia linii zęba

przebiegów. Niektóre z nich przedstawione są na rysunkach 4.3.3.1 i 4.3.3.2. Przyglądając się tym przebiegom łatwo dostrzec, że kąt pochylenia linii zęba ma znaczący wpływ na obciążenie dynamiczne przekładni.





Rys.4.3.3.1 a÷d.Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych obciążeń, kątów pochylenia linii zęba i zarysów linii zęba

Fig.4.3.3.1 $\mathbf{a} \div \mathbf{d}$. K_{dp} , the coefficient of the dynamic force in the function of the peripheral speed of the wheels, the angle of the inclination of the tooth's line and the profiles of the tooth's line



Rys.4.3.3.2. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych kątów pochylenia linii zęba

Fig.4.3.3.2. K_{dp} , the coefficient of the dynamic force in the function of the peripheral speed for various angles of the inclination of the tooth's line

Wykorzystując wyniki otrzymane z przeprowadzonych pomiarów wyznaczono również przebiegi wyrażające zależność nadwyżki dynamicznej od kąta pochylenia linii zęba: $N_{dp} = F(\beta_m)$. Niektóre z tych przebiegów pokazane są na rysunkach 4.3.3.3 a÷c. Jak widać, wpływ kąta β_m na wartość nadwyżki dynamicznej uwidacznia się bez względu na prędkość obwodową kół i zadawane obciążenie statyczne. Reasumując, można stwierdzić, że wzrost kąta β_m powoduje spadek obciążenia dynamicznego, lecz spadek ten nie jest monotoniczny. Przy pewnych wartościach tego kąta nadwyżki dynamiczne osiągają lokalne minima. Wówczas (rys.4.3.3.3) ich wartość spada 15 ÷ 30% w odniesieniu do wartości sąsiednich, wyznaczonych dla kół o mniejszym i większym kącie β_m , przy czym procentowy udział tego spadku za-

leży od obciążenia. Po przeprowadzeniu obliczeń okazało się, że minima te występują, gdy suma wskaźników przyporu czołowego i poskokowego oscyluje w pobliżu liczb całkowitych 2 lub 3.



4.3.3. Wpływ kąta pochylenia linii zęba



Rys.4.3.3.3 a÷c.Współczynnik nadwyżki dynamicznej N_{dp} w funkcji kąta pochylenia linii zęba dla różnych obciążeń i prędkości obwodowych kół

Fig.4.3.3.3 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. N_{dp} , the coefficient of the dynamic surplus in the function of the angle of the inclination of the tooth's line for various loads and various peripheral speeds of the wheels

Jak widać (rys.4.3.3.1 i 4.3.3.2), w zakresie prędkości obwodowych $V_m = 24 \div 32$ m/s wartości siły dynamicznej są maksymalne. Można zauważyć, że lokalne ekstrema występują również w pasmach 1/3, 1/2 i 2/3 prędkości rezonansowej. Analizując wszystkie przebiegi uzyskane w wyniku badań stwierdzono, że zmianie kąta pochylenia linii zęba towarzyszy również zmiana częstotliwości rezonansowej. Charakter tych zmian pokazano na rysunku 4.3.3.4.

Jak wynika z danych przedstawionych w punkcie 4.3.3.1, badania w szerokim zakresie zmiany kąta β_m przeprowadzono tylko dla kół o zębach nacinanych metodą Gleason. Jednak łatwo zauważyć, porównując przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej uzyskane dla kół o zębach nacinanych metodą Klingelnberg i Oerlikon (rys.4.3.3.1 c i d) z odpowiadającymi im przebiegami otrzymanymi dla kół

o zębach nacinanych metodą Gleason (rys.4.3.3.1 b), że cechuje je duże podobieństwo. Spostrzeżenie to upoważnia do wysunięcia hipotezy, że wpływ kąta pochylenia linii zęba na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych jest taki sam dla każdej z wyżej wymienionych metod obróbczych.



Rys.4.3.3.4.Wpływ kąta pochylenia linii zęba na prędkość rezonansową badanych przekładni

Fig.4.3.3.4. The influence of the angle of the inclination of the tooth's line upon the resonant speed of the tested gears

Przedstawione wyniki sugerują, że przy ustalaniu wymiarów geometrycznych kół należy dążyć, aby suma wskaźników przyporu poskokowego i czołowego była liczbą całkowitą. Wiadomo, że w stosowanych technologiach wykonania kół stożkowych wymiary szerokości wieńca zębatego są ograniczone [46, 154]. Zatem określoną, ze względu na dynamikę, wartość poskokowego wskaźnika przyporu można ustalać dobierając odpowiednią wielkość kąta β_m . Stąd podjęcie badań mających na celu określenie wpływu tego kąta na dynamikę kół stożkowych ma racjonalne uzasadnienie.

Należy zwrócić uwagę, że efektywna wartość poskokowego wskaźnika przyporu zależy również od innych czynników, między innymi od śladu współpracy zębów, a ten zależy od klasy dokładności wykonania oraz od ob-

4.3.4. Wpływ luzu międzyzębnego

ciążenia. Stąd, gdy chcemy uzyskać określoną, ze względu na dynamikę, wartość wskaźnika przyporu, należy skrupulatnie uwzględniać wszystkie czynniki mające wpływ na jego wielkość.

4.3.4 Wpływ luzu międzyzębnego

4.3.4.1 Obiekt badań

Obiektem badań były koła stożkowe o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, które nacinano metodami:

- Gleason o kątach pochylenia linii zęba — $\beta_m = 27^{\circ}14'$ i $35^{\circ}03'$,

- Klingelnberg o kącie — $\beta_m = 27^{\circ}26'$,

- Oerlikon o kącie — $\beta_m = 27^{\circ}09'$.

Podstawowe wymiary geometryczne badanych kół i inne ich parametry podane są w punkcie 4.3.1.1.

4.3.4.2 Przebieg badań

Badania przeprowadzano dla różnych prędkości obwodowych kół i różnych obciążeń. Wartości zadawanego obciążenia wynosiły: 0,42; 1,50 i 2,45 MPa. Nadwyżki dynamiczne i współczynniki siły dynamicznej wyznaczano w oparciu o pomiary przyspieszeń kół wykorzystując zależności (4.2) i (4.3). Inne zasadnicze cechy charakteryzujące przebieg badań wyszczególnione są w punkcie 4.3.1.2.

Luz międzyzębny zmieniano skokowo w zakresie: $0,016 \div 0,633$ mm. Zmianę luzu realizowano poprzez przemieszczenie kół w kierunku ich osi obrotu. Zmieniając luz zwracano szczególną uwagę, aby w każdym przypadku zachować prawidłowy ślad współpracy zębów, który sprawdzano przy obciążeniu Q = 1,50 MPa. Pomiary luzów przeprowadzano po osiągnięciu przez przekładnię ustalonej temperatury pracy, przy czym temperatura pracy oleju w każdym przypadku wynosiła około $55^{\circ}C$.

Wiadomo, że w wyniku odchyłek wykonawczych luz międzyzębny zmienia się w zależności od skojarzenia par zazębiających się zębów. Stąd jako luz reprezentatywny L przyjęto średnią arytmetyczną obliczoną z dwunastu najmniejszych wartości wybranych z populacji wartości zmierzonych. Przy

czym w każdym przypadku wykonano co najmniej 100 pomiarów dla różnych skojarzeń zazębiających się zębów. Wartości tak zdefiniowanego luzu wynosiły:

- w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Gleason o kącie $\beta_m = 27^{\circ}14'$; L = 0,016; 0,028; 0,048; 0,075; 0,102; 0,140; 0,192; 0,262; 0,372; 0,455 i 0,580 mm,
- w przypadku kół o zębach nacinanych jak wyżej o kącie $\beta_m = 35^{\circ}03'$; L = 0,017; 0,029; 0,064; 0,112; 0,143; 0,198; 0,268; 0,376; 0,440i 0,595 mm,
- w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Klingelnberg; L = 0,019; 0,050; 0,071; 0,117; 0,154; 0,282 i 0,578 mm,
- w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Oerlikon; L = 0,016; 0,045; 0,068; 0,106; 0,150; 0,290 i 0.587 mm.

Jak już nadmieniono, zmianę luzu uzyskiwano w wyniku przemieszczania kół w kierunku ich osi obrotu. Należy podkreślić, że taka czynność powoduje nie tylko zmianę luzu, ale również zmianę długości odcinka przyporu. Aby wyeliminować ewentualny wpływ na dynamikę przekładni zmieniającej się w wyniku zmiany luzu długości odcinka przyporu, przeprowadzono również badania zachowując stałą jego długość. Realizowano to w ten sposób, że pierwsze badanie przeprowadzano przy maksymalnej wartości luzu, a następnie zmniejszano go, skracając jednocześnie głowę zęba. W tym przypaćku wartości luzu wynosiły:

- w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Gleason o kącie $\beta_m = 27^{\circ}14'$; L = 0,019; 0,041; 0,082; 0,148; 0,245; 0,407 i 0,612 mm,
- w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Klingelnberg; L = 0,018; 0,050; 0,077; 0,134; 0,272; 0,439 i 0,627 mm,
- w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Oerlikon; L = 0,017; 0,038; 0,080; 0,177; 0,290; 0,479 i 0,633 mm.

Należy także wspomnieć, że obliczając wartość średnią luzu dla 12 minimalnych wartości wybranych z określonych populacji, każdorazowo obliczano również odchylenie standardowe. Maksymalna wartość tego odchylenia wynosiła 0,004 mm. Zakres prędkości obwodowych kół, w którym przeprowadzano badania, obejmował strefę rezonansową. W badanych przypadkach rezonans występował przy różnych prędkościach w przedziale 25÷32 m/s.

4.3.4.3 Wyniki badań

Przekładnia stożkowa zazwyczaj jest tak skonstruowana, aby w czasie montażu można było ustalić prawidłowe względne położenie kół. Przez prawidłowe położenie kół należy rozumieć takie ich względne usytuowanie, które zapewnia określone wymagania w odniesieniu do śladu współpracy zębów oraz luzu międzyzębnego. Odpowiednie informacje dotyczące tych wymagań podane są w normach oraz w literaturze technicznej [46, 91, 92, 154, 158]. Pragnąc spełnić te wymagania, zazwyczaj należy wykonać dodatkowe pracochłonne czynności. Niejednokrotnie zachodzi konieczność zmiany położenia obu kół. W tym miejscu należy wspomnieć o często spotykanym mniemaniu, że niedotrzymanie ściśle wskazanych wymagań dotyczących luzu powoduje znaczne zwiększenie aktywności akustycznej przekładni, co jest bodźcem do zwracania szczególnej uwagi przy jego ustalaniu. Należy podkreślić, że przy ustalaniu luzu według zaleceń literaturowych niejednokrotnie mogą wystąpić trudności w uzyskaniu właściwego śladu współpracy zębów.

W aspekcie rozpatrywanego problemu trzeba zwrócić uwagę na wyniki badań eksperymentalnych opublikowane w pracach [64, 65], gdzie wykazano, że luz międzyzębny ma znaczący wpływ na temperaturę pracy oleju. Częściowo wyniki te przedstawione będą w końcowym fragmencie aktualnie omawianego tematu.

Przytoczone spostrzeżenia skłoniły do podjęcia badań, które miały na celu określić, czy wielkość luzu międzyzębnego ma wpływ na procesy dynamiczne zachodzące w przekładni stożkowej, a tym samym – jakie i kiedy należy mu przypisać znaczenie.

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń otrzymano dla każdej badanej pary kół, pracującej przy określonym luzie i obciążeniu, przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej. W rezultacie otrzymano 126 takich przebiegów. Niektóre z nich pokazane są na rysunkach 4.3.4.1 a÷d.

Jak widać (rys.4.3.4.1), w wyniku zmiany luzu ulega również zmianie obciążenie dynamiczne oraz prędkość rezonansowa przekładni. Na rysunkach 4.3.4.2 a÷d przedstawiono przebiegi ilustrujące wpływ luzu na wartość nadwyżki dynamicznej, w przypadku gdy zmianie luzu towarzyszyła rów-

nież zmiana długości odcinka przyporu. Natomiast na rysunkach 4.3.4.3 a÷c przedstawiono wpływ luzu na wartość nadwyżki dynamicznej, w przypadku gdy zachowano stałą długość odcinka przyporu. Na rysunku 4.3.4.4 pokazano wpływ luzu na prędkość rezonansową (V_{mr}) badanych przekładni. Należy podkreślić, że w aktualnie omawianej problematyce większe znaczenie należy przypisać nie wartości bezwzględnej luzu, lecz jego wartości względnej. Proponuje się do wyznaczania tej wartości stosować zależność

$$L_w = \frac{L}{m} ,$$

(4.10)

m - modul czołowy.

gdzie:

Uwzględnianie tak zdefiniowanego luzu ma racjonalne uzasadnienie, ponieważ względna długość odcinka przyporu może ulegać znacznej zmianie przy tych samych zmianach bezwzględnej wartości luzu. Zbyt duża zmiana względnej długości odcinka przyporu może mieć znaczący wpływ na obciążenie dynamiczne kół.

Przyglądając się przebiegom przedstawionym na rysunkach 4.3.4.2 a÷d widać, że w przypadku spokojnej pracy przekładni¹⁰ zmiana luzu w granicach 0,07÷0,30 mm nie ma znaczącego wpływu na obciążenie dynamiczne przekładni. Natomiast w przypadku pracy przekładni w zakresach rezonansowych widać, że przy zmniejszaniu się luzu jego wpływ począwszy od pewnych wartości wyraźnie się uwidacznia, przy czym wartości te są zależne od obciążenia, np. dla Q = 0,42 MPa wpływ ten zaczyna się uwidaczniać przy luzie mniejszym od 0,12 mm, natomiast dla Q = 1,50 MPa przy luzie mniejszym od 0,07 mm.

Analizując przebiegi przedstawione na rysunkach 4.3.4.3 a÷c uzyskane w przypadku, gdy zmieniając luz zachowano stałą długość odcinka przyporu, można stwierdzić, że zwiększanie luzu międzyzębnego nie powoduje wzrostu nadwyżki dynamicznej, gdy przekładnia nie pracuje w zakresach rezonansowych. Porównując przebiegi przedstawione na rysunkach 4.3.4.2 b÷d z odpowiadającymi im przebiegami przedstawionymi na rysunkach 4.3.4.3 a÷c widać, że wartości nadwyżek dynamicznych odczytane dla tych samych lu-

4.3.4. Wpływ luzu międzyzębnego

zów w niektórych przypadkach są różne, aczkolwiek różnice te są niewielkie. Można przypuszczać, że różnice te wystąpiły w wyniku zmiany długości odcinka przyporu i wynikających stąd zmian innych parametrów przekładni.



¹⁰Przekładnia nie pracowała w zakresach rezonansowych, gdzie występują lokalne ekstrema (maksima) sił dynamicznych.





Fig.4.3.4.1 a÷d. K_{dp} , the coefficient of the dynamic force in the function of the peripheral speed for various values of pitch play, loads and profiles of the tooth's line







Fig.4.3.4.2 $\mathbf{a} \div \mathbf{d}$. N_{dp} , the coefficient of dynamic surplus in the function of pitch play, when the change of pitch play was accompanied by the change of the path of contact







Fig.4.3.4.3 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. N_{dp} , the coefficient of dynamic surplus in the function of pitch play when the value of the path of contact is not changing

Na rysunku 4.3.4.4 pokazano, jak zmiana luzu międzyzębnego wpływa na prędkość rezonansową przekładni. Jak widać, wzrost luzu sprawia, że prędkość rezonansowa (V_{mr}) ulega zmianie przesuwając się w kierunku mniejszych wartości. Niemniej można zauważyć, że zmiany te były nieznaczne, szczególnie w przypadku stalej wartości odcinka przyporu.

Przytoczone wyżej spostrzeżenia i uwagi pozwalają wnioskować, że luz międzyzębny nie ma istotnego wpływu na stan dynamiczny przekładni stożkowej, w przypadku gdy nie jest on mniejszy od pewnej wartości "granicz-

4.3.4. Wpływ luzu międzyzębnego



Rys.4.3.4.4. Wpływ luzu międzyzębnego na prędkość krytyczną przekładni (rezonansową): a, b i c – zmiana luzu powodowała zmianę długości odcinka przyporu; d – zmieniając luz zachowano stałą długość odcinka przyporu

Fig.4.3.4.4. The influence of the pitch play over the critical speed of gears: a,b, and c – when the change of pitch play was accompanied by the change of the path of contact; d – when the value of the path of contact was constant

nej" oraz nie powoduje, przy jego zwiększaniu, istotnej zmiany względnej długości odcinka przyporu. Luz mniejszy od wartości "granicznej" powoduje znaczący wzrost obciążeń dynamicznych wówczas, gdy przekładnia pracuje w zakresach rezonansowych. Można wnioskować, że wielkość luzu "granicznego" jest zależna od parametrów geometrycznych kół, klasy dokładności wykonania oraz obciążenia całkowitego działającego na zęby kół. Wartość liczbową tego luzu dla określonego przypadku można wyznaczyć doświad-

4.3.4. Wpływ luzu międzyzębnego

czalnie, lub wykorzystując do tego celu odpowiednio zbudowany model dynamiczny przekładni. Natomiast przy powiększaniu luzu jego dopuszczalną wartość maksymalną należy ustalać w zależności od zmiany względnej długości odcinka przyporu, spowodowanej wzrostem tego luzu.

Reasumując, można stwierdzić, że ze względu na dynamikę przekładni nie jest konieczne ścisłe przestrzeganie określonych przez normy i literaturę techniczną zaleceń dotyczących wartości luzu międzyzębnego.

W tym miejscu należy nawiązać do wyników badań opublikowanych w pracach [31, 64, 65], o których już wspomniano nieco wcześniej. W pracach tych przedstawiono wyniki badań doświadczalnych, które realizowano w celu określenia wpływu luzu międzyzębnego na temperaturę pracy oleju. Badania te przeprowadzano dla przekładni walcowych. Na rysunku 4.3.4.5 przedstawiono jeden z zamieszczonych w tych pracach przebiegów, gdzie pokazano zależność temperatury oleju od czasu pracy czterostopniowej walcowej



Rys.4.3.4.5. Wpływ czasu pracy czterostopniowej walcowej przekładni zębatej na temperaturę oleju dla różnych wartości luzu obwodowego

Fig.4.3.4.5. The influence of the working time of the four-stage cylindrical gear on the oil temperature for various mesh values

przekładni zębatej typu SAWA-S4 0400 dla dwóch wartości luzu (luzy zmieniano na każdym stopniu). Jak widać, zwiększenie luzu obwodowego z 0,2 mm do 0,6 mm spowodowało, że ustalona temperatura pracy oleju spadła z 48°C do 28°C. Na rysunku 4.3.4.6 przedstawiono zależność temperatury pracy oleju od prędkości obwodowej kół dla dwóch zakresów luzu obwodowego. Jak widać, w całym zakresie zadawanych prędkości wzrost luzu powoduje istotny spadek temperatury pracy oleju. Należy wspomnieć, że spadek temperatury oleju może w znacznym stopniu przyczynić się do spadku intensywności zużycia adhezyjnego zębów [134].

Wyniki uzyskane w rezultacie przeprowadzonych badań oraz przytoczone uwagi dotyczące wyników zamieszczonych w pracach [31, 64, 65] wskazują, że zwiększając luz międzyzębny¹¹ do "dopuszczalnej granicy", którą należy ustalić dla poszczególnego przypadku, nie pogarszamy stanu dynamicznego przekładni, wręcz polepszamy go — wzrasta lepkość oleju, co przyczynia się do zmniejszenia międzyzębnej siły dynamicznej¹². W tym miejscu należy przypomnieć, że badania będące tematem bieżących rozważań przeprowadzane były przy stałej temperaturze oleju.



Rys.4.3.4.6. Wpływ prędkości obwodowej kół na temperaturę oleju dla różnych zakresów luzu obwodowego

Fig.4.3.4.6. The influence of the peripheral speed of wheels on the oil temperature for various mesh ranges

¹¹Zwiększając luz międzyzębny należy mieć na uwadze wynikające stąd zmiany innych parametrów przekładni.

¹²Patrz punkt 4.3.8, gdzie przedstawiono wyniki badań wpływu rodzaju i temperatury oleju na dynamikę przekładni.

4.3.5 Wpływ odchyłek montażowych

4.3.5.1 Obiekt badań

Obiektem badań były koła stożkowe, których podstawowe wymiary geometryczne i inne parametry podane są w punkcie 4.3.1.1.

4.3.5.2 Przebieg badań

Badania przeprowadzano przy różnych obciążeniach kół. Miarą obciążenia w tym przypadku był moment obrotowy M_s . Wartości zadawanego momentu wynosiły: 303,6; 555,4 i 1110,7 Nm. Nadwyżki dynamiczne wyznaczano w oparciu o wyniki uzyskane z pomiarów przyspieszeń kól stosując zależność (4.2). Inne zasadnicze cechy charakteryzujące przebieg badań były zgodne z wyszczególnionymi w punkcie 4.3.1.2.

Odchyłki montażowe (rys.4.3.5.1) wprowadzano przez:

- przemieszczanie kół w kierunku ich osi obrotu z i y (nieprawidłowe względne położenie powierzchni czołowych kól odchyłki Δ_y i Δ_z),
- zmianę kierunku osi obrotu koła w płaszczyźnie zy (nieprostopadłość osi odchyłka kąta osi przekładni Δ_{δ}),



Rys.4.3.5.1. Wprowadzane odchyłki montażowe **Fig.4.3.5.1.** The assembly deviations introduced

- 4.3.5. Wpływ odchylek montażowych
 - zmianę kierunku osi obrotu kola w płaszczygźnie zx (wichrowatość osi odchyłka przesunięcia osi Δ_w).

Przy wprowadzaniu odchyłek starano się, aby w każdym przypadku wartości luzów międzyzębnych były porównywalne. W przypadku badanych kół luzy te zawarte były w przedziale 0,16÷0,19 mm. Sposób, w jaki określano wartość luzu, podano w punkcie 4.3.4. Należy podkreślić, że wprowadzane odchyłki powodowały zmianę śladu współpracy kół. Zmiana ta dotyczyła zarówno jego długości, jak i położenia. Należy zwrócić uwagę, że w zależności od wprowadzanych odchyłek ślad współpracy przemieszczał się począwszy od położenia prawidłowego w kierunku zewnętrznego lub wewnętrznego czoła uzębienia. W każdym przypadku po wprowadzeniu określonej odchyłki mierzono długość śladu przy obciążeniu $M_s = 555,4$ Nm. Na rysunku 4.3.5.2 pokazane są przykłady śladu prawidłowego oraz wadliwego przesuniętego w kierunku zewnętrznego czoła uzębienia.



Rys.4.3.5.2. Przykłady śladów dolegania zębów: a – ślad prawidłowy, b – ślad usytuowany przy zewnętrznym czole zęba

Fig.4.3.5.2. The examples of the teeth cooperation traces: a – the right trace; b – the trace on the end of the tooth

4.3.5.3 Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych badań dla każdej zadanej odchyłki, stosując wyrażenie (4.2), otrzymano w zależności od obciążenia i prędkości obwodowej kół różne wartości nadwyżki dynamicznej. Analizując otrzymane wyniki zwrócono uwagę, że w większości przypadków obliczone wartości można przyporządkować, bez względu na rodzaj odchyłki i jej wartość liczbową, śladom współpracy kół. To znaczy, że każdej z zadawanych odchyłek można przypisać taki sam wpływ na obciążenie dynamiczne przekładni, jeżeli zmiany śladu współpracy kół spowodowane wprowadzeniem jakiejkolwiek z nich były porównywalne. Spostrzeżenie to wydaje się być ważne, ponieważ wskazuje, że w omawianym przypadku podstawowym parametrem mającym wpływ na obciążenie dynamiczne jest ślad współpracy kół. Do dalszych rozważań przyjęto wartość względną śladu współpracy, którą wyznaczano według wyrażenia

$$K = \frac{l_z}{l_\perp} , \qquad (4.11)$$

gdzie:

lz – całkowita długość linii zęba,

l_{sl} – długość śladu dolegania zębów.

Zapis ten pozwolił przyporządkować otrzymane wartości nadwyżek dynamicznych jednej zmiennej, mianowicie wyznaczonej wartości K. Należy zwrócić uwagę, że te same wartości liczbowe odchyłki montażowej mogą w różnym stopniu przyczynić się do zmiany śladu współpracy kół. Zmiany te pod względem ilościowym mogą zależeć od wymiarów geometrycznych kół i klasy dokładności wykonania. Spostrzeżenie to również sugeruje, że uzależnienie wielkości nadwyżek dynamicznych nie od rodzaju i wartości odchyłki montażowej, lecz od śladu współpracy kół, ma uzasadnienie.

Przytoczone wyżej uwagi w zasadzie dotyczą całokształtu wyników uzyskanych w następstwie przeprowadzonych badań w zakresie omawianego tematu. Niemniej wystąpił tu pewien wyjątek, który przedstawiony zostanie w dalszej części bieżącego punktu.

Otrzymane przebiegi współczynnika nadwyżki dynamicznej w funkcji śladu współpracy kół przedstawione są na rysunkach 4.3.5.3÷4.3.5.6. Linia ciągła przedstawia krzywą, którą otrzymano w rezultacie aproksymacji wyników pomiarowych wielomianem 3 stopnia.

4.3.5. Wpływ odchylek montażowych

Przedstawione przebiegi należy rozpatrywać w dwóch przedziałach. Lewy przedział odnosi się do śladów, które przemieszczają się począwszy od prawidłowego, gdzie funkcja osiąga wartość minimalną, w kierunku wewnętrznego czoła uzębienia. Natomiast prawy przedział odnosi się do śladów, które przemieszczają się począwszy od prawidłowego w kierunku zewnętrznego czoła uzębienia.





Rys.4.3.5.3 a÷c. Współczynnik nadwyżki dynamicznej N_{dp} w funkcji śladu dolegania zębów dla kół wykonanych wg metody Gleason w przypadku odchyłek montażowych Δ_y i Δ_z

Fig.4.3.5.3 a÷c. N_{dp} , the coefficient of the dynamic surplus in the function of tooth cooperation trace for the wheels cut according to Gleason method in the case of assembly deviations Δ_y and Δ_z

Jak widać (rys.4.3.5.3÷4.3.5.6), w wyniku zmiany długości śladu dolegania zębów, spowodowanej wprowadzaniem odchyłek montażowych, ulega również zmianie obciążenie dynamiczne. Obciążenie to w pewnym zakresie śladu (w otoczeniu śladu, gdzie funkcja osiąga wartość minimalną) zmienia się nieznacznie. Rozpiętość tego zakresu rośnie ze wzrostem obciążenia. Łatwo można zauważyć, że w przypadku przemieszczania się śladu współpracy kół w kierunku wewnętrznego czoła uzębienia wzrost współczynnika nadwyżki dynamicznej jest większy, niż gdy przemieszcza się on w kierunku zewnętrznego czoła. Różnica skrajnych wartości wynosi około 10%.

Porównując odpowiadające sobie pod względem obciążenia i prędkości obwodowej przebiegi współczynnika nadwyżki dynamicznej w funkcji

4.3.5. Wpływ odchyłek montażowych

śladu współpracy (rys.4.3.5.4÷4.3.5.6) widać, że bez względu na rodzaj odchyłki i metodę nacinania zębów są one pod względem ilościowym i jakościowym bardzo podobne. Natomiast pewne różnice, o czym już nadmieniono, uwidaczniają się w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Gleason (rys.4.3.5.3). Występują one tylko wówczas, gdy odchyłki montażowe zadawano zmieniając położenie kół w kierunku ich osi obrotu (odchyłki Δ_y i Δ_z).

