

INSTYTUT KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Raport serii PREPRINTY nr 014/03

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Grzegorz Przybyłek

**Metoda uzyskiwania równomiernego obciążenia
w parach obrotowych o niejednorodnej podatności**

Promotor:
dr hab. inż. Tadeusz Smolnicki

Wrocław 2003

SPIS TREŚCI

1. WSTĘP	4
2. PRZEGLĄD ISTNIEJĄCEGO STANU WIEDZY	7
2.1. TEORIA H. HERTZA, ZAGADNIENIA KONTAKTOWE	10
2.1.1. Styk punktowy – układ kula-bieżnia	13
2.1.2. Styk liniowy – układ wałek-bieżnia	15
2.2. METODY ANALITYCZNE WYZNACZANIA ROZKŁADU OBCIĄŻEŃ	17
2.2.1. Metoda S. Ohnricha	17
2.2.3. Zmodyfikowana metoda S. Ohnricha	19
2.2.3. Metoda K. Matthiasa	22
2.2.4. Metoda T. Gibczyńskiej	24
2.3. METODY NUMERYCZNE	27
2.4. PORÓWNANIE METOD KLASYCZNYCH I NUMERYCZNYCH	30
2.5. WYMAGANIA DOTYCZĄCE METOD OBLICZENIOWYCH	31
3. METODY OCENY KONSTRUKCJI WSPORCZYCH W ASPEKCIE DOBORU ŁOŻYSKA	34
3.1. METODY STOSOWANE PRZEZ PRODUCENTÓW ŁOŻYSK	34
3.2. METODA Z ZASTOSOWANIEM SUPERELEMENTU	36
3.3. METODA EWALUACJI UKŁADU ŁOŻYSKO – KONSTRUKCJA WSPORCZA	39
4. CELE I TEZY PRACY	41
4.1. CELE PRACY	41
4.2. TEZY PRACY	44
5. METODA OCENY ROZKŁADU SZTYWNOŚCI USTROJU WSPORCZEGO	45
5.1. ISTOTA METODY	46
5.2. OCENA PODZESPOŁÓW WSPORCZYCH	48
5.3. ANALIZA NUMERYCZNA – WYNIKI	53
5.4. ANALIZA WYNIKÓW	69
6. METODA KOREKCJI	72
6.1. ISTOTA METODY KOREKCJI	73
6.2. SUPERELEMENT	75
6.3. WYNIKI KOREKCJI	78
7. BADANIA DOŚWIADCZALNE	99
7.1. OBIEKT BADAŃ	99
7.2. BADANIA	100
7.3. ANALIZA NUMERYCZNA WĘZŁA OBROTU ZWAŁOWARKI A ₂ R ₅ B 5000	102
7.4. WNIOSKI BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH	104
8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE	105
9. LITERATURA	109

Wykaz ważniejszych oznaczeń:

D	- średnica podziałowa łożyska,	[m]
E	- moduł sprężystości podłużnej,	[N]
F	- siła w elemencie tocznym,	[N]
F_{max}	- siła maksymalna w elemencie tocznym,	[N]
F_n	- siła nominalna w elemencie tocznym,	[N]
H	- obciążenie w płaszczyźnie łożyska,	[N]
L_u	- trwałość użytkowa,	[-]
M	- moment poprzeczny obciążający łożysko	[Nm]
$\bar{P}_{VHM}$	- obciążenie wypadkowe łożyska,	[N]
R_i	- promień podziałowy i -tego rzędu elementów tocznych łożyska,	[m]
V	- obciążenie osiowe łożyska,	[N]
d	- średnica kuli,	[m]
d_i	- średnica kuli na i -tej bieżni,	[m]
e	- mimośród obciążenia pionowego,	[m]
$\bar{e}$	- mimośród obciążenia pionowego odniesiony do promienia podziałowego łożyska,	[-]
k	- sztywność,	[N/m]
p_w	- obciążenie właściwe kuli,	[MPa]
r	- promień kuli,	[m]
r_b	- promień bieżni,	[m]
r_{ij}	- promienie krzywizny,	[m]
s	- współczynnik przystawania kuli do bieżni,	[-]
w_w	- wskaźnik wypełnienia rzędu łożyska,	[-]
w_s	- wskaźnik średnicowy łożyska,	[-]
z	- liczba elementów tocznych,	[-]
$[K]$	- macierz sztywności,	
$\{u\}$	- wektor przemieszczeń uogólnionych,	
$\{F\}$	- wektor sił uogólnionych,	
λ	- współczynnik korekcji	
Ψ_F	- rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne łożyska	
α, β, θ	- kąt mierzony po obwodzie łożyska	[°]
γ	- kąt mierzony po przekroju bieżni od dna rowka,	[°]
ν	- współczynnik Poissona,	[-]
δ	- ugięcie układu element toczny-bieżnia	[m]
φ	- kąt działania elementów tocznych,	[°]
η	- wykładnik zależności hertzowskiej siła – ugięcie,	[-]
ρ_{ij}	- odwrotności promieni krzywizny,	[m ⁻¹]

1. WSTĘP

Każda maszyna posiada elementarne, samodzielne zespoły ruchowe, które tworzą połączone człony zwane mechanizmami.

Mechanizmy służące do przeniesienia ściśle określonego ruchu tworzą łańcuchy kinematyczne. Łańcuchy kinematyczne składają się z członów, które tworzą ze sobą pary kinematyczne. Elementy pary kinematycznej oddziałują na siebie wzajemnie poprzez przenoszone obciążenia (siły, momenty).

Jednym z rodzajów par kinematycznych jest para obrotowa. We właściwie zaprojektowanej parze obrotowej rozkład obciążenia na poszczególne elementy powinien być równomierny.

Poprawna praca pary obrotowej w postaci węzła obrotu w rozumieniu teorii maszyn i mechanizmów jest realizowana przy następujących założeniach:

- para musi pracować jako element sztywny,
- obrót jednego członu względem drugiego jest realizowany w jednej płaszczyźnie.

Niestety spełnienie tych warunków nie jest do końca możliwe.

Pomimo wielu doświadczeń eksploatacyjnych i postępu technicznego w dziedzinie metod obliczeniowych, odpowiedni dobór węzła obrotu oraz odpowiednie ukształtowanie ustrojów wsporczych sprawia dużo problemów.

Zasadniczą kwestią przy projektowaniu wielkogabarytowych podpór obrotowych jest ich mała sztywność własna. Poprawna, długotrwała praca węzła obrotu uzależniona jest w dużej mierze od podatności podzespołu wsporczego. Podatność konstrukcji wsporczej ma zasadniczy wpływ na równomierność dystrybucji obciążenia, szczególnie w wielkogabarytowych parach obrotowych.

Dlatego aby zapewnić poprawne działanie węzła obrotu niezbędnym staje się jednoznaczne określenie rozkładu obciążenia. Należy przy tym uwzględnić podatność konstrukcji wsporczej i ewentualnie zmienić w miarę potrzeby geometrię układu.

Dotychczasowe metody projektowania par obrotowych nie uwzględniają wpływu nierównomiernego rozkładu sztywności konstrukcji wsporczych. Nierównomierny rozkład obciążenia związany jest z występowaniem elementów niesymetrycznych osiowo np. przepon, żeber lub wyprowadzeń podpór.

Z badań i obserwacji wynika, iż podczas projektowania obrotowej pary kinematycznej jest niezbędne określenie i uwzględnienie rozkładu sztywności.

Wobec powyższego koniecznym stało się opracowanie kompleksowej metody, która w fazie projektowania w sposób prosty i szybki pozwalałaby kształtować konstrukcję wsporczą w celu uzyskania równomiernego rozkładu obciążenia na elementy toczne.

W przypadku maszyn już eksploatowanych zaproponowano metodę korekcji geometrii, która pozwoli obniżyć wartości maksymalnego obciążenia podpory obrotowej oraz w sposób znaczący wyrównać dystrybucję obciążenia elementów tocznych.

Obiektami, które posłużą do badań i analiz będą węzły obrotu oraz podzespoły wsporcze maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego (rys. 1.1). Najbardziej złożoną postać pary obrotowej posiada węzeł obrotu z łożyskiem wielkogabarytowym. Dokonanie takiego wyboru nie jest działem przypadku, gdyż obiekty te skupiają w sobie największą liczbę niekorzystnych zjawisk.



Rys. 1.1. Przykład maszyny, w której występuje para obrotowa

Przy wyborze łożyska wielkogabarytowego jako obiektu badań istotna była też wiedza na temat działających obciążeń oraz charakteru pracy. Ponadto duża liczba danych eksploatacyjnych oraz przeprowadzonych na tych maszynach badań umożliwi weryfikację uzyskanych wyników.

Przeprowadzone badania (modelowe i doświadczalne) ograniczono do łożysk wielkogabarytowych. Są one najczęściej spotykanymi przykładami pary obrotowej przenoszącej obciążenia z nadwozia na podwozie i zarazem najciekawszym, gdyż przepływ obciążenia realizowany poprzez elementy toczne ma charakter dyskretny.

Lokalne naciski wywołane przekazywaniem obciążenia poprzez elementy toczne oraz nierównomierny rozkład sztywności podzespołów wsporczych wielkogabarytowego łożyska, powoduje powstawanie szeregu niekorzystnych zjawisk. Przy dużym stosunku wymiarowym średnicy podziałowej łożyska do jego wysokości (łożysko jest wiotkie) biegnia łożyska ulega owalizacji i deplanacji.

W przypadku maszyn, w których przepływ obciążenia z jednego członu na drugi odbywa się w sposób ciągły (np. w łożyskach ślizgowych), zjawiska te nie występują.

Ponadto rozkład sztywności podzespołów wsporczych nie wpływa tak znacząco na równomierny przebieg obciążenia węzła obrotu.

Działające dodatkowo w wielkogabarytowych łożyskach tocznych siły promieniowe oraz momenty powodują powstanie zjawiska zmiany kąta działania elementów tocznych.

Kumulacja zjawisk występujących w wielkogabarytowych łożyskach tocznych, zadecydowała o przeprowadzeniu badań modelowych i doświadczeń na tych obiektach.

Przedstawiona jednak w pracy metoda oceny rozkładu sztywności konstrukcji wsporczych oraz metoda korekcji są uniwersalne i z powodzeniem można stosować je do innych par obrotowych.

2. PRZEGLĄD ISNIEJĄCEGO STANU WIEDZY

Początkowo w analizie zjawisk zachodzących w parach obrotowych zagadnienie odkształcalności współpracujących członów było pomijane. W łożyskach ślizgowych skupiano się na parametrach tribologicznych powierzchni i smaru oraz na geometrii pierwotnej (nieodkształconej) [1, 108]. W łożyskach tocznych analizowano obciążenie elementów tocznych wyłącznie z uwzględnieniem zjawisk zachodzących na styku elementu tocznego i bieżni [3, 52, 77, 87]. W przypadku łożysk tocznych początkowo uwzględniano tylko nieliniowość charakterystyki *siła–ugięcie* a dopiero w pracach późniejszych także odkształcenia plastyczne i tarcie [16, 36, 40, 41].

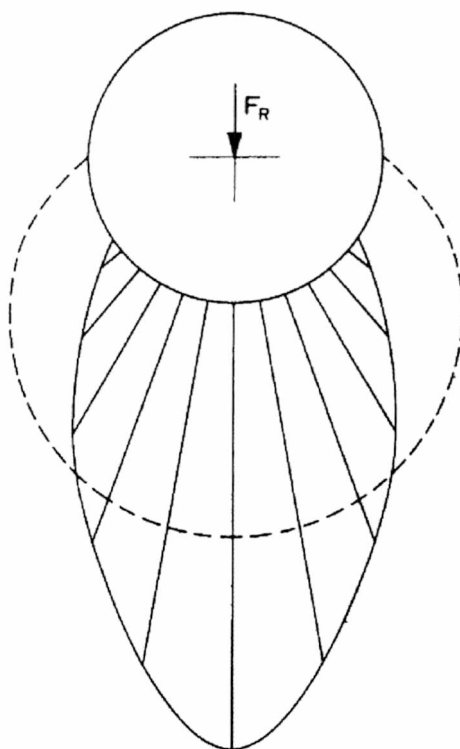
W łożyskach tocznych wymiarujący jest stan naprężenia istniejący na styku maksymalnie obciążonego elementu tocznego i bieżni. Dlatego początkowe wysiłki badaczy skoncentrowane były głównie na określeniu rozdziału obciążeń na elementy toczne przy całości odkształceń skoncentrowanych w miejscu styku. Takie założenia umożliwiały rozwiązanie powyższego problemu w łożyskach tocznych o niewielkiej liczbie elementów [77]. Powyższe podejście zostało rozwinięte między innymi przez S. Ohnricha [75], który zajmował się dystrybucją obciążenia w elementach tocznych, K. Matthiasa [62, 63, 64, 65, 66] a w Polsce T. Gibczyńską [26, 27, 28, 29, 30, 31, 33] oraz T. Nogecia [68, 69, 70, 71, 72, 73].

Węzły obrotu projektowane w oparciu o powyższe metody bardzo często ulegały awariom po krótkim czasie eksploatacji [88]. Na podstawie analizy zużycia odkształceniowego w łożyskach o bieżniach niehartowanych oraz miejsc uszkodzeń w łożyskach o bieżniach hartowanych sformułowano wnioski o związku między postacią struktury wsporczej, rozkładem jej sztywności, a uszkodzeniami łożysk. W roku 1955 w pracy [79] W.S. Połownikow na drodze doświadczalnej stwierdził związek pomiędzy przyspieszonym zużyciem a niedostateczną sztywnością podzespołów wsporczych. Praca dotyczyła elementów tocznych węzła obrotu żurawi i koparek w postaci obrotnicy. W latach sześćdziesiątych A.M. Kazanskij eksperymentalnie wykazał wpływ deformacji konstrukcji wsporczych na obciążenie elementów tocznych [45, 46, 47, 48, 49, 50]. Podobne badania przeprowadzili w latach późniejszych V.I. Gulianek [34], Pallini [76] i H. Takayashi [104] i oraz I. Prebil [81], Z. Cvekl [14].

Równolegle z badaniami eksperymentalnymi prowadzono poszukiwania w znalezieniu modelu matematycznego związku pomiędzy strukturą podzespołu wsporczego a rozkładem obciążenia w łożysku. Przy zastosowaniu metod klasycznych było to możliwe jedynie

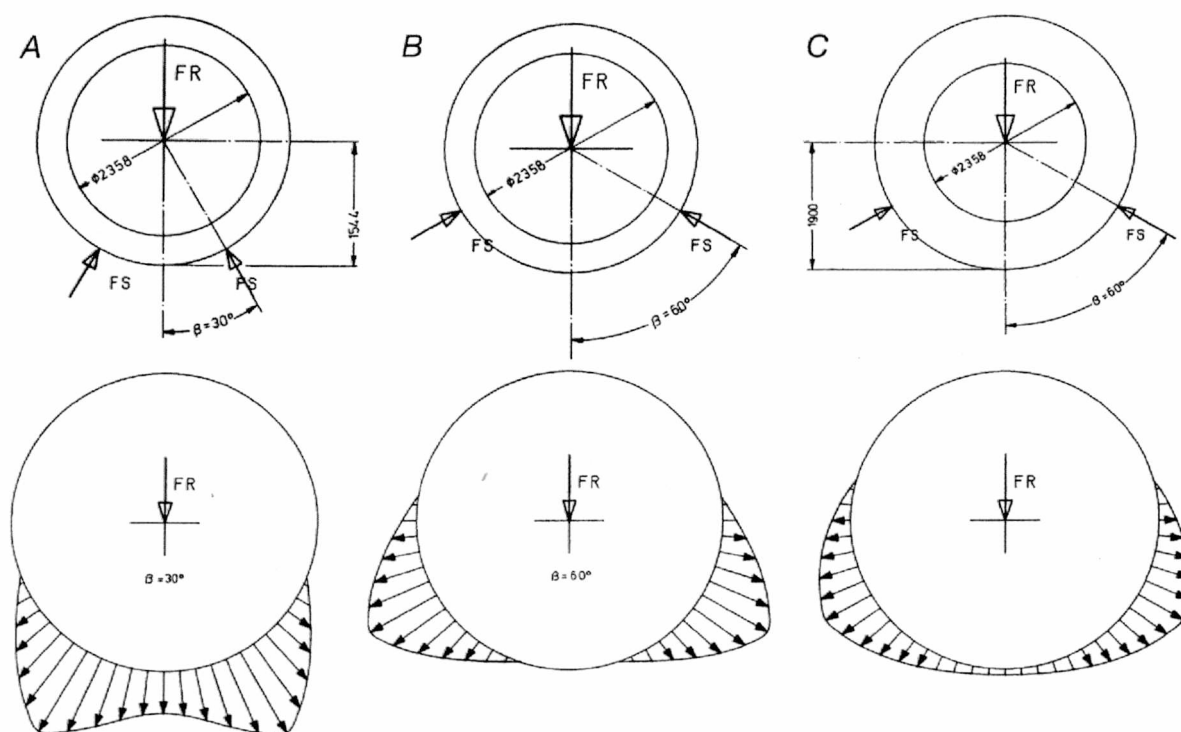
dla bardzo prostych struktur. Przykładową różnicę w rozkładzie obciążenia dla odkształcalnego podzespołu wsporczego w postaci tarczy o wymiarach bardzo dużych w stosunku do wymiaru łożyska pokazano na rys. 2.1.

Zastosowanie metod numerycznych umożliwiło analizę podzespołów wsporczych o bardziej złożonej strukturze. Największy wkład w rozpoznanie rozkładu obciążeń przy niejednorodnych podzespołach wsporczych mieli J. Brändlein [7, 8, 9, 10, 11, 12], R. Kahn [42], J. Woźniak [107]. W Polsce prace w kierunku określania dystrybucji obciążeń z uwzględnieniem podatności elementów węzła obrotu przeprowadził A. Marciniec [60, 61], niestety uwzględniał on tylko podatność jednego członu pary obrotowej, oraz zespół E. Mazanek, A. Dziurski, L. Kania [67], który skupiał się głównie na odkształcalności pierścieni łożyskowych pomijając zupełnie deformacje podzespołów wsporczych [17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 43, 67].



Rys. 2.1. Rozdział obciążenia na elementy toczne dla podzespołu wsporczego sztywnego (linia przerywana) i podatnego (linia ciągła) [5]

Przełomem w wyznaczaniu rozkładu obciążeń w przypadku łożysk o niewielkich wymiarach stało się zastosowanie metody elementów skończonych [44, 94, 95, 109]. Przykładowe wyniki dla łożysk maszynowych prezentuje Brändlein (rys. 2.2) [5].



Rys. 2.2. Wpływ sposobu podparcia na rozkład obciążeń [5]

W pracach I. Prebila [80, 81, 82], T. Handreck [35], T. Gibczyńskiej [25, 32] określano dystrybucję obciążeń dla małych łożysk wieńcowych. Zastosowanie przez T. Smolnickiego superelementu *bieżnia* – *element toczny* – *bieżnia* [84, 89, 97] pozwoliło uwzględnić wszystkie istotne zjawiska zachodzące w łożysku wielkogabarytowym i umożliwiło dalsze prace nad wpływem struktury nośnej na postać dystrybucji obciążeń [83, 90, 91, 92, 93, 96, 98, 99, 100].

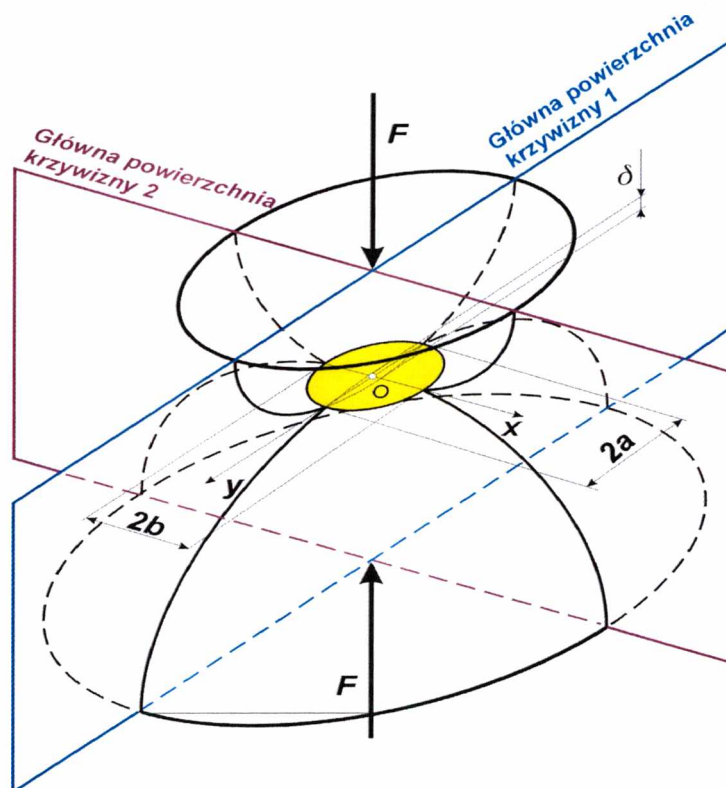
Obecnie główne kierunki prac badawczych dotyczą określania wpływu odkształceń plastycznych (rozwalcowanie bieżni) na dystrybucję obciążeń [54, 55, 56, 57, 58] oraz kształtowania podzespołów wsporczych [6, 15, 59].

W podrozdziałach poniżej opisano szczegółowo główne metody analizy dystrybucji obciążeń w łożyskach wieńcowych, a w kolejnym rozdziale metody oceny podzespołów wsporczych.

2.1. TEORIA H. HERTZA, ZAGADNIENIA KONTAKTOWE

Zjawiska występujące na styku dwóch krzywoliniowych ciał jako pierwszy opisał w 1881 roku H. Hertz. Stwierdził on, iż na skutek działania obciążenia pomiędzy dwoma ciałami sprężystymi następuje przejście z kontaktu punktowego w powierzchniowy (rys. 2.3). Teoria ta wymagała kilku założeń, które w znaczący sposób ograniczały zakres jej stosowalności. Najważniejsze z nich to:

- płaska powierzchnia styku,
- homogeniczny materiał,
- statyczne obciążenie,
- brak tarcia, a zatem wypadkowa obciążenia jest zawsze normalna do powierzchni kontaktu,
- mała powierzchnia kontaktu w stosunku do promieni krzywizny stykających się ciał.



Rys. 2.3. Schemat styku ciał o powierzchniach krzywoliniowych

Liczne próby doświadczalne [24] jednoznacznie stwierdziły dużą rozbieżność pomiędzy wynikami uzyskanymi eksperymentalnie w warunkach laboratoryjnych a danymi doświadczalnymi (rys. 2.4). Przedmiotem badań było określenie zależności pomiędzy maksymalną siłą normalną działającą na powierzchnię kontaktu p_{MAX} a obciążeniem właściwym kuli p_w .

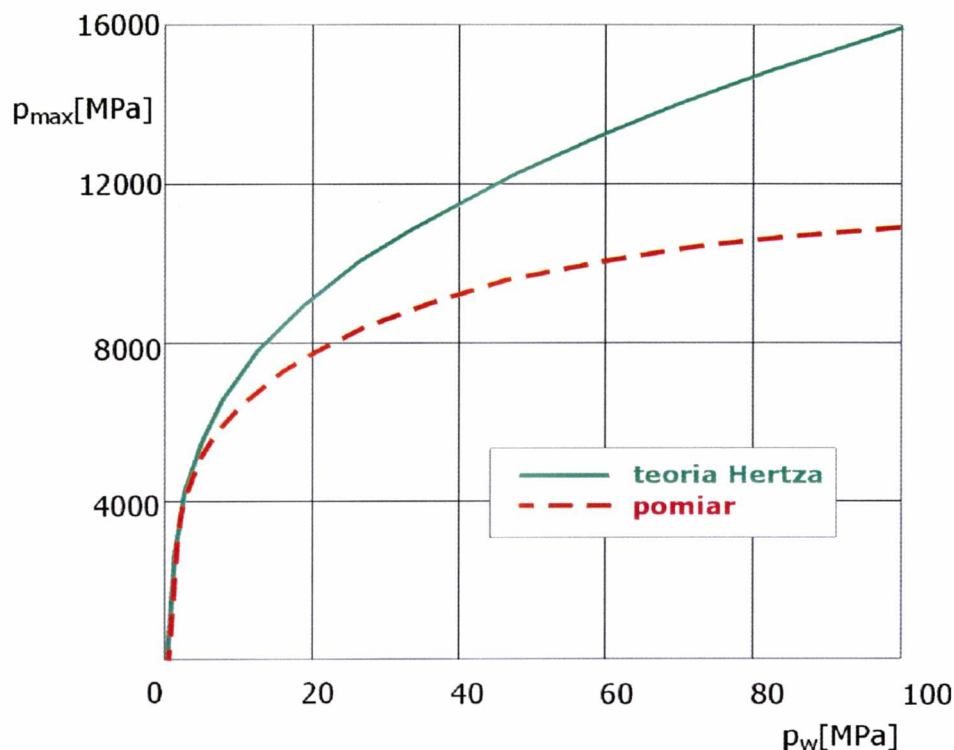
Obciążenie właściwe kuli definiuje się jako:

$$p_w = \frac{F}{d^2} \quad (2.1)$$

gdzie,

F - siła działająca na kulę

d - średnica kuli



Rys. 2.4. Porównanie maksymalnego naprężenia normalnego wyznaczonego wg teorii Hertza i badań eksperymentalnych [5]

Pomimo tych rozbieżności maksymalna wartość ciśnienia p_{MAX} liczona wg teorii Hertza stała się kryterium wymiarującym połączenia kontaktowe. Bardzo duży wkład w projektowanie łożysk wnieśli również G. Lundberg i A. Palmgren [78]. Określili oni algorytmy, które do dziś są wykorzystywane przez producentów do obliczania trwałości łożysk. Na podstawie tych algorytmów producenci łożysk tworzą diagramy oraz formułują wytyczne i normy projektowe. Dlatego większość wytwórców łożysk maszynowych ogólnego przeznaczenia ma podobne procedury wyznaczania nośności i trwałości. Wieloletnia praktyka potwierdziła przydatność tych metod do doboru łożysk dla powyższych zastosowań.

Nośność łożyska jest określona przez nośność maksymalnie obciążonego elementu tocznego. Aby ustalić maksymalnie wyłożony element należy określić rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne. Do tego celu potrzebna jest charakterystyka sztywności układu *element toczny-bieżnia*:

$$k_{TB} = F(\delta) \quad (2.2)$$

Charakterystyka ta jest nieliniowa, a nieliniowość ta wynika zarówno z geometrii styku jak i z różnic materiałowych pary: *element toczny-bieżnia*. Po analizie całego łożyska i wyznaczeniu maksymalnej siły F_{MAX} następuje analiza układu *element toczny-bieżnia* i określenie stanu wyłożenia elementów układu – wyznaczenie pola naprężeń.

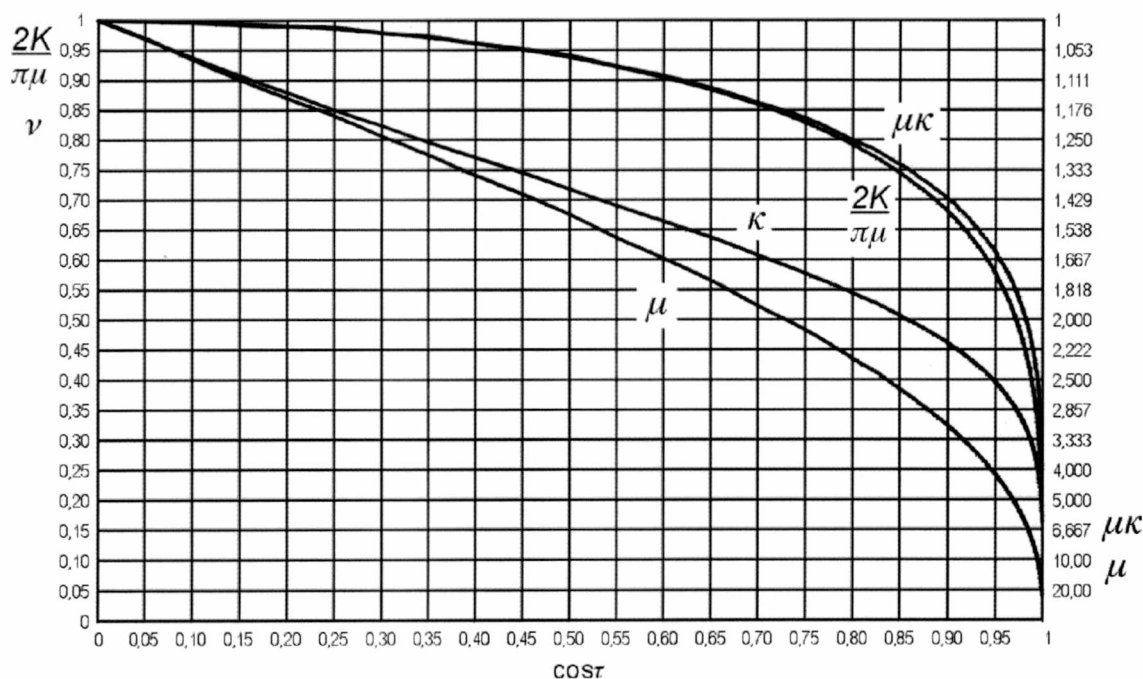
W łożyskach tocznych parametry styku zależą od wzajemnych relacji pomiędzy promieniami krzywizny. W tym celu wyznacza się pomocniczy parametr:

$$\cos \tau = \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}} \quad (2.3)$$

gdzie,

$\rho_{ij} = r_{ij}^{-1}$ - krzywizna ciała i w płaszczyźnie j

Na podstawie pomocniczego parametru $\cos \tau$ można wyznaczyć pozostałe współczynniki μ , κ , $\frac{2K}{\pi\mu}$ (rys 2.5).



Rys. 2.5. Diagram do odczytu współczynników μ , κ , $\frac{2K}{\pi\mu}$ w funkcji $\cos \tau$ [5]

2.1.1. Styk punktowy – układ kula-bieżnia

Działająca siła F powoduje, w wyniku odkształcenia, zbliżenie się kuli do bieżni o wartość [97]:

$$\delta = 1,5 \cdot \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt[3]{\frac{(1-\nu^2)^2}{E^2} \frac{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}{3} F^2} \quad (2.4)$$

gdzie,

E - moduł sprężystości podłużnej,

ν - współczynnik Poissona.

Dla kuli o średnicy d równanie (2.4) w postaci bezwymiarowej przyjmie formę:

$$\frac{\delta}{d} = C_\delta \left(\frac{p_w}{E} \right)^\eta \quad (2.5)$$

gdzie,

p_w - obciążenie właściwe kuli,

d - średnica kuli.

Stałe C_δ , η uwzględniające geometrię i materiał łożyska wieńcowego wynoszą odpowiednio:

$$C_\delta = 1,5 \cdot \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt[3]{\frac{2}{3} (1-\nu^2)^2 \left(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s \right)} \quad (2.6)$$

$$\eta = 2/3 \quad (2.7)$$

gdzie,

s – współczynnik przystawiania kuli do bieżni (stosunek promienia elementu tocznego r do promienia bieżni r_b),

w_s – wskaźnik średnicowy (stosunek średnicy podziałowej D do średnicy elementu tocznego d),

φ - kąt działania elementu tocznego mierzony od płaszczyzny łożyska [°].

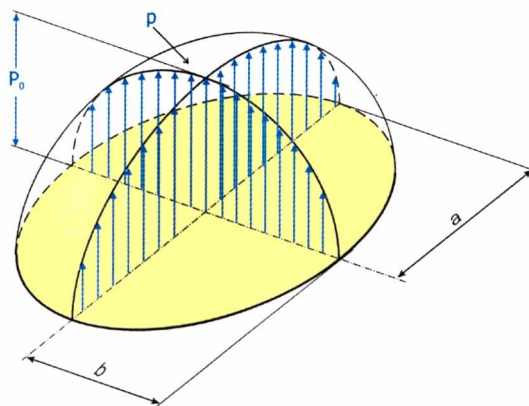
Dla łożyska wieńcowego, przy takim samym module sprężystości podłużnej i współczynniku Poissona (dla kuli i bieżni), półosie elipsy styku wynoszą odpowiednio:

$$\frac{a}{d} = 2\mu \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{(1-\nu^2)}{(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s)} \frac{p_w}{E}} \quad (2.8)$$

$$\frac{b}{d} = 2\mu \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{(1-\nu^2)}{(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s)} \frac{p_w}{E}}. \quad (2.9)$$

Rozkład nacisków w postaci elipsoidy (rys 2.6.) dla łożyska wieńcowego ma maksimum równe:

$$p_o = \frac{1,5}{\pi \mu \kappa} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{2}{3} \frac{E(2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s)}{(1-\nu^2)} \right)^2} p_w \quad (2.10)$$



Rys. 2.6. Rozkład nacisków w postaci elipsoidy na powierzchni styku wg teorii Hertza

Na drodze eksperymentalnej N. Bielajew stwierdził, iż inicjacja zniszczenia nie następuje na powierzchni ciała, ale na pewnej głębokości [3]. Zostało to potwierdzone badaniami, jakie przeprowadzili C. Weber [106] i G. Lundberg [78], a które zakończyły się stwierdzeniem, że najbardziej wyteżony punkt znajduje się pod powierzchnią (punkt Bielajewa). Według N. Bielajewa maksymalne naprężenie styczne występuje na głębokości:

$$h_{\tau_{\max}} = 0,467a \quad (2.11)$$

gdzie,

a – promień powierzchni styku.

Położenie punktu najbardziej wyteżonego dla styku dwóch kul podał na podstawie hipotezy energetycznej również M. Huber [37]:

$$h_{\sigma_{red}} = 0,48a \quad (2.12)$$

Maksymalne naprężenie w tym punkcie wynosi:

$$\sigma_{red} = 0,62p_o \quad (2.13)$$

Ponadto stwierdzono również, że rozkład naprężeń zależy od kształtu powierzchni styku.

2.1.2. Styk liniowy – układ wałek-bieżnia

Dla styku liniowego wszystkie zależności wyprowadzane są dla dwóch nieskończenie długich walców.

Przy wyznaczaniu ugięcia styku liniowego teoria Hertza staje się bezużyteczna.

Siła F , w wyniku której następuje odkształcenie, zbliża ciała o wartość (rys. 2.7):

- w empirycznym wzorze H. Bochmanna [4]:

$$\delta_l = 4,05 \times 10^{-5} \cdot \frac{F^{0,925}}{l^{0,85}}, \quad (2.14)$$

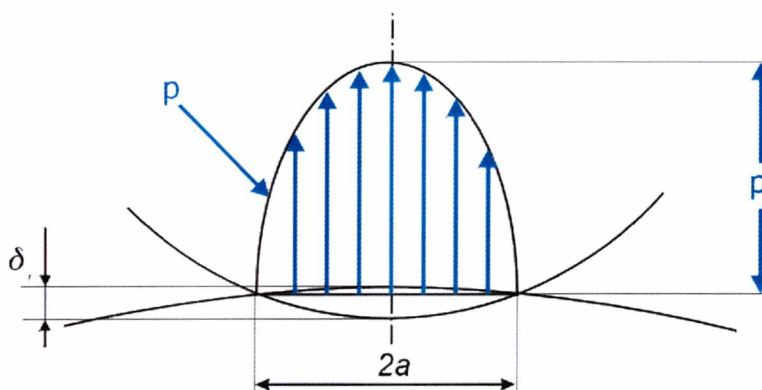
- Według G. Lumberga [78]:

$$\delta_l = 3,95 \times 10^{-5} \cdot \frac{F^{0,9}}{l^{0,8}} \quad (2.15)$$

gdzie

l - długość efektywna styku w [mm],

F - siła w [N]



Rys. 2.7. Rozkład nacisków na powierzchni styku dwóch walców [97]

Zależności powyższe zostały pozytywnie zweryfikowane na drodze doświadczalnej. Ze wzorów wynika, że ugięcie układu *element toczny-bieżnia* nie zależy od średnicy wałeczka lecz od długości styku i obciążenia.

Półowa szerokości styku dwóch walców przy takim samym module sprężystości podłużnej i współczynniku Poissona wynosi:

$$a = \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}} q, \quad (2.16)$$

a maksymalny nacisk:

$$p_o = \sqrt{\frac{E(\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22})}{2\pi(1-\nu^2)}} q \quad (2.17)$$

gdzie,

q – liniowe obciążenie wałeczka.