Porównując przebiegi przedstawione na rysunku 4.3.5.3 z odpowiadającymi im przebiegami przedstawionymi na rysunkach 4.3.5.4 \div 4.3.5.6 widać, że w tym przypadku wartości skrajne nadwyżek dynamicznych różnią się 15 \div 30%. Stąd można wnioskować, że koła o zębach nacinanych metodą Gleason są bardziej wrażliwe na zmianę śladu dolegania zębów spowodowaną przesunięciem osiowym wieńca zębatego niż koła o zębach nacinanych metodą Klingelnberg lub Oerlikon.



at the second second



Rys.4.3.5.4 a÷c. Współczynnik nadwyżki dynamicznej N_{dp} w funkcji śladu dolegania zębów dla kół wykonanych wg metody Gleason w przypadku odchyłek montażowych Δ_W i Δ_δ

Fig.4.7.4 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. N_{dp} , the coefficient of the dynamic surplus in the function of teeth cooperation trace for the wheels cut according to Gleason method in the case of assembly deviations Δ_W and Δ_δ





Rys.4.3.5.5 a÷c. Współczynnik nadwyżki dynamicznej N_{dp} w funkcji śladu dolegania zębów dla kół wykonanych wg metody Klingelnberg w przypadku odchyłek montażowych: $\Delta_y, \Delta_z, \Delta_\delta$ i Δ_W

Fig.4.3.5.5 a÷c. N_{dp} , the coefficient of the dynamic surplus in the function of teeth cooperation trace for the wheels cut according to Klingelnberg method in the case of assembly deviations $\Delta_y, \Delta_z, \Delta_\delta$ and Δ_W





Rys.4.3.5.6 \mathbf{a} ÷c. Współczynnik nadwyżki dynamicznej N_{dp} w funkcji śladu dolegania zęhów dla kół wykonanych wg metody Oerlikon w przypadku odchyłek montażowych: $\Delta_y, \Delta_z, \Delta_\delta$ i Δ_W

Fig.4.3.5.6 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. N_{dp} , the coefficient of the dynamic surplus in the function of teeth cooperation trace for the wheels cut according to Oerlikon method in the case of assembly deviations $\Delta_y, \Delta_z, \Delta_\delta$ and Δ_W

4.3.6 Wpływ smarowania

W obszernej literaturze technicznej z zakresu smarowania przekładni zebatych zazwyczaj analizowane są problemy związane z tarciem i zużyciem oraz omawiane sa właściwości eksploatacyjne środków smarnych. Z tego zakresu można miedzy innymi wymienić prace [7, 27, 49, 61, 62, 64, 65, 118, 126, 130]. Brak jest natomiast dostatecznej wiedzy na temat wpływu smarowania na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zebatych. W szczególności chodzi tu o wpływ powstalej w wyniku smarowania miedzy współpracującymi zebami kół elastohydrodynamicznej warstwy oleju. Zgodnie z teorią smarowania powstanie tej warstwy zależy przede wszystkim od lepkości oleju i jego właściwości reologicznych. Można przypuszczać, że warstwa ta, ze względu na znacznie lepszą właściwość tłumiącą oleju niż materiału, z którego zazwyczaj wykonane są kola zębate i inne elementy przekładni, ma znaczący wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach zębatych. Są również przesłanki [51], że warstwa ta może mieć wpływ na częstotliwość drgań własnych kół. W niniejszym punkcie i w kilku następnych podjęto próbę określenia, jaki wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej ma smarowanie kół oraz inne czynniki, od których zależy własność smarna oleju.

Przeprowadzone laboratoryjne badania eksperymentalne, których wyniki przedstawiono w niniejszym punkcie, pozwoliły podjąć próbę określenia wpływu warstewki oleju, tworzącej się w wyniku smarowania między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów, na obciążenie dynamiczne kół przekładni stożkowej.

4.3.6.1 Obiekt badań

Obiektem badań podobnie jak w punkcie 4.3.5 były koła stożkowe o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, które nacinano metodami:

- Gleason o kącie pochylenia linii zęba $\beta_m = 31^{\circ}16'$,
- Klingelnberg o kącie $\beta_m = 31^{\circ}02'$,
- Oerlikon o kącie $\beta_m = 31^{\circ}07'$.

Podstawowe wymiary geometryczne badanych kół oraz inne ich parametry podane są w punkcie 4.3.1.1.

4.3.6. Wpływ smarowania

4.3.6.2 Przebieg badań

Badania przeprowadzano dla różnych wartości obciążeń, które wyznaczano stosując zależność (4.4). Wartości te wynosiły 0,32; 0,42; 0,73; 0,82; 1,26; 1,36; 1,50; 1,80; 2,00; 2,45; 2,75; 3,00 i 3,84 MPa. Natomiast wartości nadwyżki dynamicznej i współczynnika siły dynamicznej wyznaczano w oparciu o pomiary przyspieszeń koła stosując zależności (4.2) i (4.3) oraz w oparciu o pomiary odkształceń zęba, z zależności (4.1) i (4.5).

Do smarowania kół zastosowano olej Transol 130. Zęby badanych kół w czasie pracy były smarowane najczęściej stosowanymi metodami, mianowicie:

— poprzez zanurzenie w oleju; minimalna głębokość zanurzenia dużego koła wynosiła około 5 mm powyżej mniejszej średnicy stożka, kąt obrotu od chwili zanurzenia do chwili wejścia zębów w zazębienie wynosił około II/2 rad,

 poprzez natrysk oleju na całej szerokości kół od strony wejścia zębów w zazębienie.

Pomiary przyspieszeń badanych kół i odkształceń zęba przeprowadzono również w przypadku, gdy przekładnia nie była smarowana.

Uwzględniając stan powierzchni zębów, lepkość zastosowanego oleju w temperaturze pracy, kąt obrotu kola od zanurzenia zębów w oleju do ich wejścia w zazębienie oraz wydajność pompy zastosowanej do tłoczenia oleju przy smarowaniu natryskowym, można stwierdzić, że wymagania [61, 72] dotyczące zastosowanych sposobów smarowania były spełnione.

4.3.6.3 Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń wyznaczono wartości nadwyżek dynamicznych $(N_{dp(dt)z(n)}; N^*_{dp(dt)})$ dla każdego zadanego obciążenia i zadanej prędkości obwodowej kół. Następnie przyjęto, że wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni określany będzie za pomocą wyrażenia

$$W_{z(n)} = \frac{N_{dp(dt)}^* - N_{dp(dt)z(n)}}{N_{dp(dt)}^*}, \qquad (4.12)$$

gdzie:

 W – współczynnik określający wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne badanych przekładni,

4.3.6. Wplyw smarowania

- $N_{dp(dt)}$ nadwyżka dynamiczna wyznaczona dla kół pracujących bez smarowania,
- $N_{dp(dt)z(n)}$ nadwyżka dynamiczna wyznaczona dla kół, które podczas pracy były smarowane,
- z, n indeksy określające sposób smarowania zanurzeniowe (z); natryskowe (n),
- dp indeks określający nadwyżkę dynamiczną wyznaczoną w wyniku pomiarów przyspieszeń kół,
- dt indeks określający nadwyżkę dynamiczną wyznaczoną w wyniku pomiarów odkształceń zęba.

Obliczone wartości według zależności (4.12) przyporządkowano odpowiadającym im obciążeniom i prędkościom obwodowym. W ten sposób otrzymano reprezentatywną liczbę wyników, które poddano obróbce matematycznej. Stwierdzono, że wpływ smarowania przekładni na obciążenie dynamiczne zębów zależy od prędkości obwodowej kół V_m , obciążenia Q i sposobu smarowania.

Przy stałej wartości obciążenia Q wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni można wyrazić w funkcji prędkości V_m , stosując zależność empiryczną

$$W_{V,z(n)} = A_{z(n)} \left[1 - \exp\left(-C_{z(n)} \cdot V_m \right) \right], \tag{4.13}$$

gdzie:

- A współczynnik, którego wartość zależy od obciążenia i sposobu smarowania,
- C współczynnik, który dla określonego sposobu smarowania przyjmuje stałą wartość.

Na rysunku 4.3.6.1 przedstawione są przykładowe przebiegi obrazujące wpływ prędkości obwodowej kół na wartość wspólczynnika określonego wyrażeniem (4.13). Jak widać, ze wzrostem prędkości wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne również rośnie, bez względu na sposób jego realizacji, lecz wzrost ten jest większy w przypadku smarowania natryskowego. Zarówno przy smarowaniu zanurzeniowym, jak i natryskowym wzrost ten jest ograniczony asymptotą, której polożenie określa współczynnik A. Wartość tego współczynnika (rys.4.3.6.2) zależy od obciążenia i sposobu smarowania. Łatwo zauważyć (rys.4.3.6.1), że przy małych prędkościach obwodowych kół sposób smarowania nie ma znaczącego wpływu na dynamikę przekładni. W przypadku stałej prędkości obwodowej kół, gdy zmianie ulega obciążenie Q, wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni wyrazić można za pomocą zależności empirycznej

$$W_{Q,z(n)} = B_{z(n)} \exp\left(-D_{z(n)} \cdot Q\right), \qquad (4.14)$$

gdzie:

- B współczynnik, którego wartość zależy od prędkości obwodowej kół i sposobu smarowania,
- D współczynnik, który dla określonego sposobu smarowania przyjmuje wartość stałą.



Rys.4.3.6.1. Przykładowe przebiegi współczynnika $W_{V,z(n)}$ w funkcji prędkości obwodowej kół

Fig.4.3.6.1. The examples of the courses of coefficient $W_{V,z(n)}$ in the function of peripheral speed

Na rysunku 4.3.6.3 przedstawione są przykładowe przebiegi obrazujące zależność współczynnika $W_{Q,z(n)}$ od wskaźnika obciążenia Q. Natomiast na rysunku 4.3.6.4 przedstawiono zależność współczynnika $B_{z(n)}$ od prędkości obwodowej kół i sposobu smarowania. Jak widać (rys.4.3.6.3), ze wzrostem obciążenia wpływ smarowania na dynamikę przekładni maleje.

110

4. Badania eksperymentalne zjawisk dynamicznych...

Analizując uzyskane wyniki stwierdzono, że wpływ smarowania przekładni na międzyzębne obciążenie dynamiczne wyrazić można bardziej ogólnym zapisem, mianowicie:

$$W_{\boldsymbol{z}(n)} = A \exp\left(-D \cdot Q\right) \left[1 - \exp\left(-C \cdot V_m\right)\right]. \tag{4.15}$$

Wartości współczynników A, D i C oszacowano stosując rachunek prawdopodobieństwa i statystyki. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że w badanych przypadkach można bez względu na sposób smarowania przekładni przyjąć,





Fig.4.3.6.2. The coefficient A in the function of load

że wartość współczynnika A = 0,4. Natomiast współczynniki D i C mogą przyjmować wartości:

- w przypadku smarowania zanurzeniowego: D = 0.38; C = 0.063,
- w przypadku smarowania natryskowego: B = 0,20; C = 0,079.

Zależność opisana równaniem (4.15) nie jest adekwatna, gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu. Wówczas spadek obciążenia dynamicznego w przypadku smarowania natryskowego jest o $10 \div 15\%$ większy niż wyznaczony według zależności (4.15). Natomiast w przypadku smarowania zanurzeniowego różnica ta jest nieco mniejsza.

4.3.6. Wpływ smarowania



Rys.4.3.6.3. Przykładowe przebiegi współczynnika $W_{Q,z(n)}$ w funkcji obciążenia

Fig.4.3.6.3. The examples of the courses of the coefficient $W_{Q,z(n)}$ in the function of load



Rys.4.3.6.4. Współczynnik *B* w funkcji prędkości obwodowej kół **Fig.4.3.6.4.** The coefficient *B* in the function of peripheral speed of wheels

4.3.7. Wpływ sposobu smarowania

4. Badania eksperymentalne zjawisk dynamicznych...

4.3.7 Wpływ sposobu smarowania

Przeprowadzone badania eksperymentalne, których wyniki przedstawiono w niniejszym punkcie, pozwoliły podjąć próbę określenia wpływu najczęściej stosowanych metod smarowania przekładni (poprzez zanurzenie kół w oleju lub natrysk oleju na zęby) na międzyzębne obciążenie dynamiczne przekładni stożkowych.

Dane dotyczące obiektów badań oraz sposobu, w jaki badania te przeprowadzano, podane są w punkcie 4.3.6. Jedyne różnice w porównaniu z punktem 4.3.6 to dodatkowo przeprowadzone badania:

- przy smarowaniu zanurzeniowym, gdy kąt obrotu od chwili zanurzenia do chwili wejścia zębów w zazębienie wynosił około 3/2·II rad,
- przy smarowaniu natryskowym, gdy olej natryskiwano na całej szerokości kół od strony wejścia w zazębienie i wyjścia z niego.

4.3.7.1 Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń otrzymano przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół dla dwóch najczęściej stosowanych sposobów smarowania, mianowicie: zanurzeniowego i natryskowego. W rezultacie otrzymano 70 takich przebiegów. Niektóre z nich przedstawione są na rysunkach 4.3.7.1 i 4.3.7.2.

Porównując otrzymane wyniki stwierdzono, że ze względu na dynamikę przekładni bardziej efektywnym sposobem smarowania jest smarowanie poprzez natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie. W przypadku spokojnej pracy przekładni, gdy zęby kół smarowane są poprzez zanurzenie, siły dynamiczne są $7\div15\%$ większe w porównaniu z siłami działającymi na zęby przy smarowaniu natryskowym (rys.4.3.7.1 a i 4.3.7.2 a). Natomiast gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu, różnice te są znacznie większe (rys.4.3.7.1 a) i wynoszą $25\div30\%$. Należy podkreślić, że przytoczone wyżej spostrzeżenia dotyczą przypadku, gdy obrót kół od zanurzenia zębów w oleju do ich wejścia w zazębienie wynosił około $\Pi/2$ rad.

W przypadku smarowania kół poprzez zanurzenie nie stwierdzono istotnego wpływu zmiany kierunku obrotów na obciążenie dynamiczne przekładni, gdy pracowała ona poza obszarem rezonansowym (porównać odpowiadające sobie przebiegi przedstawione na rys.4.3.7.2 b i c). Natomiast wpływ ten przejawia się (porównać odpowiadające sobie przebiegi przedstawione na rys. 4.3.7.1 a i b), gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansowym. Jak widać, w obszarze głównego rezonansu, gdy zęby kół zazębiają się po 1/4 obrotu od chwili zanurzenia w oleju, siły dynamiczne są mniejsze o około 15%, niż gdy ich zazębianie następuje po 3/4 obrotu.

Należy wspomnieć, że przeprowadzono również badania próbne przy innym zanurzeniu kół niż podane nieco wcześniej, zwiększając je o dwa moduły. Stwierdzono, że obciążenie dynamiczne w tym przypadku nie uległo zmianie. Podobnie dodatkowy natrysk oleju od strony wyjścia zębów z zazębienia, przy jednoczesnym smarowaniu ich przez natrysk od strony wejścia, również nie przyczynił się do spadku sił dynamicznych. Spostrzeżenia te sugerują, że strata energii drgań powstała w wyniku smarowania ma miejsce głównie w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów.



per son a supplication of the second se



Rys.4.3.7.1 a, b. Współczynnik siły dynamicznej K_{dt} w funkcji prędkości obwodowej kół o zwiększonym masowym momencie bezwładności: a – w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowego, gdy obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w zazębienie wynosił około II/2 rad, b – w przypadku smarowania zanurzeniowego, gdy obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w zazębienie wynosił około $3/2\Pi$ rad

Fig.4.3.7.1 a, b. K_{dt} , the coefficient of dynamic force in the function of peripheral speed for the increased moment of inertia: a – in the case of oil bath and spray lubrication when the spin of wheel from the moment of dipping in oil to the moment of entering the meshing has the value of approximately $\Pi/2$ rad, b – in the case of oil bath lubrication, when the spin of wheel from the moment of dipping in oil to the moment of entering the meshing has the value of approximately $3/2 \cdot \Pi$ rad

Można zauważyć (rys.4.3.7.1), że w zależności od sposobu smarowania główny rezonans występuje przy nieco innych prędkościach obwodowych kół. W przypadku smarowania poprzez natrysk oleju główny rezonans pojawia się przy mniejszej prędkości niż w przypadku smarowania zanurzeniowego. Jak widać, różnice te są nieznaczne.

4.3.7. Wpływ sposobu smarowania









Rys.4.3.7.2 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół: a, b – w przypadku smarowania zanurzeniowego i natryskowego kół wykonanych metodą Gleason i Oerlikon, gdy przy smarowaniu zanurzeniowym obrót koła od zanurzenia w oleju do wejścia w zazębienie wynosił około II/2rad, c – w przypadku smarowania zanurzeniowego, gdy obrót koła od zanurzenia do wejścia w zazębienie wynosił około 3/2II rad

Fig.4.3.7.2 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. K_{dp} , the coefficient of dynamic force in the function of peripheral speed: \mathbf{a} , \mathbf{b} – in the case of oil bath and spray lubrication of wheels cut according to Gleason and Oerlikon methods, when for the oil bath lubrication the spin of wheel from the moment of dipping in oil to the moment of entering the meshing had the value of approximately $\Pi/2$ rad, \mathbf{c} – in the case of oil bath lubrication, when the spin of wheel from the moment of dipping in oil to the moment of entering the meshing has the value of approximately $3/2 \cdot \Pi$ rad

4.3.8. Wpływ rodzaju oraz temperatury pracy oleju

4.3.8 Wpływ rodzaju oraz temperatury pracy oleju

4.3.8.1 Przebieg badań

Obiektem badań były koła stożkowe o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, nacinanych metodami:

- Gleason o kącie pochylenia linii zęba $\beta_m = 31^{\circ}16'$,
- Klingelnberg o kącie $\beta_m = 31^{\circ}02'$,
- Oerlikon o kącie $\beta_m = 31^{\circ}07'$.

Podstawowe wymiary geometryczne badanych kół oraz inne ich parametry podane są w punkcie 4.3.1.1.

Badania przeprowadzano przy obciążeniu Q = 1,26 MPa. Nadwyżki dynamiczne wyznaczono w oparciu o wyniki uzyskane z pomiarów przyspieszeń drgań kół, stosując zależności (4.2) i (4.3). Inne zasadnicze cechy charakteryzujące przebieg badań były zgodne z wyszczególnionymi w punkcie 4.3.1.2.

Smarowanie badanych przekładni realizowano poprzez zanurzenie kół w oleju. Celem badań było określenie wpływu rodzaju oraz temperatury pracy oleju na dynamikę przekładni zębatych stożkowych. Do smarowania kół stosowano oleje przekładniowe pochodzenia mineralnego według normy PN-73/C-96076 typu Transol: 40 (VG-68), 80 (VG-150), 130 (VG-220), 180 (VG-320) i 230 (VG-460)¹². Zastosowane do smarowania przekładni oleje pracowały w różnych temperaturach, wynoszących: $45^{\circ}C$, $50^{\circ}C$, $55^{\circ}C$, $62^{\circ}C$, $67^{\circ}C$, $77^{\circ}C$ i $78^{\circ}C$.

4.3.8.2 Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń uzyskano dla każdego zastosowanego rodzaju oleju i przyjętych temperatur pracy przebiegi określające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół: $K_{dp} = F(V_m)$.

Realizując podjęte zadanie otrzymano 45 takich przebiegów. Niektóre z nich pokazane są na rysunkach 4.3.8.1 a÷c i 4.3.8.2 a÷c. Jak widać, w ca-

¹²W nawiasach podane są odpowiadające stosowanym olejom klasy lepkościowe według normy ISO.

łym zakresie prędkości obwodowych zadawanych podczas badań na wielkość sił dynamicznych ma wpływ zarówno rodzaj zastosowanego do smarowania oleju, jak i temperatura jego pracy.





Rys.4.3.8.1 \mathbf{a} ÷ \mathbf{c} . Przebiegi współczynnika siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół smarowanych olejem różnego rodzaju

Fig.4.3.8.1 a÷c. The courses of the dynamic force coefficient K_{dp} in the function of peripheral speed of wheels lubricated with various kinds of oil

Po przeprowadzeniu analizy wszystkich wyników stwierdzono, że wpływ zastosowanych do smarowania kół olejów oraz ich temperatur pracy na dynamikę przekładni nie zależy od metody nacinania zębów. Założono, że o wpływie warstwy oleju, powstałej w wyniku smarowania między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów, na wielkość międzyzębnej siły dynamicznej decyduje przede wszystkim jego podstawowy parametr, mianowicie lepkość. Po przyjęciu takiego założenia dla każdego ze stosowanych olejów ustalono, jaka będzie jego lepkość przy określonej temperaturze pracy. W następnej kolejności obliczone według zależności (4.2) wartości nadwyżek dynamicznych N_{dp} przyporządkowano, bez względu na metodę nacinania zębów i rodzaj





Rys.4.3.8.2 \mathbf{a} ÷ \mathbf{c} . Przebiegi współczynnika siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół smarowanych olejem o różnej temperaturze roboczej

Fig.4.3.8.2 $\mathbf{a} \div \mathbf{c}$. The courses of the dynamic force coefficient K_{dp} in the function of peripheral speed of wheels with oil of different working temperature

zastosowanego do smarowania oleju, jednej zmiennej, mianowicie lepkości oleju. W ten sposób otrzymano przebiegi określające zależność nadwyżki dynamicznej od lepkości roboczej oleju. Przebiegi te przedstawione są na rysunku 4.3.8.3, gdzie linie ciągłe otrzymano w rezultacie aproksymacji wyników uzyskanych z pomiarów wielomianem trzeciego stopnia. Jak widać (rys.4.3.8.3), bez względu na prędkość obwodową kół nadwyżki dynamiczne maleją ze wzrostem lepkości oleju. Jednak łatwo zauważyć, że gradient funkcji $N_{dp} = F(\nu)$ jest zależny zarówno od lepkości oleju, jak i od prędkości obwodowej kół. Można to tłumaczyć tym, że wzrost lepkości oleju, jak i prędkości obwodowej kół powoduje wzrost grubości filmu olejowego między współpracującymi powierzchniami zębów [27, 69], co przyczynia się do spadku obciążenia dynamicznego. Jednak w przypadku gdy film ten w wyniku istnienia

określonych warunków osiąga "dostateczną grubość" ¹³, wówczas dalszy jej wzrost, o czym decydują między innymi lepkość oraz prędkość obwodowa kół, ma mniejszy wpływ na międzyzębne siły dynamiczne. Spostrzeżenie to znajduje potwierdzenie w charakterze przebiegu krzywych przedstawionych na rysunku 4.3.8.3. Jak widać, w zakresie mniejszych lepkości, przy prędkościach obwodowych kół V_m równych 16,10 i 21,00 m/s, kąty nachylenia stycznych do krzywych są większe niż przy prędkościach 7,54 i 11,10 m/s.





Fig.4.3.8.3. The influence of the working viscosity of oil over the value of dynamic surplus

¹³Dotychczas nie określono wymiaru tej grubości.

4.3.9. Wpływ zanieczyszczenia oleju

4.3.9 Wpływ zanieczyszczenia oleju

4.3.9.1 Przebieg badań

Wpływ zanieczyszczenia oleju na dynamikę przekładni określono w oparciu o wyniki badań przeprowadzonych na kołach stożkowych wykonanych metodą Gleason, których kąt pochylenia linii zęba wynosił: $\beta_m = 31^{\circ}16'$. Podstawowe wymiary geometryczne badanych kół oraz inne ich parametry podane są w punkcie 4.3.1.1.

Badania przeprowadzano przy obciążeniu Q równym: 0,82; 1,26 i 1,50 MPa. Wartości nadwyżki dynamicznej oraz współczynnika siły dynamicznej wyznaczano w oparciu o wyniki uzyskane z pomiarów przyspieszeń kół, stosując zależności (4.2) i (4.3). Inne zasadnicze cechy charakteryzujące przebieg badań były zgodne z wyszczególnionymi w punkcie 4.3.1.2. Smarowanie przekładni realizowano poprzez zanurzenie kół w oleju Transol 130. W pierwszej kolejności pomiary przeprowadzano, gdy olej pozbawiony był zanieczyszczeń. Następnie olej zanieczyszczano mieszając z nim określoną ilość wagowa pyłu weglowego lub kamiennego, po czym pomiary wznawiano. Do podjęcia takich badań skłoniło zaobserwowane podczas remontów bieżacych i kapitalnych znaczne zanieczyszczenie oleju przekładniowego cząstkami urabianych skał. Dotyczy to szczególnie przekładni pracujących pod ziemią, jak i w zakładach przeróbczych kopalin. Należy podkreślić, że warunki, w jakich pracują przekładnie zębate w kopalniach węgla kamiennego (częsty rozruch i czeste zmiany obciażenia, co jest powodem dużych wahań temperatury pracy przekładni, duże zapylenie urabianą skałą), sprzyjają przedostawaniu się do ich wnętrza zanieczyszczeń znajdujących się w otoczeniu [127].

Do zanieczyszczania oleju, który po tym zabiegu był stosowany do smarowania badanej przekładni, użyto:

- Pyłu węglowego: a) o granulacji 0,1÷0,2 mm i zawartości popiołu 8,51%,
 b) o granulacji 0,2÷0,5 mm i zawartości popiołu 6,95%, c) o granulacji 0,2÷0,5 mm i zawartości popiołu 20,87%. Każdy z tych pyłów mieszano z olejem w stosunku wagowym: 13/1000; 26/1000 i 51/1000.
- Pyłu kamiennego (lupek twardy) o granulacji 0,1÷0,2 mm i zawartości popiołu 90,11%, który mieszano z olejem w stosunku wagowym 1/100 i 25/1000.
- Mieszaniny, w skład której wchodziły pył węglowy 80% (granulacja 0,1÷0,2 mm, zawartość popiołu 8,51%) i łupek twardy 20% (granula-

cja $0,1\div0,2$ mm, zawartość popiołu 90,11%), którą mieszano z olejem w stosunku wagowym 12/1000 i 26/1000.

4.3.9.2 Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów i obliczeń otrzymano przebiegi określające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół: $K_{dp} = F(V_m)$. W sumie otrzymano 25 takich przebiegów. Niektóre z nich, jako przykładowe, pokazane są na rysunkach 4.3.9.1 i 4.3.9.2.



Rys.4.3.9.1. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół w przypadku smarowania przekładni olejem bez zanieczyszczeń, zanieczyszczonym pyłem węglowym o granulacji $0,1\div0,2$ mm i zawartości popiołu 8,51%, który mieszano z olejem w stosunku wagowym 13/1000 i 51/1000

Fig.4.3.9.1. K_{dp} , the dynamic force coefficient in the function of peripheral speed of wheels in the case of lubricating the gear with oil without any impurities, poluted by the fine coal with granulation $0,1\div0,2$ mm and the content of ash which 8,51% was mixed with oil in the mass proportion of 13/1000 and 51/1000

4.3.9. Wpływ zanieczyszczenia oleju



Rys.4.3.9.2. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół w przypadku smarowania przekładni olejem bez zanieczyszczeń, zanieczyszczonym pyłem kamiennym o granulacji $0,1\div0,2$ mm i zawartości popiołu 90,11%, który mieszano z olejem w stosunku wagowym 1/100 i 25/1000

Fig.4.3.9.2. K_{dp} , the dynamic force coefficient in the function of peripheral speed of wheels in the case of lubricating the gear with oil without any impurities, poluted by the stone dust with granulation of $0,1\div0,2$ mm and the content of ash 90,11%, which was mixed with oil in the mass proportion of 1/100 and 25/1000

Jak widać (rys.4.3.9.1), przy smarowaniu olejem zanieczyszczonym pyłem węglowym, którego stężenie wagowe w całej masie środka smarnego wynosi 1,3%, przebieg współczynnika K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół jest prawie identyczny z przebiegiem uzyskanym w przypadku smaro-

wania olejem bez zanieczyszczeń ¹⁵. Spostrzeżenie to odnosi się do pozostałych wyników bez względu na wielkość stosowanego obciążenia, granulację pyłu węglowego i zawartego w nim popiołu, gdy stężenie wagowe tego pyłu w oleju oscylowało w zakresie 1÷1,3%. Natomiast (rys.4.3.9.1), gdy stężenie wagowe pyłu węglowego w oleju (bez względu na granulację, ilość popiołu i obciążenie) wynosiło 5,1%, siły dynamiczne nieco spadły, gdy przekładnia pracowała w obszarze rezonansowym, aczkolwiek spadek ten jest niewielki (około 8%). Należy wspomnieć, że spadek ten zaczynał się uwidaczniać, gdy stężenie wagowe pyłu węglowego w oleju przekroczyło 2%.

W przypadku smarowania przekładni olejem zanieczyszczonym pyłem kamiennym o granulacji 0,1÷0,2 mm widać (rys.4.3.9.2), że wpływ tego zanieczyszczenia na obciążenie dynamiczne przekładni, gdy jego stężenie wagowe w oleju wynosi 1%, jest praktycznie do pominięcia. Gdy zawartość ta wynosi 2,5%, można zauważyć, że siły dynamiczne nieznacznie wzrosły, szczególnie w zakresach rezonansowych.