Największe naprężenie podpowierzchniowe występuje na głębokości:

$$h_{\tau_{\max}} = 0,786a \quad (2.18)$$

gdzie,

a – połowa szerokości styku.

Naprężenie maksymalne styczne wynosi:

$$\tau_{\max} = 0,6 p_o, \quad (2.19)$$

a zastępcze wg hipotezy energetycznej:

$$\sigma_{red} = 0,567 p_o. \quad (2.20)$$

2.2. METODY ANALITYCZNE WYZNACZANIA ROZKŁADU OBCIĄŻEŃ

Wyznaczenie rozkładu obciążenia na poszczególne elementy toczne jest zadaniem statycznie niewyznaczalnym, więc metody klasyczne obliczania łożysk muszą posiadać szereg założeń. Założenia te, zarówno geometryczne jak i fizyczne, pozwalają w sposób analityczny, bez wykorzystywania metod numerycznych, dokonać obliczeń łożysk. Niestety wprowadzone uproszczenia, w przypadku obliczania łożysk wielkogabarytowych, skutkują dużym błędem.

Ze względu na fakt, iż metody klasyczne są szeroko opisane w literaturze [97, 25, 67, 5] w poniższych podrozdziałach zostaną one opisane skrótowo.

2.2.1. Metoda S. Ohnricha

Metoda S. Ohnricha posiada następujące założenia [75]:

- elementy toczne są jednakowe,
- bieżnie nie posiadają imperfekcji kształtu,
- pierścienie łożyska są sztywne zarówno giętnie jak i skrętnie,
- materiały elementu tocznego i bieżni są jednorodne i liniowosprężyste,
- w przypadku działania momentu śruby zapewniają stały docisk pierścieni do podłoża.

Metoda S. Ohnricha oparta jest na równaniu hertzowskim:

$$F = c\delta^{1/\eta}, \quad (2.21)$$

gdzie

F – siła w elemencie tocznym,

δ – ugięcie,

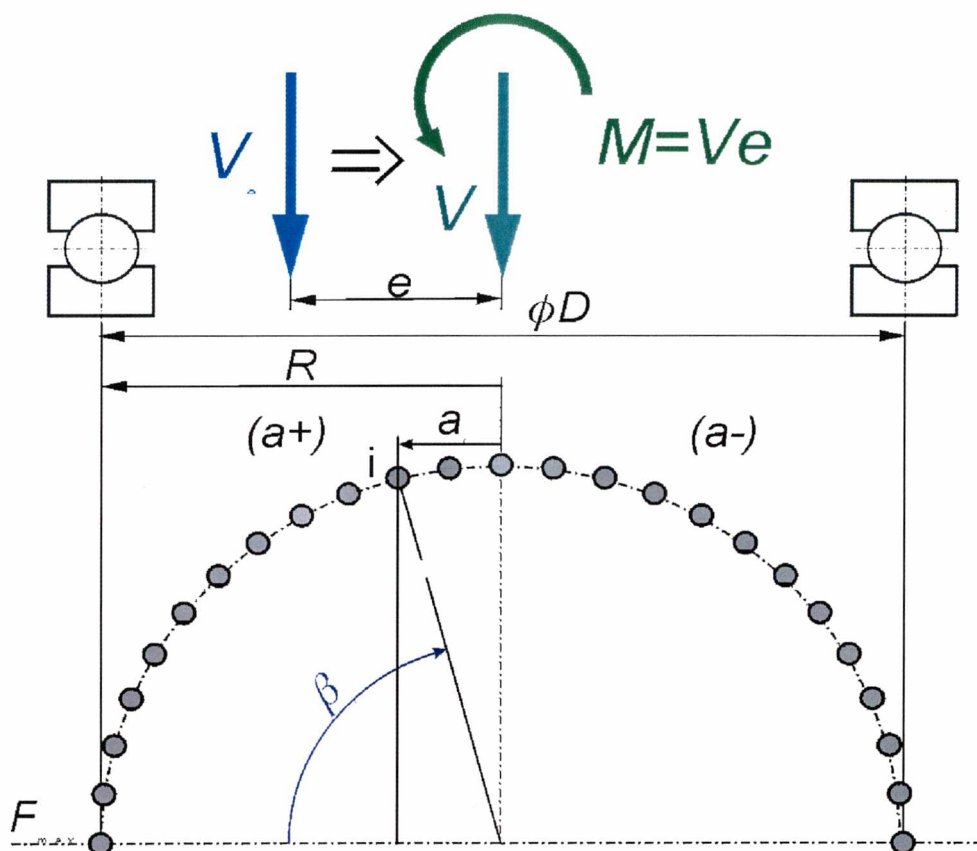
c, η – współczynniki wyznaczone z teorii Hertza lub numerycznie,

W metodzie S. Ohnricha przyjmuje się, że $\eta = 2/3$. Zależność pomiędzy siłami F i ugięciami δ dla skrajnego elementu tocznego (indeks $_{\max}$) oraz dla dowolnego innego (indeks $_i$) określa wzór:

$$\frac{F_{\max}}{F_i} \sim \left(\frac{\delta_{\max}}{\delta_i} \right)^{\frac{1}{\eta}}. \quad (2.22)$$

Metoda obliczania łożysk zaproponowana przez S. Ohnricha opiera się na superpozycjonowaniu obciążeń działających na łożysko tj.: siły osiowej p_{w_V} , siły poziomej p_{w_H} i momentu gnącego p_{w_M} (rys. 2.8):

$$p_{w_{VHM}} = p_{w_V} + p_{w_H} + p_{w_M} \cdot \quad (2.23)$$



Rys. 2.8. Schemat obciążenia łożyska metodą S. Ohnricha

Maksymalne $F_{V_{\max}}$ i minimalne $F_{V_{\min}}$ obciążenia kuli w finalnej postaci wynoszą:

$$F_{V_{\max}} = \frac{V}{z} + \frac{4,37M}{2zR}; \quad F_{V_{\min}} = \frac{V}{z} - \frac{4,37M}{2zR} \quad (2.24)$$

gdzie,

z – liczba kul.

W przypadku obciążenia promieniowego H otrzymujemy końcowy wzór:

$$F_{H_{\max}} = \frac{4,37H}{2z}. \quad (2.25)$$

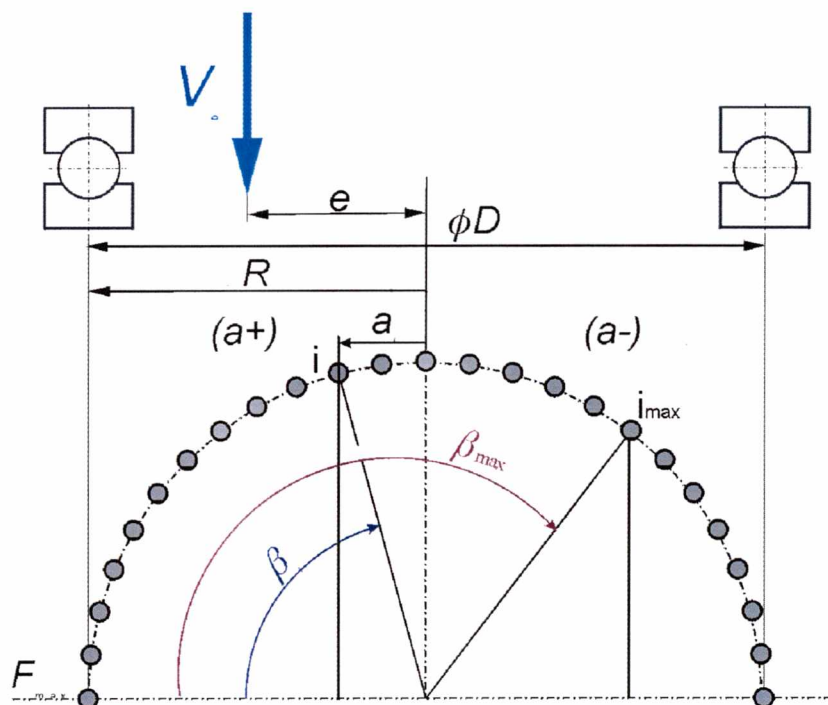
Graniczną wartość mimośrodu działania obciążenia, dla której następuje zerwanie kontaktu na kuli po stronie odciażanej można wyznaczyć ze wzoru (2.24):

$$e_0 = 0,458R. \quad (2.26)$$

2.2.2. Zmodyfikowana metoda S. Ohnricha

Fundamentalną wadą metody S. Ohnricha było zastosowanie superpozycji siły osiowej V i momentu wywrotowego M przy nieliniowej charakterystyce układu kula-bieżnia.

T. Smolnicki [97] zaproponował metodę obejmującą całościową analizę obciążenia bez rozbicia na poszczególne składowe. Siła F działająca na mimośrodku e obciąża łożysko momentem M (rys. 2.9).



Rys. 2.9 Schemat obciążeń zmodyfikowanej metody S. Ohnricha

Wielkość mimośrodu e działającej siły osiowej w odniesieniu do promienia podziałowego łożyska R wyszczególnia dwa przypadki rozkładu obciążenia. Graniczną wartość zredukowanego mimośrodu oznaczono symbolem e_0 .

$$\bar{e} = \frac{e}{R}. \quad (2.27)$$

Przypadek I

($\bar{e} \leq e_0$), w którym obciążenia są przenoszone przez wszystkie kule ($\beta_{MAX} = 180^\circ$) ostateczne wzory przybierają postać:

$$F_{MAX} = \frac{V}{\sum_{i=1}^z \left(\delta_{\min} + (1 - \delta_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right)^{\frac{1}{\eta}}}, \quad (2.28)$$

$$e = \frac{F_{MAX} \sum_{i=1}^z \left(\delta_{\min} + (1 - \delta_{\min}) \frac{1 + \cos \beta_i}{2} \right)^{\frac{1}{\eta}} \cos \beta_i}{V} R. \quad (2.29)$$

Przypadek II

($\bar{e} \geq e_0$), w którym maksymalne obciążenie jest przenoszone na i -tym elemencie tocznym w przedziale $(-\beta_{MAX}, \beta_{MAX})$. Końcowe wzory wyglądają następująco:

$$F_{MAX} = \frac{V}{\sum_{i=-\beta_{MAX}}^{z \beta_{MAX}} \left(\frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{MAX}}{1 + \cos \beta_{MAX}} \right)^{\frac{1}{\eta}}}, \quad (2.30)$$

$$e = \frac{F_{MAX} \sum_{i=-\beta_{MAX}}^{z \beta_{MAX}} \left(\frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{MAX}}{1 + \cos \beta_{MAX}} \right)^{\frac{1}{\eta}} \cos \beta_i}{V} R. \quad (2.31)$$

Zarówno w I jak i w II przypadku, na podstawie znanych V , e i stosując interpolację możemy wyznaczyć P_{MAX} i P_{MIN} oraz połówkowy kąt działania łożyska β_{MAX} .

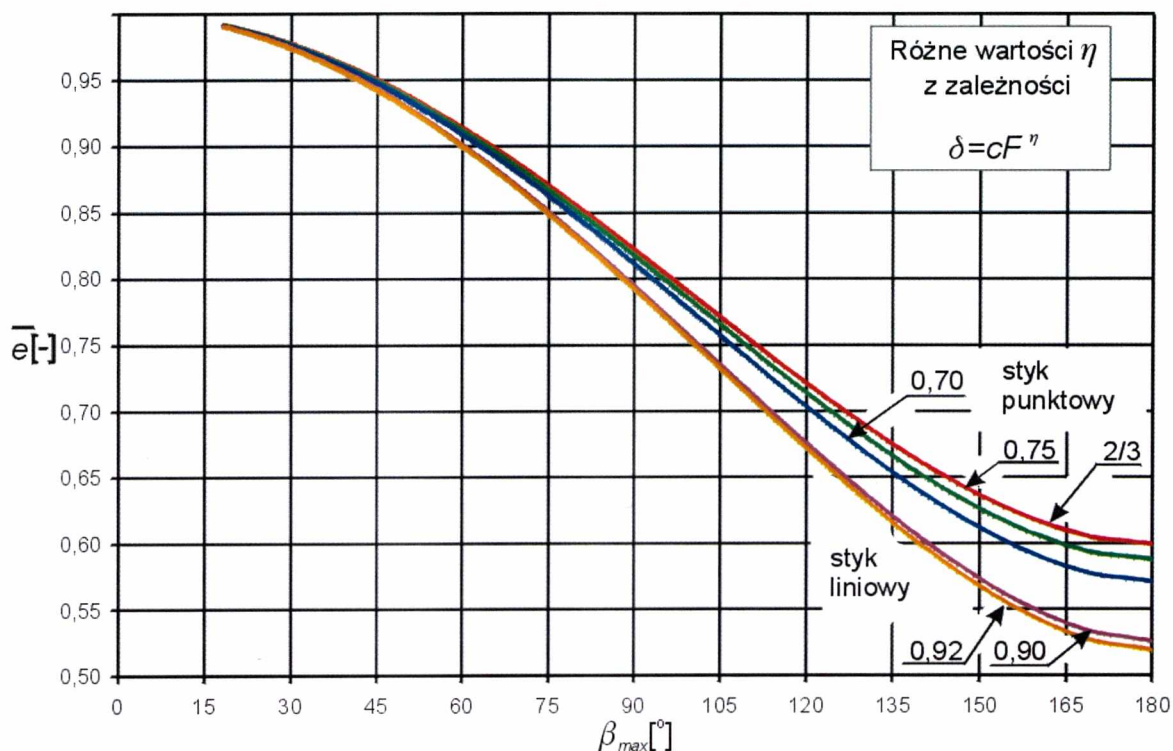
Dla obu przypadków wpływ siły poziomej H możemy wyznaczyć ze wzoru:

$$F_{MAX} = \sqrt{(F_{V_{MAX}})^2 + (F_{H_{MAX}})^2 \cos^2(\alpha_V - \beta_H)}. \quad (2.32)$$

Na rysunku 2.10 pokazano zależność połówkowego kąta działania elementów tocznych β_{MAX} od unormowanego mimośrodu siły pionowej e/R . Na wykresie można zaobserwować, że do pewnej wartości granicznej e_0 obciążenie przenoszą wszystkie kule. Powyżej tej granicy niosą już tylko te kule, które znajdują się w przedziale $\{-\beta_{MAX}, \beta_{MAX}\}$.

Krzywe na wykresie sporządzono dla różnych wartości współczynnika η charakteryzującego układ *element toczny-bieżnia*. I tak:

- z teorii Hertza $\eta = 2/3$,
- z modeli FEM przy dużym współczynniku przystawania $\eta = 0,7$ i $0,75$,
- z wzorów empirycznych dla styku liniowego $\eta = 0,9$ i $0,925$



Rys. 2.10. Wykres zależności $\bar{e}(-\beta_{MAX})$, na który zostały naniesione charakterystyki układu *element toczny-bieżnia*

Wadą tej metody jest konieczność rozpatrywania różnych przypadków w zależności od wartości mimośrodów e oraz konieczność rozwiązywania metodami iteracyjnymi. Stosowana jest także superpozycja dla sił osiowych i promieniowych.

2.2.3. Metoda K. Matthiasa

Metoda K. Matthiasa [62, 63, 64] opiera się na podobnych założeniach jakie przyjął S. Ohnrich:

- elementy toczne w jednym rzędzie są jednakowe,
- bieżnie nie posiadają imperfekcji kształtu,
- pierścienie łożyska są sztywne zarówno giętnie jak i skrętnie,
- materiały elementu tocznego i bieżni są jednorodne i liniowo sprężyste,
- w przypadku działania momentu śruby zapewniają stały docisk pierścieni do podłoża.

Dodatkowo:

- siły promieniowe i obwodowe nie są przenoszone przez łożysko,
- kąt działania elementów tocznych $\gamma = 90^\circ$,
- duża liczba elementów tocznych pozwala przejść na ciągłą dystrybucję sił w łożysku.

Wyjściowym równaniem, które służy do wyznaczania obciążenia elementu jest wzór:

$$F_i = q_\beta R_j \Delta\beta \quad (2.33)$$

gdzie,

F_i – siła w elemencie tocznym,

q_β - obciążenie liniowe bieżni,

R_j – promień podziałowy j-tego rzędu łożyska,

$\Delta\beta$ - podziałka odpowiadająca jednemu elementowi tocznemu.

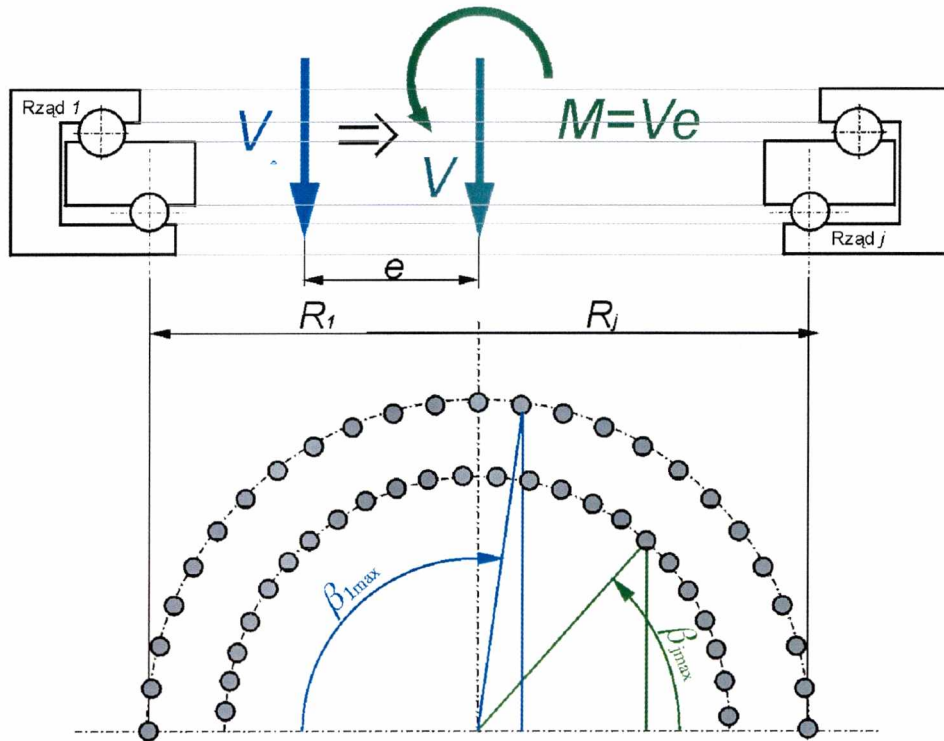
Przekształcając wzór (2.21) otrzymamy $\delta = cF^\eta$. Na jego podstawie możemy określić zależność pomiędzy obciążeniem elementu tocznego F_i a jego ugięciem δ_i . To z kolei pozwoli nam zapisać zależność pomiędzy obciążeniami ciągłymi dla rzędu j łożyska w postaci wzoru:

$$q_j = q_{j_{\max}} \left(\frac{\delta}{\delta_{\max}} \right)^{\frac{1}{\eta}}, \quad (2.34)$$

oraz pomiędzy rzędami łożyska:

$$q_{j_{\max}} = q_{1_{\max}} \frac{R_1 \Delta\beta_1}{R_j \Delta\beta_j} \left(\frac{\delta_{j_{\max}}}{\delta_{1_{\max}}} \right)^{\frac{1}{\eta}}. \quad (2.35)$$

Schemat metody K. Matthiasa przedstawia rysunek 2.11.



Rys. 2.11. Schemat obliczeniowy łożyska wg metody K. Matthiasa

Na podstawie zależności geometrycznych warunki równowagi pierścieni łożyska można zapisać:

$$V = \sum_j 2 \int_0^{\beta_{j\max}} q_j R_j d\beta, \quad (2.36)$$

$$M = Ve = \sum_j 2 \int_0^{\beta_{j\max}} q_j R_j \cos \beta d\beta. \quad (2.37)$$

Po szeregu przekształceń otrzymuje się wzory końcowe:

$$\bar{V} = \left(\frac{R_1}{y} \right)^{\frac{1}{\eta}} (J_1 - \Psi J_2), \quad (2.38)$$

$$\bar{M} = \left(\frac{R_1}{y} \right)^{\frac{1}{\eta}} \left(\frac{y-x}{R_1} J_1 - \Psi \frac{y+x}{R_2} J_2 + J_3 + \frac{R_2}{R_1} \Psi J_4 \right) \quad (2.39)$$

gdzie,

J – całka eliptyczna rozwiązuje się ją na podstawie monogramów dla różnych wartości x i y odniesionych do promienia R_1 ,

Ψ - zmienna pomocnicza określana wzorem:

$$\Psi = \frac{\Delta\beta_1}{\Delta\beta_2} \left(\frac{R_2 C_1}{R_1 C_2} \right)^{\frac{1}{\eta}}. \quad (2.40)$$

Bardzo istotnym mankamentem metody K. Matthiasa jest ograniczenie kąta działania elementów tocznych ($\gamma \leq 90$). Ponadto jest ona bardzo kłopotliwa, gdyż nie pozwala w bezpośredni sposób uzyskać charakterystyki obciążanego łożyska. Jednak może ona posłużyć jako obliczenia sprawdzające.

2.2.4. Metoda T. Gibczyńskiej

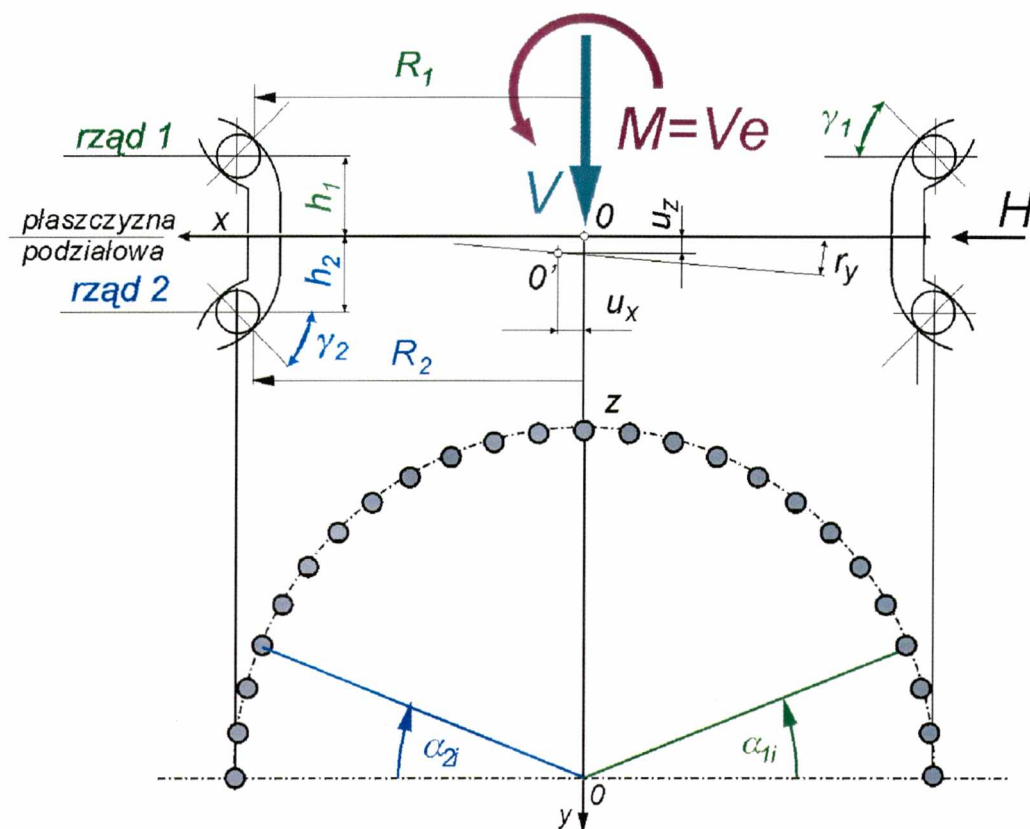
Założenia modelu klasycznego T. Gibczyńskiej [25] są następujące:

- elementy toczne w jednym rzędzie są jednakowe,
- bieżnie nie posiadają imperfekcji kształtu,
- pierścienie łożyska są sztywne zarówno giętnie jak i skrętnie,
- materiały elementu tocznego i bieżni są jednorodne i liniowo sprężyste,
- mała powierzchnia kontaktu w stosunku do promieni krzywizny stykających się ciał,
- w przypadku działania momentu śruby zapewniają stały docisk pierścieni do podłoża,
- niewielka odległość pomiędzy rzędami kul w stosunku do promienia łożyska.

Zasadniczą różnicę między metodą opracowaną przez T. Gibczyńską a metodami opisanymi powyżej stanowi budowa modelu. Model matematyczny nie jest rozpatrywany w aspekcie ugięć poszczególnych elementów tocznych, lecz w oparciu o równania równowagi jednego z pierścieni łożyskowych. Pozwala on uwzględniać działanie sił poprzecznych, dosyć swobodną zmianę kąta działania elementu tocznego oraz luz [26]. Schemat obliczeniowy łożyska przedstawia rys. 2.12.

Równania równowagi dla i -tego elementu tocznego j -tego rzędu obciążone F_{ij} mają postać:

$$\left\{ \begin{array}{l} V = \sum_j \sum_i F_{ij_z} \\ H = \sum_j \sum_i F_{ij_x} \\ M = \sum_j \sum_i F_{ij_z} R_j \cos \alpha_{ji} + F_{ij_x} h_j \end{array} \right. \quad (2.41)$$



Rys. 2.12. Schemat obliczeniowy modelu T. Gibczyńskiej

Dla pojedynczego elementu tocznego ugięcie układu *bieżnia-element toczny* określa się:

$$\begin{cases} \delta_{1i} = u_z \sin \gamma_1 - u_x \cos \gamma_1 \cos \varphi_{1i} + R_1 \sin r_1 \sin \gamma_1 \cos \varphi_{1i} - l_{1i} \\ \delta_{2i} = -u_z \sin \gamma_2 + u_x \cos \gamma_2 \cos \varphi_{1i} + R_2 \sin r_2 \sin \gamma_2 \cos \varphi_{2i} - l_{2i} \end{cases} \quad (2.42)$$

gdzie,

l_{ij} – jest luzem i -tej kulki w j -tym rzędzie.

Po przekształceniach uzyskuje się równania sił w najbardziej obciążonym elemencie tocznym. Dla łożyska bez luzu są one następujące:

$$\begin{cases} F_{1\max} = \frac{\pi M}{Cz_1} \left[1 - \frac{C}{M} \left(0,54 \frac{V}{\sin \gamma_1} + 1,12 \frac{H}{\cos \gamma_1} \right) \right]^{\frac{1}{\eta}} \\ F_{2\max} = \frac{\pi M}{Cz_2} \left[1 + \frac{C}{M} \left(0,54 \frac{V}{\sin \gamma_2} + 1,12 \frac{H}{\cos \gamma_2} \right) \right]^{\frac{1}{\eta}} \end{cases} \quad (2.43)$$

gdzie,

z_j – jest liczbą elementów tocznych w j -tym rzędzie elementów tocznych,

γ_j – kąt działania elementów tocznych w j -tym rzędzie,

C - jest funkcją promienia podziałowego R_j j -tego rzędu wyrażona równaniem:

$$C = 1,436(R_j \sin \gamma_j + 4 \cos \gamma_j). \quad (2.44)$$

Niepodważalną zaletą powyższej metody jest uwzględnienie dużej liczby zjawisk przez co zapewnia lepszy opis obiektu i niezłą dokładność. Uwzględnia ona również zmienny kąt działania elementów tocznych, ale wynikający tylko z warunków geometrycznych.

Założenie o nieograniczonej sztywności pierścieni łożyskowych jest podstawową wadą powyższej metody. Wobec czego znalazła ona zastosowanie przy obliczaniu łożysk, które posiadają stosunkowo niewielkie rozmiary i są posadowione na bardzo sztywnych konstrukcjach wsporczych.

2.3. METODY NUMERYCZNE

Klasyczne metody obliczania nośności łożysk tocznych opierały się na dwóch zasadniczych założeniach:

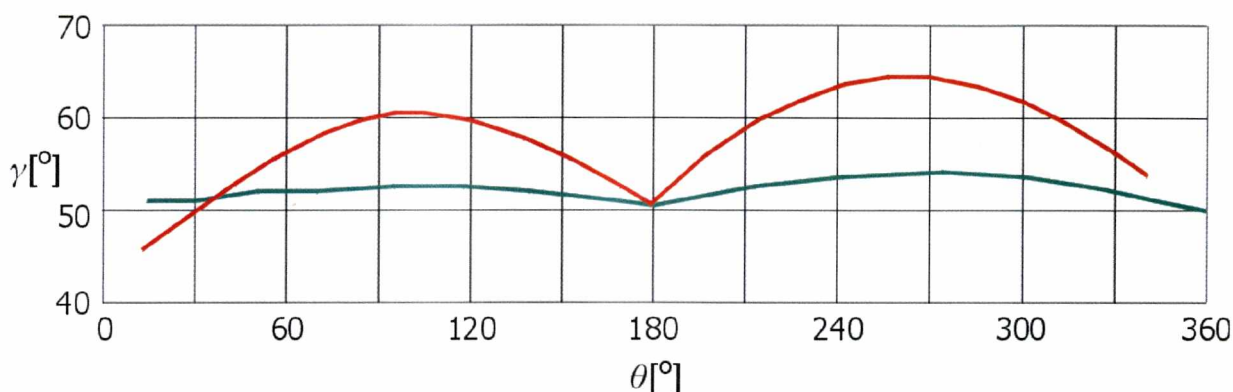
- konstrukcje na których wspiera się łożysko są sztywne,
- kąt działania elementów tocznych jest stały.

Założenia te powodowały duże rozbieżności w wynikach przy wyznaczaniu nośności łożysk, szczególnie łożysk wielkogabarytowych. Metody numeryczne pozwalają na rozwiązywanie zadań wielokrotnie statycznie niewyznaczalnych. Pozwalają częściowo lub całkowicie odstąpić od powyższych założeń przez co wyniki obliczeń stają się bardziej zbliżone do wyników otrzymanych na drodze eksperymentu.

Przeprowadzony przegląd literatury wskazał kilka ośrodków, w których rozwijane są metody obliczania łożysk przy wykorzystaniu metod numerycznych. Na szczególną uwagę oprócz ośrodka Wrocławskiego zasługują cztery ośrodki: dwa na świecie i dwa w Polsce. Pierwszym jest Laboratorium CEMEK na Uniwersytecie w Lublaniu (Słowenia) współpracujący z firmą Liebherr, największym producentem łożysk wieńcowych na świecie (100 tys. rocznie na własny użytek), kierowanym przez prof. I. Prebila. Drugim jest zespół prowadzony przez K. Matthiasa a obecnie przez T. Leonhardta na Uniwersytecie Technicznym w Dreźnie (Niemcy), wykonującym prace dla Rothe Erde. W Polsce metodę T.Gibczyńskiej zweryfikował A.Marciniec na Politechnice Rzeszowskiej. Natomiast zespół z Politechniki Częstochowskiej pod kierownictwem E. Mazanka, wykorzystywał metody numerycznych przy obliczaniu łożysk wałeczkowych.

Jako pierwszy metody numeryczne w swoich obliczeniach wykorzystał J.Woźniak [107]. Za pomocą metody elementów skończonych zbudował on model dyskretny służący do wyznaczania zmiany kąta działania elementów tocznych. Model dyskretny zbudowany był z prostych elementów typu: sprężyna, pręt i belka. J.Woźniak wskazał kierunek dalszych badań łożysk. Prace wykonywano na zamówienie firmy Rothe Erde.

Wyniki analizy wykazały dużą rozbieżność pomiędzy rezultatami otrzymanymi z obliczeń numerycznych, a rezultatami wyznaczonymi metodą Matthiasa (rys. 2.13) [107]. Różnica wartości maksymalnej siły z modelu i badań wyniosła około 30%, a różnica kąta działania elementów tocznych około 6°.



Rys. 2.13. Wykres zmiany działania kąta po obwodzie łożyska liczony metodą Matthiasa (linia zielona) i metodą elementów skończonych (linia czerwona) [s180].

Rozwinięciem modelu klasycznego T. Gibczyńskiej był model numeryczny A. Marcinca [60, 61]. Na podstawie klasycznej teorii łożysk zostały wyprowadzone zależności matematyczne opisujące ruch środków krzywizny bieżni w formie macierzy translacji i obrotu. Po uwzględnieniu zależności pomiędzy siłą a ugięciem (teoria Hertza) wyprowadzono pięć równań równowagi z pięcioma niewiadomymi (trzy przemieszczenia liniowe u_x, u_y, u_z i dwa obroty r_x, r_y). Równania te umożliwiają uwzględnienie luzu oraz imperfekcji kształtu bieżni.

A. Marciniak w swoim modelu zakłada, że konstrukcja wsporcza od strony nadwozia oraz bieżnia wewnętrzna są sztywne. Ograniczenie tej metody stanowi założenie, że w pierwszej kolejności odkształca się pierścień zewnętrzny, a następnie (w wyniku ruchu bryły sztywnej) pierścień wewnętrzny. Zatem do równań równowagi możemy wprowadzić tylko ugięcia konstrukcji wsporczej od strony pierścienia zewnętrznego.

Metoda I. Prebila stosowana jest do łożysk o niewielkich średnicach podziałowych, w których mimośród działania obciążenia pionowego $e/R \approx 3$. Polega ona na wyznaczeniu globalnych macierzy sztywności konstrukcji wsporczych nadwozia i podwozia traktowanych jako superelement. Następnie wykorzystuje je do rozwiązania zagadnienia dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne.

Podstawową wadą tej metody jest konieczność wielokrotnego powtarzania obliczeń dla obydwu konstrukcji wsporczych ($4 \times z$, gdzie z - liczba kul), w celu uzyskania współczynników linii wpływu. Ponadto zmiana układu obciążenia nadwozia powoduje konieczność ponownego wyznaczania liczby wpływu λ_{minj} . Liczba wpływu λ_{minj} jest to wpływ siły przyłożonej w i -tym węźle po kierunku m na przemieszczenie węzła j po kierunku n .