Gdy przekładnię smarowano olejem zanieczyszczonym mieszaniną pyłu węglowego z pyłem łupka twardego, uzyskane wyniki są bardzo zbliżone do wyników otrzymanych w przypadku smarowania olejem zanieczyszczonym tylko samym pyłem węglowym. Można zatem przyjąć, że wszystkie spostrzeżenia i uwagi dotyczące zanieczyszczeń oleju pyłem węglowym pozostają słuszne w odniesieniu do zanieczyszczeń mieszaniną pyłów węglowego i kamiennego.

W wyniku przeprowadzonych badań można wnioskować, że nieznaczna ilość pyłu węglowego i kamiennego przedostająca się do wnętrza przekładni nie ma bezpośredniego wpływu na jej stan dynamiczny. Należy jednak pamiętać, że cząsteczki urabianych skał znajdujące się w oleju mogą mieć istotny wpływ na zużywanie się zębów, a tym samym zanieczyszczenia te mogą wpływać pośrednio na stan dynamiczny przekładni.

¹⁵Wpływ zanieczyszczeń na dynamikę przekładni oceniano porównując wyniki badań uzyskane przy smarowaniu kół olejem zanieczyszczonym i bez zanieczyszczeń.

4.3.10. Wpływ sztywności korpusów kól

4.3.10 Wpływ sztywności korpusów kół

4.3.10.1 Obiekt badań

Obiektem badań były koła stożkowe o zębach krzywoliniowych niekorygowanych, które nacinano metodami:

- Gleason o kącie pochylenia linii zęba $\beta_m = 31^{\circ}16'$,

– Oerlikon o kącie $\beta_m = 31^{\circ}07'$.

Podstawowe wymiary geometryczne badanych kół oraz inne ich parametry podane są w punkcie 4.3.1.1.

4.3.10.2 Przebieg badań

Zasadnicze cechy charakteryzujące przebieg badań oraz warunki, w jakich je realizowano, były zgodne z podanymi w punkcie 4.3.1.2. Badania przeprowadzano stosując tylko jedną z przyjętych metod pomiarowych, mianowicie mierzono przyspieszenia kół. Obciążenie kół wyliczone według zależności (4.4) wynosiło 0,82 i 2,00 MPa. Sztywność korpusów kół zmieniano wytaczając na ich obwodzie rowki o określonych wymiarach (rys.4.3.10.1).



Rys.4.3.10.1. Koło zębate z wytoczonymi w korpusie rowkami Fig.4.3.10.1. The toothed wheels with the grooves curved in the frames 128

4. Badania eksperymentalne zjawisk dynamicznych...

W pierwszej kolejności przeprowadzono pomiary dla kól nie posiadających żadnego z rowków. Następnie wytaczano w kolejności rowki *a*, *b* i *c* i po wytoczeniu każdego z nich powtarzano pomiary. W ten sposób, zmieniając skokowo sztywność korpusu koła, można było ocenić, czy zmiana ta ma wpływ na dynamikę przekładni. Należy wspomnieć, że po wytoczeniu rowków podjęto odpowiednie zabiegi, aby masa i masowy moment bezwładności koła nie uległy zmianie.

4.3.10.3 Wyniki badań

W wyniku przeprowadzonych pomiarów otrzymano, stosując wyrażenia (4.2) i (4.3), przebiegi obrazujące zależność współczynnika sily dynamicznej od prędkości obwodowej badanych par kół. W sumie uzyskano 16 takich przebiegów, niektóre z nich przedstawione są na rysunku 4.3.10.2 a i b.

Jak widać (rys.4.3.10.2), bez względu na wielkość obciążenia czy metodę nacinania zębów zmniejszenie sztywności korpusu koła powoduje spadek sił dynamicznych w całym zakresie zadawanych prędkości obwodowych kół. Porównując wyniki otrzymane dla kół bez wytoczonych w korpusie rowków z wynikami otrzymanymi dla kół, które miały wytoczone trzy rowki (rys.4.3.10.1), stwierdzono, że w zakresie spokojnej pracy przekładni (gdy przekładnia nie pracowała w obszarze rezonansowym) wyniki te różnią się 8÷11% na korzyść kół o mniejszej sztywności korpusu. Natomiast w przypadku pracy przekładni w obszarze głównego rezonansu różnica ta jest większa; wynosi około 15%.



4.3.10. Wpływ sztywności korpusów kół



Rys.4.3.10.2 a, b. Współczynnik siły dynamicznej K_{dp} w funkcji prędkości obwodowej kół o zróżnicowanej sztywności korpusu

Fig.4.3.10.2 a, **b**. K_{dp} , the coefficient of the dynamic forces in the function of the peripheral speed of the wheels, with various frame's rigidity

Przyglądając się przedstawionym przebiegom (rys.4.3.10.2) można dostrzec, że częstotliwość rezonansowa przekładni przesuwa się w kierunku mniejszych wartości, gdy sztywność korpusu koła maleje.

W oparciu o uzyskane wyniki można stwierdzić, że sztywność korpusu koła stożkowego ma zauważalny wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach zębatych stożkowych. Stąd w procesie projektowania należy tej sztywności, ze względu na dynamikę, przypisać odpowiednią wagę.

he and a second se

130

4.3.11 Wpływ metody nacinania uzębienia

Wpływ metody nacinania zębów na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych oceniono w oparciu o wyniki badań, które przedstawione są w punktach $4.3.1 \div 4.3.10$ (z wyjątkiem punktu 4.3.9, gdzie obiektem badań były koła o zębach nacinanych tylko metodą Gleason). Dlatego szczegółowe informacje o parametrach geometrycznych kół, stanowiących obiekt zainteresowań w aktualnie rozważanym temacie, podane są w wymienionych punktach.

W bieżącym punkcie uzupełniono te dane dodatkowymi informacjami podając kształt linii wzdłużnej uzębienia badanych kół oraz metodę obróbczą [52, 155], mianowicie:

- Uzębienie kół przekładni Gleason o kołowo-łukowej linii zęba i stałej wysokości nacinano głowicami nożowymi. Zęby koła czynnego (zębnika) nacinano sposobem jednostronnym, natomiast koła biernego (talerzowego) sposobem dwustronnym. Zarysy zębów nie były modyfikowane, położenie śladu współpracy zębów prawidłowe (brak skośności).
- Koła przekładni Klingelnberg o ewolwentowej wzdłużnej linii zęba obrabiano metodą PALLOID frezem ślimakowym stożkowym na obrabiarce o nieprzesuwnym w pionie wrzecienniku koła obrabianego.
- Do obróbki uzębienia przekładni Oerlikon typu G o epicykloidalnej linii zęba zastosowano znormalizowane głowice nożowe.

Należy wspomnieć, że wymienione wyżej kształty linii wzdłużnej zęba oraz technologie obróbcze lub ich pochodne należą do najczęściej stosowanych w praktyce.

Jak już nadmieniono, próbę oceny wpływu metody nacinania zębów kół stożkowych na przebieg zjawisk dynamicznych podjęto w oparciu o wyniki przedstawione z wyjątkiem jednego w punktach 4.3.1÷4.3.10. Stąd przy omawianiu tych wyników w kontekście aktualnie poruszanego zagadnienia przytaczane będą jedynie te szczegóły, które mają związek z rozważanym tematem.

4.3.11.1 Omówienie wyników badań

Na rysunkach 4.3.1.1 a÷c przedstawione są przebiegi określające zależność współczynnika siły dynamicznej K_{dp} od prędkości obwodowej V_m dla

4.3.11. Wpływ metody nacinania uzębienia

kół, które różniły się tylko metodą nacinania zębów. Przebiegi te otrzymano w wyniku pomiaru przyspieszeń drgań skrętnych kół. Porównując odpowiadające sobie przebiegi widać, że ich podobieństwo pod względem jakościowym, bez względu na metodę nacinania zębów, jest bardzo duże. Porównując te przebiegi pod względem ilościowym można również stwierdzić, że w zakresach spokojnej pracy przekładni występujące między nimi różnice są minimalne. Natomiast nieznaczne różnice ilościowe występują w obszarze rezonansowym. Przebiegi przedstawione na rysunkach 4.3.1.2 a÷c dotyczą tych samych kół co przebiegi omawiane wyżej, lecz otrzymano je w wyniku pomiaru odkształceń zęba. Jak widać i w tym przypadku, uwagi przytoczone w odniesieniu do przebiegów otrzymanych w wyniku pomiaru przyspieszeń znajdują potwierdzenie.

Na rysunkach 4.3.2.1 i 4.3.2.3 przedstawione są przebiegi współczynnika K_{dp} w funkcji V_m dla kół o zmniejszonym masowym momencie bezwładności. Trzeba wspomnieć, że w tym przypadku w zakresie zadawanych prędkości obwodowych kół badane przekładnie nie pracowały w obszarze głównego rezonansu. Widoczne lokalne ekstrema miały miejsce, gdy przekładnie pracowały w obszarze 1/4 i 1/3 f_o . Porównując odpowiadające sobie przebiegi (rys.4.3.2.1 i 4.3.2.3) widać, że i tym razem ich podobieństwo, zarówno pod względem jakościowym, jak i ilościowym, bez względu na metodę nacinania zębów jest bardzo duże.

Wyniki badań przedstawione w punkcie 4.3.2, gdzie rozważano wpływ obciążenia na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach stożkowych, wskazują, że zmiany prędkości rezonansowej (rys.4.3.2.5) towarzyszące zmianie obciążenia statycznego mają podobny charakter dla każdej badanej pary kół bez względu na metodę nacinania zębów. Na rysunku 4.3.2.7 przedstawione są przebiegi współczynnika nadwyżek dynamicznych N_{dp} w funkcji obciążenia Q. Każdy z tych przebiegów otrzymano po uwzględnieniu wszystkich wyników, tzn. tych, które uzyskano przy określonych parametrach pracy przekładni dla każdej badanej pary kół bez względu na metodę nacinania zębów. Stąd zależność (4.9) jest adekwatna dla każdej ze stosowanych metod nacinania zębów badanych kół. Przytoczone uwagi sformułowane w oparciu o wyniki uzyskane z badań wpływu obciążenia statycznego na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej wskazują, że wpływ ten nie zależy od metody nacinania zębów.

Na rysunkach 4.3.1.1 oraz 4.3.3.1 przedstawione są przebiegi współczynnika siły dynamicznej K_{dp} w funkcji V_m dla kół o zębach różniących się metodą nacinania i kątem pochylenia linii zęba β_m . Porównując przedsta-

4.3.12. Wpływ klasy dokładności wykonania kół

wione na tych rysunkach odpowiadające sobie przebiegi widać, że w każdym przypadku, bez względu na metodę nacinania zębów, zmianie kąta pochylenia linii zęba β_m towarzyszy również zmiana obciążenia dynamicznego. Problem ten był tematem rozważań w punkcie 4.3.3. Zmiany te bez względu na metodę nacinania zębów są zarówno pod względem jakościowym, jak i ilościowym bardzo podobne.

Wyniki badań przedstawione w punkcie 4.3.4 (rys.4.3.4.2 i 4.3.4.3), gdzie rozważano wpływ luzu międzyzębnego na obciążenie dynamiczne kół, wskazują, że wpływ tego luzu na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej o zębach krzywoliniowych jest taki sam dla każdej badanej pary kół. Przy czym należy przypomnieć, że obiektem badań były koła o zębach nacinanych metodami Gleason, Klingelnberg i Oerlikon.

W punkcie 4.3.5 przedstawiono wyniki badań, których celem było określić wpływ odchyłek montażowych (rys.4.3.5.1) na dynamikę przekładni stożkowej. Przytoczone wyniki wskazują, że wpływ odchyłki kąta osi przekładni Δ_{δ} na międzyzębne obciążenie dynamiczne jest porównywalny dla każdej badanej pary kół (rys.4.3.5.4÷4.3.5.6) bez względu na metodę nacinania zębów. Ta ostatnia uwaga odnosi się również do odchyłki przesunięcia osi kół (wichrowatość osi) Δ_W (rys.4.3.5.4÷4.3.5.6). Natomiast jeżeli chodzi o odchyłki osiowego przesunięcia wieńca zębatego Δ_y i Δ_z , to, ze względu na dynamikę, koła o zębach nacinanych metodą Gleason są na te odchyłki bardziej wrażliwe od kół o zębach nacinanych metodami Klingelnberg i Oerlikon. W tym przypadku odczytane z wykresów (rys.4.3.5.3, 4.3.5.5 i 4.3.5.6) różnice skrajnych wartości nadwyżek dynamicznych na niekorzyść kół o zębach kołowo-łukowych wynoszą 15÷30%. Jak widać (rys.4.3.5.3, 4.3.5.5 i 4.3.5.6), wielkość tych różnic zależy od prędkości obwodowej kół.

W punktach 4.3.6 i 4.3.7 przedstawiono wyniki badań wpływu smarowania i sposobu jego realizacji na obciążenie dynamiczne kół. Mając na uwadze aktualnie rozważaną problematykę, jest rzeczą istotną podkreślić, że wzory empiryczne (4.13) i (4.14), za pomocą których wyrażono wpływ smarowania na nadwyżki dynamiczne N_{dp} , są adekwatne dla każdej ze stosowanych metod obróbczych kół. Stąd zależność empiryczna (4.15), ustalona na drodze syntezy wszystkich wyników uzyskanych z badań wpływu smarowania na dynamikę przekładni stożkowych, jest również adekwatna dla każdej ze stosowanych metod nacinania zębów.

Porównując odpowiadające sobie przebiegi przedstawione na rysunku 4.3.7.2 widać, że w całym zakresie zadawanych prędkości obwodowych kół zmiany wartości współczynnika siły dynamicznej K_{dp} , spowodowane zmianą

sposobu smarowania, są takie same bez względu na metodę nacinania zębów. Przytoczone spostrzeżenia wskazują, że wpływ smarowania i sposób jego realizacji na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej nie zależy od metody nacinania zębów.

Problemy mające związek ze smarowaniem przekładni rozważano również w punkcie 4.3.8. W punkcie tym przedstawiono wyniki badań, których głównym celem było określenie, jaki wpływ na dynamikę przekładni mają rodzaj oraz temperatura pracy oleju. W rezultacie otrzymano przebieg (rys.4.3.8.3) obrazujący zależność nadwyżki dynamicznej N_{dp} od lepkości roboczej oleju. W związku z aktualnie rozważanym problemem należy podkreślić, że przebieg ten otrzymano w oparciu o wyniki uzyskane z badań kół o zębach nacinanych trzema wymienionymi już wcześniej metodami. Stąd można stwierdzić, że i w tym przypadku wpływ rodzaju oraz temperatury pracy oleju na dynamikę przekładni stożkowej nie zależy od metody nacinania zębów.

W przypadku dociekań, jaki wpływ na dynamikę przekładni stożkowej ma sztywność tarczy kola, badaniom poddano kola o zębach nacinanych metodami Gleason i Oerlikon. Na rysunku 4.3.10.2 przedstawiono przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół otrzymane dla różnych sztywności tarczy. Jak widać (rys.4.3.10.2), zmiana sztywności tarczy pociąga za sobą zmianę obciążenia dynamicznego, przy czym zmiany te dla każdej z badanych par kół są bardzo podobne.

Opierając się na przedstawionych tu wynikach badań można przyjąć, że w przypadku prawidłowej wspólpracy kół metoda nacinania zębów nie ma wpływu na obciążenie dynamiczne przekładni. Jednak należy wspomnieć, że przekładnie stożkowe, których zazębienie nacinane jest metodą Gleason, są ze względu na dynamikę bardziej wrażliwe na osiowe przesunięcie wieńca, co jest powodem nieprawidlowej wspólpracy zębów, niż przekładnie o azębieniu nacinanym metodą Klingelnberg lub Oerlikon.

Metody, których użyto do nacinania zębów kół będących obiektem badań, należą do najczęściej stosowanych, natomiast inne zazwyczaj są ich pochodnymi. Mając powyższe na uwadze i opierając się na wynikach uzyskanych z przeprowadzonych badań można wysunąć następującą hipotezę: w przypadku kół stożkowych o zębach, których zarys linii wzdłużnej jest krzywoliniowy, metoda ich nacinania nie ma istotnego wpływu na procesy dynamiczne zachodzące w przekładniach stożkowych.

132

4.3.12 Wpływ klasy dokładności wykonania kół

Wpływ klasy dokładności wykonania kół na obciążenie dynamiczne przekładni określono na podstawie badań kół o zębach nacinanych metodą Gleason wykonanych w piątej, siódmej i dziewiątej klasie dokładności według PN-80/M88522.03. Kąt pochylenia linii zęba tych kół wynosił: $\beta_m = 31^{\circ}16'$. Informacje dotyczące podstawowych parametrów geometrycznych badanych kół oraz na podstawie jakich pomiarów ustalano klasę dokładności wykonania, podane są w punkcie 4.3.1.1. Natomiast informacje dotyczące przebiegu badań podane są w punkcie 4.3.1.2.

4.3.12.1 Omówienie wyników badań

Do wyznaczania przebiegów określających zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół zastosowano tylko jedną metodę pomiarową, mianowicie, mierzono przyspieszenia drgań skrętnych kół. Badania przeprowadzano przy różnym obciążeniu statycznym. Zadawane wartości tego obciążenia, które wyznaczano według zależności (4.4), wynosiły:

- w przypadku kół bez dodatkowych mas 0,32; 0,73; 1,36; 1,80; 2,75; 3,84 i 4,74 MPa,
- w przypadku kół o zwiększonej masie 0,42; 0,82; 1,00; 1,26; 1,50; 2,00; 2,45; 3,00; 3,50 i 4,50 MPa.

Przebiegi wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół $K_{dp} = F(V_m)$, wyznaczone w wyniku badań przekładni których koła wykonane były w różnych klasach dokładności, przedstawione są na rysunkach 4.3.2.1 a÷c i 4.3.2.2 a÷c (patrz punkt 4.3.2). Jak widać, w całym zakresie zadawanych prędkości wartości współczynnika siły dynamicznej zależą od klasy dokładności wykonania kół. Porównując odpowiadające sobie pod względem obciążenia jednostkowego Q przebiegi pokazane na rysunku 4.3.2.1 a i b, widać, że w przypadku mniejszych obciążeń wzrost dokładności wykonania o dwie klasy (z klasy siódmej do piątej) powoduje spadek siły dynamicznej o 20÷30%. Natomiast spadek ten jest mniejszy w przypadku większych obciążeń i wynosi on 10÷15%. Podobny efekt można zauważyć porównując wartości współczynników sił dynamicznych otrzymane dla 9 i 7 klasy dokładności wykonania (rys.4.3.2.1 b i c). Na rysunku 4.3.2.2 a÷c przedstawione są przebiegi dla kół o zwiększonym masowym momencie bezwładności. I w tym przypadku, z pewnym wyjątkiem, adekwatne są spostrzeżenia odnoszące się do wyników przedstawionych na rysunku 4.3.2.1 a÷c. Adekwatność ta nie ma miejsca — i to stanowi wspomniany wyjątek — gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu. Przy prędkości rezonansowej spadek siły dynamicznej, spowodowany wzrostem klasy dokładności wykonania zazębienia z 7 do 5, wynosi około 10% bez względu na wartość obciążenia statycznego.

Przyglądając się przebiegom pokazanym na rysunku 4.3.2.2 a÷c można również zauważyć, że zmianie obciążenia statycznego towarzyszy zmiana częstotliwości rezonansowej. Na rysunku 4.3.2.5 przedstawiono przebiegi określające zależność prędkości rezonansowej od obciążenia: $V_{mr} = f(Q)$. Jak widać, ze wzrostem obciążenia rezonans przesuwa się w kierunku wyższych prędkości, lecz zależność ta nie jest liniowa. Należy zwrócić uwagę na różniące się gradienty przyrostu funkcji (rys.4.3.2.5) w przypadku różnych klas dokładności wykonania kół. Na przykład, w zakresie zadawanych obciążeń w przypadku 9 klasy dokładności wykonania rezonans występuje w paśmie 24,5÷30,5 m/s, a więc pasmo to obejmuje 6 jednostek. Natomiast w przypadku 5 klasy dokładności rezonans występuje w paśmie 28,25÷31,5 m/s, a zatem obejmuje ono 3,25 jednostki.

Na rysunku 4.3.2.7 b i c pokazane są przykładowe przebiegi ilustrujące zależność współczynnika nadwyżki dynamicznej od obciążenia, otrzymane w wyniku badań kół wykonanych w różnych klasach dokładności.

Jak widać, w miarę wzrastania obciążenia gradient spadku nadwyżki dynamicznej jest coraz mniejszy bez względu na klasę dokładności wykonania. Poczynając od pewnych wartości Q spadek ten staje się mało znaczący — w szczególności dotyczy to przypadków, gdy przekładnia pracuje poza zakresem rezonansowym. Łatwo zauważyć, że wpływ klasy dokładności wykonania kół na wartość nadwyżki dynamicznej maleje ze wzrostem obciążenia statycznego. Na przykład, wzrost N_{dp} , spowodowany zmianą klasy dokładności z 5 na 9, wynosi około 25% (rys.4.3.2.7 b), gdy Q =4,85 MPa, natomiast wzrost ten wynosi około 50%, gdy Q = 1,00 MPa. Stąd można wnioskować, że ze względu na dynamikę przekładni korzyści wynikające z dokładniejszego wykonania są większe w przypadku mniejszych obciążeń. Inaczej mówiąc, większą dokładność wykonania należy stosować dla przekładni mniej obciążonych. Ostatnie spostrzeżenie dotyczy przypadków, gdy przekładnia pracuje poza zakresem rezonansowym (porównać przebiegi na rys.4.3.2.7 b i c). Zaobserwowane zjawisko można tłumaczyć tym,

że wzrost obciążenia powoduje równoczesny wzrost odkształceń współpracujących ze sobą zębów, co prowadzi do zmniejszenia względnej wartości odchyłek wykonawczych (odniesionych do tych odkształceń). Stąd znaczenie błędów wykonawczych maleje ze wzrostem obciążenia. Nie odnosi się to do zakresów rezonansowych (rys.4.3.2.7 c). W tym przypadku znaczne siły dynamiczne powodują duże wahania obciążenia całkowitego, a tym samym odkształceń. Występują przypadki, że zarówno obciążenie zęba, jak i jego odkształcenie są równe zeru (utrata kontaktu współpracujących zębów).

4.3.13 Ocena błędów pomiarowych

Jest rzeczą oczywistą, że informacje o wartości danej wielkości fizycznej, uzyskane przy użyciu przyrządów pomiarowych, obarczone są pewnym błędem. Błędy te mogą pochodzić od źródeł wewnętrznych i zewnętrznych. Przyczyny ich występowania mogą być różne, np.: szumy, zniekształcenia przekazywanych sygnałów, wahania napięcia zasilającego, błąd w odczycie itp. Jednym z bardzo ważnych elementów badań doświadczalnych jest dążenie do zmniejszenia błędów pomiarowych, tak aby były one dopuszczalne z punktu widzenia celu wykonywanych pomiarów. Stąd przed przystąpieniem do badań zasadniczych, których wyniki przedstawiono w kolejnych punktach niniejszego rozdziału, poczyniono pewne zabiegi mające na celu zminimalizowanie błędów pomiarowych.

W przypadku pomiaru przyspieszeń drgań skrętnych kół aparaturę użytą do pomiarów łącznie z przewodami wzorcowano, stosując specjalnie do tego celu przyznaczony stolik wibracyjny. Wzorcując zestaw pomiarowy, regulator wzmacniacza przyrządu pomiarowego (rys.4.2.5 poz.5) ustawiono tak, aby wychylenie wskazówki miernika odpowiadało amplitudzie drogi drgań trzpienia stolika wibracyjnego (wartość tej amplitudy podana jest w metryce stolika). Po tak przeprowadzonym wzorcowaniu przełączono miernik na pomiar przyspieszeń i po włączeniu stolika stwierdzono, że wartości przyspieszeń trzpienia stolika wskazywane przez miernik są również zgodne z podanymi w metryce.

Tak przygotowaną aparaturą przeprowadzono pomiary sprawdzające przy różnych parametrach pracy przekładni (zmieniano prędkość obwodową kół oraz obciążenie). Powtarzając co najmniej trzykrotnie pomiary przyspieszeń drgań kół przy tych samych parametrach pracy przekładni stwierdzono, że każdorazowo odczytane na wskaźniku wartości są takie same. Fakt ten pozwala wnioskować, że błąd maksymalny, wynikający z granicznej zdolno-

4.3.13. Ocena blędów pomiarowych

ści rozdzielczej przyrządu, przeważa nad blędem przypadkowym. W takich przypadkach wystarczający jest jednokrotny pomiar danej wielkości fizycznej [40], co miało miejsce w odniesieniu do pomiarów przyspieszeń drgań kół dokonywanych podczas badań zasadniczych. Na podstawie danych katalogowych zastosowanej aparatury (B&K) oraz jej własności metrologicznych, jak i zdolności percepcyjnych osób wykonujących pomiary oszacowano, że niedokładność pomiaru była mniejsza od 1%. W tym miejscu należy podkreślić, że zmierzone wartości obarczone były błędem systematycznym. W omawianym przypadku znaczący wpływ na wielkość tego błędu mogą mieć szumy. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że szumy własne kolektora wraz z przewodami w przybliżeniu wynoszą 0,6 mV przy najmniejszej i 2,0 mV przy największej zadawanej prędkości obrotowej kolektora. Wartości te stanowią od 0,9 do 1,6% wartości mierzonych. Jak widać, wartość błędu systematycznego jest zależna od wartości mierzonej. W związku z powyższym, mając do dyspozycji wartość zmierzoną, obarczoną blędem systematycznym, można wprowadzić tak zwaną poprawkę względną i wyznaczyć wartość rzeczywistą. Jednak nie wprowadzano takiej poprawki przyjmując, że bląd ten z punktu widzenia celu wykonywanych pomiarów jest dopuszczalny.

Odkształcenia u podstawy zęba mierzono za pomocą mostka tensometrycznego (rys. 4.2.6). Sygnały pochodzące z tensometrów doprowadzano do wzmacniacza zbudowanego na bazie obwodów scalonych. Przed pomiarami zasadniczymi zbadano wzmocnienie wzmacniacza w zależności od amplitudy i częstotliwości sygnału wejściowego o przebiegu sinusoidalnym. Pomiary określające wzmocnienie wzmacniacza w zależności od amplitudy sygnału wejściowego przeprowadzono dla dwóch częstotliwości: 1000 i 2200 Hz. Natomiast wartość skuteczną napięcia sygnału wejściowego zmieniano skokowo co 0,1 mV, począwszy od wartości 0,1 mV aż do 1,0 mV. Pomiary określające wzmocnienie wzmacniacza w zależności od częstotliwości sygnału wejściowego przeprowadzano w zakresie 5 Hz \div 40 kHz. Wartość skuteczna napięcia wejściowego wynosiła 0,3 mV.

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów stwierdzono, że sygnały wejściowe wzmacniane są 890 razy, przy czym maksymalny błąd, jakim jest obarczona ta wartość, uwzględniając cały zakres, w jakim przeprowadzano badania sprawdzające, wynosi \pm 1%. Stwierdzono również, że charakter przebiegu sygnału wyjściowego nie uległ zmianie w porównaniu z sygnałem wejściowym.

4.3.14. Uwagi końcowe

Jak widać na rysunku 4.2.6, mostek tensometryczny oraz wzmacniacz sygnałów zasilano bateriami prądu stałego, które wirowały wraz z badanym kołem. W związku z powyższym sprawdzono, czy podczas zmiany prędkości obrotowej kół wartości napięć tych baterii nie ulegają również zmianie. Przeprowadzone pomiary wykazały, że w zakresie zadawanych prędkości obrotowych zmiany takie nie zachodzą. Należy dodać, że każdorazowo, gdy wykorzystywano tensometryczny układ pomiarowy, mierzono przed i po pomiarach napięcie baterii zasilających ten układ.