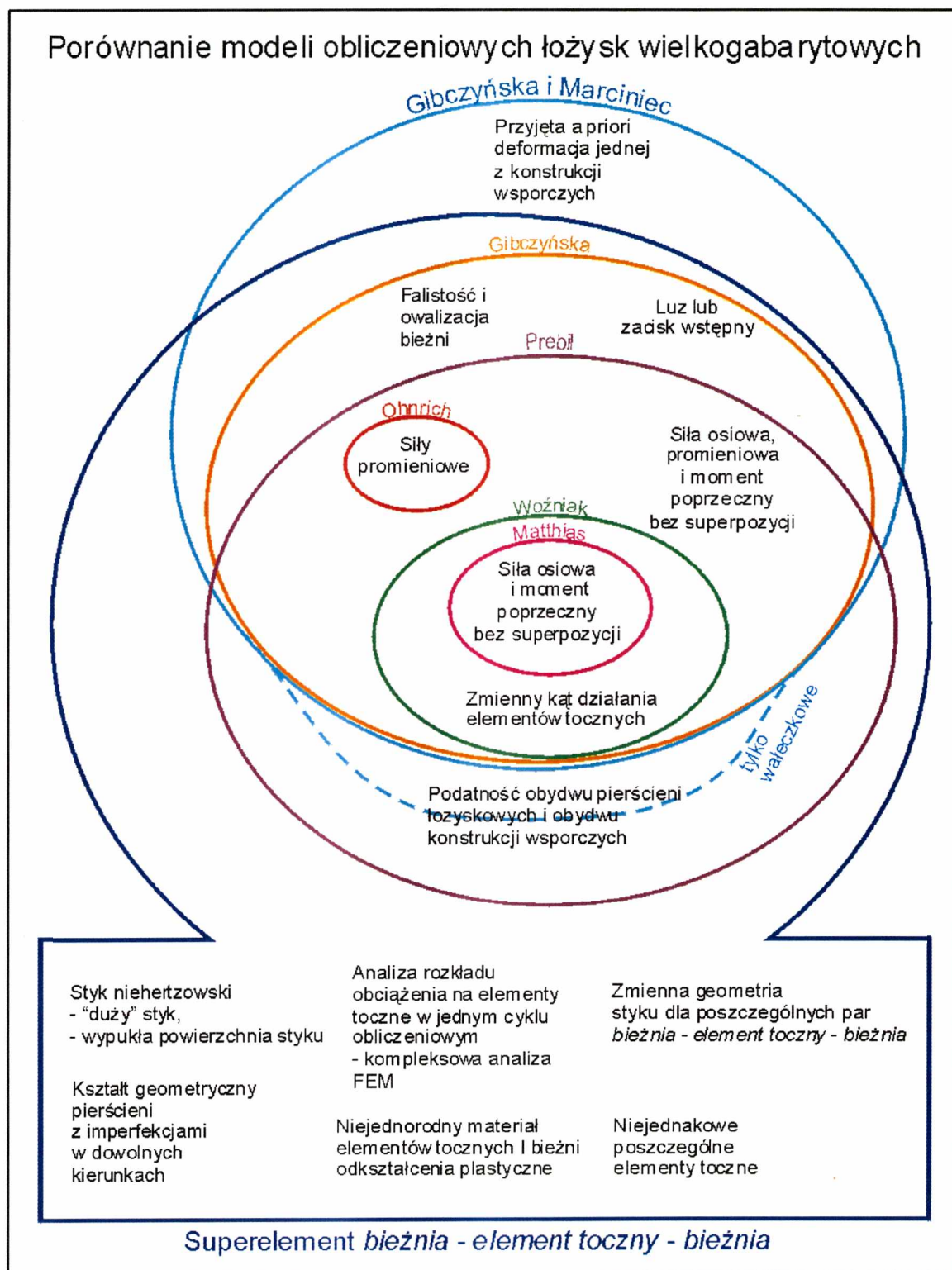
Dużego postępu w dziedzinie aplikacji metod numerycznych do wyznaczania nośności łożysk tocznych dokonał T. Smolnicki z Politechniki Wrocławskiej [97]. Opracował on nowoczesną metodę wyznaczania dystrybucji obciążeń elementów tocznych łożyska opartą na nieliniowej analizie FEM. Metoda ta uwzględnia prawie wszystkie zjawiska jakie występują w łożyskach produkowanych seryjnie (katalogowych) jak i tych produkowanych jednostkowo (wielkogabarytowych). Należy tu wymienić: zmienną podatność konstrukcji wsporczych na całym obwodzie łożyska, imperfekcję kształtu elementów łożyska, zmienny kąt działania elementów tocznych, nieliniową charakterystykę siła-ugięcie elementów tocznych, zacisk wstępny oraz luz. Modele stosowane wcześniej nie dawały możliwości tak zaawansowanych analiz lub pozwalały na nią w bardzo ograniczonym zakresie.

Szczególnym osiągnięciem tej metody jest wyprowadzony przez T. Smolnickiego [97] superelement układu *bieżnia-element toczny-bieżnia*.

Dodatkową zaletą stosowanego modelu jest możliwość wykorzystywania do budowy modelu łożyska tych samych modeli dyskretnych konstrukcji nośnych, które stosowano do analizy wytrzymałościowej metodą elementów skończonych (FEM).

2.4. PORÓWNANIE METOD KLASYCZNYCH I NUMERYCZNYCH

Poniższy schemat (rys. 2.14) przedstawia podział dotychczas stosowanych metod do określania nośności łożysk wieńcowych. Podział ten zawiera zjawiska jakie ujęte są w poszczególnej metodzie do ceny nośności łożyska.



Rys. 2.14. Schemat obrazujący zakres poszczególnych metod klasycznych i numerycznych

2.5. WYMAGANIA DOTYCZĄCE METOD OBLICZENIOWYCH

Analityczne metody obliczania węzłów obrotowych pozwalają uzyskać dobre rezultaty, gdy węzeł posadowiony jest na sztywnych podzespołach wsporczych. W przypadku maszyn roboczych węzeł obrotowy posadowiony jest na podatnym ustroju wsporczym i dlatego brak jest zamkniętych wytycznych ich obliczania i konstruowania.

Głównym elementem każdej metody obliczania węzła obrotu, niezależnie od tego jak podatny jest ustrój wsporczy, jest określenie rozkładu obciążenia na poszczególne elementy toczne [101]. Umożliwia to jedynie kompleksowa analiza węzła łożyskowego wraz z ustrojami wsporczymi, określającymi jego sztywność. W przeprowadzonej analizie muszą być uwzględnione warunki brzegowe oraz zjawiska występujące w skali makro oraz w skali mikro.

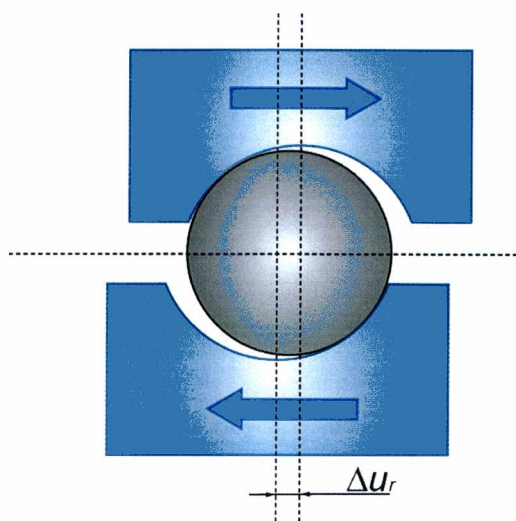
Wobec powyższego nowa metoda obliczania wielkogabarytowych węzłów łożyskowych musi uwzględniać szereg dotychczas pomijanych zjawisk takich jak:

1) Podatność konstrukcji wsporczych

Rozkład sztywności konstrukcji wsporczych nadwozia i podwozia ma zasadniczy wpływ na nośność i trwałość łożyska. W wyniku porównania sztywności układu *element toczny-bieżnia* i sztywności podzespołów wsporczych zaobserwowano, że przy dużych średnicach podziałowych deformacja pierścieni po kierunku poosiowym jest znacznie większa niż ugięcie poszczególnych par *bieżnia - element toczny*. Wobec powyższego niemożliwe jest określenie rzeczywistego rozkładu nacisków bez uwzględnienia sztywności konstrukcji wsporczych.

2) Zmienność kąta działania elementu tocznego

Zmiana kąta działania poszczególnych elementów tocznych wywołana jest działaniem składowej promieniowej obciążenia, deformacją pierścieni łożyska lub występowaniem luzu. W wyniku zmiany kierunku działania przenoszonej siły powstaje duża nierównomierność obciążenia elementów tocznych. Zmianie kąta działania obciążenia towarzyszy zjawisko przewyższenia elementu tocznego (rys. 2.15).



Rys. 2.15. Przewyższenie elementu tocznego w wyniku działania sił promieniowych

Zjawisko przewyższenia powoduje kilkakrotny wzrost obciążenia kul w stosunku do kul współpracujących z dnem rowka.

3) Imperfekcje kształtu

Mimo zaawansowanych technologii wykonania i montażu pierścienie łożysk wielkogabarytowych posiadają imperfekcje kształtu. Główną przyczyną powstawania imperfekcji w wielkogabarytowych węzłach łożyskowych jest znaczny rozmiar pierścieni, który utrudnia utrzymanie odpowiedniej tolerancji na całej długości. Dodatkowo imperfekcje pierścieni łożyskowych powstają podczas transportu (uszkodzenia trwałe) oraz podczas ich mocowania do podzespołów wsporczych.

Imperfekcji kształtu ulegają także elementy toczne, które wykonano z małą dokładnością. Dokładności wykonania kul zgodnie z PN przedstawiono tabeli 2.1.

Tabela 2.1. Dokładność wykonania kul wg PN-75/M-86452

Klasa dokładności wykonania kulek P0 i P6			
Zakres średnic d_k [mm]	30 ÷ 50	50 ÷ 80	80 ÷ 120
Odchyłka dopuszczalna Δd_k [mm]	±0,0225	±0,026	±0,030
Selekcja [mm]	±0,003	±0,004	±0,005

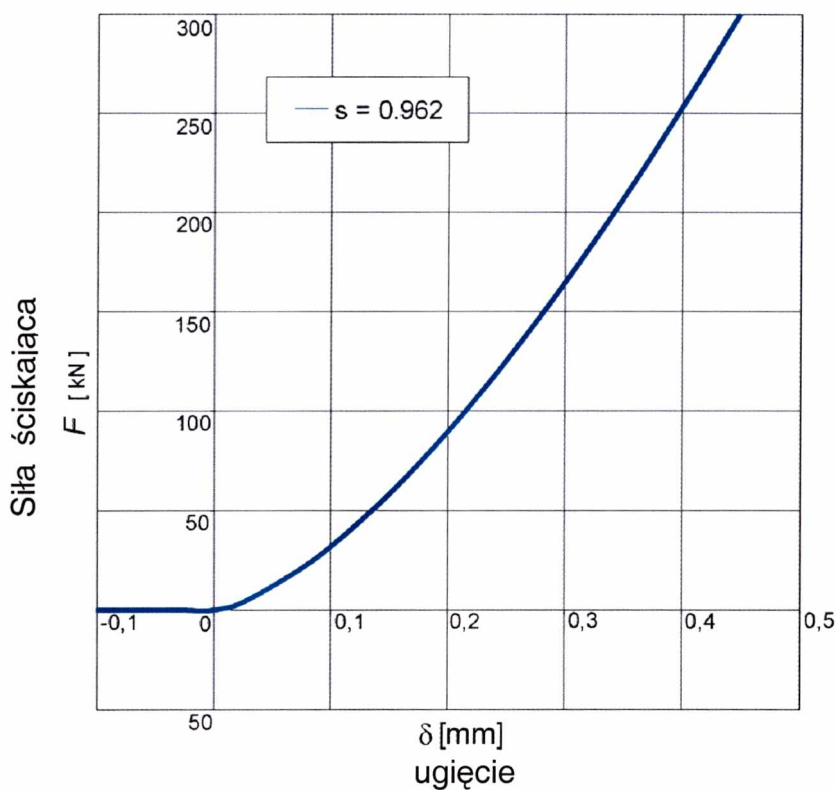
Imperfekcja pierścieni i elementów tocznych znacząco wpływa na amplitudę dystrybucji obciążeń. Dlatego metoda wyznaczania obciążenia w łożysku musi umożliwiać uwzględnienie imperfekcji kształtu.

4) Charakterystyka sztywności *element toczny-bieżnia*

Aby model łożyska był poprawny, musi odzwierciedlać zjawiska zachodzące dla każdego elementu tocznego. Nieliniowa charakterystyka *siła-ugięcie* układu *element toczny-bieżnia* stanowi daną wejściową przy budowie modelu całego łożyska.

Rysunek 2.16. przedstawia przykładową charakterystykę *ugięcie-siła* uzyskaną teoretycznie (za pomocą równania Hertza) dla materiału liniowo sprężystego. Ze względu na nieliniowość materiału pożądane jest wyznaczenie tej charakterystyki na drodze numerycznej metodą elementów skończonych. Na podstawie otrzymanych wartości ugięć trwałych (odkształceń plastycznych) oraz rozkładów naprężeń można określić dopuszczalną wartość obciążenia elementu tocznego.

Powyżej postawione wymogi nie są uwzględniane przez modele teoretyczne.



Rys. 2.16. Charakterystyka układu *element toczny-bieżnia* dla współczynnika przystawania $s = 0.962$

3. METODY OCENY KONSTRUKCJI WSPORCZYCH W ASPEKcie DOBORU ŁOŻYSKA

Pierścienie wielkogabarytowego łożyska wieńcowego charakteryzują się relatywnie małą sztywnością. Wobec powyższego struktura, na której wspiera się łożysko musi posiadać odpowiednią sztywność. Ponadto sztywność ta musi być rozłożona w sposób jak najbardziej równomierny. Aby dokonać jej oceny niezbędnym stała się ocena rozkładu podatności konstrukcji wsporczej.

Poniżej zostały przedstawione obecnie stosowane metody wyznaczania rozkładu sztywności ustroju nośnego. W ostatnim punkcie rozdziału zaproponowano własną metodę oceny konstrukcji wsporczej z uwzględnieniem zjawisk zachodzących w łożysku wielkogabarytowym.

3.1. Metody stosowane przez producentów łożysk

Wymagania dotyczące sztywności konstrukcji wsporczych nie zostały dotychczas unormowane. Wytyczne dotyczące sztywności konstrukcji wsporczych są formułowane przez producentów łożysk, dotyczą one jednak łożysk katalogowych.

Metody te opierają się na prostych zależnościach empirycznych, za pomocą których szacuje się odchyłki i amplitudy ugięć w kierunku osiowym.

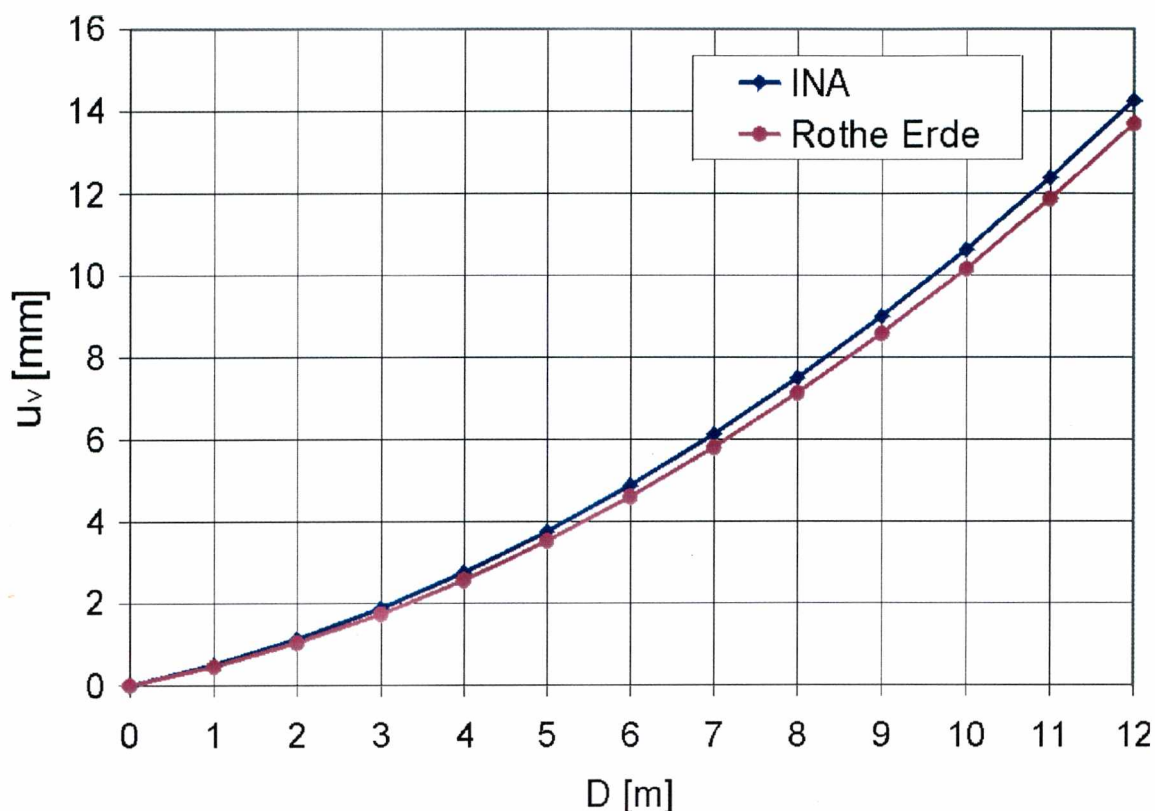
Przykładowo firma INA podaje wzór na dopuszczalną deformację w postaci funkcji kwadratowej średnicy podziałowej łożyska [38]:

$$u_v' = 0,0625D^2 + 0,4375D. \quad (3.1)$$

Podobnie firma Rothe Erde podaje własny wzór na dopuszczalne wartości deformacji po kierunku osiowym przy maksymalnym obciążeniu roboczym zależne od średnicy łożyska [88a]:

$$u_v' = 0,0623D^2 + 0,4931D. \quad (3.2)$$

Na podstawie wzorów 3.1 i 3.2 można sporządzić wykres dopuszczalnych ugięć po kierunku poosiowym w zależności od wielkości średnicy (rys. 3.1).



Rys. 3.1 Dopuszczalne deformacje giętne w kierunku osiowym wg firmy Rothe Erde i INA

Aby zapewnić odpowiednią sztywność dźwigarów pierścieniowych firma Rothe Erde zaleca by ich wysokość H wynosiła odpowiednio:

- dla łożysk silnie obciążonych

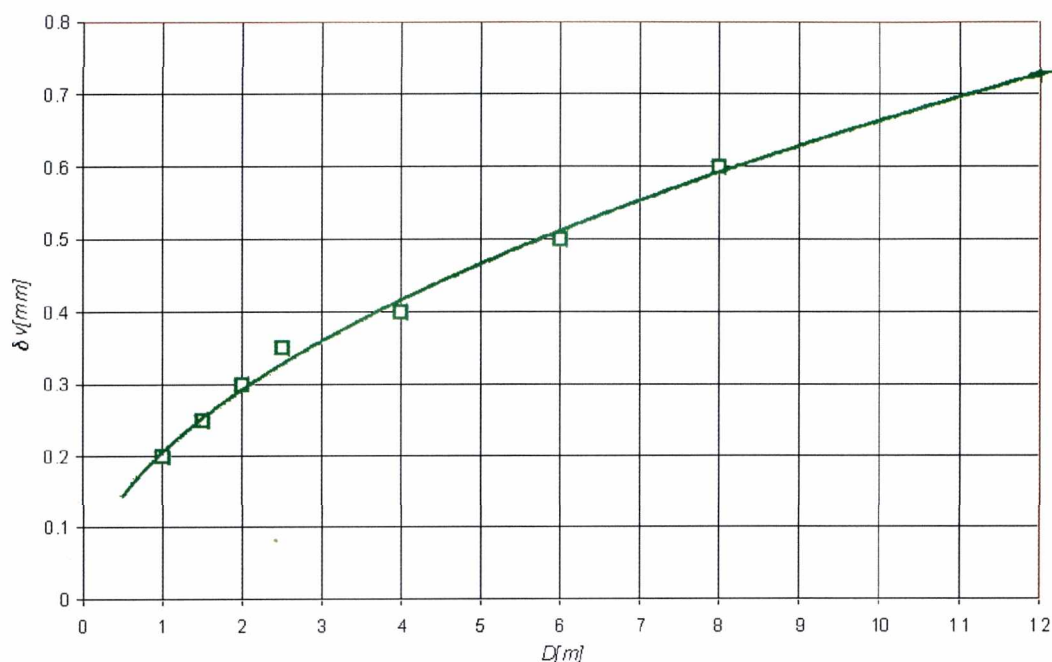
$$H = 0,3 \div 0,4D, \quad (3.3)$$

- dla łożysk przeciętnie obciążonych

$$H = 0,25 \div 0,3D. \quad (3.4)$$

Aby zapewnić poprawną i długotrwałą pracę łożyska, płaszczyzna jego mocowania (podzespołu wsporczego) musi być wykonana z odpowiednią dokładnością. Wykres dopuszczalnych wartości tolerancji wykonania konstrukcji wsporczych pod łożysko wieńcowe wykonany przez firmę Rothe Erde pokazano na rys. 3.2.

Ponadto producenci określają również dopuszczalne odchyłki płaskości pod łożysko wieńcowe, ich gradienty po obwodzie łożyska oraz odchyłki kołowości.



Rys. 3.2 Dopuszczalna odchyłka wykonania w kierunku poosiowym konstrukcji wsporczej łożyska wielkogabarytowego wg Rothe Erde

Metoda ta jest bardzo ogólna i ze względu na swą prostotę mało dokładna.

3.2. Metoda z zastosowaniem superelementu

Przedstawiona w tym podrozdziale metoda oceny konstrukcji wsporczej pod wielkogabarytowe łożysko polega na wydzieleniu układu *element toczny-bieżnia*, wyznaczeniu dla tego układu potrzebnych do dalszej analizy charakterystyk a następnie ich zaaplikowaniu poprzez specjalny superelement do modelu globalnego konstrukcji wsporczej

Przeprowadzenie obliczeń metodą elementów skończonych całego łożyska [97] ze względu na wielość zjawisk występujących w układzie *element toczny-bieżnia* jest bardzo złożone. Wynika to z konieczności uwzględniania zjawisk w skali makro (deformacje konstrukcji wsporczych, które funkcjonalnie zastępują pierścienie łożyskowe; wprowadzenie obciążeń wyłącznie w niektórych strefach) oraz w skali mikro (zjawiska występujące w układzie *element toczny-bieżnia* np. kontakt, uplastycznienie). Prowadzi to do dużych trudności numerycznych ze względu na różnicę skali obydwu obiektów. Model strefy styku jednego elementu z bieżnią o dostatecznej dokładności zawiera od kilkunastu do kilkudziesięciu tysięcy stopni swobody a tego typu łożyska toczne mają od kilkudziesięciu do kilkuset elementów tocznych. Ponadto ze względu na dokładność obliczeń i osiąganie

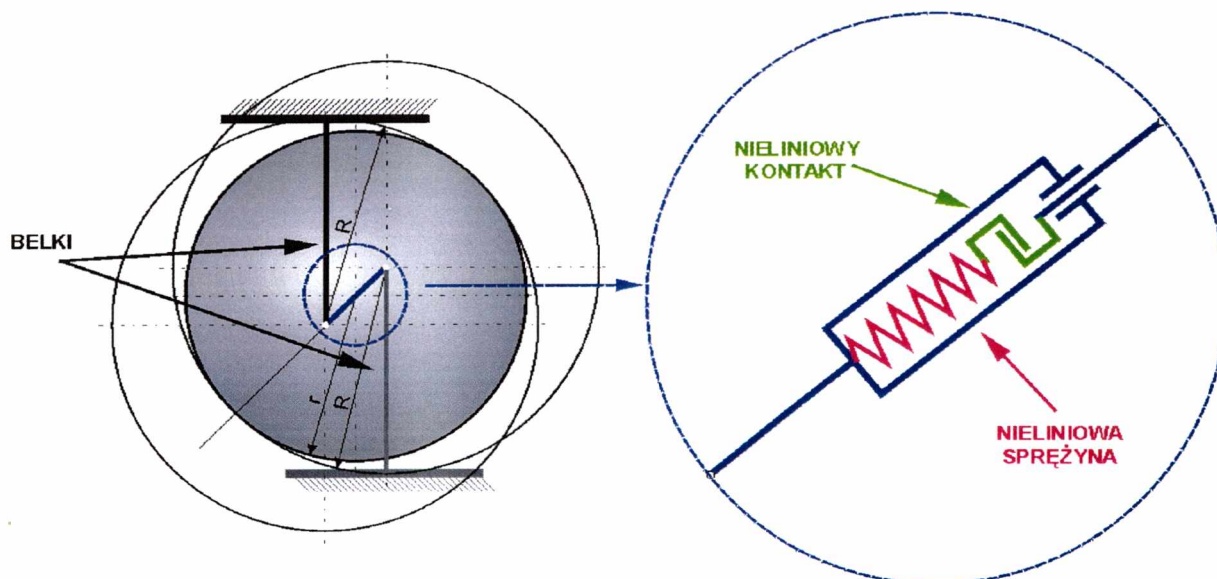
zbieżności rozwiązania numerycznego niepożądana jest zbyt duża różnica sztywności pomiędzy poszczególnymi elementami skończonymi.

Przy analizie łożyska wymagane jest przeprowadzenie obliczeń z uwzględnieniem nieliniowości geometrycznych i fizycznych dla co najmniej kilku względnych położeń nadwozia względem podwozia i dla kilku zestawów obciążeń. To sprawia że, obliczenia te są praco- i czasochłonne.

W celu uproszczenia analizy konstrukcji wsporczych łożyskowanych członów razem z łożyskiem wprowadza się elementy zastępcze. Elementy te mogą być bardzo proste – wówczas przybierają postać sprężyny o nieliniowej charakterystyce siła - ugięcie [2, 85]. Ze względu na swoje ograniczenia stosuje się je do modelowania łożysk jednorzędowych, na sztywnych konstrukcjach wsporczych o małym mimośrodku działania siły osiowej, gdzie wszystkie elementy uczestniczą w przenoszeniu obciążeń.

Jeśli chcemy uwzględnić wszystkie zjawiska istotnie wpływające na dystrybucję obciążenia w łożysku a także tarcie i zmienny kąt działania poszczególnych elementów tocznych (przewyższenie), to stosuje się superelement *bieżnia - element toczny - bieżnia* [97].

Na rys. 3.3. pokazano schemat ideowy superelementu BEB.



Rys. 3.3. Schemat ideowy superelementu [97]

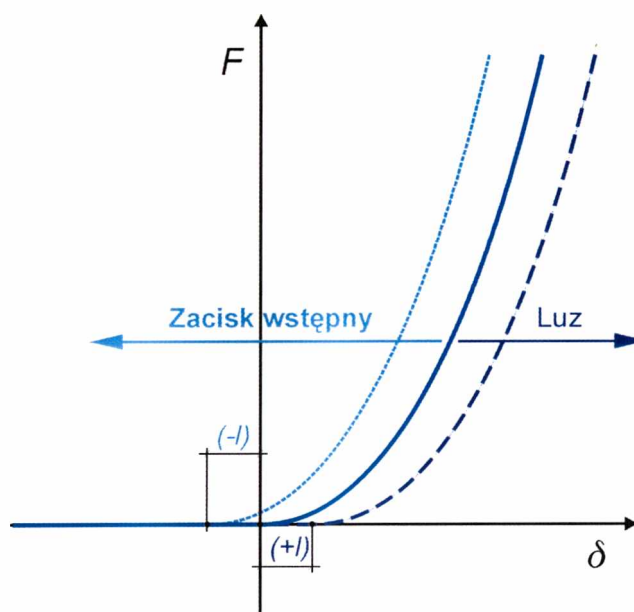
Rozwiązywanie układu polega na sterowaniu przyrostem siły z iteracjami w każdym kroku realizowanymi metodą Newtona-Raphsona [2, 51, 94]. W przegubach superelementu możliwe jest wprowadzenie tarcia odpowiadającego tarcu tocznemu kuli na bieżni.

Wprowadzenie elementów zastępczych zgodne z podziałką elementów tocznych w łożysku umożliwia:

- dowolne położenie nadwozia względem podwozia,
- dowolne obciążenie,
- imperfekcje bieżni (niedokładność wykonania).

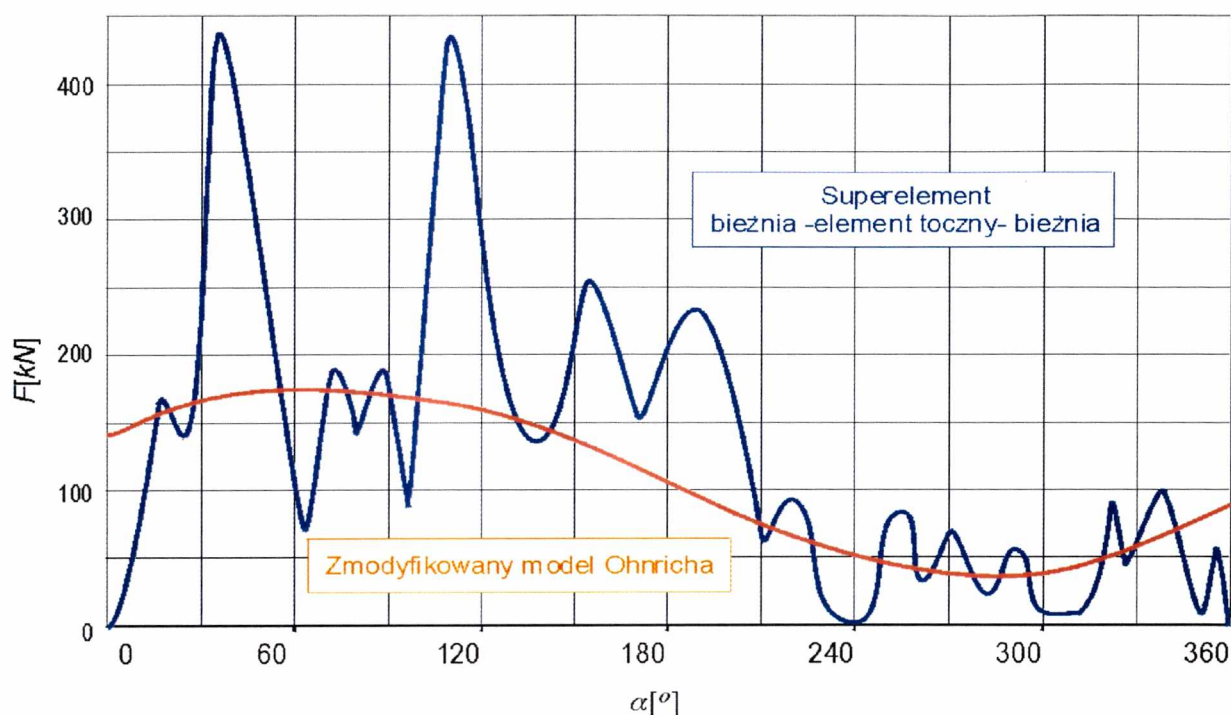
Pierścienie łożyskowe, w zależności od rodzaju łożyska i struktury konstrukcji wsporczej, są modelowane przy pomocy elementów belkowych, powłokowych lub powierzchniowych.

Jakikolwiek element zastępczy musi odwzorowywać charakterystykę *siła-ugięcie* układu *bieżnia-element toczny-bieżnia*. Charakterystykę taką (rys. 3.4) wyznacza się na drodze teoretycznej, doświadczalnej lub numerycznej [16, 24, 53, 97]. Może ona ulec przesunięciu w zależności od tego czy występuje luz początkowy, czy zacisk wstępny.



Rys. 3.4. Charakterystyka siła-ugięcie z zaznaczonym zaciskiem wstępnym lub luzem

Dla porównania przeprowadzono obliczenia przy pomocy zmodyfikowanego modelu S. Ohnricha oraz superelementu *bieżnia- element toczny- bieżnia* (BEB), który uwzględnia zjawiska zachodzące w łożysku i lepiej odzwierciedla rzeczywisty rozkład sił na poszczególne elementy toczne. Na rys. 3.5. pokazano uzyskane rozkłady obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska. Analiza porównawcza tych dwóch modeli wykazuje nieprzydatność modelu teoretycznego. Pod względem ilościowym istnieje prawie czterokrotna różnica maksymalnej wartości siły F_{max} .



Rys. 3.5. Rozdział sił na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska

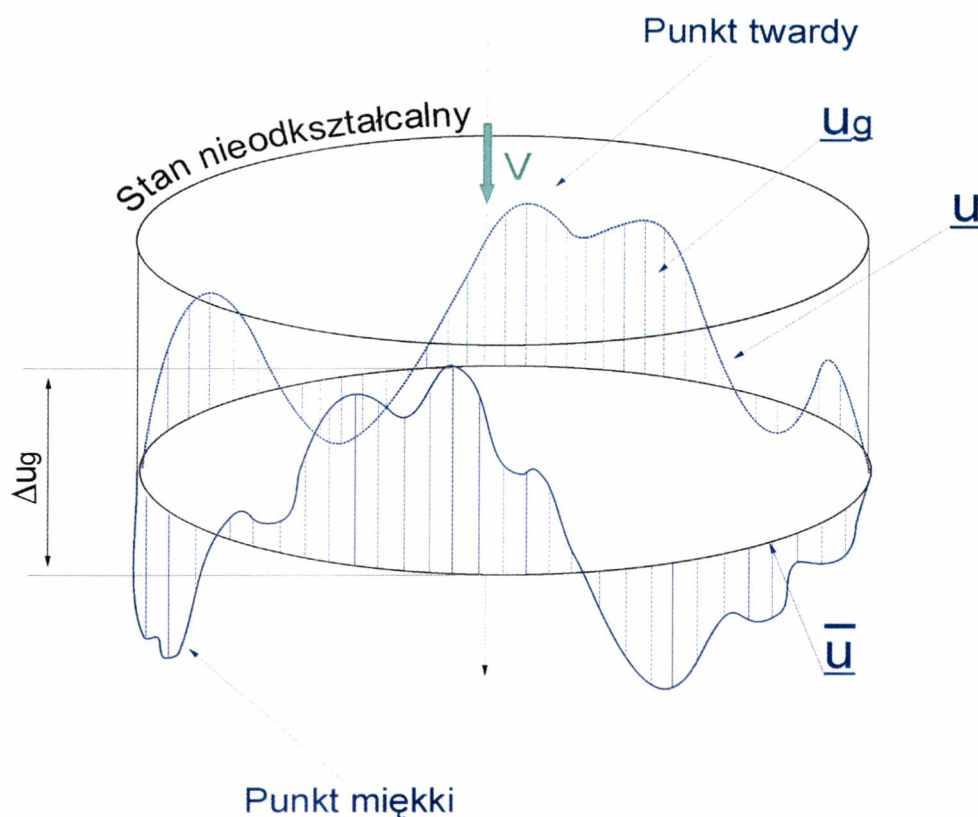
Model konstrukcji wsporczych z wykorzystaniem superelementu (w przeciwieństwie do modelu teoretycznego Ohnricha) prawidłowo pokazuje wpływ globalnych (podpory) i lokalnych punktów sztywnych (przepony, żebra).

3.3. Metoda ewaluacji układu łożysko – konstrukcja wsporcza

Opracowana na Politechnice Wrocławskiej metoda nie wymaga dużego nakładu obliczeń. Pozwala ona na wstępną ocenę nośności łożyska przy zadanej konstrukcji wsporczej oraz wstępny dobór parametrów konstrukcji wsporczej w celu osiągnięcia wymaganej nośności łożyska. Metoda ta umożliwia również analizę porównawczą różnych łożysk w różnych maszynach.

Metoda ewaluacji polega na analizie linii ugięcia, która została wyznaczona za pomocą metody elementów skończonych. Od wyznaczonej linii ugięcia wydzielono przemieszczenia konstrukcji wsporczej jako bryły sztywnej (rys.3.6).

W kolejnym kroku do obliczeń przyjęto obciążenie pionowe (siła V i mimośród e) odpowiadające obciążeniom głównym zgodnie z normą [39]. Wyznaczono obciążenie właściwe p_w , które jest miarą nośności pierścienia łożyskowego.



Rys. 3.6 Deformacja giętna łożyska pierścieniowego po kierunku osiowym

Z uzyskanego rozkładu deformacji giętniej należy odczytać wartość deformacji w punkcie szczytowym, w którym występuje maksymalnie obciążenie elementu tocznego p_{wmax} . Następnie należy sprawdzić czy szczytowe obciążenie elementu tocznego p_{wmax} mieści się w zakresie dopuszczalnych wartości.

Sztywność konstrukcji wsporczej jest odwrotnie proporcjonalna do wartości dopuszczalnej deformacji giętniej. Omawiana metoda posiada swoje wady i zalety. Na pewno metoda ta jest bardziej dokładna od metod stosowanych przez producentów łożysk, gdyż uwzględnia sztywność układu *bieżnia -element toczny- bieżnia*. Niestety nie jest ona tak dokładna jak metoda oceny konstrukcji wsporczej, w której zastosowano superelement, ale za to mniej pracochłonna. Jest ona bardzo praktyczna w przypadku przeprowadzania analiz porównawczych, gdyż obliczenia przeprowadzane są w zakresie liniowosprężystym.

4. CELE I TEZY PRACY

Przeprowadzone studia literaturowe dotyczące metod projektowania par obrotowych oraz metod kształtowania podzespołów wsporczych tych par potwierdziły, iż problem nie został definitywnie rozwiązany. Pomimo kilkudziesięciu lat badań i doświadczeń jakie przeprowadzono w różnych ośrodkach naukowych wciąż brak jest precyzyjnej a jednocześnie szybszej i wygodnej w stosowaniu metody oceny rozkładu sztywności konstrukcji wsporczej oraz metody korekcji, które pozwalałyby zwiększyć trwałość oraz nośność obrotowych par kinematycznych w maszynach roboczych poprzez neutralizację wpływu niejednorodnej sztywności.

Wobec powyższego zostały postawione cele pracy, na podstawie których sformułowano tezy pracy.

4.1. Cele pracy

W pracy zostały postawione dwa główne cele, które pozostają ze sobą w ścisłym związku ze względu na koherencję łożyska i jego konstrukcji wsporczych. Cele te, zostały zdefiniowane rozdzielnie ponieważ pierwszy dotyczy metody oceny układu a drugi środków do uzyskania lepszych jego charakterystyk.