4.3.14 Uwagi końcowe

Pozwalając sobie na pewną nieskromność autor żywi przeświadczenie, że przedstawione w niniejszym rozdziałe wyniki z przeprowadzonych badań eksperymentalnych są interesującym źródłem informacji z zakresu problematyki związanej z dynamiką przekładni zębatych, a w szczególności przekładni stożkowych. Wnioski wynikające z przeprowadzonych badań przedstawione będą w jednym z końcowych rozdziałów pracy. W niniejszym punkcie podzielono się pewnymi uwagami natury ogólnej.

Mimo szerokiego zakresu przedstawionej tematyki badawczej należy pamiętać o istnieniu szeregu czynników, które również mogą mieć wpływ na dynamikę przekładni, lecz nie został on dostatecznie poznany. Wymienić tu można zagadnienia związane z tłumieniem drgań mechanicznych przekładni, zagadnienia związane ze sztywnością zazebienia i rolę, jaką w obu wymienionych przypadkach odgrywa warstewka oleju znajdująca się między powierzchniami współpracujących zębów. Trzeba również wspomnieć o niewystarczającej wiedzy na temat wpływu na dynamike przekładni stożkowych takich parametrów jak: kat przyporu, liczba zebów, moduł zeba, kierunek pochylenia linii zęba, modyfikacja zarysu linii wzdłużnej zęba, zużycie zębów czy korekcja zębów. Należy pamiętać, że zjawiska dynamiczne zachodzace w przekładni zębatej są niezwykle skomplikowane. Składają się na nie różne komponenty i aspekty o zróżnicowanej wadze. Człowiek nie jest w stanie wszystkich tych elementów uchwycić i poznać jednocześnie, musi je obserwować i badać jeden po drugim, aby móc wyciągnać bardziej objektywne i ogólniejsze wnioski. Wiadomo również, że poznawanie nie ma charakteru obiektywnego [9]. Stąd ciągle prowadzone nowe badania z zakresu dynamiki przekładni zebatych znajdują uzasądnienie.

W tym miejscu wypada nadmienić, że eksperymentalne badania przekładni zębatych są bardzo kosztowne i czasochłonne, dlatego rozwiązanie na tej drodze "wszystkich problemów" związanych z ich dynamiką przez jednego badacza, a nawet zorganizowany zespół zainteresowanych tą problematyką osób wydaje się być nierealne. Z tej przyczyny potrzeba zbudowania modelu dynamicznego przekładni stożkowej jest jak najbardziej aktualna.

Należy zwrócić uwagę, że przedstawione w poszczególnych punktach wyniki w postaci wykresów lub tablic trzeba traktować jako przykładowe. Reprezentują one cały zbiór wyników otrzymanych w rezultacie przeprowadzonych badań, które są do wglądu u autora pracy. Wypada również wspomnieć o tym, że badania te były realizowane przez szereg lat, w którym to czasie wykonano tysiące pomiarów. Mając do dyspozycji wystarczającą ilość wyników, stosując metody matematyczne, wpływ niektórych czynników na przebieg współczynnika siły dynamicznej, jak i nadwyżki dynamicznej określających stan dynamiczny przekładni ujęto w formie zapisu empirycznego. Ponieważ, o czym już nadmieniano, na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni ma wpływ wiele parametrów, dlatego przedstawione w pracy pewne uogólnienia należy traktować jakościowo, a nie ilościowo.

Kończąc rozdział poświęcony tematyce badań eksperymentalnych, należy wyrazić nadzieję, że wnioski wynikające z tych badań znajdą aprobatę u konstruktorów i eksploatatorów przekładni stożkowych, inspirując działania mające na celu polepszenie ich dobroci.

5

Model dynamiczny przekładni zębatej stożkowej

5.1 Modele dynamiczne przekładni zębatych

Program studium dynamicznego, jako faza projektowania, jest nicią przewodnią, która wiąże szereg układów fizycznych tworzących nowoczesny złożony system maszynowy, jakim jest np. zespół maszyn i mechanizmów służących do urabiania i transportu węgla. Program ten stanowi scenariusz, według którego ustalane są warunki techniczne, powstają projekty wstępne, budowane są modele, obmyślane, przeprowadzane i analizowane wstępne próby ruchowe oraz podejmowane są decyzje co do ostatecznego projektu całego systemu, jak i każdej maszyny czy mechanizmu, które wchodzą w skład tego systemu. Jest to scenariusz, według którego sprawdza się ostateczne działanie każdego układu — najpierw oddzielnie każdej maszyny lub urządzenia, a później we współpracy ze sobą.

Jednym z ważnych i często występującym ogniwem w układach napędowych maszyn jest przekładnia zębata. W literaturze technicznej badaniom zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach zębatych poświęca się wiele uwagi. Badania tych zjawisk najczęściej prowadzone są na drodze doświadczalnej (pomiary na obiekcie rzeczywistym) lub na modelach dynamicznych przekładni (symulacja komputerowa). W przypadku badań modelowych stosowane są dwa warianty badań.

5.1. Modele dynamiczne przekładni zębatych

Wariant pierwszy polega na badaniu zjawisk dynamicznych zachodzacych w całym zespole napędowym, w skład którego oprócz przekładni zebatej wchodza również: silniki napedowe, sprzegła, hamulce, mechanizmy robocze itp. W tym przypadku uwzgledniane sa tylko niektóre parametry przekładni, takie jak masowe momenty bezwładności oraz masy kół i wałów, sztywność zazębienia (wartość średnia), sztywność wałów, luz międzyzębny (gdy kierunek przepływu mocy ulega zmianie), tłumienie drgań mechanicznych. Jak widać, pomija się czynniki, które są przyczyną powstawania międzyzebnej siły dynamicznej w samej przekładni, lecz nie mają większego wpływu na procesy dynamiczne zachodzące w maszynach i urządzeniach z nią współpracujących. Modele dynamiczne takich układów pokazano na rysunkach 5.1.1 ÷ 5.1.3 [24, 58, 135]. W układach tych poszczególne elementy składowe, w tym przekładnia zębata, reprezentowane są przez masowe momenty bezwładności oraz masy (rys.5.1.1) połączone więzami spreżystymi oraz wiezami dyssypacyjnymi. Rozwiązanie równań różniczkowych opisujących tak zbudowany model polega na wyznaczeniu przemieszczenia, prędkości oraz przyspieszenia w wybranych miejscach badanego modelu, a tym samym sił dynamicznych działających na układ. Badania analityczne tak zbudowanych modeli (rys.5.1.1÷5.1.3) wskazują, jakie zmiany należy poczynić już w procesie projektowania, aby uzyskać pożądaną charakterysty-



Rys.5.1.1. Model dynamiczny jednołańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z pojedynczym napędem głównym i pomocniczym [24]

Fig.5.1.1. Dynamic model of a single-chain scraper with a single main and auxiliary drive [24]
5.1. Modele dynamiczne przekładni zębatych

5. Model dynamiczny przekładni stożkowej



Rys.5.1.2. Model dynamiczny układu napędowego głowicy kombajnu ścianowego [135]

Fig.5.1.2. The dynamic model of power transmission system of the head of the combine cutter loader [135]



Rys.5.1.3. Model dynamiczny układu napędowego wału transmisyjnego [58]

Fig.5.1.3. The dynamic model of power transmission system of transmission shaft [58]

kę dynamiczną układu. Kierunek tych zmian może być rozpatrywany ze względu na: przeciążenia związane z rozruchem układu lub nagłą zmianą oporów roboczych, częstotliwości własne, których liczba jest równa liczbie stopni swobody przyjętego modelu, częstotliwości wymuszeń, wartości amplitud tych drgań itp. Optymalną charakterystykę dynamiczną układu uzyskuje się poprzez odpowiedni dobór ustalonych w wyniku badań wartości parametrów charakteryzujących ten układ. Najczęściej parametrami tymi są: przełożenie całkowite przekładni i jego rozkład na poszczególne stopnie, masowe momenty bezwładności oraz masy elementów wchodzących w skład układu, charakterystyki sztywności sprzęgieł, charakterystyka silnika lub silników napędowych.

W literaturze technicznej reprezentowane są również inne metody modelowania układów napędowych [2, 150, 151, 152, 153], oparte na wykorzystaniu grafów i liczb strukturalnych. Modelowanie to polega na odwzorowaniu układów mechanicznych za pomocą struktur algebraicznych umożliwiających prowadzenie badań numerycznych.

Wariant drugi polega na badaniu zjawisk dynamicznych zachodzących wewnątrz przekładni [84, 86, 146]. Szczególnie dotyczy to tych zjawisk, na przebieg których znaczący wpływ mają drgania "wysokoczęstotliwościowe". Parametry tych drgań (amplituda, częstotliwość) są zależne między innymi od: sztywności zazębienia, błędów wykonawczych, błędów montażowych, wielkości geometrycznych przekładni itp. W tym przypadku zazwyczaj zakłada się, że przekładnia obciążona jest stałym momentem obrotowym na wejściu i wyjściu. Zjawiska te stanowią, o czym już nadmieniano w jednym z poprzednich rozdziałów, główny przedmiot dociekań w niniejszej pracy.

Przykłady prostych modeli zaliczanych do tej grupy przedstawiono na rysunkach 5.1.4 i 5.1.5 [59, 71]. Modele te składają się z dwóch kół połączonych więzami sprężysto-tłumiącymi. Sztywność tych więzów jest zmienna w czasie, tzn. odwzorowuje przebieg sztywności zazębienia na odcinku przyporu, a tłumienie ma charakter wiskotyczny. Ponadto w modelach tych uwzględniono również inne parametry przekładni. W modelu przedstawionym na rysunku 5.1.4 uwzględniono: masowe momenty bezwładności zębnika i koła (Θ_1, Θ_2) , luz międzyzębny (j), kąty obrotu kół (φ_1, φ_2) , które są miarą odkształcenia uzębienia. Natomiast w modelu przedstawionym na rysunku 5.1.5 oprócz wymienionych już parametrów dodatkowo uwzględniono: odchyłki wykonawcze (f), masy kół i wałów (m_1, m_2) , sztywność skrętną wałów, $(k_{\psi 1}, k_{\psi 2})$, tłumienie drgań skrętnych wałów $(d_{\psi 1}, d_{\psi 2})$ ordz sztywność i tłumienie łożysk $(k_{\gamma 1}, k_{\gamma 2})$; $(d_{\gamma 1}, d_{\gamma 2})$. W modelu tym nie uwzględniono

5.1. Modele dynamiczne przekładni zębatych

5. Model dynamiczny przekładni stożkowej



Rys.5.1.4. Uproszczony model dynamiczny jednostopniowej walcowej przekładni zębatej o zębach prostych [71]

Fig.5.1.4. The simplified dynamic model of the single-stage cylindrical gear with straight teeth [71]



Rys.5.1.5. Model dynamiczny jednostopniowej walcowej przekładni zębatej o zębach prostych [59]

Fig.5.1.5. The dynamic model of the single-stage cylindrical gear with straight teeth [59]

luzu międzyzębnego. W pracach [59, 71] podano szczególowy opis modeli przedstawionych na rysunkach 5.1.4 i 5.1.5 oraz przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych na tych modelach.

W omawianej grupie modeli należy wyróżnić szeroko rozpowszechniony w literaturze krajowej [82, 83] dyskretny model dynamiczny przekładni jednostopniowej opracowany przez L. Müllera, który przedstawiono na rysunku 5.1.6.



Rys.5.1.6. Model dynamiczny jednostopniowej walcowej przekładni zębatej L. Müllera [82]

Fig.5.1.6. The dynamic model of the single-stage cylindrical gear of L. Müller [82]

Budowa tego modelu oparta jest na następujących założeniach:

- wały wraz z kołami oraz korpus przekładni są elementami idealnie sztywnymi,
- obciążenie zewnętrzne jest stałe,
- drgania kół zębatych są wyłącznie drganiami skrętnymi,
- sztywność jednej pary współpracujących zębów jest na odcinku przyporu stała lub zmienna,
- tłumienie drgań ma charakter wiskotyczny.

Przedstawiony model różni się od innych często spotykanych w literaturze tym, że koła przyjmują w modelu postać bryły opartej na palisadzie sprężyn, a roboczy ruch kół zastąpiono ruchem postępowym. Model umożliwia wprowadzanie charakterystyk geometrycznych dla każdego z zębów koła. Odchyłki wykonawcze, które przyczyniają się między innymi do niejednostajności ruchu kół, a które zazwyczaj są łącznie przedstawiane jako odchyłki współpracy jednostronnej, można rozłożyć na składowe: okresową i przypadkową. Składowa przypadkowa jest imitowana poprzez zróżnicowane wysokości sprężyn, natomiast składowa okresowa poprzez nadanie odpowiedniego kształtu powierzchniom, po których ślizgają się sprężyny. Szczegółowy opis modelu (rys.5.1.6) przedstawiony jest w pracach [72, 78, 82], natomiast w pracach [105, 106] wykazano analogię między przekładnią o zębach prostych a modelem. Wyszczególniono w nich, które cechy modelu odpowiadają określonym cechom przekładni oraz podano zależności umożliwiające przeliczyć parametry rzeczywiste przekładni na parametry modelu.

Na rysunku 5.1.7 pokazano, bardziej złożony od przedstawianych już modeli, model dynamiczny przekładni zębatej obiegowej. Jak widać, w modelu tym, którego szczególowy opis i wyniki badań podane są w pracy [138], wszystkie elementy są podparte sprężyście i każdy z nich ma trzy stopnie swobody. Badając charakterystykę dynamiczną tego modelu uwzględniano: zmienną sztywność pary zębów wzdłuż odcinka przyporu, tłumienie w zazębieniu, luzy międzyzębne, sztywność łożysk i tłumienie drgań w łożyskach, odchyłki wykonawcze kół zębatych i jarzma, prędkość obwodową kół, liczbę kół obiegowych oraz geometrię zazębienia. Jak widać (rys.5.1.7), założono, że wszystkie elementy przekładni mogą się przemieszczać liniowo w jednej płaszczyźnie w kierunku osi x i y i wykonywać obrót wokół osi z. Zainteresowanym problematyką modelowania dynamicznego przekładni obiegowej można polecić również pracę [4], gdzie oprócz modelu o podobnej złożoności jak omawiany wyżej przedstawiono wyniki badań uwzględniających szeroki wachlarz problemów związanych z dynamiką tych przekładni.

Kończąc ten krótki przegląd modeli dynamicznych przekładni zębatych trzeba podkreślić, że badania modelowe związane z omawianą problematyką są bardzo często tematem rozważań ukazujących się na łamach krajowej i zagranicznej literatury technicznej. Nawet kilka zdań poświęconych każdej opublikowanej pracy z tego zakresu wymagałoby kilkudziesięciostronicowego opracowania. Dlatego w niniejszym punkcie pokazano tylko te modele, które uważano za reprezentatywne na określonych etapach rozwoju tych badań.

5.2. Model dynamiczny przekładni stożkowej

Jak już wspomniano w jednym z pierwszych rozdziałów, prace te w zasadzie poświęcone są przekładniom walcowym o uzębieniu zewnętrznym i wewnętrznym.



Rys.5.1.7. Model dynamiczny przekładni obiegowej [138] Fig.5.1.7. The dynamic model of planetary gear [138]

5.2 Model dynamiczny przekładni stożkowej

5.2.1 Model fizyczny

Problemy związane z eksploatacją przekładni stożkowych (rozdz. 2), wyniki uzyskane z przeprowadzonych badań eksperymentalnych (rozdz. 4), istniejące i ciągle pojawiające się nowe opracowania modeli dynamicznych przekładni walcowych o zazębieniu zewnętrznym i wewnętrznym to główne bodźce, które inspirowały do zbudowania modelu dynamicznego przekładni stożkowej. Należy również nadmienić, że dotychczas w ogólnie dostępnej literaturze technicznej nie przedstawiono takiego modelu. W pierwszym etapie

podjętych w tym kierunku działań zbudowano model fizyczny, który przedstawiony jest na rysunku 5.2.1. Zakłada się, że przyjęty model może służyć do analizy procesów dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych o zębach prostych, skośnych i krzywoliniowych. W tym przypadku przyjęto pewne uproszczenie, mianowicie że zęby krzywoliniowe są równoważne zębom skośnym lub prostym (uzębienie zerol). Równoważność ta ma miejsce, gdy zachodzi relacja: $\beta_e = \beta_m$, gdzie β_e — kąt pochylenia linii zęba w kołach o zębach skośnych, β_m — kąt pochylenia linii zęba w kołach o zębach krzywoliniowych, mierzony w środku szerokości wieńca zębatego.

Model składa się z dwóch kół zębatych osadzonych na wałach podatnie ułożyskowanych. Łącznie zredukowane masy kół i wałów oznaczone są symbolami m_1 i m_2 , natomiast symbole $\Theta_{\psi 1}, \Theta_{\psi 2}, \Theta_{\gamma 1}$ i $\Theta_{\gamma 2}$ oznaczają masowe momenty bezwładności, których wartość określana jest w odniesieniu do osi obrotu kół x_1 i y_2 (indeks ψ) i osi prostopadlej do osi obrotu i przechodzącej przez środek wieńca zębatego z_1 i z_2 (indeks γ). Środki ciężkości mas m_1 i m2 leżą w punkcie środkowym każdego z kół. Dla przejrzystości wprowadzono indeksy 1 i 2 określające, do którego koła odnosi się dana wielkość (1 — koło czynne; 2 — kolo bierne). Przyjęty model ma 10 stopni swobody, jest to model dyskretny. Uogólnionymi współrzędnymi są: $x_{1,2}, y_{1,2}, z_{1,2}, \psi_{1,2}$ i $\gamma_{1,2}$. Całkowita siła międzyzębna P_n jest reprezentowana przez jej składowe P_o , P_r i P_a , których kierunek działania jest zgodny z kierunkami osi współrzędnych z, x i y. Stałe sprężystości c_x , c_y i c_z to składowe sumarycznej sztywności walów i łożysk. Sztywności skrętne wałów w płaszczyźnie prostopadłej do osi ich obrotu są reprezentowane przez stałe c_{ψ} , a sztywności tarcz kół i wałów w płaszczyźnie przechodzącej przez oś obrotu - przez stałe c_{γ} . Analogiczne uwagi dotyczą współczynników tłumienia k_x, k_y, k_z , k_{ψ} i k_{γ} .

Koła są sprzęgnięte "sprężyną" o sztywności $c_v(t)$ i "tłumikiem" o współczynniku tłumienia $k_v(t)$ imitującymi sztywność oraz tłumienie drgań mechanicznych zazębienia. Kierunek ich działania jest zgodny z kierunkiem działania siły międzyzębnej przyłożonej w środku szerokości wieńca zębatego, tzn. kierunkiem normalnym do zarysów zęba¹. Sztywność zazębienia $c_v(t)$ oraz tłumienie $k_v(t)$ są funkcjami okresowymi, tworzą razem równoległy model reologiczny.





Rys.5.2.1. Model dynamiczny przekładni zębatej stożkowej

Rys.5.2.1. The dynamic model of bevel gear

Sztywność zazębienia, jak i tłumienie zdefiniowano jako sumę wartości średniej i czasowo zmiennej

$$c_{v}(t) = c_{vo} + c_{vt}(t), \tag{5.1}$$

$$k_{v}(t) = k_{vo} + k_{vt}(t), \tag{5.2}$$

gdzie:

Cı

$$k_{vt}(t) = c_{vt}(t+T_z); \ k_{vt}(t) = k_{vt}(t+T_z); \ T_z = \frac{1}{f_z}.$$
 (5.3)

Gdy przyjmiemy, że składowe zmienne w równaniach (5.1) i (5.2) są równe zeru, wówczas sztywność i tłumienie przybierają wartość stałą. Między częstotliwością zazębiania się zębów f_z , prędkością obrotową koła czynnego n oraz ilością zębów tego koła z istnieje zależność

$$f_z = \frac{n z}{60},\tag{5.4}$$

gdzie prędkość obrotowa n podawana jest w obr/min.

W modelu luz międzyzębny imitowany jest przez ogranicznik ruchu J. Odchyłki wykonawcze, które między innymi są przyczyną niepożądanych przemieszczeń względnych kół, a tym samym drgań elementów przekładni, mających wpływ na ich obciążenie dynamiczne, symulowane są poprzez funkcje $f_1(t)$ i $f_2(t)$. Funkcje te definiują odchyłki wykonawcze dla każdego z kół. Właściwa funkcja blędów jest sumą funkcji błędów zazębiających się zębów

$$f(t) = f_1(t) + f_2(t).$$
(5.5)

Stosując odpowiedni zapis funkcji f(t) można symulować odchyłki wpływające na dokładność kinematyczną (np. mimośrodowe osadzenie kół) oraz na płynność pracy (np. odchyłki kąta zarysu czy losowe odchyłki podziałek).

5.2.2 Model matematyczny

Siłę międzyzębną działającą w kierunku normalnym zdefiniowano wyrażeniem

 $P_n = \Lambda \cdot c_v(t) + \dot{\Lambda} \cdot k_v(t), \tag{5.6}$

gdzie: Λ – ugięcie zazębienia w kierunku normalnym.

W oparciu o przyjęty model fizyczny przekładni (rys. 5.2.1), po uwzględnieniu wielkości geometrycznych kół stożkowych (rozpatrywano przekładnię o zębach krzywoliniowych, której kąt między osiami obrotu kół $\Sigma = 90^{\circ}$), przemieszczenie Λ wyznaczyć można ze związku

$$\Lambda = (x_1 + x_2 + r_m \gamma_1) \xi_1 + (y_1 + y_2 + \gamma_2 r_m u) \xi_2 + + (z_1 + z_2 + r_m \psi_1 + r_m u \psi_2) \xi + f(t),$$
(5.7)

gdzie:

$$\xi_1 = \sin\alpha_{on} \sin\delta_1 + \lambda_1 \cos\alpha_{on} \sin\beta_m \cos\delta_1, \qquad (5.8)$$

11

$$\xi_2 = \sin\alpha_{on} \cos\delta_1 + \lambda_2 \cos\alpha_{on} \sin\beta_m \sin\delta_1, \qquad (5.9)$$

$$\xi = \cos\alpha_{on} \cos\beta_m, \tag{5.10}$$

$$=\frac{z_2}{z_1}=\frac{r_{m2}}{r_{m1}}.$$
(5.11)

Przyjęto, że $r_{m1} = r_m$, stąd $r_{m2} = u r_m$. Należy również podkreślić, że w przypadku przyjętych założeń wartości $sin\delta_1 = cos\delta_2$ i $cos\delta_1 = sin\delta_2$. Wielkości λ_1 i λ_2 przyjmują wartości +1 lub -1. Umożliwiają one symulowanie kierunku nachylenia linii zęba i kierunku obrotu kół.

Siły działające w kierunku osi współrzędnych $x_{1,2}$, $y_{1,2}$ i $z_{1,2}$ odpowiadają siłom osiowej, promieniowej i obwodowej (P_a , P_r , P_o). Między każdą z tych sił a siłą całkowitą działającą w kierunku normalnym P_n zachodzą zależności:

$$P_{z1} = P_{z2} = P_o = P_n \,\xi, \tag{5.12}$$

$$P_{x1} = P_{x2} = P_{a1} = P_{r2} = P_n \,\xi_1, \tag{5.13}$$

$$P_{y1} = P_{y2} = P_{r1} = P_{a2} = P_n \,\xi_2. \tag{5.14}$$

Przy założeniu stałego obciążenia zewnętrznego ruch drgający pary kół zębatych (rys.5.2.1) opisano niejednorodnym liniowym układem równań różniczkowych, mianowicie:

$$m_1 x_1 + k_{x1} x_1 + c_{x1} x_1 + P_n \ \xi_1 = 0, \tag{5.15}$$

$$m_2 \dot{x_2} + k_{x2} \dot{x_2} + c_{x2} x_2 + P_n \ \xi_1 = 0, \tag{5.16}$$

$$m_1 \dot{y_1} + k_{y1} \dot{y_1} + c_{y1} y_1 + P_n \ \xi_2 = 0, \tag{5.17}$$

$$m_2 \dot{y_2} + k_{y2} \dot{y_2} + c_{y2} y_2 + P_n \ \xi_2 = 0, \tag{5.18}$$

$$m_1 \dot{z}_1 + k_{z1} \dot{z}_1 + c_{z1} z_1 + P_n \xi = 0, \qquad (5.19)$$

$$m_2 \dot{z}_2 + k_{z2} \dot{z}_2 + c_{z2} z_2 + P_n \xi = 0, \qquad (5.20)$$

$$\Theta_{\psi_1}\ddot{\psi_1} + k_{\psi_1}\dot{\psi_1} + c_{\psi_1}\psi_1 + P_n \ r_{m1}\ \xi = M_1, \tag{5.21}$$

$$\Theta_{\psi 2}\ddot{\psi}_2 + k_{\psi 2}\dot{\psi}_2 + c_{\psi 2}\psi_2 + P_n \ r_{m2}\ \xi = M_2, \tag{5.22}$$

150

$$\Theta_{\gamma 1} \dot{\gamma_1} + k_{\gamma 1} \dot{\gamma_1} + c_{\gamma 1} \gamma_1 + P_n \ r_{m1} \xi_1 = 0, \tag{5.23}$$

$$\Theta_{\gamma 2} \dot{\gamma}_2 + k_{\gamma 2} \dot{\gamma}_2 + c_{\gamma 2} \gamma_2 + P_n \ r_{m2} \xi_2 = 0.$$
(5.24)

Równaniom (5.15) ÷ (5.24) można nadać postać macierzową

$$\mathbf{M}\mathbf{\ddot{x}} + \mathbf{K}\mathbf{\dot{x}} + \mathbf{C}\mathbf{x} = \mathbf{P},\tag{5.25}$$

gdzie:

M, K, C - macierze bezwładności, tłumienia i sztywności,

 \mathbf{x} – wektor współrzędnych uogólnionych,

P - wektor sił uogólnionych.

Wprowadzając wielkości określone zależnościami

$$\begin{aligned}
\varphi_{i} &= \psi_{i} r_{mi}, & \Theta_{\varphi i} = \Theta_{\psi i}/r_{mi}^{2}, & \Theta_{\vartheta i} = \Theta_{\gamma i}/r_{mi}^{2}, \\
\vartheta_{i} &= \gamma_{i} r_{mi}, & c_{\varphi i} = c_{\psi i}/r_{mi}^{2}, & c_{\vartheta i} = c_{\gamma i}/r_{mi}^{2}, \\
P_{\varphi i} &= M_{i}/r_{mi}, & k_{\varphi i} = k_{\psi i}/r_{mi}^{2}, & k_{\vartheta i} = k_{\gamma i}/r_{mi}^{2}, \\
(i = 1; 2)
\end{aligned}$$
(5.26)

otrzymuje się:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 & x_2 & y_1 & y_2 & z_1 & z_2 & \varphi_1 & \varphi_2 & \vartheta_1 & \vartheta_2 \end{bmatrix}^T,$$
(5.27)

$$\mathbf{P} = \begin{bmatrix} -\xi_{1}k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi_{1}c_{v}(t)f(t) \\ -\xi_{1}k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi_{1}c_{v}(t)f(t) \\ -\xi_{2}k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi_{2}c_{v}(t)f(t) \\ -\xi_{2}k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi_{2}c_{v}(t)f(t) \\ -\xi_{k}v(t)\dot{f}(t) - \xi_{c}v(t)f(t) \\ -\xi k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi c_{v}(t)f(t) \\ -\xi k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi c_{v}(t)f(t) + P_{\varphi 1} \\ -\xi k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi c_{v}(t)f(t) + P_{\varphi 2} \\ -\xi k_{v}(t)\dot{f}(t) - \xi c_{v}(t)f(t) \\ -\xi k_{v}(t)\dot{f}(t) \\ -\xi k_{$$

 $\mathbf{M} = diag\{m_1, m_2, m_1, m_2, m_1, m_2, \Theta_{\varphi 1}, \Theta_{\varphi 2}, \Theta_{\vartheta 1}, \Theta_{\vartheta 2}\}.$ (5.29)

Do wyznaczenia wartości K i C posłużono się związkami

 $\mathbf{K} = \mathbf{K}_0 + k_v(t)\mathbf{X},\tag{5.30}$

5.2. Model dynamiczny przekładni stożkowej

$$\mathbf{C} = \mathbf{C}_0 + c_v(t)\mathbf{X},\tag{5.31}$$

gdzie K_0 , C_0 i X są macierzami, które przyjmują postać:

 $\mathbf{K}_{0} = diag\{k_{x1}, k_{x2}, k_{y1}, k_{y2}, k_{z1}, k_{z2}, k_{\varphi 1}, k_{\varphi 2}, k_{\vartheta 1}, k_{\vartheta 2}\}, \quad (5.32)$

$$\mathbf{C}_{0} = diag\{c_{x1}, c_{x2}, c_{y1}, c_{y2}, c_{z1}, c_{z2}, c_{\varphi 1}, c_{\varphi 2}, c_{\vartheta 1}, c_{\vartheta 2}\}, \qquad (5.33)$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \xi_1^2 & \xi_1^2 & \xi_1\xi_2 & \xi_1\xi_2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi_1^2 & \xi_1\xi_2 \\ \xi_1^2 & \xi_1^2 & \xi_1\xi_2 & \xi_1\xi_2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi_1^2 & \xi_1\xi_2 \\ \xi_1\xi_2 & \xi_1\xi_2 & \xi_2^2 & \xi_2^2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi_1\xi_2 & \xi_2^2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi^2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi_1^2 & \xi_1^2 & \xi_1\xi_2 & \xi_1\xi_2 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 \\ \xi_1\xi_2 & \xi_1\xi_2 & \xi_2^2 & \xi^2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 \\ \xi_1\xi_2 & \xi_1\xi_2 & \xi_2^2 & \xi^2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 & \xi\xi_2 \\ \xi\xi_1 & \xi\xi_1 & \xi\xi_2 & \xi\xi_$$

Do dalszych rozważań przyjęto, że wpływ siły dynamicznej na obciążenie zębów uwzględniany będzie poprzez współczynnik siły dynamicznej zdefiniowany jako stosunek maksymalnej wartości siły działającej w kierunku normalnym P_n do siły statycznej:

$$K_{dm} = \max_{t} \{ K_{dm}(t) \} = \max_{t} \left\{ \frac{P_n}{P_{n \, stat}} \right\} = 1 + \max_{t} \left\{ \frac{P_d}{P_{n \, stat}} \right\}.$$
 (5.35)

Wartość siły $P_{n \ stat}$ wynosi

 $P_{n\,stat} = \Lambda_o \, c_{vo}, \tag{5.36}$

gdzie: c_{vo} – średnia sztywność zazębienia, Λ_o – ugięcie zazębienia przy obciążeniu statycznym.

Wartość siły statycznej można również wyznaczyć stosując zależność:

$$P_{n \ stat} = \frac{M_1}{r_{m1} \cos\alpha_{on} \cos\beta_m}.$$
(5.37)

Wpływ luzu międzyzębnego na wartość międzyzębnej siły dynamicznej zazwyczaj symuluje się funkcją uzależniającą wartość siły od relacji między

wartościami luzu i przemieszczeniami zęba [58, 147]. Przyjęto, że w przypadku uwzględniania luzu wartości siły P_n wyznaczane będą z zależności

$$P_n = \left\{ \begin{array}{ll} \Lambda c_v(t) + \mathring{\Lambda} k_v(t), & gdy \quad \Lambda \ge 0\\ 0 & gdy \quad -j \le \Lambda < 0,\\ (\Lambda + \frac{j}{2}) c_v(t) + \mathring{\Lambda} k_v(t), & gdy \quad \Lambda \le -j \end{array} \right\},$$
(5.38)

gdzie: j – wartość luzu międzyzębnego.

Do rozwiązywania niejednorodnego liniowego układu równań różniczkowych $(5.15) \div (5.24)$ zastosowano zmodyfikowaną przez Mersona metodę numeryczną Rungego-Kutty o dokładności czwartego rzędu. W pracy [60] przedstawiony jest dokładny opis zastosowanej metody.

W algorytmie obliczeniowym przewidziano również możliwość symulowania zmiennego momentu obrotowego. W trakcie obliczeń tworzone są zbiory dyskowe zawierające wartości wszystkich zmiennych. Zbiory te mogą być wykorzystywane do dalszej obróbki, np. matematycznej (rozkład Fouriera), graficznej (wykresy) itp.

6

Badania modelowe zjawisk dynamicznych w przekładni stożkowej

6.1 Wpływ niektórych parametrów na obciążenie dynamiczne przekładni stożkowej

Koła przekładni stożkowej, a w szczególności uzębienie, charakteryzują się bardziej złożoną konstrukcją od kół przekładni walcowej. Stąd transponowanie wniosków, wynikających z badań zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach walcowych do przekładni stożkowych, może w wielu przypadkach okazać się niewystarczające, a wręcz blędne. Dlatego w niniejszej pracy wpływ parametrów konstrukcyjnych i technologicznych oraz warunków eksploatacyjnych na dynamikę przekładni stożkowej badano bezpośrednio na obiektach rzeczywistych oraz na modelu uwzględnia jącym specyficzne cechy charakteryzujące przekładnie. W odniesieniu do aktualnych wymagań wpływ niektórych parametrów przekładni stożkowych na przebieg zjawisk dynamicznych można uznać za ustalony z wystarczającą dokładnością. Niemniej poznanie wpływu wielu z nich wymaga badań w szerszym zakresie zmian wartości tych parametrów, co praktycznie jest mało realne na drodze eksperymentalnej. Znaczne ułatwienie w tym kierunku stwarzaja badania symulacyjne prowadzone na modelach dynamicznych przekładni. Badaniom wpływu niektórych czynników na przebieg zjawisk dynamicznych zachodza-

cych w przekładniach zębatych stożkowych, które realizowano na modelu dynamicznym tych przekładni, poświęcona jest dalsza część niniejszego rozdziału. Badania te nie wyczerpują wszystkich kombinacji. Ich zasadniczym celem jest sprawdzenie, czy zaproponowany model dynamiczny przekładni stożkowej (rys.5.2.1) może służyć jako narzędzie przydatne do dalszych dociekań z zakresu dynamiki tych przekładni. Dlatego przy realizacji na zaproponowanym modelu dalszych badań nie wyklucza się jego modyfikacji w zależności od stawianych zadań badawczych.

6.1.1 Wybór funkcji definiujących przebieg sztywności zazębienia i tłumienia na odcinku przyporu

W wyniku działania siły międzyzębnej odkształcają się wszystkie obciążone elementy przekładni: zęby, wały, łożyska, korpusy kół i obudowa przekładni. Odkształcenia te mają wpływ na własności ruchowe i wytrzymałościowe przekładni. Decydują one o płynności ruchu [89, 90], wielkości wewnętrznych obciążeń dynamicznych [78, 137], rozkładzie obciążenia na odcinku przyporu i wzdłuż linii styku zębów [47, 67, 141] oraz o cichobieżności przekładni [149]. Stąd duże znaczenie przypisuje się przebiegom odkształceń tych elementów w różnych fazach zazębiania się zębów. W szczególności odnosi się to do pary współpracujących ze sobą zębów.

Odkształcenie pary zębów, a tym samym i ich sztywność można wyznaczyć doświadczalnie lub analitycznie. Opracowane metody [15, 140], które są tylko pewnym przybliżeniem, odnoszą się do kół walcowych. W celu rozwiązania układu równań $(5.15) \div (5.24)$, a tym samym podjęcia badań na zaproponowanym modelu przekładni stożkowej, należy miedzy innymi zdefiniować funkcję $c_v(t)$ określającą przebieg sztywności zazębienia na odcinku przyporu. Przebieg ten dla kół stożkowych o zakrzywionej linii zeba jest jak dotąd problemem w pełni nie rozwiązanym. Pewne poczynania w tym kierunku przedstawiono w pracy [87], lecz podane w niej wyniki sa niewystarczające do określenia charakteru tego przebiegu. Stad w odniesieniu do przebiegu sztywności zazebienia przyjęto pewne uproszczenia. Podobne uproszczenia przyjmowane są w badaniach modelowych przekładni walcowych o zębach śrubowych. W badaniach tych [4, 18, 58, 71, 135] przebieg sztywności zazębienia śrubowego zastępowano przebiegiem sztywności zebów prostych, których czołowy wskaźnik przyporu jest równy sumarycznemu wskaźnikowi przyporu zębów śrubowych.

6.1. Wpływ niektórych parametrów na obciążenie dynamiczne. . 157

W opracowanym programie obliczeniowym, służącym do realizacji badań na przyjętym modelu przekładni stożkowej (rys.5.2.1), zaproponowano trzy sposoby modelowania funkcji sztywności zazebienia $c_{\nu}(t)$, mianowicie: - Sposób pierwszy. Funkcje przebiegu sztywności zazębienia na odcinku przyporu zamodelowano w sposób przedstawiony na rysunku 6.1.1.1 a. Przebieg ten opisany jest za pomocą parametrów: D_o , D_1 , D_2 , c_{v1} , c_{v2} , c_{vo} , krzywe "zamykające" to parabole, które przechodzą przez punkty o współrzędnych $(D_o, c_{v1}), (D_o + D_1, c_{v1}), (D_o + D_1, c_{v2}), (D_o + D_1 + D_2, c_{v2}).$ Wierzchołki tych parabol leża na prostych prostopadłych do osi odciętych i przechodzących przez środki odcinków D_1 i D_2 . Krzywiznę tych parabol można ustalać dowolnie poprzez dobór odpowiedniej wartości współczynnika przy wyrazie o najwyższym wykładniku potegowym. Przebiegowi temu można również nadać charakter fali' prostokątnej. Długości odcinków D1 i D2 dobierane są w zależności od sumarycznego wskaźnika przyporu, np. gdy $\varepsilon_c = 2, 7$, to zazębieniu dwuparowemu odpowiada odcinek czasowy D_1 , a trójparowemu D_2 , przy czym

$$D_1 + D_2 = T$$
, stąd $f_z = \frac{1}{T}$. (6.1)

Wartość Do określa przesunięcie fazowe przebiegu, np.w stosunku do przyjetego przebiegu tłumienia. Wartości c_{v1} i c_{v2} są dobierane w zależności od sztywności zebów w chwili wejścia dodatkowej pary w przypór i wyjścia jednej z par bedacych w przyporze. Posługując się przytoczonym wyżej przykładem można przyjąć, że c_{v1} to sztywność dwu par zębów w chwili wyjścia z zazebienia trzeciej pary, natomiast $c_{\nu 2}$ to sztywność trzech par zębów w chwili wejścia trzeciej pary w zazębienie. Należy wspomnieć, że istnieje możliwość w miejsce paraboli wprowadzić inną "krzywa zamykającą", np. wielomian n-tego stopnia itp. Stosunek pola znajdującego się nad odcinkiem $D_1 + D_2$ ograniczonego krzywymi zamykającymi do długości tego odcinka to wartość średnia sztywności $c_{\nu o}$. W tym miejscu należy nadmienić, że przyjęty model przebiegu sztywności zazębienia jest pewnym uproszczeniem, ponieważ w przypadku zebów krzywoliniowych nachylonych do tworzącej stożka pod kątem β_m ząb wchodzi w zazębienie nie na całej długości, jak w przypadku kół o zębach prostych, lecz włącza się do pracy stopniowo w miarę obrotu kół. Częściowo uwzględniać to można poprzez odpowiedni dobór stosunku $c_{\nu 2}/c_{\nu 1}$ i krzywizny paraboli.

— Sposób drugi. Funkcję przebiegu sztywności zazębienia zamodelowano w sposób przedstawiony na rysunku 6.1.1.1 b. Przebieg sztywności zazębienia jednej pary zębów opisany jest za pomocą parametrów: $p_b \cdot \varepsilon_c$, $c_{vo\ max}$,

6.1.2. Wpływ prędkości obwodowej kół

6. Badania modelowe zjawisk dynamicznych...

 $c_{vo\ minim}$ (p_b — podziałka zasadnicza). Przyjęto, podobnie jak w pierwszym sposobie, że "czołowy wskaźnik przyporu" jest równy sumie wskaźników przyporu, tzn. czołowego i poskokowego. Funkcję przebiegu sztywności zazębienia, którą uwzględniano w obliczeniach, otrzymano poprzez sumowanie zachodzących na siebie sztywności zazębienia pojedynczych par zębów.

— **Sposób trzeci.** W trzecim sposobie do zamodelowania przebiegu sztywności zazębienia na odcinku przyporu wykorzystano funkcję *cosinus*. Przebieg ten jest scharakteryzowany takimi parametrami jak: sztywność średnia zazębienia, amplituda sztywności, częstotliwość przebiegu (zazębiania) oraz przesunięcie fazowe.





Fig.6.1.1.1 a, b. The courses of the meshing rigidity on the path of contact

W rozważanym modelu dynamicznym przekładni przyjęto również (patrz zależność (5.6)), że na odcinku przyporu zmianie może ulegać także tłumienie w zazębieniu. Do przyjęcia takiej wersji skłoniły wyniki badań opublikowane w pracach [11, 36, 66, 101, 114], w których wykazano, że wartość tłumienia ulega zmianie wraz ze zmianą ilości par zębów będących w przyporze. Aczkolwiek wyniki podane w tych pracach pod względem ilościowym różnią się znacznie i nie podano przebiegu tych zmian, niemniej sugerują one, że zjawisko to ma miejsce. W programie obliczeniowym przebiegi zmiany tłumienia na odcinku przyporu modelować można tymi samymi funkcjami co w przypadku modelowania przebiegów sztywności zazębienia.

Należy wspomnieć, że zaproponowanym przebiegom można nadać również charakter funkcji stałych.

6.1.2 Wpływ prędkości obwodowej kół

Jak wynika z badań eksperymentalnych, których rezultaty przedstawiono w rozdziale 4, jak również z uwag zawartych w innych pracach [59, 79], prędkość obwodowa kół jest, ze względu na dynamikę przekładni, bardziej reprezentatywna niż prędkość obrotowa. Dlatego analizując zjawiska dynamiczne zachodzące w przekładniach zębatych zazwyczaj pierwszorzędne znaczenie przypisuje się charakterystyce określającej zależność współczynnika siły dynamicznej lub nadwyżki dynamicznej od prędkości obwodowej kół. Często wyraża się ją jako funkcję $K_d = F(V)$.

W niniejszym punkcie przedstawiono wyniki badań przeprowadzonych na zaproponowanym modelu dynamicznym przekładni stożkowej (rys. 5.2.1). Ich celem było poznanie wpływu częstotliwości wymuszeń (zazębiania) i — co za tym idzie — prędkości obwodowej kół na obciążenie dynamiczne przekładni. W wyniku przeprowadzonych badań wyznaczono funkcję wyrażającą zależność współczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej kół: $K_{dm} = F(V_m)$. Porównując przebieg tej funkcji z przebiegami otrzymanymi w wyniku badań eksperymentalnych można określić stopień ich zgodności, czyli zweryfikować przyjęty model.

Układ równań (5 15) ÷ (5.24) rozwiązywano dla danych zawartych w tablicy 6.1.2.1, przy czym starano się, aby dane te odpowiadały przekładni będącej obiektem badań doświadczalnych (rozdz.4). Badania przeprowadzano przy obciążeniu momentem obrotowym $M_1 = 500$ Nm, co odpowiada wartości obciążenia jednostkowego Q = 1,50 MPa. Należy wspomnieć, że badania symulacyjne, których wyniki przedstawione są w tym i następnych punktach, przeprowadzano, przy założeniu że przekładnia nie jest obarczona odchyłkami wykonawczymi, a sumaryczny wskaźnik przyporu $\varepsilon_c = 2,6$. Przyjęta wartość tego wskaźnika odpowiada wartości, jaka cechowała większość przekładni będących obiektem badań eksperymentalnych (rozdz. 4).

Przy doborze współczynników sztywności i tłumienia dla łożysk i wałów korzystano z danych zawartych w pracach [59, 71, 87]. Należy również wspomnieć, że przed przystąpieniem do badań zasadniczych sprawdzono poprawność działania programu obliczeniowego. W tym celu przyjęto stałą wartość sztywności równą wartości średniej (c_{vo}) . Po uruchomieniu programu obliczeniowego odczekano, aż wahania siły ustaną i odczytano jej wartość. Powinna ona odpowiadać wartości wyznaczonej z zależności (5.37).

160

Wartości parametrów występujących we wzorze (5.37) są podane w tablicy 6.1.2.1. Stwierdzono, że odchyłki między wartościami wyliczonymi według zależności (5.37) a otrzymanymi z badań numerycznych nie przekroczyły 0.3%.

Tablica 6.1.2.1

Oznaczenia	Wartość	Jednostka	Oznaczenia	Wartość	Jednostka
c_{x1}	$0,2.10^{9}$	Nm^{-1}	c_{x2}	$0,7.10^{9}$	Nm^{-1}
c_{y1}	$0,7 \cdot 10^9$	Nm^{-1}	c_{y2}	$0,2 \cdot 10^9$	Nm^{-1}
<i>c</i> _{z1}	$0,7 \cdot 10^9$	Nm^{-1}	<i>cz</i> 2	$0,7 \cdot 10^9$	Nm^{-1}
$c_{\psi 1}$	$0,2 \cdot 10^{5}$	Nm	$c_{\psi 2}$	$0,1 \cdot 10^5$	Nm
$c_{\gamma 1}$	$0,7.10^{7}$	Nm	Cy2	$0,6 \cdot 10^{7}$	Nm
k_{x1}	900	$Ns m^{-1}$	k_{x2}	1800	$Ns m^{-1}$
k_{y1}	1800	$Ns m^{-1}$	k_{y2}	900	$Ns m^{-1}$
k _{z1}	1800	$Ns m^{-1}$	k_{z2}	1800	$Ns m^{-1}$
$k_{\psi 1}$	2	Nsm	$k_{\psi 2}$	2	Ns m
$k_{\gamma 1}$	30	Nsm	$k_{\gamma 2}$	30	Ns m
Cvo	6.10^{8}	Nm^{-1}	c_{v2}/c_{v1}	1,2	-
$\Theta_{\psi 1}$	0,021	kgm^2	$\Theta_{\psi 2}$	0,22	kgm^2
$\Theta_{\gamma 1}$	0,02	kgm^2	$\Theta_{\gamma 2}$	0,15	kgm^2
M_1	500	Nm	r_{m1}	0,08	m
m_1	10	kg	m_2	28	kg
α_{on}	0,3490	rad	β_m	0,5236	rad
δ_1	0,6493	rad	j	0,0002	m
λ_1	1	The Archives	λ_2	1	- Territorian 10
<i>z</i> 1	41		z_2	54	-

Na rysunku 6.1.2.1 przedstawiono przebieg współczynnika siły dynamicznej K_{dm} w funkcji prędkości obwodowej kół otrzymany w wyniku badań symulacyjnych. Aby przebieg ten pod względem ilościowym był zbliżony do przebiegów otrzymanych z badań eksperymentalnych (przy czym w obszarze głównego rezonansu chodziło o wartość maksymalną), trzeba było, w zależności od zadawanych prędkości obwodowych kół, przyjmować różne wartości współczynnika tłumienia k_{vo} . Stąd zaszła konieczność wyznaczenia tej zależności. Przyjmowane wartości tego współczynnika dla określonych prędkości obwodowych kół przedstawiono w postaci wykresu na rysunku 6.1.2.2. Na-

6.1.2. Wpływ prędkości obwodowej kół

leży również wspomnieć o tym, że badania, których wyniki przedstawione są w tym i następnych punktach niniejszego rozdziału, realizowano bez stosowania symulacji zmian wartości współczynnika tłumienia k_{vo} wywołanych zmianą liczby par zębów będących w przyporze.





Fig.6.1.2.1. K_{dm} , the dynamic force coefficient in the function of peripheral speed of wheels cut without any errors



Rys.6.1.2.2. Wartość współczynnika k_{vo} w zależności od prędkości obwodowej kół

Fig.6.1.2.2. The values of the coefficient k_{vo} in relation the peripheral speed of wheels

6. Badania modelowe zjawisk dynamicznych...

Jak widać (rys.6.1.2.1), główny rezonans występuje przy prędkości $V_m = V_r = 28,9$ m/s, przy której współczynnik siły dynamicznej osiągnął wartość: $K_{dm} = 2,22$. Lokalny wzrost współczynnika siły dynamicznej ujawnia się również w obszarze 7,6; 9,6 i 15,6 m/s, co w przybliżeniu odpowiada 1/4, 1/3 i 1/2 prędkości rezonansowej. W obszarze 22 m/s pojawia się również minimalny, lecz dający się zauważyć wzrost współczynnika K_{dm} .

Na rysunku 6.1.2.3 a÷d przedstawiono przebiegi siły w funkcji czasu. Jak widać, w każdym z tych przebiegów, z wyjątkiem jednego (rys. 6.1.2.3 d przekładnia pracowała w obszarze rezonansowym), wyraźnie zaakcentowana jest skokowa zmiana sztywności zazębienia.





Fig.6.1.2.3 a÷d. The course of the force in the function of time with the peripheral speed of wheels: a=5,09 m/s; b=9,62 m/s; c=17,83 m/s; d=28,92 m/s

6.1.3. Wpływ sztywności zazębienia

Porównując przebiegi współczynnika siły dynamicznej w funkcji prędkości obwodowej kól otrzymane w wyniku badań eksperymentalnych (punkt 4.3.1.3) z przebiegiem uzyskanym w wyniku badań symulacyjnych (rvs.6.1.2.1) widać, że pod względem jakościowym maja one zbliżony charakter. Pod względem ilościowym można zauważyć, że w zakresie małych prędkości obwodowych kół (do 10 m/s) wartości tych współczynników różnią się nieznacznie. Natomiast w zakresie większych prędkości, wykluczajac zakres rezonansowy, zauważalne sa wyraźne różnice między wartościami uzyskanymi z badań numerycznych i eksperymentalnych. Można sądzić, że różnice te mają miejsce między innymi dlatego, ponieważ badania modelowe dotycza przekładni o zerowych odchyłkach wykonawczych, których znaczenie ze wzgledu na dynamike rośnie ze wzrostem predkości obwodowych kół; wartość współczynnika tłumienia k_{vo} uzależniono tylko od prędkości obwodowej kół (rys.6.1.2.2). Wydaje się, że na wartość współczynnika k_{vo} ma również wpływ amplituda drgań oraz wielkości z nią związane. Ustalenie istnienia takiego wpływu i jego znaczenia przewidziano w planie dalszych badań.

6.1.3 Wpływ sztywności zazębienia

Jak wynika z przedstawionych już nieco wcześniej rozważań, sztywność zazębienia zmienia się w funkcji kąta obrotu koła. Zmiana ta zachodzi w wyniku zmiany ilości par zębów będących w przyporze, jak również w wyniku zmiany na odcinku przyporu sztywności jednej pary. Zmianę sztywności zazębienia realizowano w sposób przedstawiony na rysunku 6.1.1.1 a. Badania przeprowadzono dla różnych wartości stosunku sztywności c_{v2}/c_{v1} , mianowicie: 1,2; 1,3; 1,4 i 1,5. Pozostałe dane były zgodne z przyjętymi w punkcie 6.1.2 (tabl.6.1.2.1). Należy zaznaczyć, że zmiany wartości c_{v2}/c_{v1} realizowano tak, aby zachować stałą wartość c_{vo} .

Na rysunku 6.1.3.1 a÷c przedstawiono przebiegi siły w funkcji czasu przy prędkości obwodowej kół $V_m = 5,73$ m/s dla różnych wartości stosunku c_{v2}/c_{v1} . Jak widać, każdej zmianie stosunku c_{v2}/c_{v1} towarzyszy również zmiana amplitudy wahań siły, która rośnie ze wzrostem tego stosunku. Można też zauważyć, że wejście nowej pary zębów w zazębienie wyraźnie akcentowane jest chwilowym wzrostem obciążenia dynamicznego.

Na rysunku 6.1.3.2 przedstawiono przebiegi określające zależność współczynnika siły dynamicznej K_{dm} od prędkości obwodowej kół dla różnych wartości stosunku c_{v2}/c_{v1} . Jak widać, w całym zakresie zadawanych pręd-

6. Badania modelowe zjawisk dynamicznych...

kości wielkość współczynnika siły dynamicznej zależy w dużym stopniu od stosunku maksymalnej wartości sztywności zazębienia c_{v2} do minimalnej wartości c_{v1} . Na uwagę zasługuje to, że w zakresach spokojnej pracy przekładni większy wpływ zmiany sztywności na wartość K_{dm} zaznacza się przy mniejszych prędkościach. Widać również, że zmiana stosunku c_{v2}/c_{v1} przy zachowaniu stalej wartości c_{vo} nie powoduje przemieszczania się prędkości rezonansowej. Można również zauważyć, że w przypadku większych wartości c_{v2}/c_{v1} pojawia się coraz wyraźniej lokalne ekstremum w paśmie 22 m/s, aczkolwiek wzrost K_{dm} w tym paśmie jest nieznaczny.



0.198 0.200

0.155

0.190

0.193 t 0.195

a) $c_{v2}/c_{v1} = 1,2$; b) $c_{v2}/c_{v1} = 1,3$; c) $c_{v2}/c_{v1} = 1,5$

6.1.4. Wpływ sztywności korpusów kół



Rys.6.1.3.2. Współczynnik siły dynamicznej K_{dm} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych wartości $c_{\nu 2}/c_{\nu 1}$

Fig.6.1.3.2. K_{dm} , the dynamic force coefficient in the function of peripheral speed of wheels for various values c_{v2}/c_{v1}

6.1.4 Wpływ sztywności korpusów kół

W przekładni stożkowej zawsze jedną ze składowych jest siła osiowa, która praktycznie nie występuje w przekładni walcowej o zębach prostych. Natomiast w przypadku przekładni walcowej o zębach skośnych stosunek siły osiowej do całkowitej jest najczęściej mniejszy niż w przekładni stożkowej. Należy nadmienić, że uwaga ta odnosi się szczególnie do przekładni średnich i dużych mocy. Porównując przekładnie stożkowe z walcowymi łatwo zauważyć, że zwykle stosunek długości zęba do grubości korpusu (tarczy) koła jest znacznie większy w przypadku przekładni stożkowych. Dlatego w przekładniach stożkowych obciążenie przypadające na jednostkę grubości korpusu koła stożkowego jest również większe niż w kołach walcowych. Dotyczy to zwłaszcza kół stożkowych o zębach krzywoliniowych.

Przytoczone uwagi sugerują, że w przypadku przekładni stożkowych sztywność korpusów kół w płaszczyźnie przechodzącej przez osie ich obrotu

6.1.5. Wpływ tłumienia

może mieć znaczący wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w tych przekładniach. Wyniki badań doświadczalnych dotyczących tego problemu (punkt 4.3.10) wskazują, że wpływ taki istnieje. W tym miejscu należy powołać się na rozważania teoretyczne przedstawione w pracy [120], które co prawda nie odnoszą się bezpośrednio do obciążenia dynamicznego, lecz wykazano tam, że sztywność korpusów kół stożkowych ma wpływ na charakterystykę ich drgań. W niniejszym punkcie przedstawiono wyniki badań symulacyjnych przeprowadzonych na modelu przekładni stożkowej (rys.5.2.1). Ich głównym celem było potwierdzenie, czy sztywności tej należy nadać pewne znaczenie w odniesieniu do dynamiki przekładni, a tym samym przypisać jej pewną wagę już w procesie projektowania. Nie mniej ważnym celem badań, których wyniki prezentowane są w niniejszym punkcie, było sprawdzenie, czy reakcja zaproponowanego modelu na zmianę sztywności korpusów kół jest podobna do reakcji zaobserwowanej w badaniach doświadczalnych.

Na rysunku 6.1.4.1 przedstawiono przebiegi współczynnika siły dynamicznej w funkcji prędkości obwodowej dla kół o różnej sztywności korpusów,



Rys.6.1.4.1.Współczynnik siły dynamicznej K_{dm} w funkcji prędkości obwodowej dla kół o różnej sztywności korpusów

Fig.6.1.4.1. K_{dm} , the dynamic force coefficient in the function of peripheral speed of wheels with various frames' rigidity

uzyskane w wyniku badań symulacyjnych. Jak widać, wpływ sztywności korpusów kół na wartość współczynnika K_{dm} przejawia się wyraźnie w zakresie głównego rezonansu. Porównując wartości K_{dm} występujące w zakresie głównego rezonansu widać (rys.6.1.4.1), że spadek sztywności korpusów kół o około 34% powoduje 20% spadek siły dynamicznej. Zmiana sztywności korpusów kół powoduje również, że częstotliwość rezonansowa ulega zmianie. W przypadku wzrostu sztywności przemieszcza się ona w kierunku wyższych prędkości. W zakresach spokojnej pracy przekładni wpływ sztywności korpusów kół na obciążenie dynamiczne przekładni jest niewielki.