Cel I

Pierwszym celem jest **opracowanie metody oceny konstrukcji wsporczych w aspekcie zjawisk zachodzących w łożysku wielkogabarytowym.**

Dotychczasowe obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji wsporczych nie uwzględniały nierównomiernej dystrybucji obciążeń w łożyskach wielkogabarytowych. To uproszczenie można było przyjąć w dwóch przypadkach:

- gdy konstrukcja wsporcza charakteryzuje się dużą sztywnością (np. grubościenny odlew),
- średnica podziałowa łożyska jest niewielka.

Wtedy doboru łożyska dokonywano niezależnie według zaleceń lub danych katalogowych producenta, zachowując zgodność geometryczną (średnice, punkty mocowań) a nie analizując dystrybucję obciążeń. Opracowana metoda powinna uwzględniać wszystkie czynniki, które mają znaczący wpływ na ocenę konstrukcji wsporczej.

Czynniki te wynikają ze zjawisk zachodzących w łożysku oraz ze specyfiki łożysk wielkogabarytowych:

- przenoszonych obciążeń zewnętrznych (siły osiowe i promieniowe oraz momenty wywrotowe),
- zmiennego kąta działania elementów tocznych,
- dużej liczby elementów tocznych,
- bieżni wielosegmentowych,
- małej prędkości obrotowej,
- sposobu mocowania pierścienia łożyska,
- technologii wytwarzania,
- zastosowanych materiałów,
- nierównomiernego obciążenia elementów tocznych (tylko część kul jest wytężona),
- deplanacji i owalizacji łożyska w wyniku błędów wykonania i montażu.

Metody analityczne stosowane do obliczeń typowych łożysk wieńcowych nie uwzględniają lub tylko częściowo odwołują się do powyższych zjawisk. Dotychczas projektowanie konstrukcji wsporczej oraz łożyska odbywała się dwutorowo tzn. do założeń projektowych obiektu (podstawowe wymiary maszyny i zestaw obciążeń) dobiera się odpowiedniej wielkości i nośności łożysko. Łożyska te są niezależnie projektowane przez ich producenta przy użyciu tylko niektórych danych wejściowych np. wartość obciążenia jakie musi przenieść łożysko oraz podstawowych wymiarów maszyny

Opracowana metoda oceny konstrukcji wsporczych powinna być kompleksowa. Powinna oceniać ją pod kątem uzyskiwania odpowiedniej nośności łożyska przy zadanej jego trwałości, przy zachowaniu parametrów wytrzymałościowych podzespołu wsporczego. Metoda powinna umożliwić również porównanie różnych wersji podzespołu wsporczego i przeprowadzenie analizy wpływu rozwiązania konstrukcyjnego (np. grubości blach, wymiarów, rozmieszczenia elementów struktury) na rozkład obciążeń w łożysku i wartość maksymalną obciążenia elementu tocznego.

Uwzględnienie zjawisk występujących w łożyskach wielkogabarytowych przy projektowaniu konstrukcji wsporczych, a następnie zastosowanie procedury odwrotnej pozwoli dobrać (zaprojektować) konstrukcję wsporczą do określonego łożyska.

Cel II

Drugim celem pracy jest **opracowanie metody uzyskiwania korzystniejszych parametrów eksploatacyjnych poprzez korekcję geometrii układu.**

Pary obrotowe w postaci łożysk o dużych średnicach podziałowych posiadają stosunkowo wiotką konstrukcję, zatem ich sztywność jest wyznaczona przez sztywność konstrukcji wsporczej.

Aby zapewnić poprawną eksploatację wielkogabarytowego łożyska należy dążyć do równomiernego obciążenia elementów tocznych, ponieważ o nośności łożyska decyduje najbardziej wyężony element, który jest tzw. „słabym ogniwem”. Wówczas łożysko będzie posiadać najwyższą nośność i największą trwałość. Dotychczas uzyskiwano to poprzez zwiększanie sztywności podzespołów wsporczych.

Obecnie płaską powierzchnię pod łożysko w stanie nieobciążonym otrzymuje się poprzez kompensację błędów wykonania, stosując różnego typu wylewki samopoziomujące wykonane z żywic epoksydowych.

Pod wpływem obciążenia płaszczyzna pod łożysko podzespołu wsporczego, a więc i linia dna bieżni ulega deplanacji. Konsekwencją tego jest rozkład obciążenia elementów tocznych różny od rozkładu Ohnricha, który posiada wartości szczytowe w miejscach mniejszych ugięć oraz strefy nieobciążone.

Poprzez odpowiednią korekcję geometrii proponuje się zniwelować wpływ niejednorodnego rozkładu sztywności: odciążyć tzw. „punkty twarde”, dociążyć „strefy miękkie”

Zaproponowana metoda będzie wykorzystywała do wyznaczenia korekcji łożyska metody numeryczne. Otrzymane wyniki pozwolą nam nie tylko skorygować łożysko, ale też sprawdzić jaki wpływ na wyężenie konstrukcji obiektu ma przeprowadzona korekcja.

Do weryfikacji wpływu korekcji niezbędne jest opracowanie nowego superelementu, który umożliwi wprowadzenie elementu tocznego w łożysku skorygowanym do modelu obliczeniowego MES.

Przeprowadzenie korekcji łożyska na istniejących obiektach lub nowoprojektowanych pozwoli zmniejszyć wartości maksymalnych obciążeń elementów tocznych. Równomierny rozkład obciążenia pozwoli zwiększyć nośność i trwałość łożyska. Czynniki te przełożą się bezpośrednio na dłuższy czas pracy łożyska oraz ograniczenie kosztów eksploatacji.

4.2. Tezy pracy

Na podstawie postawionych punkcie 4.1 celów pracy jakimi są: opracowanie metody oceny rozkładu sztywności konstrukcji wsporczych oraz opracowanie metody korekcji eksploatowanych par obrotowych, sformułowano dwie tezy:

Teza I

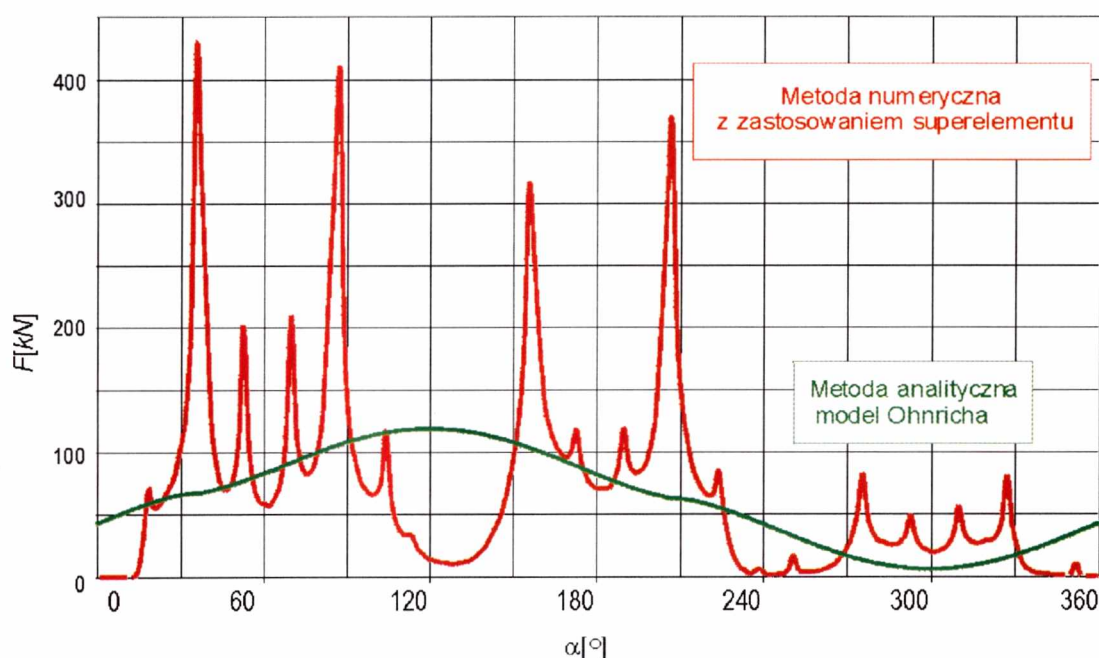
Opracowana metoda oceny podzespołów wsporczych w aspekcie zjawisk występujących w wielkogabarytowych parach obrotowych jest przydatna przy projektowaniu nowych i modernizacji istniejących maszyn roboczych

Teza II

Opracowana metoda korekcji pozwala wydatnie zmniejszyć obciążenia oraz zwiększyć trwałość par obrotowych

5. METODA OCENY ROZKŁADU SZTYWNOŚCI USTROJU WSPORCZEGO

Rozkład sztywności konstrukcji wsporczych znacząco wpływa na trwałość i nośność łożyska. Sztywność ustrojów nośnych nie jest równomiernie rozłożona po obwodzie łożyska [10, 74, 97, 101]. Na rys. 5.1. porównano uzyskane przy pomocy różnych metod rozkłady obciążenia elementów tocznych łożyska wielkogabarytowego po jego obwodzie. Rozkład przedstawiony kolorem zielonym opiera się na klasycznej metodzie obliczania łożysk. Metoda ta zakłada nieodkształcalność konstrukcji wsporczych. Uzyskane wyniki są znacznie zaniżone w stosunku do wartości rzeczywistych.



Rys. 5.1. Rozkład sił na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska

Drugi rozkład sił został uzyskany za pomocą metody numerycznej z zastosowaniem superelementu. Metoda ta pozwala otrzymać wartości zbliżone do wartości rzeczywistego obciążenia. Ponadto metoda ta pozwala określić wpływ przepon, żeber oraz wyprowadzonych podpór na rozkład sztywności konstrukcji po obwodzie łożyska czyli rozkład obciążenia łożyska. Opisana metoda oceny rozkładu sztywności konstrukcji wsporczej posiada kilka ograniczeń. Pierwszym z nich jest czasochłonność metody. Jeden cykl obliczeń dla jednego położenia podzespołu wsporczego względem drugiego wymaga rozwiązania wielokrokowego z iteracjami.

Wybrane fakultatywne przypadki położenia nie gwarantują otrzymania maksymalnego obciążenia elementu tocznego łożyska. Maksymalna liczba przeprowadzonych analiz jest równa liczbie elementów tocznych (obrotów nadwozia względem podwozia o kąt równy 360 %- liczba kul).

Wobec powyższych ograniczeń zaproponowano nową metodę oceny konstrukcji wsporczej. Proponowana metoda oceny podzespołu wsporczego powinna umożliwić:

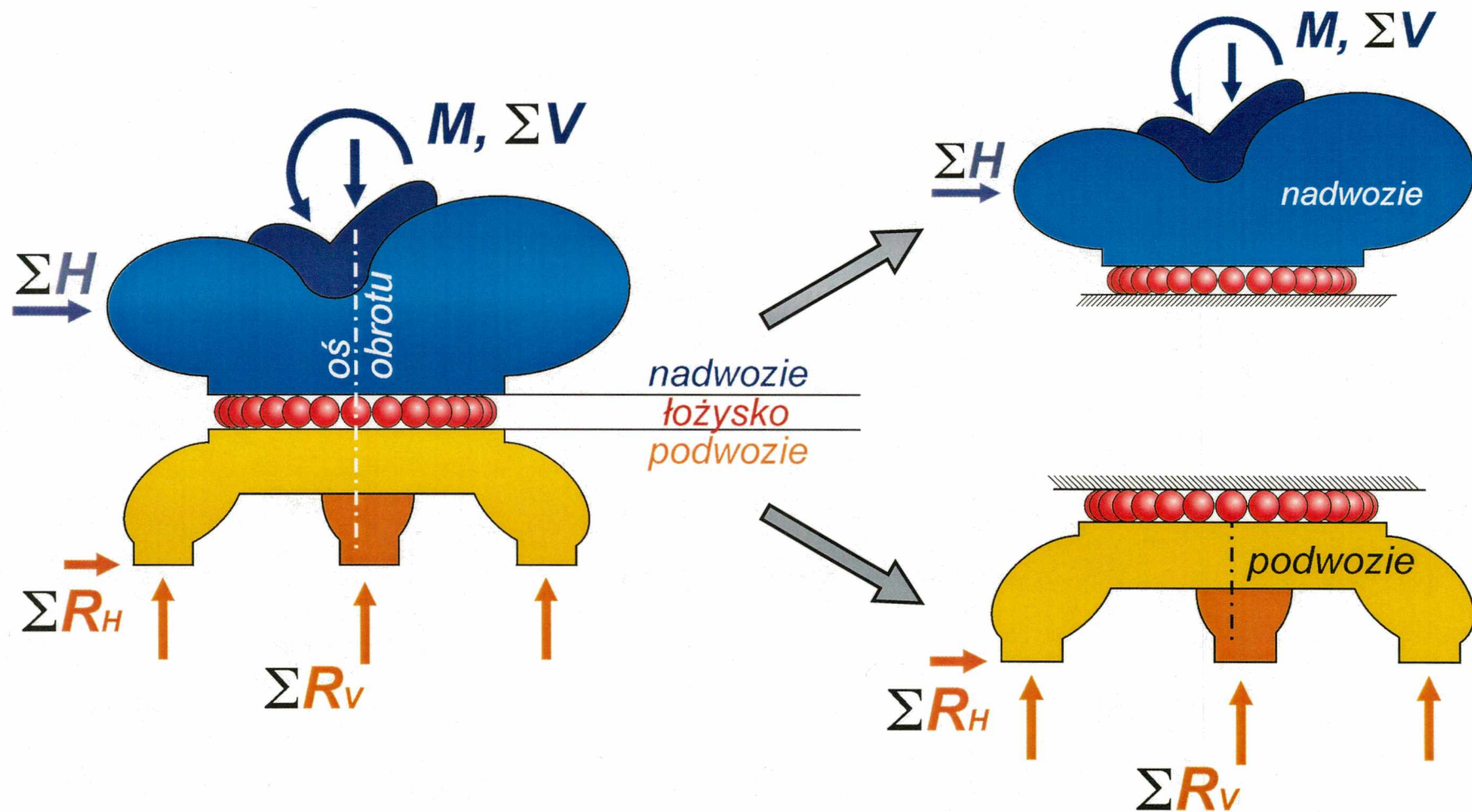
- ocenę wpływu przyjętych parametrów globalnych (przekroje, grubości, rozstawy podpór),
- ocenę wpływu elementów lokalnych (żebra, przepony itp.),
- porównanie kilku rozwiązań konstrukcyjnych np. ten sam podzespół ale inne grubości, bez przepon albo z przeponami itp.,
- obliczenia powinny zawierać się w jednym cyklu obliczeniowym, aby możliwe było zastosowanie procedur optymalizujących,
- do obliczeń powinno być możliwe wykorzystanie typowego modelu podzespołu wsporczego zbudowanego w celu analizy wytrzymałościowej metodą elementów skończonych.

5.1. ISTOTA METODY

Obecnie stosowane metody oceny dystrybucji obciążeń w funkcji rozkładu sztywności konstrukcji wsporczej z punktu widzenia doboru odpowiedniego układu *łożysko-podzespoły wsporcze* (o odpowiedniej nośności) opierają się na kompleksowej analizie całego układu. Rozkład sztywności konstrukcji nadwozia i podwozia jest uwzględniany jednocześnie w modelu obliczeniowym. Zatem nie jest możliwe określenie, którego z członów maszyny rozkład sztywności bardziej niekorzystnie wpływa na nośność i trwałość łożyska (jest wymiarujący).

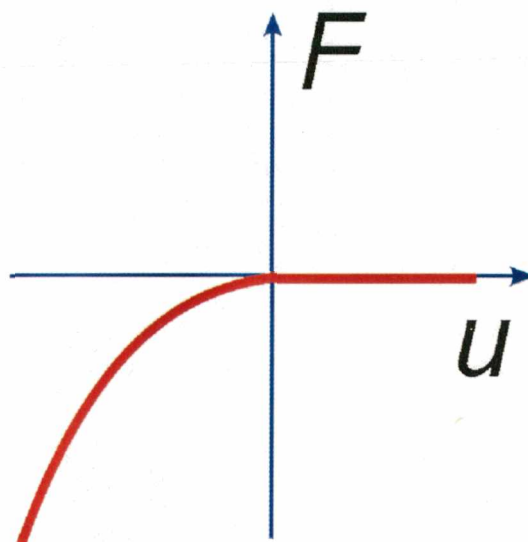
Istota metody polega na podzieleniu całościowego modelu obliczeniowego na dwa modele połówkowe: członu górnego i dolnego. Wówczas analizę przeprowadza się dla każdego członu oddzielnie (rys. 5.3). Nie jest wymagana także w tym wypadku analiza wzajemnych położów obydwu podzespołów wsporczych.

W przypadku analizy nadwozia maszyny, podwozie zastępujemy sztywną ostoją. Wprowadzone do modelu obliczeniowego siły i momenty odzwierciedlają obciążenia własne wynikające z eksploatacji maszyny. Podobnie można postąpić w przypadku podwozia, z tym że obciążenie modelu obliczeniowego stanowią wówczas siły reakcji przyłożone w miejscach podpór.



Rys. 5.3. Schemat metody oceny rozkładu sztywności konstrukcji wsporczych

Elementy toczne w modelach numerycznych zostały zastąpione nieliniowym elementem sprężystym o nieliniowej charakterystyce sztywności układu *element toczny-bieżnia* (rys. 5.4.). Jest to charakterystyka odwrotna niż w superelemencie *bieżnia –element toczny –bieżnia* tzn. element ten przenosi wyłącznie ściskanie.



Rys. 5.4. Charakterystyka elementu zastępczego *element toczny -bieżnia*

Na podstawie analizy numerycznej uzyskuje się rozkład obciążenia właściwego p_w elementów tocznych zarówno w nadwoziu jak i podwoziu maszyny. Porównanie rozkładów ze sobą pozwala wskazać maksymalną wartość obciążenia właściwego p_{wmax} elementu tocznego, która jest wartością wymiarującą łożysko.

5.2. OCENA PODZESPOŁÓW WSPORCZYCH

Ocenie zostały poddane trzy węzły obrotu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego. Maszyny wybrano ze względu na zróżnicowanie konstrukcji oraz różny charakter pracy (obciążeń).