Porównując przebiegi przedstawione na rysunku 4.3.10.2 z przebiegami przedstawionymi na rysunku 6.1.4.1 widać, że pod względem jakościowym są one podobne. Przyglądając się tym przebiegom łatwo zauważyć, że reakcja modelu na zmianę sztywności korpusów kól jest bardzo zbliżona do reakcji zaobserwowanej w badaniach doświadczalnych. Różnice ilościowe można tłumaczyć między innymi tym, że w przypadku badań numerycznych rozważano przekładnię wykonaną bezblędnie.

6.1.5 Wpływ tłumienia

W teorii drgań ważne i specjalne miejsce zajmuje problematyka związana z tłumieniem drgań mechanicznych. Złożoność oraz interdyscyplinarna natura zjawisk związanych z tą problematyką powoduje, że mimo wielu badań sprawa ta jest nadal otwarta. Przyjmowane opisy matematyczne drgań tłumionych mają na ogół charakter hipotez, toteż opis tych drgań tylko w szczególnych przypadkach odzwierciedla rzeczywistość fizykalną [98]. Zazwyczaj próby zastosowania takich opisów w praktyce inżynierskiej oparte są na bardzo przybliżonych wzorach i metodach.

W rozległej problematyce dotyczącej dynamiki przekładni zębatych zagadnienia związane z tłumieniem drgań mechanicznych są najsłabiej zbadane [78]. Podstawową trudność stanowi ich złożoność, która wynika między innymi z różnorodności przyczyn powodujących tłumienie tych drgań. Do przyczyn tych należy zaliczyć:

- tarcie między kontaktującymi się powierzchniami wspólpracujących zębów,
- tarcie wewnętrzne,
- tarcie konstrukcyjne,

6.1.5. Wpływ tłumienia

- tarcie w łożyskach,
- rozproszenie energii w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących zębów,
- rozproszenie energii wskutek rozbryzgiwania oleju w przekładni.

Zbyt uboga wiedza na temat tłumienia drgań mechanicznych zmusza do przyjmowania w badaniach symulacyjnych najprostszej postaci tłumienia. Zakłada się, mianowicie, liniową zależność siły tłumiącej od prędkości ruchu drgającego. Trzeba nadmienić, że w celu uzyskania zgodności wyników obliczeń numerycznych z wynikami doświadczeń przyjmowane w badaniach modelowych przekładni wartości współczynnika tłumienia drgań mechanicznych znacznie przewyższają wartości wynikające z tarcia wewnętrznego i konstrukcyjnego. Stąd można wnioskować, że znaczący wpływ na tłumienie drgań mają inne czynniki. Należy sądzić (patrz p. 4.3.6 \div 4.3.8), że w tym przypadku istotne znaczenie ma warstwa oleju znajdująca się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów oraz jej elastohydrodynamiczne właściwości.

Występowanie różnych przyczyn powodujących rozproszenie energii drgań w przekładniach zębatych oraz brak dokładnego rozpoznania procesów towarzyszących temu rozproszeniu wskazują na celowość prowadzenia dalszych badań w tym kierunku. Do podejmowanych prób z tego zakresu zaliczyć należy badania, których wyniki przedstawiono w rozdziale 4 niniejszej pracy (patrz p. $4.3.6 \div 4.3.8$).

W przyjętym modelu dynamicznym przekładni stożkowej (rys.5.2.1) tłumienie drgań mechanicznych w zazębieniu symulowane jest poprzez tłumik, który łącznie ze sprężyną tworzy układ równoległy. Wartość tłumienia określana jest przez współczynnik k_{vo} . Wpływ współczynnika tłumienia na obciążenie dynamiczne przekładni badano rozwiązując równania ruchu (5.15) \div (5.24) dla danych podanych w tablicy 6.1.2.1. Zmieniano jedynie wartość k_{vo} . Przyjmowane wartości tego współczynnika wynosiły: 1,2; 4,0; 8,5; 12,0 i 15 Ns/mm. W wyniku przeprowadzonych obliczeń otrzymano przebiegi określające zależność współczynnika siły dynamicznej K_{dm} od prędkości obwodowej kół V_m dla wymienionych wartości współczynnika k_{vo} . Przebiegi te przedstawiono na rysunku 6.1.5.1. Wyniki uzyskane z przeprowadzonych badań wskazują, że wpływ tłumienia na obciążenie dynamiczne przekładni przejawia się najbardziej w obszarze głównego rezonansu. Porównując przebiegi uzyskane dla $k_{vo} = 15$ Ns/mm i $k_{vo} = 1,2$ Ns/mm (rys.6.1.5.1) widać, że w obszarze głównego rezonansu różnica między wartościami sił dynamicznych jest znaczna (sześciokrotna). Przy współczynniku tłumienia równym 1,2 Ns/mm występują wyraźne ekstrema w pasmach 1/4 i 1/3 głównego rezonansu. Natomiast przy większych wartościach k_{vo} w obszarze tych pasm występuje tylko jedno ekstremum. Interesujące jest również to, że w zakresach spokojnej pracy przekładni wpływ wartości współczynnika k_{vo} na obciążenie dynamiczne przekładni jest nieznaczny.



Rys.6.1.5.1. Współczynnik siły dynamicznej K_{dm} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych wartości współczynnika tłumienia

Fig.6.1.5.1. K_{dm} , the dynamic force coefficient in the function of peripheral speed for various values of k_{vo} , the dumping coefficient

Przedstawione wyniki badań numerycznych i badań eksperymentalnych (p. 4.3.6 \div 4.3.8) sugerują, że celowe są dalsze poczynania zmierzające do dokładniejszego poznania zarówno przyczyn wpływających na rozproszenie energii drgań w różnych miejscach przekładni, jak i skutków tego rozproszenia. Należy przypuszczać, że zaproponowany model dynamiczny przekładni stożkowej (rys.5.2.1) okaże się przydatny do prowadzenia badań w tym zakresie.

6.1.6 Wpływ luzu międzyzębnego

Wyniki uzyskane z przeprowadzonych badań eksperymentalnych wskazują (patrz p.4.3.4), że luz międzyzębny nie ma istotnego wpływu na stan dynamiczny przekładni stożkowej w przypadku, gdy nie jest on mniejszy od pewnej wartości "granicznej" oraz nie powoduje, przy jego zwiększaniu, istotnej zmiany długości odcinka przyporu. W niniejszym punkcie przedstawiono wyniki badań modelowych, których głównym zamiarem było przekonać się, czy zaobserwowany podczas badań eksperymentalnych wpływ luzu międzyzębnego na dynamikę przekładni stożkowej będzie również uwidaczniać się w badaniach modelowych oraz czy reakcja zaproponowanego modelu (rys. 5.2.1) na zmianę luzu międzyzębnego będzie podobna do reakcji obiektu rzeczywistego. Badania realizowano dla danych zawartych w tablicy 6.1.2.1 przyjmując jedynie różne wartości luzu, mianowicie: 0,012; 0,015; 0,020; 0,050; 0,100; 0,200 i 0,400 mm.

Wyniki uzyskane z badań modelowych potwierdziły zaobserwowany podczas badań eksperymentalnych wpływ luzu na dynamikę przekładni zębatej stożkowej oraz umożliwiły przekonać się, czy reakcja modelu na zmianę luzu międzyzębnego jest zgodna z reakcją obiektu rzeczywistego.

Na rysunku 6.1.6.1 przedstawiono przebiegi, uzyskane w wyniku badań numerycznych, wyrażające zależność współczynnika siły dynamicznej K_{dm} od prędkości obwodowej kół V_m dla dwóch różnych wartości luzu międzyzębnego. Natomiast na rysunku 6.1.6.2 pokazano przebiegi wyrażające zależność nadwyżki dynamicznej od wartości luzu przy różnych prędkościach V_m . Jak widać (rys.6.1.6.1 i 6.1.6.2), zauważalne zmiany mają miejsce w przypadku, gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansowym. Zmiany te, podobnie jak w badaniach doświadczalnych, występują tylko w pewnym zakresie bardzo małych praktycznie nie stosowanych luzów. W zakresie tym zmniejszanie luzu powoduje przesuwanie się obszaru rezonansowego w kierunku większych prędkości przy jednoczesnym wzroście siły dynamicznej.

Trzeba nadmienić, że wzrost luzu międzyzębnego począwszy od wartości 0,020 mm w ogóle nie powodował zmian w obciążeniu dynamicznym przekładni oraz nie przyczyniał się do zmiany prędkości rezonansowej. Wyniki uzyskane przy większych luzach były identyczne jak przy luzie 0,02 mm.

Porównując przebiegi uzyskane z badań eksperymentalnych (rys.4.3.4.1 ÷ 4.3.4.3) z rozwiązaniami numerycznymi można zauważyć pewne różnice. Z eksperymentu wynika, że zmniejszanie luzu począwszy już od wartości 0,08 mm pociąga za sobą pewne zmiany zarówno w obszarze rezonanso-

6.1.6 Wpływ luzu międzyzębnego

wym, jak i spokojnej pracy przekładni, aczkolwiek w zakresach spokojnej pracy przekładni zmiany te są nieznaczne (rys.4.3.4.2 i 4.3.4.3). Natomiast wyniki obliczeń numerycznych wskazują, że zmiany te zachodzą dla luzu mniejszego od 0,020 mm i tylko w obszarze głównego rezonansu (rys.6.1.6.2). Należy sądzić, że w badaniach doświadczalnych pewne znaczenie odgrywa warstewka oleju znajdująca się między powierzchniami współpracujących zębów. Niemniej porównując pod względem jakościowym wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych i symulacyjnych widać, że charakter zmian zachodzących w obszarze rezonansowym w obu przypadkach jest podobny.



Rys.6.1.6.1. Współczynnik siły dynamicznej K_{dm} w funkcji prędkości obwodowej kół dla różnych wartości luzów międzyzębnych

Fig.6.1.6.1. K_{dm} , the coefficient of the dynamic force in the function of the peripheral speed for various values of pitch play



6.2 Weryfikacja modelu dynamicznego przekładni stożkowej

Weryfikację modelu dynamicznego przekładni zębatej stożkowej przeprowadzono porównując wyniki uzyskane z badań modelowych z rezultatami badań eksperymentalnych. Należy nadmienić, że układ równań różniczkowych (5.15)÷(5.24) opisujących ruch drgający kół przyjętego modelu fizycznego (rys.5.2.1) rozwiązywano metodą numeryczną na komputerach ABM/PC 386 i ABM/PC 486. Obliczenia realizowano dobierając taki krok całkowania, aby liczba przedziałów przypadająca na jeden okres drgań własnych zazębienia (częstotliwość rezonansowa) nie była mniejsza od 40. W wyniku przyjęcia tak małego kroku wydłużył się czas obliczeń numerycznych, lecz dzięki temu dokładniej odwzorowywano przebiegi drgań elementów przekładni.

Jak już wcześniej wspomniano, do dalszych opracowań brano pod uwagę wyniki obliczeń tylko dla stanu ustalonego. Pomijano stany nieustalone związane z rozruchem oraz z każdą zmianą częstotliwości wymuszeń.

6.2. Weryfikacja modelu dynamicznego przekładni stożkowej

6.2.1 Porównanie wpływu prędkości obwodowej kół

Wyniki badań eksperymentalnych, których celem było poznanie wpływu prędkości obwodowej kół na wartość współczynnika siły dynamicznej, przedstawione są w rozdziale czwartym (p.4.3.1). Należy przy tym przypomnieć, że prezentowane tam wyniki uzyskano poprzez pomiar przyspieszeń drgań skrętnych kół i pomiar odkształceń zęba. Natomiast wyniki badań modelowych dotyczące tej problematyki przedstawione są w punkcie 6.1.

Porównując przebieg przedstawiony na rysunku 6.1.2.1 z odpowiadającymi mu pod względem obciążenia (Q = 1,50 MPa) przebiegami przedstawionymi na rysunkach 4.3.1.1 a÷c i 4.3.1.2 a÷c widać, że pod względem jakościowym charakter tych przebiegów jest podobny. Zarówno w badaniach eksperymentalnych, jak i modelowych współczynnik siły dynamicznej osiąga maksymalne wartości, gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu.

Jak widać (rys.4.3.1.1 i 4.3.1.2), w przypadku badań eksperymentalnych rezonans dla każdej ze stosowanych metod obróbczych kół występuje przy nieco innej prędkości obwodowej, przy czym prędkości te zawarte są w paśmie 28 ÷ 30 m/s. Natomiast w badaniach modelowych współczynnik K_{dm} osiąga maksymalną wartość w obszarze 29 m/s. W obu przypadkach lokalne ekstrema pojawiają się także w obszarze 1/2 i 1/3 prędkości rezonansowej. W badaniach eksperymentalnych uwidacznia się również wyraźne ekstremum w obszarze 2/3 prędkości rezonansowej, które nie występuje w tak wyraźny sposób w przypadku badań modelowych. Niemniej w badaniach modelowych (rys.6.1.2.1) w paśmie 22 m/s występuje również pewien wzrost wartości współczynnika K_{dm} , jest on jednak niewielki.

Przy porównaniu wymienionych przebiegów pod względem ilościowym widać, że w zakresie prędkości obwodowych kół do 10 m/s różnice między wartościami współczynników siły dynamicznej K_{dt} i K_{dm} są niewielkie (w przypadku badań eksperymentalnych brano pod uwagę przebiegi otrzymane w wyniku pomiaru odkształceń zęba). Przy większych prędkościach wartości tych współczynników są bardziej rozbieżne. Ta ostatnia uwaga nie dotyczy wartości ekstremalnych występujących w obszarze głównego rezonansu i jego drugiej podharmonicznej.

W tym miejscu należy wspomnieć, że przebieg przedstawiony na rysunku 6.1.2.1 otrzymano dla przekładni wykonanej bezbłędnie. Na rysunku 4.3.2.2 a÷c przedstawione są przebiegi $K_{dp} = F(V_m)$ otrzymane dla kół wykonanych w trzech klasach dokładności. Jak widać, w zakresach spokojnej pracy przekładni spadek wartości bezwzględnej współczynnika K_{dp} spowodowany wzrostem klasy dokładności wykonania jest zdecydowanie większy w przypadku większych prędkości obwodowych kół. Przytoczone spostrzeżenie w pewnym stopniu tłumaczy, dlaczego w porównywanych przebiegach (rys.4.3.1.2 i 6.1.2.1) przy większych prędkościach obwodowych kół występują zauważalne różnice ilościowe.

6.2.2 Porównanie wpływu sztywności korpusów kół

Wyniki badań, których celem było poznanie wpływu sztywności korpusów kół na obciążenie dynamiczne przekładni stożkowej, przedstawione są w rozdziałach czwartym (p.4.3.10 badania eksperymentalne) i szóstym (p.6.1.4 badania modelowe).

Na rysunkach 4.3.10.2 a i b i 6.1.4.1 pokazane są przebiegi, otrzymane w wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych i modelowych. Wyrażają one zależność wspólczynnika siły dynamicznej od prędkości obwodowej V_m dla kół o różnej sztywności korpusów. Jak widać, w obu przypadkach wpływ zmiany tej sztywności na obciążenie dynamiczne przejawia się wyraźnie, gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu. Wówczas wzrostowi sztywności korpusów towarzyszy wzrost współczynnika siły dynamicznej. Łatwo zauważyć, że zarówno w badaniach modelowych, jak i eksperymentalnych wzrost sztywności korpusów kół powoduje również przemieszczenie się predkości rezonansowej w kierunku wiekszych wartości oraz zauważalny wzrost siły dynamicznej w obszarze rezonansowym. W przypadku badań eksperymentalnych można zauważyć (rys.4.3.10.2), że zmiana sztywności korpusu kola pociąga za sobą nieznaczne zmiany ilościowe współczynnika siły dynamicznej również w zakresach spokojnej pracy przekładni. Natomiast w przypadku badań modelowych zmiany takie w zakresach spokojnej pracy przekładni są mało zauważalne.

Jak widać, wpływ sztywności korpusów kól na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej przejawia się zarówno w badaniach eksperymentalnych, jak i modelowych. Można przyjąć, że podobieństwo reakcji modelu na zmianę sztywności korpusów kół jest w dostatecznym stopniu zbliżone do reakcji obiektu rzeczywistego.

6.2.3 Porównanie wpływu luzu międzyzębnego

Wyniki eksperymentalnych dociekań mających na celu poznanie wpływu luzu międzyzębnego na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej przedstawione są w rozdziale czwartym (p.4.3.4). Natomiast wyniki badań modelowych dotyczące tej problematyki przedstawione są w punkcie 6.1.6 rozdziału szóstego.

Na rysunkach 4.3.4.1 i 6.1.6.1 pokazane są przebiegi wyrażające zależność współczynników siły dynamicznej K_{dp} i K_{dm} od prędkości obwodowej kół dla różnych wartości luzów międzyzębnych, otrzymane w wyniku badań eksperymentalnych i modelowych. Natomiast na rysunkach 4.3.4.2, 4.3.4.3 i 6.1.6.2 przedstawione są przebiegi wyrażające zależność współczynników nadwyżki dynamicznej N_{dp} i N_{dm} od luzu międzyzębnego otrzymane jak wyżej.

Porównując odpowiadające sobie przebiegi widać, że ich charakter jest w obu przypadkach bardzo podobny. Zarówno wyniki badań eksperymentalnych, jak i modelowych wskazują, że luz międzyzębny w szerokim zakresie zmian jego wartości nie ma wpływu na obciążenie dynamiczne przekładni. Zmiany te stają się zauważalne w zakresie bardzo małych luzów praktycznie nie stosowanych. Uwidaczniają się one, gdy zmniejszając luz przekroczymy "pewną wartość minimalną". Począwszy od tej wartości dalsze zmniejszanie luzu powoduje przemieszczanie się prędkości rezonansowej w kierunku większych wartości. Gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansowym, wówczas przy zmniejszaniu luzu, począwszy od pewnej jego wartości (rys.4.3.4.2 4.3.4.3 i 6.1.6.2), międzyzębne siły dynamiczne rosną.

Przytoczone uwagi ogólne dotyczące jakościowego wpływu luzu na dynamikę przekładni stożkowych odnoszą się zarówno do badań eksperymentalnych, jak i modelowych. Porownując wyniki badań eksperymentalnych i modelowych można zauważyć pewne różnice ilościowe. W przypadku badań eksperymentalnych wspomniane zmiany zachodzą począwszy od wartości luzu mniejszej od 0,1 mm, natomiast w przypadku badań modelowych od wartości mniejszej niż 0,020 mm. Należy nadmienić, że w przypadku badań eksperymentalnych, w zakresach spokojnej pracy przekładni, przy zmniejszaniu luzu uwidacznia się również, począwszy od wartości 0,08 mm, nieznaczny wzrost obciążenia dynamicznego. Natomiast w przypadku badań modelowych zmiany takie w zakresie spokojnej pracy przekładni nie zachodzą.

W oparciu o powyższe spostrzeżenia, wynikające z przeprowadzonej analizy porównawczej wyników uzyskanych z badań eksperymentalnych i modelowych, można stwierdzić, że wyniki badań przeprowadzonych na zaproponowanym modelu dynamicznym przekładni stożkowej są dostatecznie zgodne z wynikami badań eksperymentalnych. W szczególności odnieść to można do wyników określających pod względem jakościowym wpływ niektórych parametrów na dynamikę przekładni stożkowej. Stąd wniosek, że model ten może być przydatny do analizy i interpretacji zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych.

6.3 Uwagi końcowe

Wydaje się, że badania wpływu wybranych parametrów przekładni na przebieg zachodzących w niej zjawisk dynamicznych, obejmujące szeroki zakres zmian ich wartości, praktycznie realizować można za pomocą modeli dynamicznych przekładni. Realizacja takich badań, gdzie wymagane są zmiany wartości parametru lub kilku parametrów jednocześnie i to w szerokim zakresie, jest mało realna na drodze eksperymentalnej. Należy sądzić, że przedstawiony w pracy model dynamiczny przekładni stożkowej umożliwi prowadzenie takich badań.

Trzeba jednak podkreślić, że modelowanie fizyczne nie jest operacją jednoznaczną. Jednemu rozstrzyganemu problemowi rzeczywistemu mogą odpowiadać różne modele w różny sposób go opisujące. Wszelkie wyniki badań wybranego modelu fizycznego odpowiadają ściśle co najwyżej temu modelowi, a tylko w pewnym przybliżeniu odzwierciedlają rzeczywistość. W każdym razie należy mieć na uwadze, że model nie jest i nie może być pełnym odzwierciedleniem rzeczywistości, jest natomiast odzwierciedleniem naszej wiedzy o tej rzeczywistości. Dlatego adekwatność modelu do rzeczywistości powinna być rozsądnie weryfikowana na każdym etapie analizy badanego problemu.

Przeprowadzone na zaproponowanym modelu badania miały na celu uzasadnić jego przydatność do opisu oraz analizy zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych. Uzyskane rezultaty wykazały dostateczną zgodność jakościową wyników otrzymanych z badań modelowych i badań na obiekcie rzeczywistym. Pewne rozbieżności ilościowe można tłumaczyć tym, że niektóre wartości parametrów modelu przyjmowano na podstawie wiedzy o obiektach podobnych, np. przebieg sztywności zazębienia na odcinku przyporu czy wartości współczynników tłumienia. Wskazuje to na potrzebę prowadzenia dalszych prac z zakresu wymienionych problemów.

Należy wyrazić nadzieję, że zaproponowany model będzie pożytecznym narzędziem służącym do analizy zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładni stożkowej. W szczególności model ten powinien być wykorzystywany do optymalnego doboru ze względu na wymaganą charakterystykę dynamiczną przekładni jej parametrów konstrukcyjnych.

Na zakończenie tego punktu trzeba wspomnieć, o czym nie informowano wcześniej, że przeprowadzono również badania wrażliwości modelu na zmianę jego parametrów. Wartości parametrów podanych w tablicy 6.1.2.1 zmieniano w zakresie $2 \div 5\%$. Stwierdzono, że zmiany te nie spowodowały zmian jakościowych ani "zauważalnych" zmian ilościowych. Stąd uznano, że model ten jest mało wrażliwy na niewielkie zmiany parametrów.

Podsumowanie i wnioski końcowe

7

Podsumowanie i wnioski końcowe

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i modelowych, na podstawie których dokonano analizy wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych i technologicznych oraz warunków eksploatacyjnych na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach stożkowych. Badania eksperymentalne realizowano na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku badawczym, na którym badano koła o zębach krzywoliniowych nacinanych metodami: Gleason, Klingelnberg i Oerlikon. Natomiast badania modelowe przeprowadzano na opracowanym przez autora pracy modelu dynamicznym przekładni stożkowej. Przy czym pierwszoplanowe znaczenie przypisano badaniom eksperymentalnym. W badaniach modelowych starano się przede wszystkim wykazać przydatność zaproponowanego modelu do realizacji dalszych prac z zakresu dynamiki przekładni stożkowych.

Mając do dyspozycji odpowiednią ilość wyników pomiarowych podjęto próbę uogólnienia niektórych zjawisk. Efektem tego są podane w pracy wzory empiryczne, dobrane dla niektórych ustalonych doświadczalnie zależności funkcyjnych, np. ustalono empiryczną zależność nadwyżki dynamicznej od obciążenia statycznego.

W pracy zwrócono uwagę na niedostateczny stan wiedzy z zakresu dynamiki przekładni stożkowych oraz na problemy związane z ich eksploatacją w przemyśle górniczym. Zebrano i po ich opracowaniu podano szczegółowe informacje o awaryjności przekładni zębatych pracujących w układach napędowych maszyn górniczych. Zebrane materiały o awaryjności tych przekładni stanowiły podstawę do wyznaczenia wskaźników określających niezawodność ich pracy. Wyznaczone wskaźniki wykazały zbyt małą niezawodność pracy przekładni będących obiektem obserwacji, a w szczególności dotyczy to stopnia stożkowego.

Mając na uwadze wspomniane problemy przeprowadzono, zgodnie z przyjętym zakresem tematycznym pracy, badania mające na celu określić wpływ na obciążenie dynamiczne kół stożkowych niektórych charakterystycznych dla kopalń węgla kamiennego warunków eksploatacyjnych i przypisać im odpowiednią wagę.

Należy wspomnieć, że ustalając przedstawiony w pracy zakres tematyki badawczej starano się odpowiednio uwypuklić te zagadnienia, których wpływ na przebieg zjawisk dynamicznych w przekładniach stożkowych był mało znany lub w ogóle nie znany.

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych i modelowych stanowiących temat niniejszej pracy oraz opierając się na aktualnym stanie wiedzy z zakresu dynamiki przekładni zębatych, sformułowano następujące wnioski w odniesieniu do przekładni stożkowych:

- Stan dynamiczny przekładni stożkowej o zębach krzywoliniowych w istotny sposób zależy od prędkości obwodowej kół i jej wartości względnej (w odniesieniu do prędkości krytycznej). Przy czym wpływ prędkości obwodowej kół na stan dynamiczny przekładni jest praktycznie taki sam bez względu na charakter stosowanych w praktyce linii zarysów wzdłużnych zęba. Zazwyczaj charakter przebiegu tych linii zależy od metody nacinania zębów.
- 2. Wzrost obciążenia statycznego, którego miarą jest wskaźnik obciążenia jednostkowego Q, powoduje spadek wartości nadwyżki dynamicznej. Jednak w miarę wzrastania obciążenia gradient tego spadku maleje bez względu na klasę dokładności wykonania uzębienia (rys.4.3.2.7), tzn. ze wzrostem obciążenia statycznego spadek nadwyżki dynamicznej jest na co należy zwrócić uwagę coraz mniej zauważalny. Przy czym gradient spadku nadwyżki dynamicznej jest bez względu na obciążenie mniejszy w przypadku kół o mniejszych odchyłkach wykonawczych. Trzeba również zwrócić uwagę na to, że przy ustalonych parametrach pracy przekładni ze wzrostem obciążenia maleje różnica między wartościami nadwyżek dynamicznych wyznaczonymi dla kół o różnych klasach dokładności wykonania uzębienia. Na przykład, różnica między wartościami nadwyżek dynamicznych wyznaczonymi dla kół wykonanych w 9 i 5 klasie dokładności wynosi około 25% przy

Q = 4,85 MPa, a około 50% przy Q = 1,00 MPa (rys.4.3.2.7 b). Uzyskane wyniki i przytoczone wyżej uwagi pozwalają wnioskować, że klasa dokładności wykonania uzębienia ma — ze względu na dynamikę — większe znaczenie, gdy przekładnia jest słabo obciążona (np. gdy koła wykonane są ze stali ulepszonych) niż w przypadku przekładni o zębach silnie obciążonych. Inaczej mówiąc, wpływ klasy dokładności wykonania kół na wartość względną międzyzębnej siły dynamicznej maleje ze wzrostem obciążenia statycznego. W zakresie dużych obciążeń wpływ ten staje się praktycznie niezauważalny. Stąd wielkość obciążenia statycznego jest — z punktu widzenia dynamiki — jednym z czynników, który powinien być brany pod uwagę przy podejmowaniu racjonalnej decyzji dotyczącej doboru klasy dokładności wykonania uzębienia kół.

3. Zmianie obciążenia statycznego towarzyszy zmiana prędkości rezonansowej przekładni (rys.4.3.2.5). Wzrost obciążenia powoduje równoczesne przemieszczanie się prędkości rezonansowej w kierunku większych wartości, przy czym zależność ta nie jest liniowa. Gdy obciążenie wzrasta, gradient przyrostu prędkości rezonansowej maleje bez względu na klasę dokładności wykonania kół, przy czym jest on różny dla różnych klas dokładności. Ze wzrostem klasy dokładności wykonania kół przyrost prędkości rezonansowej spowodowany zwiększaniem obciążenia maleje. Należy podkreślić, że przy ustalonym obciążeniu statycznym, w przypadku niższej klasy dokładności wykonania, prędkość rezonansowa przekładni jest mniejsza niż przekładni wykonanej w wyższej klasie dokładności.

Przytoczone spostrzeżenia nasuwają wniosek, że przy wyznaczaniu prędkości rezonansowej przekładni, w otoczeniu której praca jest nie wskazana, trzeba brać pod uwagę — oprócz parametrów dotychczas uwzględnianych — również klasę dokładności wykonania uzębienia oraz statyczne obciążenie kół.

4. Ze wzrostem kąta pochylenia linii wzdłużnej zęba (wzrasta poskokowy wskaźnik przyporu) nadwyżka dynamiczna maleje w sposób znaczący, przy czym jej spadek nie jest monotoniczny (rys.4.3.3.3). Przy określonych wartościach tego kąta nadwyżka dynamiczna osiąga lokalne minima. Minima te występują, gdy suma wskaźników przyporu czołowego i poskokowego przyjmuje wartości całkowite (2 lub 3) — wówczas wartość nadwyżki, w odniesieniu do wartości sąsiednich (wyznaczonych)

dla kół o mniejszym i większym kącie β_m), spada o 15 ÷ 30%. Należy także zwrócić uwagę na to, że wartość poskokowego wskaźnika przyporu zależy nie tylko od kąta pochylenia linii wzdłużnej zęba, ale między innymi również od śladu współpracy zębów, a ten z kolei zależy od klasy dokładności wykonania uzębienia, odchyłek montażowych oraz od obciążenia. Dlatego przy ustalaniu wartości tego wskaźnika należy skrupulatnie uwzględniać wszystkie czynniki mające wpływ na jego wielkość.

- 5. W przekładniach ogólnego przeznaczenia luz międzyzębny nie ma praktycznego wpływu na stan dynamiczny kół stożkowych, gdy:
 - przy jego zmniejszaniu nie przekroczy on pewnej wartości granicznej,
 - w przypadku jego zwiększania nie występuje znacząca zmiana długości odcinka przyporu (rys.4.3.4.2 i 4.3.4.3).

Gdy wielkość luzu ulega zmianie w kierunku wartości mniejszych od granicznej, wówczas znaczący wzrost międzyzębnej siły dynamicznej ma miejsce, gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansowym. W obszarach spokojnej pracy przekładni wzrost ten jest znacznie mniejszy. Natomiast gdy luz, począwszy od wartości granicznej, rośnie, jego wpływ na dynamikę przekładni jest słabo zauważalny. Należy podkreślić, że w badanych przypadkach wartość luzu nazwana graniczną to wartość bardzo mała, praktycznie nie stosowana (około 3 razy mniejsza od wartości zalecanych przez normę).

Wyniki otrzymane z badań eksperymentalnych i modelowych pozwalają na wnioskowanie, że nie jest konieczne — ze względu na dynamikę — ścisłe przestrzeganie określonych przez normy i literaturę techniczną zaleceń dotyczących luzu międzyzębnego. Wydaje się, że jest to spostrzeżenie ważne nie tylko ze względu na możliwość uproszczenia czynności podejmowanych podczas montażu przekładni, ale również ze względu na ewentualność polepszenia efektów związanych ze smarowaniem przekładni. Świadczą o tym wyniki badań przedstawione w pracach [64, 65], gdzie wykazano, że zwiększenie luzu międzyzębnego powoduje znaczny spadek temperatury pracy przekładni, a tym samym ulegają polepszeniu właściwości smarne oleju, co wpływa korzystnie (patrz p.4.8 \div 4.10) na stan dynamiczny przekładni.

Podsumowanie i wnioski końcowe

- 7. Podsumowanie i wnioski końcowe
- 6. Wzrost luzu międzyzębnego sprawia, że prędkość rezonansowa przekładni ulega zmianie (rys.4.3.4.4). Przemieszcza się ona w kierunku mniejszych wartości, aczkolwiek zmiany te są niewielkie.
- 7. Własności dynamiczne przekładni stożkowych o zębach krzywoliniowych (Gleason, Klingelnberg, Oerlikon) w dużym stopniu zależą od wartości odchyłek montażowych kół. W miarę wzrastania tych odchyłek — wprowadzano je przed przystąpieniem do pomiarów — współpraca kół ulega pogorszeniu, objawem czego jest niekorzystna zmiana śl lu dolegania zebów i co za tym idzie — rosną międzyzębne siły dynamiczne (rys.4.3.5.3 ÷ 4.3.5.6). W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że każdej odchylce montażowej bez względu na jej rodzaj i wielkość można przypisać taki sam wpływ na obciążenie dynamiczne przekładni, jeżeli tylko zmiany śladu wspólpracy zebów spowodowane wprowadzeniem tych odchyłek są porównywalne. W odniesieniu do ostatniego stwierdzenia istnieje pewien wyjątek, który ma miejsce w przypadku kół o zębach nacinanych metodą Gleason: dotyczy to odchyłki położenia kół w kierunku ich osi obrotu (osiowe przesunięcie wieńca). W tym przypadku wzrost tej odchyłki o pewną wartość, mimo że zmiana śladu współpracy zębów jest taka sama jak przy określonym wzroście innych odchyłek, powoduje większy niż one wzrost międzyzebnej siły dynamicznej. Stąd można wnioskować, że koła o zębach nacinanych metodą Gleason są bardziej wrażliwe na zmiane śladu dolegania zebów spowodowana przesunięciem osiowym wieńca zebatego niż koła o zebach nacinanych metodą Klingelnberg lub Oerlikon.

Przemieszczanie się śladu współpracy kół w kierunku mniejszej podstawy stożka powoduje większy wzrost nadwyżek dynamicznych, niż gdy przemieszcza się on w kierunku większej podstawy.

Przytoczone spostrzeżenia i uwagi pozwalają wnioskować, że chcąc uwzględnić wpływ odchyłek montażowych na stan dynamiczny przekładni stożkowej nie należy kierować się ich wartością bezwzględną, lecz należy przede wszystkim brać pod uwagę zmianę — spowodowaną występowaniem tych odchyłek — wymiarów śladu dolegania zębów w odniesieniu do przekładni pozbawionych tych odchyłek i jego usytuowanie na powierzchniach współpracujących zębów. W tym przypadku trzeba mieć na uwadze, że odchyłka montażowa o tej samej wartości i tego samego rodzaju może, w zależności od wielkości geometrycznych kół i ich usytuowania w skrzyni przekładniowej, powodować inne zmiany śladu dolegania zębów.

- 8. Z punktu widzenia stanu dynamicznego przekładni stożkowej sposobem smarowania bardziej efektywnym od zanurzeniowego jest smarowanie poprzez natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie. W przypadku spokojnej pracy przekładni, gdy zęby kół smarowane są zanurzeniowo, to międzyzębna siła dynamiczna w zależności od prędkości obwodowej kół jest o 7 ÷ 15% większa w porównaniu z siłą działającą na zęby przy smarowaniu natryskowym (rys.4.3.6.1). Natomiast, gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu, różnice te są znacznie większe wynoszą one 25 ÷ 30%. Przy małej prędkości obwodowej kół wpływ sposobu smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni jest nieznaczny. W tym przypadku przy doborze sposobu smarowania należy brać pod uwagę inne względy niż stan dynamiczny przekładni, np. rachunek ekonomiczny.
- 9. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że dodatkowe smarowanie kół poprzez natrysk oleju od strony wyjścia zębów z zazębienia przy jednoczesnym ich smarowaniu od strony wejścia w zazębienie, jak również zwiększenie głębokości zanurzenia wieńca zębatego w oleju w przypadku smarowania zanurzeniowego — nie powodują zmniejszenia międzyzębnej siły dynamicznej. Spostrzeżenia te pozwalają wnioskować, że strata energii drgań spowodowana smarowaniem przekładni zachodzi głównie w warstewce oleju znajdującej się między powierzchniami współpracujących ze sobą zębów.
- 10. Wpływ smarowania przekładni na międzyzębne obciążenie dynamiczne zależy od prędkości obwodowej kół i statycznego obciążenia jednostkowego (rys.4.3.6.1 i 4.3.6.3). Ze wzrostem prędkości obwodowej kół wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne przekładni również rośnie bez względu na sposób smarowania¹, powodując spadek wartości tego obciążenia. Wpływ ten jest większy w przypadku smarowania natryskowego. Zarówno przy smarowaniu zanurzeniowym, jak i natryskowym spadek obciążenia dynamicznego spowodowany wzrostem prędkości obwodowej kół ograniczony jest asymptotą, której położenie zależy od obciążenia i sposobu smarowania.

182

¹Przekładnie smarowano poprzez zanurzenie kół w oleju i natrysk oleju od strony wejścia zębów w zazębienie.

- Podsumowanie i wnioski końcowe
- 7. Podsumowanie i wnioski końcowe

Ze wzrostem statycznego obciążenia jednostkowego wpływ smarowania na dynamikę przekładni maleje. Dotyczy to zarówno smarowania zanurzeniowego, jak i natryskowego. W niniejszej pracy podano (str.108) empiryczną zależność określającą wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne badanych przekładni w funkcji wymienionych wyżej parametrów.

- 11. Wpływ smarowania na obciążenie dynamiczne kół przekładni stożkowej zależy, oprócz wymienionych już czynników, od rodzaju oraz temperatury pracy oleju, które determinują jego lepkość. Wzrostowi lepkości oleju towarzyszy spadek nadwyżki dynamicznej (rys.4.3.8.3). Gradient tego spadku zależy od lepkości roboczej oleju i prędkości obwodowej kół. Zmiana lepkości oleju przyczynia się również do nieznacznej zmiany prędkości rezonansowej przekładni (rys.4.3.8.1 i 4.3.8.2).
- 12. Zanieczyszczenie oleju pyłem węglowym, bez względu na jego granulację i udział popiołu, nie ma wpływu na stan dynamiczny przekładni, gdy jego stężenie wagowe w oleju jest nieznaczne (do 1,3%). Gdy stężenie wagowe pyłu węglowego w oleju rośnie, wówczas, poczynając od 2% tego stężenia (badania przeprowadzano przy maksymalnym 5,1% stężeniu), wartość międzyzębnej siły dynamicznej spada — również bez względu na granulację i ilość popiołu — lecz spadek ten ma miejsce tylko wtedy, gdy przekładnia pracuje w obszarze rezonansowym, aczkolwiek spadek ten jest niewielki. Należy wspomnieć, że uwagi dotyczące zanieczyszczeń oleju pyłem węglowym pozostają słuszne także w odniesieniu do zanieczyszczeń mieszaniną pyłu węglowego z pyłem łupka twardego.

W przypadku smarowania przekładni olejem zanieczyszczonym pyłem kamiennym o granulacji $0,1 \div 0,2$ mm wpływ tego zanieczyszczenia na dynamikę przekładni jest niezauważalny, gdy jego stężenie wagowe w oleju wynosi 1%. Gdy zawartość tego zanieczyszczenia w oleju rośnie, międzyzębne siły dynamiczne również nieco wzrastają, szczególnie w obszarze rezonansowym, lecz wzrost ten jest nieznaczny.

Przytoczone spostrzeżenia i uwagi pozwalają wnioskować, że nieznaczna ilość pyłu węglowego i kamiennego przedostająca się do wnętrza przekładni nie ma bezpośredniego wpływu na jej stan dynamiczny. Trzeba jednak pamiętać, że cząsteczki urabianych skał znajdujące się w oleju mogą mieć istotny wpływ na zużywanie się zębów, a tym samym pośredni wpływ na stan dynamiczny przekładni.

- 13. Zmianie sztywności korpusów kół stożkowych towarzyszy zmiana wartości międzyzębnej siły dynamicznej oraz zmiana prędkości rezonansowej przekładni (rys.4.3.10.2 i 6.1.4.1). Wpływ sztywności korpusów kół na wartość obciążenia dynamicznego najbardziej uwidacznia się, gdy przekładnia pracuje w obszarze głównego rezonansu. Wzrost sprężystości korpusów kół stożkowych powoduje spadek międzyzębnych sił dynamicznych i przemieszczanie się prędkości rezonansowej w kierunku mniejszych wartości. Dlatego w procesie projektowania przekładni zębatej stożkowej sztywności tej trzeba przypisać odpowiednią wagę.
- 14. W przypadku przekładni stożkowych o zębach krzywoliniowych kształt zarysu ich linii wzdłużnej — co zazwyczaj wiąże się z metodą nacinania uzębienia — nie ma znaczącego wpływu na obciążenie dynamiczne przekładni.
- 15. Własności dynamiczne przekładni stożkowej zależą w dużym stopniu od charakterystyki sprężystej zazębienia. Gdy podczas pracy przekładni sumaryczna sztywność zębów będących w zazębieniu ulega zmianie, wówczas wejście nowej pary zębów w zazębienie — co powoduje zmianę tej sztywności — wyraźnie akcentowane jest wzrostem siły dynamicznej. Wzrost ten zależy między innymi od stosunku maksymalnej sztywności zazębienia do minimalnej (rys.6.1.3.2). Dlatego już w procesie projektowania należy tak dobierać parametry geometryczne przekładni, aby wartość liczbowa tego stosunku była najmniejsza.
- 16. W obszarze głównego rezonansu i jego podharmonicznych (1/4, 1/3 i 1/2) na wartość międzyzębnej siły dynamicznej znaczący wpływ mają siły oporu powstałe w wyniku tłumienia drgań mechanicznych w zazębieniu. Np. międzyzębna siła dynamiczna występująca w obszarze głównego rezonansu przy współczynniku $k_{vo} = 1,2$ Ns/mm spada o połowę, gdy wartość tego współczynnika wynosi 3,5 Ns/mm (rys.6.1.5.1). Zasługujące na uwagę jest również to, że przy mniejszych wartościach współczynnika tłumienia (np. 1,2 Ns/mm) występują wyraźnie lokalne ekstrema współczynnika siły dynamicznej w pasmach 1/4 i 1/3 głównego rezonansu. Natomiast przy większych wartościach k_{vo} (np. 7 Ns/mm) w obszarze tych pasm występuje tylko jedno ekstremum. W zakresach spokojnej pracy przekładni wpływ wartości współczynnika k_{vo} na obciążenie dynamiczne przekładni jest nieznaczny.

17. Przedstawiony w pracy model dynamiczny przekładni zębatej stożkowej może być wykorzystany do doboru parametrów konstrukcyjnych przekładni stożkowych decydujących o jej własnościach dynamicznych.

Uzyskane z przeprowadzonych badań wyniki oraz sformułowane w oparciu o nie wnioski i uwagi końcowe pozwalają na stwierdzenie, że cel, jaki postawiono przed pracą, został osiągnięty, a wysunięte tezy pracy zostały uzasadnione.

Przewidywane kierunki dalszych badań

Jeżeli przyjmiemy, że "poznanie ludzkie jest istotnie abstrakcyjne, ujmuje tylko aspekty tego, co dane i nie jest w stanie wyczerpać wszystkiego co jest obecne w tym co dane" [9], wówczas potrzeba prowadzenia ciągłych badań w każdej dziedzinie wydaje się być rzeczą oczywistą. Dlatego jest i będzie istnieć potrzeba kontynuowania prac — zarówno doświadczalnych, jak i teoretycznych — zadaniem których powinno być coraz głębsze poznanie wpływu różnych czynników i związków zachodzących między nimi na dynamikę przekładni zębatych.

Proces poznania jest więc w pewnym sensie procesem ciągłym, realizowanym etapami. Przy realizacji każdego etapu trzeba, a wręcz istnieje konieczność, liczyć się z tym, że będzie etap następny.

Wydaje się, że podejmowane badania z tego zakresu powinny zmierzać w kierunku:

- poznania czynników mających wpływ na rozproszenie energii drgań mechanicznych przekładni w różnych jej miejscach oraz poznanie zjawisk towarzyszących temu rozproszeniu,
- ustalenia modelu tłumienia drgań mechanicznych przekładni,
- ustalenia charakterystyki sprężystej zazębienia dla kół stożkowych o zębach krzywoliniowych z uwzględnieniem ich cech geometrycznych oraz wpływu na tę charakterystykę warstewki oleju znajdującej się pomiędzy powierzchniami współpracujących zębów,
- poznania wpływu kąta przyporu, liczby i modułu zębów, kierunku pochylenia linii zęba, modyfikacji zarysu linii wzdłużnej zęba, zużycia zębów i korekcji zazębienia na procesy dynamiczne zachodzące w przekładni stożkowej.

- Aleksandrow Ł. U.: Cilindriczeskoje zubczatyje pieredaczi. Maszgiz, Charkow 1956.
- [2] Allen R.R.: Multiport Models for the Kinematic and Dynamic Analysis of Gear Power Transmissions. Transactions of the ASME, Vol.101, 1979.
- [3] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1976.
- [4] Antony G.: Untersuchung des Dynamische Verhaltens von Planetengetrieben. Dissertation, RWTH Aachen 1984.
- [5] Barcentewicz J., Oprzędkiewicz J., Pakosiewicz B.: Niektóre przedeksploatacyjne metody zapewnienia niezawodności urządzeń i systemów technologicznych. Materiały na szkołę zimową, Problemy zapewnienia niezawodności systemów mechanicznych. OPT, Katowice 1976.
- [6] Bartz W.J.: Schaden an geschmierten Maschinenelementen. Technische Akademie Esslingen. H.28, 1979.
- [7] Bartz W.J., Krüger W.: Einfluß von Schmierstoffen auf die Grübchenbildung von Zahnradpaarungen. Mineraloeltechnik, 12, nr 6, 1973.
- [8] Bobrowski D.: Wprowadzenie matematyki do teorii niezawodności.
 Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1977.
- [9] Bocheński J.M.: Współczesne metody myślenia. Poznań 1992.
- [10] Bosch M.: Über das dynamische Verhalten von Stirnradgetrieben unter besonderer Brücksichtigung der Verzahnungsgenauigkeit. Dissertation, RWTH, Aachen 1965.

- [11] Brauer J.: Rheonome Schwingungserscheinungen in evolventenverzahnten Stirnradgetrieben, Dissertation, TU, Berlin 1969.
- [12] Broen A.: Kombajny chodnikowe. ŚWT, Katowice 1993.
- [13] Broersma G.: Marine gears. Haarles (The Netherlands), 1961.
- [14] Carter A.D.S.: Mechanical Reliability. Mac Millan, London 1972.
- [15] Chabert G., Dang Tran T., Mathis R.: An Evaluation of Streses and Deflection of Spur Gear Teeth under Sreain. Journal of Engineering for Industry, February 1974.
- [16] Couling S.A.: Industrial and marine gears. London 1962.
- [17] Dąbrowski Z.: The evaluation of the vibroacoustic activity for the needs of constructing and use of machines. Politechnika Warszawska, Problemy Dynamiki Maszyn, vol.4, Warszawa 1992.
- [18] Diekhans G.: Numerische Simulation von paremetererregten Getriebeschwingungen. Dissertation, RWTH, Aachen 1981.
- [19] Dietrych J., Korewa W., Kornberger Z., Zygmunt K.: Podstawy konstrukcji maszyn. Część III. WNT, Warszawa 1970.
- [20] Dietrich M. i inni: Doświadczalne badania sił dynamicznych w kołach zębatych przy dużych prędkościach obwodowych. V Konferencja Naukowo-Techniczna - Przekładnie zębate, zeszyt 20. Politechnika Śląska, Gliwice 1972.
- [21] Dietrich M., Dekret I., Kopyt T., Ozimowski W., Kurowski W., Szydłowski W., Walczak Z.: Pomiary obciążeń dynamicznych przekładni zębatych dużych mocy. IV Konferencja Naukowo-Techniczna - Przekładnie zębate, zeszyt 16. Politechnika Śląska, Gliwice 1970.
- [22] Dietrich M. (pod redakcją): Podstawy konstrukcji maszyn. Tom 4. PWN, Warszawa 1991.
- [23] Dietrich M., Szopa T.: O optymalizacji zabezpieczenia maszyn. ABM z.4, 1976.
- [24] Dolipski M.: Dynamika górniczych przenośników zgrzebłowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 177, Gliwice 1989.

- Literatura
- [25] Dolipski M.: Model dynamiczny wysoko wydajnego przenośnika ścianowego i wyniki badań. Maszyny Górnicze, nr 36, 1992.
- [26] Dolipski M., Krasucki F.: Analiza zmienności obciążeń napędu głównego i pomocniczego przenośnika zgrzebłowego oraz kryteria automatycznego ich wyrównania. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 4/5, 1992.
- [27] Dowson D., Higginson G.R.: The role of lubricant rheology in engineering applications of elastohydrodynamic lubrication. Bull. Brit. Soc. Rheology 12, H.4, 1969.
- [28] Dudley D.: Gear Handbook.New York Toronto London Sydney: MC Graw Hill, 1962.
- [29] Dyk J., Osiński J.: Vibration damping in discrete models spur gears. Politechnika Warszawska, Problemy dynamiki maszyn vol.3, Warszawa 1992.
- [30] Dymek R., Skoć A., Spałek J. i inni: Badania nad zwiększeniem trwałości i niezawodności maszyn górniczych stosowanych w poziomach o dużej koncentracji wydobycia w warunkach geotechnicznych głębokich kopalń. Praca naukowo-badawcza NB-325/251/RG-2/6/6/74 (nie publikowana). Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1974.
- [31] El-Sayed H.: Stiffness of deep-groove ball bearings. Wear nr 1, ss. 89÷94, 1980.
- [32] Engel Z.: Kierunki rozwoju wibroakustyki w Polsce. Materiały z I Seminarium Wibroakustyka w Systemach Technicznych. Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1994.
- [33] Folwarczny B.: Metoda wyznaczania nadwyżek dynamicznych na zazębieniu z zastosowaniem przetworników pojemnościowych. IV Konferencja Naukowo-Techniczna - Przekładnie zębate, zeszyt 16. Politechnika Śląska, Gliwice 1970.
- [34] Folwarczny B.: Badania wpływu modyfikacji zarysu zęba przekładni na wielkość sił dynamicznych. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1968.

- [35] Folwarczny B. i inni: Badania nad zwiększeniem trwałości i niezawodności maszyn górniczych stosowanych w poziomach o dużej koncentracji wydobycia w warunkach geotechnicznych głębokich kopalń. Praca naukowo-badawcza nr 125 NB-325/251/RG-2/6/74 9 (nie opublikowana). Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1974.
- [36] Friedrich G.: Experimentelle Untersuchung der inneren dynamischen Zusatzkräfte bei geradverzahnten Stirnrädern. Dissertation, TU Dresden 1970.
- [37] Friedrich G., Linke H., Pagel J.: Dynamische Zahnkräfte einstufiger Stirnradgetriebe. Maschinenbautechnik nr 23, 1974.
- [38] Gardulski J., Nalepa A.: Badania zębatej przekładni falowej. VI Konferencja Naukowo-Techniczna - Przekładnie zębate, zeszyt 22. Politechnika Śląska, Katowice 1974.
- [39] Genkin M.D., Ajrapetow L.:Wibracia mechanizmow s zubczatymi pieredaczami. Sbornik statiej, Izdatielstwo Nauka, Moskwa 1978.
- [40] Godziszewski J., Mania R., Pampuch R.: Zasady planowania doświadczeń i opracowywania wyników pomiarowych. Wydawnictwo AGH, Kraków 1987.
- [41] Gryboś R.: Drgania parametryczne jednostopniowej przekładni zębatej. Rozprawy Inżynierskie, 1971.
- [42] Hagel R.: Miernictwo dynamiczne. WN1, Warszawa 1979.
- [43] Henriot G.: Traite theorique et practique des engrenages. Dunod. Paris tom I-1960, tom II-1961.
- [44] Hidaka T., Terauchi Y., Fujii M.: Analysis of dynamic tooth load on planetary gear. Biulletin of ISME 176, 1980.
- [45] Hiltawski J., Skoć A.: Pomiary nadwyżek dynamicznych w kołach zębatych z wkładką gumową. V Konferencja Naukowo-Techniczna – Przekładnie zębate, zeszyt 20. Politechnika Śląska, Gliwice 1972.
- [46] Jaśkiewicz Z.: Przekładnie stożkowe i hipoidalne. WKiŁ, Warszawa 1978.

- [47] Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKiŁ, Warszawa 1992.
- [48] Jefimow N.P.: Eksperymentalnoje issledowanije dinamiki priamozubnych pieriedacz. IWUZ – Maszinostrojenije nr 14, 1970.
- [49] Joachim F.J., Brügel E.: Lebensdauerschmierung bei Fahrzuggetrieben. Tribologie und Schmierungstechnik 39 (1992) H.6, Hannover 1992.
- [50] Kawalec A., Rudy S.: Drgania w przekładniach zębatych analiza postaci i częstotliwości drgań koła stożkowego. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej pt. Konstrukcja i technologia przekładni zębatych. Przekładnie stożkowe. Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1994.
- [51] Kiciński J.: Diagnostyka symulacyjna maszyn możliwości i ograniczenia. XXII Ogólnopolskie Sympozjum – Diagnostyka Maszyn. Instytut Transportu Politechniki Śląskiej, zeszyt 1/95, Węgierska Górka 1995.
- [52] Kiedrynski W.N., Pismanik K.M.: Obróbka stożkowych kół zębatych. PWT, Warszawa 1961.
- [53] Kiyono S.: Analysis of vibration of bevel gears. Bull.ISME, Vol.24, nr 188, 1981.
- [54] Klement H.: Programm zur Berechnung von Drehschwingungen. Konstruktion nr 2, 1979.
- [55] Knabel W.: Geräusche und Schwingungen an Stirnrädgetrieben. Dissertation, TU München 1976.
- [56] Kubo A., SatoS., Aida T.:Einfluss des Schmierverfahrens auf die dynamische Zahnfussbeanspruchung in Hochgeschwindigkejtsgetrieben. VDI – Z, nr 2, 1973.
- [57] Kubo A.: Untersuchungen über das dynamische Verhalten von Hochgeschwindigkeitsgetrieben. Dissertation, Universität Kyoto, 1971.
- [58] Kücükay F.: Dynamik der Zahnradgetriebe. Modelle, Verfahren, Verhalten. Springer – Verlag, Berlin 1987.

- [59] Kücükay F.: Über das dynamische Verhalten von einstufigen Zahnradgetrieben. VDI Zeitschriften, Reihe 11 nr 43, München 1981.
- [60] Lance G.N.: Numerical methods for high- speed computers. London 1960.
- [61] Langenbeck K., Fritz H.: Tauchschmierung schneli-laufender Stirnräder. Antriebstechnik (28) nr 3, 1989.
- [62] Lawrowski Z.: Technika smarowania. PWN, Warszawa 1987.
- [63] Leimann D.O.: Wärmeabführung konstruieren. Teil 1 Experimentelle Untersuchungen an zwei ausgeführten Getrieben. Antriebstechnik 27, nr 4,1988.
- [64] Leimann D.O.: Teil I Einfluss des Zahnflankenspiels auf die Erwärmung bzw.Verlustleistung von Zahnradgetrieben. Antriebstechnik 32, nr 3, 1993.
- [65] Leimann D.O.: Teil II Einfluss des Zahnflankenspiels auf die Erwärmung bzw.Verlustleistung von Zahnradgetrieben. Antriebstechnik 32, nr 5, 1993.
- [66] Linke H.: Untersuchung zur Ermittlung dynamischer Zahnkräfte von einstufigen Stirnradgetrieben mit Geradverzahnung. Dissertation, TU Dresden, 1969.
- [67] Linke H., Senf M.: Breitenlastverteilung bei Verzahnungen Berechnung und Diskussion von Einflussen. Maschinenbautechnik nr 32 1983.
- [68] Looman J.: Datenverarbeitung im Getriebebau.Konstruktion 27 nr 4, 1975.
- [69] Laupheimer M.: Untersuchungen zur Tauchschmierung schnellaufender Kegelradgetriebe. Dissertation, Universität Stuttgart, 1995.
- [70] Łapiński M., Włodarski W.: Miernictwo elektryczne wielkości nieelektrycznych – czujniki pomiarowe. WNT, Warszawa 1968.
- [71] Möllers W.: Parametererregte Schwingungen in einstufigen Zelinderradgetrieben. Dissertation, RWTH, Aachen 1982.
- [72] Müller L.: Przekładnie zębate projektowanie. WNT, Warszawa 1979.

- [73] Müller L., Przybylski J.: Dynamika kół walcowych o zębach śrubowych. Przegląd Mechaniczny nr 15, 1971.
- [74] Müller L.: Prosta metoda pomiarów dynamicznych w kołach zębatych. Przegląd Mechaniczny nr 6, 1979.
- [75] Müller L., Wilk A.: Pomiary sił dynamicznych w kołach zębatych. Pomiary, Automatyka, Kontrola nr 7, 1977.
- [76] Müller L., Wilk A.: Siły dynamiczne w kołach zębatych przy prędkościach rezonansowych. Przegląd Mechaniczny nr 2, 1971.
- [77] Müller L.: Diagnostyka przekładni zębatych dużych mocy. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport nr 21, Gliwice 1992.
- [78] Müller L.: Przekładnie zębate dynamika. WNT, Warszawa 1986.
- [79] Müller L.: Przekładnie zębate badania. WNT, Warszawa 1984.
- [80] Müller L., Skoć A.: Siły dynamiczne w stożkowych kołach zębatych. Przegląd Mechaniczny nr 2, 1979.
- [81] Müller L.: Przekładnie zębate obliczenia wytrzymałościowe. WNT, Warszawa 1970.
- [82] Müller L.: Nowy model dynamiczny przekładni walcowej o zębach prostych. Przegląd Mechaniczny nr 21, 1974.
- [83] Müller L.: Komputerowe wspomaganie procesu diagnozowania przekładni zębatych dużych mocy metodami analizy drgań. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport nr 18, Gliwice 1992.
- [84] Müller L.: Diagnostyka przekładni zębatych dużych mocy. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport nr 21, Gliwice 1992.
- [85] Myga J.: Wpływ zużycia zęba na wielkość sił dynamicznych. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1976.
- [86] Nadolski W.: Modelowanie dynamiczne przekładni zębatych jednostopniowych.IPPT PAN, zeszyt 14, Warszawa 1972.
- [87] Neupert B.: Berechnung der Zahnkräfte, Pressungen und Spannungen von Stirnund Kegelradgetrieben. Fortschr.-Ber.VDI-Z, Reihe 1 nr 104, Aachen 1983.

- [88] Niemann G.: Maschinenelemente.II Bend, Getriebe. Berlin-Springer Verlag, 1960.
- [89] Niemann G., Baethge J.: Drehwegfehler. Zahnfederhärte und Geräusch bei Stirnrädern, Teil 1. VDI-Z, 112, 4 – 1970.
- [90] Niemann G., Baethge J.: Drehwegfehler. Zahnfederhärte und Geräusch bei Stirnrädern, Teil 2. VDI-Z, 112, 8 – 1970.
- [91] Ochęduszko K.: Koła zębate konstrukcja. WNT, Warszawa 1971.
- [92] Ochęduszko K.: Koła zębate sprawdzanie. WNT, Warszawa 1972.
- [93] Orlacz J.: Problemy trwałości i niezawodności przekładni zębatych. Komitet Górnictwa PAN, Katowice 1978.
- [94] Orlacz J.: Eksploatacja maszyn w górnictwie. Szkoła Naukowa, wyd.PAN, Wrocław 1980.
- [95] Orlacz J.: Zastosowanie wskaźników trwałości i niezawodności do oceny jakości systemów maszynowych w górnictwie. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 93, Gliwice 1979.
- [96] Osiński J.: Drgania parametryczne tłumionych układów dyskretno-ciągłych. Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej, Mechanika nr 129, Warszawa 1989.
- [97] Osiński Z., Wróbel J.: Wybrane metody komputerowo wspomaganego konstruowania maszyn. PWN, Warszawa 1988.
- [98] Osiński Z.: Tłumienie drgań mechanicznych. PWN, Warszawa 1986.
- [99] Osiński Z., Wróbel.: Teoria konstrukcji maszyn. PWN, Warszawa 1982.
- [100] Petrusewicz A. J., Gienkin M. D., Grinkiewicz W. K.: Dynamiczeskije nagruzki w zubczatych pieriedaczach z priamozubnymi kolesami. Izdatielstwo A N SSSR, Moskwa 1956.
- [101] Pagel J.: Innere dynamische Kräfte von einstufigen Stirnradgetrieben mit Schrägverzahnung. Dissertation, TU, Dresden 1972.
- [102] Rettig H.: Zahnkräfte und Schwingungen in Stirnradgetrieben. Konstruktion nr 17, 1965.

- [103] Rettig H.: Inneredynamische Zusatzkrafte bei Zahnradgetrieben. Antriebstechnik nr 11, 1977.
- [104] Rudnicki W.N.: Issledowanije dynamiczeskich nagruzok na zubiach priamozubnych koles wnieszniego zacieplenija. Maszinostrojenije, 1977.
- [105] Ryś J.: Analiza obciążeń statycznych i dynamicznych w walcowych przekładniach zębatych. Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, Mechanika nr 6, Kraków 1977.
- [106] Ryś J.: Modelowanie zjawisk dynamicznych w przekładni zębatej. Przegląd Mechaniczny nr 11, 1978.
- [107] Sarkisjan M.M.: Istoczniki szuma zubczatych miechanizmow. Izdatielstwo AUACTAH, Erywan 1974.
- [108] Sikora W., Dolipski M., Sobota P.: Zagadnienie nierównomiernego obciążenia napędów w wysokowydajnym przenośniku zgrzebłowym. Maszyny Górnicze nr 36, 1992.
- [109] Skoczyński W.: Przegląd przedsięwzięć naukowo-technicznych poprawiających trwałość i niezawodność maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 93, Gliwice 1979.
- [110] Skoć A., Szopa J.: Ocena rozdziału obciążenia na poszczególne koła obiegowe w przekładniach planetarnych pracujących w układach napędowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 144, Gliwice 1986.
- [111] Skoć A.: Dynamika kół stożkowych. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1976.
- [112] Skoć A.: Zagadnienia poprawy trwałości stopnia stożkowego przekładni zębatych stosowanych w napędach maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 93, Gliwice 1979.
- [113] Skoć A.: Trwałość stożkowych przekładni zębatych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 186, Gliwice 1990.
- [114] Skoć A.: Vibration damping of bevel gear. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 179, Gliwice 1989.

- [115] Skoć A.: Einfluss der statischen Belastung auf das dynamische Verhalten von Kegelradgetrieben. Konstruktion, H. 7/8, 46 (1994), Stuttgart 1994.
- [116] Skoć A.: Wpływ luzu międzyzębnego na dynamikę przekładni stożkowych. Mechanik nr 11, Warszawa 1994.
- [117] Skoć A.: Einfluß der Getriebeschmierung auf die dynamische Zahnbelastung der Kegelräder. Tribologie und Schmierungstechnik 37 (1990)
 H.4, Hannover 1990.
- [118] Sko Schmierung von Kegelradgetrieben Einfluß auf die dynamische Zahnbelastung. Tribologie und Schmierungstechnik 39 (1992)
 H.6, Hannover 1992.
- [119] Skoć A.: Einflußdes Zahnschrägungswinkels und des Flankenspiels auf die dynamische Belastung des Kegelradgetriebes. Konstruktion nr 11, 44(1992), Berlin 1992.
- [120] Skoć A., Spałek J.: Analiza awaryjności przekładni zębatych zespołów napędowych maszyn górniczych, ze szczególnym uwzględnieniem kół stożkowych. Maszyny Górnicze nr 48, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 1994.
- [121] Skoć A.: Vliv třide přesnosti wýroby na dynamiku kuželových ozubiených soukoli. XXXVI Konference Kateder Části a Mechanismù Strojů. Vysoké Učení Technické v Brně, 1995.
- [122] Skoć A.: Wpływ sztywności tarcz kół na dynamikę przekładni zębatych stożkowych — badania eksperymentalne i modelowe. Mezinárodni vedecká konference – sekce 14a - časti a mechanismy stroju. Vysoká Škola Baňska – Technická Univerzita, Ostrawa 1995.
- [123] Skoć A., Spałek J.: Einfluß von Öl auf die dynamische Belastung des Kegelradgetriebes. Tribologie und Schmierungstechnik 42 (1995) H.3, Hannover 1995.
- [124] Skoć A., Spałek J.: Zwiększenie trwałości przekładni zębatych i cięgien roboczych maszyn górniczych poprzez poprawę odporności na zużycie oraz unowocześnienie procesu konstruowania i eksploatacji. Praca naukowo-badawcza NB-32/RG-2/78 (nie opublikowana). Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1978.

- [125] Smith C.O.: Introduction to Reliability in Design. New York, Mc Graw-Hill, 1976.
- [126] Spałek J.: Wykorzystanie teorii elastohydrodynamicznego smarowania do określenia stopnia bezpieczeństwa na zatarcie kół zębatych. Technika Smarownicza – Trybologia, 44, nr 1, 1978.
- [127] Spałek J.: Badania podstawowe w dziedzinie budowy i eksploatacji przekładni zębatych podziemnych maszyn górniczych. Praca naukowo-badawcza 4-GM-608/RG-2/90 (nie opublikowana). Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1990.
- [128] Spałek J.: Analiza uszkodzeń podstawowych maszyn stosowanych w kopalni węgla kamiennego "Barbara-Chorzów". Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej (praca nie publikowana), Gliwice, 1990.
- [129] Spałek J.: Trwałość smarowanych węzłów tarciowych maszyn górniczych. Krajowe Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych, Katowice 1977.
- [130] Spałek J.: Wpływ oleju smarującego na powstawanie i rozwój pittingu. Zagadnienia eksploatacji maszyn – PAN. Warszawa-Kraków zeszyt 1 i 2, 1984.
- [131] Styburski W.: Przetworniki tensometryczne konstrukcja, projektowanie i użytkowanie. WNT, Warszawa 1971.
- [132] Suchoń J.: Awaryjność przenośników zgrzebłowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 93, Gliwice 1979.
- [133] Szopa T.: Niezawodność a dobroć obiektu. ABM z.2, 1975.
- [134] Ścieszka S.: Zużycie podstawowa przyczyna niszczenia tribosystemów. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 223, Gliwice 1995.
- [135] Świtoński E., Mężyk A.: Zagadnienia dynamiki układów napędowych maszyn górniczych. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej pt. Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Ustroń-Zawodzie, listopad 1994.

- [136] Terauchi Y.: Dynamic behavior of straight bevel gear, Bull.ISMS, Vol.23. nr 175-1d report 1980; Vol.24 nr 188 - 2d report 1981; Vol.25 nr 206 - 3d report, 1982.
- [137] Tuplin W.A.: Dynamic loads on gear teeth.Machine Design, nr 10, 1953.
- [138] Vonderschmidt R.: Dynamische Zahnkräfte in Planetengetrieben. Antriebstechnik nr 9, 1983.
- [139] Warszyński M.: Niezawodność w obliczeniach konstrukcyjnych. PWN, Warszawa 1988.
- [140] Weber C., Banaschek K.: Formänderung und Profilrücknahme bei gerad – und schrägverzahnten Rädern. Schrifenreihe Antriebstechnik Heft 11. Braunschweig, Vieweg 1953.
- [141] Weck M., Salje H.: Leistungssteigerung an hochbelasteten Getrieben durch gezielte Zahnflankenkorrekturen. II – Congres Mondial des Engrenages, Textes des Conferences, 3 ÷ 5 Mars 1986.
- [142] Weje W.L.: Obliczenia dynamiki napędów maszyn. WNT, Warszawa 1975.
- [143] Wiktor J.: Sztywność zazębienia ewolwentowych przekładni walcowych. Przegląd Mechaniczny nr 20, 1995.
- [144] Wilk A.: Określenie nadwyżek dynamicznych w kołach zębatych przy podharmonicznych częstotliwościach wymuszeń. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1970.
- [145] Wilk A., Niedziela J., Łazarz B.: Badania stanowiskowe zużycia zębów kół walcowych.Proceedings of Theory,Desing and Exploitation of Gear and Gearboxes Conference. VSB-Technical University, Ostrawa 1994.
- [146] Wilk A., Olejek G.: Zastosowanie metod komputerowych do polioptymalizacji przekładni walcowych wielostopniowych. Proceedings of Theory, Desing and Exploitation of Gear and Gearboxes Conference. VSB-Technical University, Ostrawa 1994.
- [147] Wilk A.: Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostych. Zeszyty Naukowy Politechniki Śląskiej, Mechanika nr 72, Gliwice 1981.

- [148] Winter H., Kojima M.: A study on the dynamics of geared system.
- Proceedings of the International Symposium on Gearing and Power Transmissions. Tokyo 1981.
- [149] Winter H., Podleśnik B.: Zahnfederfestigkeit von Stirnradpaaren. Grundlagen und bisherige Untersuhungen. Antriebstechnik 22, nr 3, 1983.
- [150] Wojnarowski J.: Metoda "Graf" wyznaczania obciążenia w złożonych przekładniach zębatych. Zeszyty Naukowe Instytutu Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej nr 24, Gliwice 1973.
- [151] Wojnarowski J.: The graph method of determining the loads in complex gear trains.J. Mechanism and Machine Theory, Vol.11, 1976.
- [152] Wojnarowski J., Lidwin A.: The application of signal flow graphs for the kinematic analysis of planetary gear trains. J. Mechanism and Machine Theory, Vol.10 s.17÷31, 1975. der Kegelräder. Tribologie und Schmierungstechnik nr 4, Hannover 1990.
- [153] Wojnarowski J.: Grafy i liczby strukturalne jako modele układów mechanicznych. Zeszyty Naukowe Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej i PTMTiS nr 38, Gliwice 1977.
- [154] Wójcik Z.: Przekładnie stożkowe konstrukcja i technologia.WNT, Warszawa 1984.
- [155] Wójcik Z.: Obrabiarki do uzębień kół stożkowych. WNT, Warszawa 1993.
- [156] Zajler W.: Siły dynamiczne w przekładniach dwustopniowych. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1975.
- [157] Zieliński R.: Tablice statystyczne. PWN, Warszawa 1972.
- [158] DIN 3990:Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. Berlin 1987.
- [159] Dokumentacja techniczna ściany wysokowydajnej. Heavy duty longwall system 1002 Face – Staszic Mine – Poland.
- [160] PN-77/N-04010. Niezawodność w technice. Wybór wskaźników niezawodności. PKNiM, Warszawa 1977.

- [161] PN-77/N-04005. Niezawodność w technice. Wskaźniki niezawodności. Nazwa, określenie i symbole. PKNiM, Warszawa 1977.
- [162] PN-90/N-0105. Rachunek prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej – Terminologia. PKNiM, Warszawa 1980.
- [163] PN-80/M-88522.03. Przekładnie zębate stożkowe i hipoidalne. Dokładność wykonania - nazwy, określenia i wartości odchyłek. Wydawnictwa Normalizacyjne, Warszawa 1981.
- [164] Przenośniki zgrzebłowe ścianowe. Rybnik 225/750, 225/750/WB. Rybnicka Fabryka Maszyn "Ryfama", Rybnik 1993.
- [165] Przenośniki zgrzebłowe podścianowe. Grot 225/750/90, 255/842/160, 255/1100. Rybnicka Fabryka Maszyn "Ryfama", Rybnik 1993.
- [166] Przenośniki zgrzebłowe ścianowe. Rybnik 255/842, 255/842/WB. Rybnicka Fabryka Maszyn "Ryfama", Rybnik 1993.
- [167] Przenośniki zgrzebłowe. Rybnik 255/750/90, Rybnik 255/750/90/Poltrak II, Rybnik 255/750/90/BP. Rybnicka Fabryka Maszyn Górniczych, Rybnik 1989.
- [168] Przenośniki zgrzebłowe ścianowe i podścianowe najnowsze rozwiązania. Rybnicka Fabryka Maszyn "Ryfama" SA, Rybnik 1996.
- [169] Strug węglowy statyczny SWS-4/E190. Poradnik nr 304 Komag, Gliwice 1978.
- [170] Strug węglowy statyczny SWS-4M. Rybnicka Fabryka Maszyn Górniczych, Rybnik 1990.
- [171] Wiertnica małośrednicowa dołowa MDR-03-06. Poradnik nr 332 Komag, Gliwice 1981.

warunków eksploatacyjnych na jej stan dynamiczny, a tym samym na obciążenie całkowite. Przeprowadzone badania, których wyniki przedstawiono w niniejszej pracy, dostarczyły wielu nowych informacji o wpływie tych parametrów na przebieg zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych. Niektóre z nich można odnieść również do przekładni walcowych. Podjęte badania realizowano na drodze eksperymentalnej i teoretycznej.

Badania eksperymentalne przeprowadzano na specjalnie do tego celu zbudowanym stanowisku badawczym pracującym w układzie mocy zamkniętej. Badaniom tym przepisano pierwszorzędne znaczenie. Natomiast badania teoretyczne, obejmujące w porównaniu z badaniami eksperymentalnymi mniejszy zakres tematyczny, realizowano na zbudowanym przez autora modelu dynamicznym przekładni zębatej stożkowej.

Przy ustalaniu tematyki badawczej wzięto między innymi pod uwagę specyficzne warunki pracy przekładni panujące pod ziemią podczas urabiania i transportu węgla kamiennego, które mogą mieć wpływ na stan dynamiczny przekładni. Do warunków tych zaliczono:

– podwyższoną temperaturę otoczenia,

- częsty rozruch i występowanie chwilowych przeciążeń, co kwalifikuje przekładnię do obiektów silnie obciążonych oraz powoduje znaczne wahania temperatury jej pracy,
- duże stężenie pyłu w otoczeniu pracujących maszyn, a stąd możliwość, w wyniku wahań temperatury przekładni, przedostawania się zanieczyszczeń do jej wnętrza,
- niekorzystne nachylenie przekładni, co może być przyczyną nieprawidłowego smarowania kół.

W szczególności, opierając się na wynikach badań eksperymentalnych, określono, jaki wpływ na zjawiska dynamiczne zachodzące w przekładniach stożkowych o zębach krzywoliniowych mają następujące czynniki: prędkość obwodowa kół zębatych, obciążenie statyczne zazębienia, kąt pochylenia linii zęba, luz międzyzębny, odchyłki montażowe, sposób realizacji smarowania, obecność warstwy oleju powstałej w wyniku smarowania między powierzchniami współpracujących zębów, rodzaj oraz temperatura pracy oleju, zanieczyszczenie oleju, metoda nacinania zębów, klasa dokładności wykonania zazębienia oraz sztywność korpusów kół. Badaniami objęto koła stożkowe

Dynamika przekładni zębatych stożkowych maszyn górniczych

Streszczenie

Przekładnie zębate są najbardziej rozpowszechnione spośród przekładni mechanicznych stosowanych w układach napędowych maszyn. Stąd duże znaczenie ma ich trwałość i niezawodność pracy. Rozwój nowoczesnych maszyn i urządzeń spowodował rozszerzenie wymagań stawianych tym przekładniom. Jednak nie zawsze wymagania te urzeczywistniają się w praktyce. Dlatego w pracy wskazano na ciągle istniejącą potrzebę prowadzenia badań mających na celu polepszenie dobroci przekładni zębatych.

W pracy zwrócono szczególną uwagę na przekładnie zębate pracujące w układach napędowych maszyn górniczych. Zainteresowanie się tymi przekładniami podyktowane było tym, że zebrane informacje o awaryjności maszyn stosowanych w przemyśle górniczym wykazały, iż przekładnie zębate ulegają najczęściej uszkodzeniom (awariom), co narusza stan zdatności do pracy całego zespołu napędowego maszyny. W jednym z początkowych rozdziałów pracy szczegółowo przedstawiono zebrane materiały o tych uszkodzeniach. Informacje zawarte w tych materiałach dowodzą, że najbardziej zawodnym podzespołem przekładni stosowanych w górnictwie jest stopień stożkowy.

Niezadowalający stan wiedzy z zakresu dynamiki przekładni zębatych stożkowych, co podkreślono w drugim rozdziale pracy, jak i problemy związane z ich eksploatacją skłoniły do podjęcia badań mających na celu określenie wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych i technologicznych oraz

o zębach krzywoliniowych, które nacinano najczęściej stosowanymi metodami, mianowicie: Gleason, Klingelnberg i Oerlikon.

Wykorzystując zasób istniejącej już wiedzy z zakresu dynamiki przekładni zębatych oraz wiedzę uzyskaną w wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych, podjęto próbę budowy dyskretnego modelu dynamicznego przekładni zębatej stożkowej. Zaproponowany model posiada dziesięć stopni swobody. Ruch drgający pary kół zębatych oraz innych elementów przekładni opisano niejednorodnym liniowym układem równań różniczkowych, które rozwiązywano metodą numeryczną na komputerach IBM – – PC/386 i 486. Na zaproponowanym modelu symulowano pracę przekładni i badano wpływ niektórych parametrów na jej dynamikę, mianowicie: prędkości obwodowej kół, sztywności zębów, sztywności tarcz kół, luzu międzyzębnego i tłumienia drgań mechanicznych kół.

Wyniki uzyskane z badań modelowych zostały zweryfikowane przez porównanie ich z rezultatami badań eksperymentalnych. W oparciu o uzyskane wyniki stwierdzono, że przyjęty model może służyć do analizy procesów dynamicznych zachodzących w przekładniach stożkowych o zębach prostych, skośnych i krzywoliniowych.

Pracę zakończono wskazaniem kierunków dalszych badań, których wyniki powinny stanowić dalszy krok do urzeczywistnienia głównego celu, tzn. do opracowania metody umożliwiającej budowę takich przekładni, aby w określonych warunkach pracy ich obciążenie było zbliżone do wartości nominalnej.

The Dynamics of the Bevel Gears of the Mining Machines

Summary

Bevel gears are the mechanical gears that are most commonly used in the power transmission system of mechanical equipment. That is why their durability and reliability is very important. The development of modern machines and technologies has made the requirements for these gears become more rigid. However, these requirements are not always fulfiled in practice. That is why this work gives special prominence to the need of research which aim is to increase the goodness of gears.

In this work the gears working in the mining machines drives systems are given prominence. It is mainly due to the fact that the gathered information coming from the service points and from the mining equipment departments reports show, that the bevel gears are the most likely to break down. This seriously impinges the ability to work of the whole drive system of the machine. One of the first chapters of the work presents the gathered materials about the failure frequency of bevel gears that are used in mining industry. The contents of this chapter lead to the conclusion that one of the most important subsystems of these gears is the cone ratio.

The inadequate knowledge about the dynamics of bevel gears and about the operating problems have led to the decision of taking up the research, which aim was to state the inluence of various factors over the dynamic status, and, thus, over the total load of these gears. The research, which findings are presented in this work, brought some new information concerning

Streszczenie

the influence of these parameters over the dynamic phenomena taking place in the gears. Some of the findings can prove important also as far as the cylindrical gears go. The research was conducted on both experimental and theoretical paths.

The experimental research was conducted on a working stand that was constructed especially for this purpose. This stand was working within the closed power system. This kind of research was given priority in the work. The theoretical research, which covered a smaller scope of topics, was conducted on a dynamic model built by the author.

When deciding upon the subjects examined the specific working conditions that exist underground during the mining and the transportation of hard coal have been taken into account. The conditions mentioned were:

- the increased temperature,

- frequent startings together with instantaneous overloadings which make the gear an overloaded object and which creates the fluctuations of temperature,
- the high dust concentration in the neighbourhood of the working machines and thus the possibility of impurities entering into the gears,

- the possibility of the wrong positioning of the gear, which makes the proper lubrication impossible.

In particular, according to the findings, the influence of factors as: the peripheral speed of wheels, the static load of meshing, the angle of inclination of the tooth's line, the pitch play the assembly errors, the way of lubrication realisation, the presence of the oil film that was created by the lubrication among the surface of cooperating teeth, the kind and the temperature of oil, the oil impurities, the method of teeth cutting, the class of precision in cutting the meshing, the wheels plates rigidity, the mass moment of inertia and the mass of wheels over the dynamic phenomena in the bevel gears was stated. The gears examined were the bevel gears with curvilinear teeth, cut according to the most commonly used methods, i.e. the Gleason, the Klingelnberg and the Oerlikon methods.

Using the hitherto gathered knowledge together with the knowledge acquired as the result of the experimental research, in the theoretical part of the work the attempt of constructing a discrete dynamic model of bevel gears was made. This was a model with ten degrees of freedom. The vibration movement of the toothed wheels as well as some other elements of the gear were described by the heterogeneous linear system of differential equations, which was solved by the numerical method on the IBM PC/386 and 486 computers. On the model the symulation of the gears work was done and the influence of some chosen factors, like the peripheral speed of wheels, the rigidity of wheels, the rigidity of the wheels plates, the mass moment of inertia, the damping of the mechanical vibration of wheels over the gear dynamics was examined.

The findings of the experimental research were then confronted with the findings of the research conducted on the model. This model can serve the purpose of analysis of the dynamic processes that take place in the bevel gears of straight, skew and curvilinear teeth.

The work finishes by indicating the further research directions, the results of which should make it possible to achieve the main objective, i.e. to work out such a method of constructing the gears that, in the given working conditions, their load would be similar to the nominal value.

Динамика конических зубчатых передач горных машин

Резюме

Зубчатые передачи - это самые распространенные механические передачи, применяемые в приводных системах машин, поэтому такое большое значение имеет их прочность и надежность. Развитие современных машин и устроиств вызвало разширение требований, предъявляемых этим передачам.

В работе обвращено особенное внимание на зубчатые передачи работающие в приводных системах горных машин. Из анализа собранных материалов об аварийности зубчатых передач, работающих в горной промышленности вытекает, что одним из самых ненадежных подузлов этих передач является коническая ступень.

Неудовлетворяющий уровень знаний в области динамики конических зубчатых передач, а также проблемы, связанные с их эксплуатацией, заставили начать исследования, целью которых является определение влияния избранных параметров на динамическое состояние передачи, и тем самым, на их полную нагрузку. Эти исследования дали ряд новых информаций о влиянии этих параметров на ход динамических явлений, происходящих в конических передачах. Некоторые из них могут быть отнесены также к цилиндрическим передачам. Эти исследования велись теоретическим и экспериментальным путем.

Экспериментальные исследования велись на специально для этой цели построенном стенде, работающем в системе замкнутой мощности. В настоящей работе этим испытаниям приписывается первостепенное значение. Теоретические исследования, охватывающие меньшую тематику по сравнению с экспериментальными исследованиями, велись на построенной автором динамической модели конической зубчатой передачи. В исследовательской тематике, в частности, было учтено влияние специфических условий, господствующих под землей во время выемки и транспорта угля, на ход динамических явлений. К этим условиям относятся:

- повышенная температура,

- очень часто повторяющийся запуск и временные перегрузки квалифицируют передачи к объектам сильно нагруженным, что может быть причиной непостоянства температуры работы,
- высокая концентрация пыли вокруг работающих машин и вытекающая отсюда возможность проникновения загрязнений во внутренюю часть передачи,
- возможность неблагоприятного положения передачи, наклон к горизонтали, что может нарушить смазку колес.

Опираясь на результатах экспериментальных исследований, показано, какое влияние имеют определенные конструктивные и технологические параметры, а также эксплуатационные условия на ход динамических яз ний в конических зубчатых передачах. В частности, на основании полученных результатов установлено, какое влияние имеют следующие факторы: окружная скорость зубчатых колес, статическая нагрузка зацепления, угол наклона линии зуба, зазор между зубьями, монтажные погрешности колес, способ смазки, наличие слоя масла между плоскостями соприкасающихся зубьев, образующегося в результате смазки, вид и температура работы масла, загрязнения масла, метод нарезания зубьев, класс точности выполнения зацепления, жёсткость дисков колес. Исследования охватывали конические колеса с криволинейными зубьями, которые нарезались чаше всего применяющимися методами, а именно: Gleason, Klingelnberg и Oerlikon.

Используя уже имеющиеся знания, а также знания, полученные в результате проведенных экспериментальных исследований, в главе посвященной теоретическим исследованиям, сделана попытка построения дискретной динамической модели конической зубчатой передачи. Это модель с десятью степенями свободы. Колебательное движение пары зубчатых колес, а также других элементов передачи описано неоднородной линейной системой дифференциальных уравнений, которые решались численным методом на компьютерах IBM-PC/386 и IBM-PC/486. На предложенной модели симулировалась работа передачи и исследовалось влияние избранных параметров на ее динамику, а именно: окружной скорости колес, жёсткости зубьев, жёсткости дисков колес, демпфирования механических колебаний колес, зазора между зубъями.

При сопоставлении результатов, полученных экспериментальным путем и результатов исследований на моделях было установлено, что реакция модели на изменение выше указаных параметров близка реакции действительного объекта. Принятая модель может быть использована для анализа динамических процессов, происходящих в конических передачах с прямыми, косыми и криволинейными зубьями.

В конце работы указываются направления дальнейших исследований, результаты которых должны быть еще одним шагом к осуществлению главной цели, т.е., к созданию такой передачи, в которой её нагрузка в данных условиях будет близка номинальной величине.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA Politechniki Śląskiej P. 3351 96 226 The survey of the