Analizę przeprowadzono za pomocą metody elementów skończonych. Na podstawie dokumentacji technicznej zbudowano wirtualne, przestrzenne modele geometryczne maszyn.

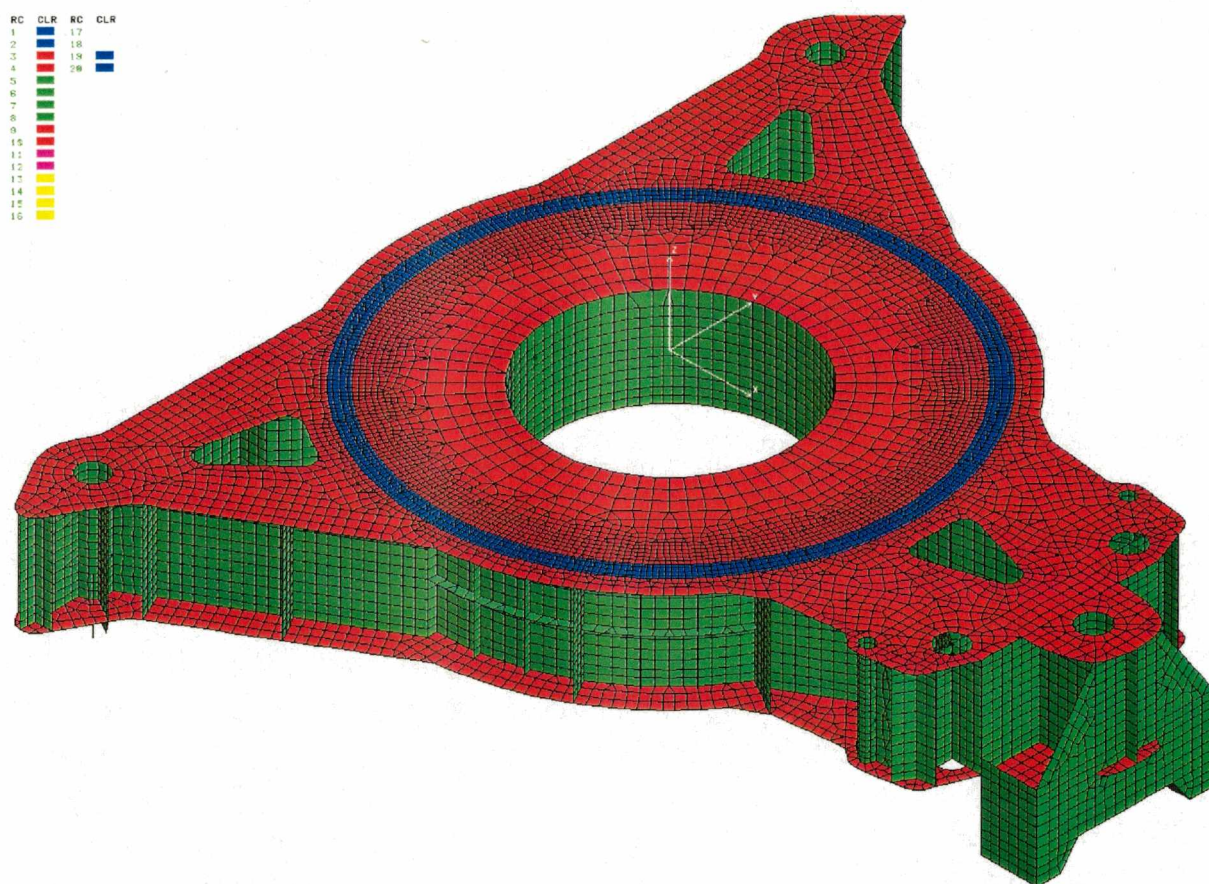
Na modelach geometrycznych rozpięto modele dyskretne podzespołów wsporczych. Dyskretyzację przeprowadzono elementami powłokowymi, a pierścienie łożysk zastąpiono elementami belkowymi, w celu uwzględnienia ich sztywności

Obiekt 1 - koparka kołowa BWE 700L

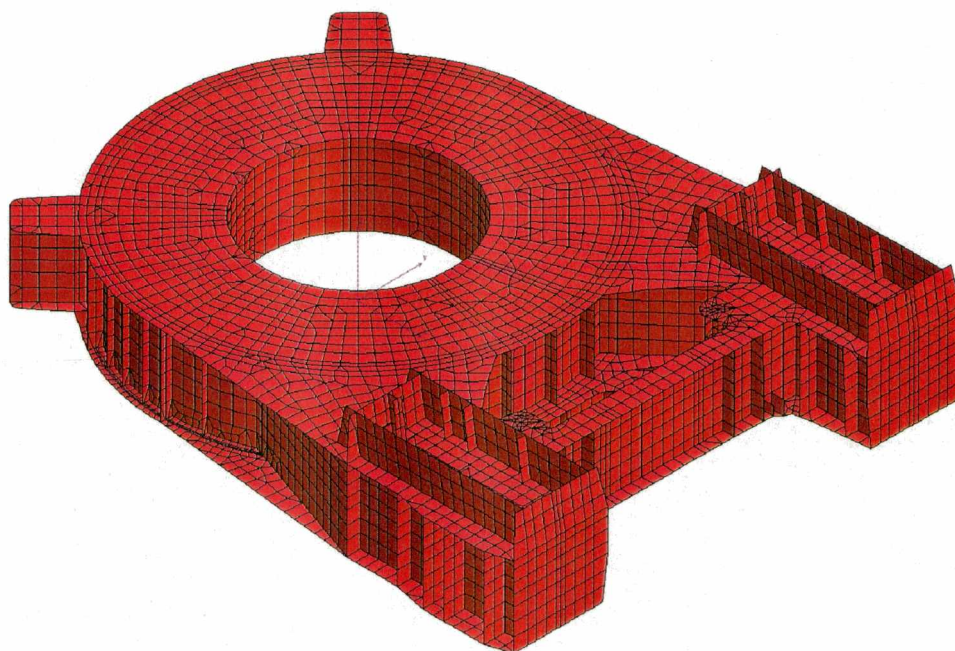
Koparka BWE 700L jest typowym przedstawicielem koparek kołowych klasy C. Podwozie ma postać dźwigara pierścieniowego o przekroju poprzecznym zamkniętym (rys. 5.5). Portal składa się z 16 segmentów rozdzielonych przeponami. Wspiera się on na 3 podporach, które połączone są z portalem 6 ramionami. Łożysko posiada 105 kul o średnicy 200 mm, a jego średnica podziałowa wynosi $\varnothing 8000$ mm.

Nadwozie koparki stanowi dźwigar pierścieniowy o przekroju zamkniętym, złożonym z 14 segmentów. Dźwigar ten połączony jest z dwoma pylonami poprzez wsporniki, które przekazują obciążenie od wysięgnika urabiającego i przeciwwagi (rys. 5.6). Ponadto na pasie górnym nadwozia osadzone jest łożysko obrotu wysięgnika zrzutowego.

Masa nadwozia wynosi około 1,08 Gg.



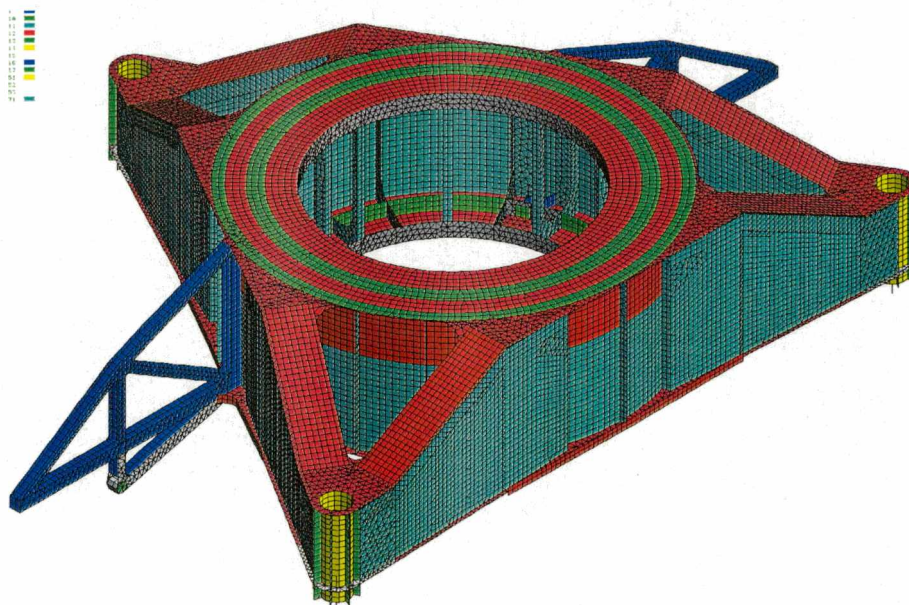
Rys. 5.5. Model dyskretny podwozia koparki klasy C – BWE 700L



Rys. 5.6. Model dyskretny nadwozia koparki klasy C – BWE 700L

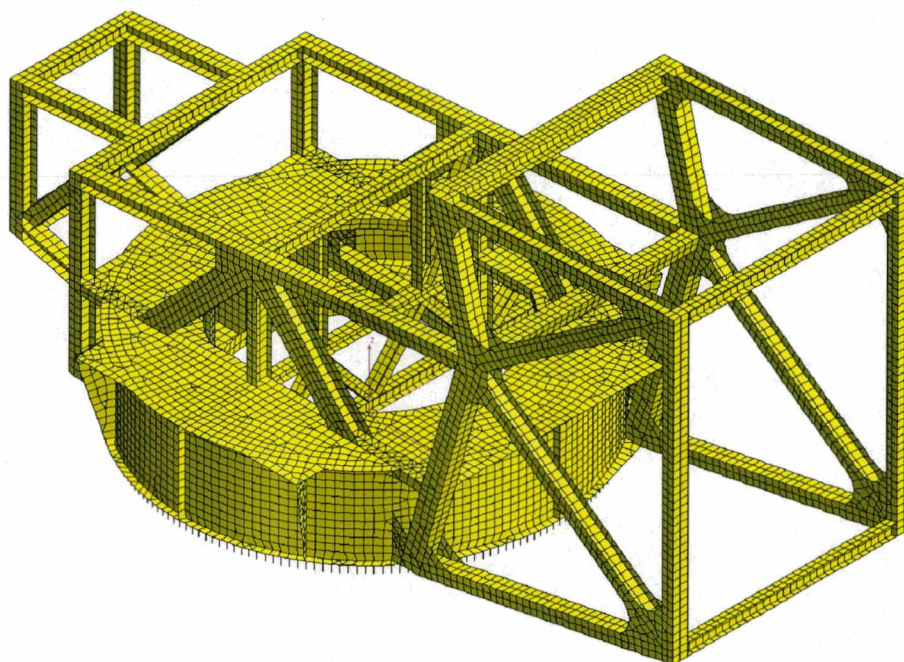
Obiekt 2 – zwałowarka ZGOT 10000.100

Drugą maszyną jest zwałowarka ZGOT 10000.100. Podwozie zwałowarki składa się z dźwigara pierścieniowego o przekroju otwartym (rys. 5.7.). Bezpośrednio z dźwigara wychodzi sześć ramion (po 2 na podpórę) do 3 zestawów gąsienicowych. Dodatkowo portal został wzmocniony 12 przeponami i 9 żebrami. Zwałowarka posiada jednorzędowe łożysko o średnicy podziałowej $\varnothing 10000$ mm, 188 kulach o średnicy 150 mm.



Rys. 5.7. Model dyskretny podwozia zwałowarki ZGOT 10000

Postać nadwozia zwałowarki jest bardzo charakterystyczna (rys. 5.8). Konstrukcja ramowa z widoczną osią wysięgnik zwałujący-wysięgnik przeciwwagi została „wpisana” w dźwigar pierścieniowy. Masa całkowita nadwozia zwałowarki wynosi około 970 Mg.

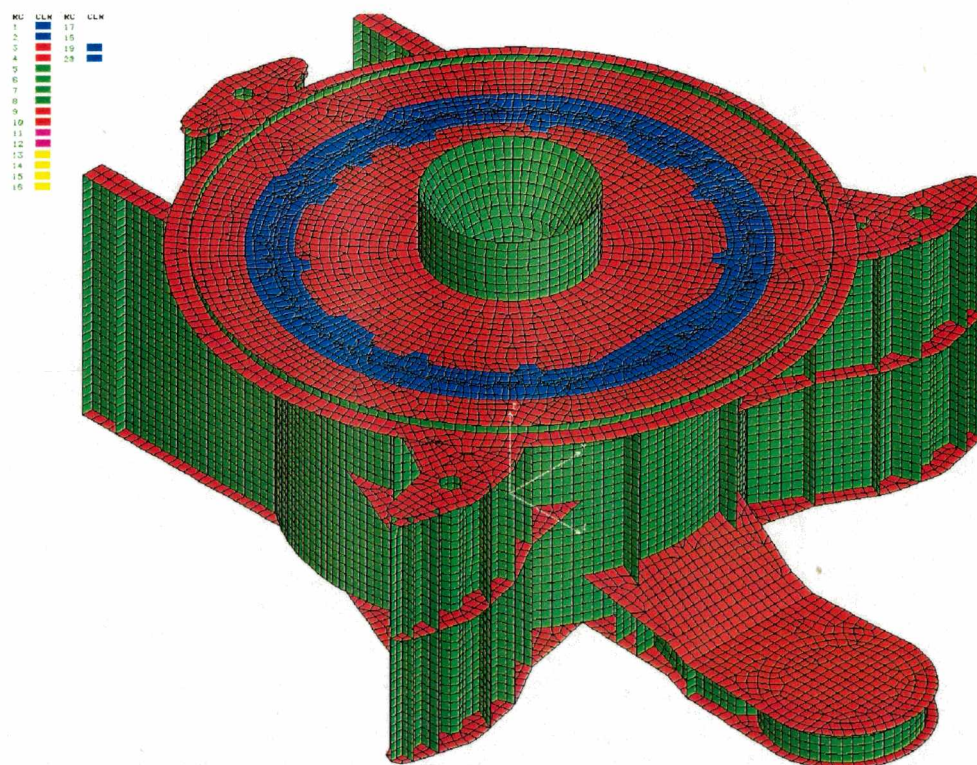


Rys. 5.8. Model dyskretny nadwozia zwałowarki ZGOT 10000

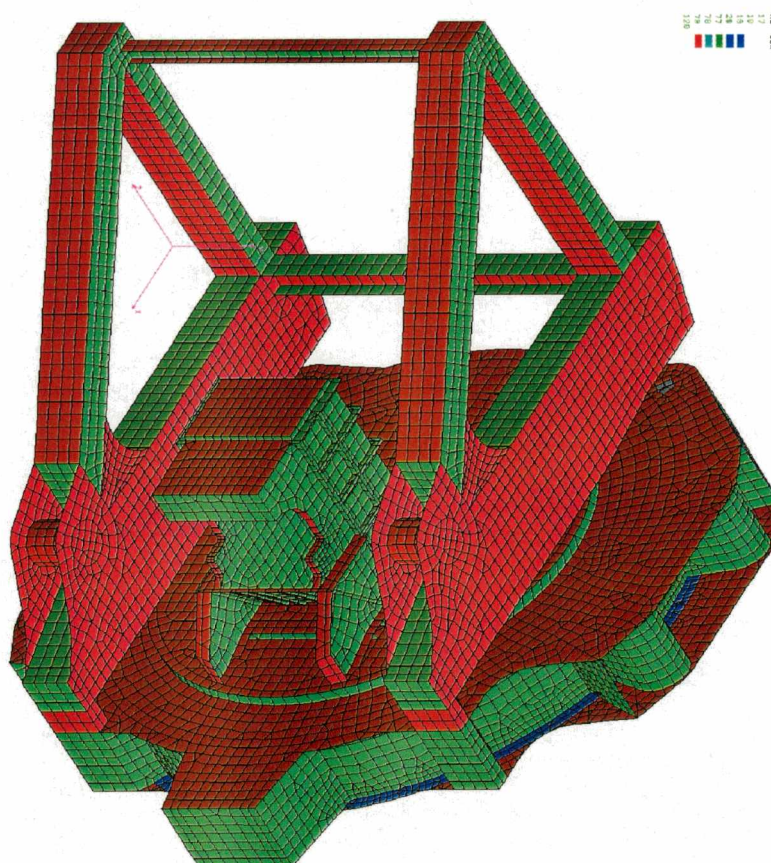
Obiekt 3 – koparka kołowa SchRs 4600.50 (O&K)

Koparka SchRs 4600.50 należy do przedstawicieli koparek kołowych z mostem przeładunkowym i wysięgnikiem zrzutowym mocowanym do podwozia z odrębnym urządzeniem załadowniczym. Maszynę tę wybrano ze względu na zastosowanie w tej maszynie łożyska dwuszeregowego. Charakterystyczną cechą tej koparki jest duży stosunek wysokości portalu (8000 mm) do średnicy podziałowej (14000 mm), który wynosi $H/D = 0,58$. Podwozie posiada przekrój otwarto-zamknięty (rys. 5.9). Łożysko pracujące na tej koparce posiada 243 kule o średnicy 250 mm ułożone w dwóch szeregach: zewnętrzny 135 kul i wewnętrzny 108 kul. Kule poukładane są w koszykach po 9 sztuk.

Nadwozie koparki SchRs 4600.50 ma postać dźwigara pierścieniowego o przekroju zamkniętym, którego wysokość jest 3,5 razy mniejsza od portalu. Na pasie górnym dźwigara spoczywa konstrukcja ramowa, która przenosi obciążenia z wysięgnika urabiającego i przeciwwagi na nadwozie koparki, a następnie na łożysko (rys. 5.10)



Rys. 5.9. Model dyskretny podwozia zwałowarki SchRs 4600.50



Rys. 5.10. Model dyskretny nadwozia zwałowarki SchRs 4600.50

5.3. ANALIZA NUMERYCZNA - WYNIKI

Przeprowadzono analizę układów łożysko-podzespół wsporczy dla wybranych maszyn. Zastosowano rozwiązanie metodą przyrostowa, gdzie parametrem sterującym było obciążenie („sterowanie siłą”), a na każdym kroku przeprowadzono rozwiązanie iteracyjne wg schematu Newtona-Raphsona [94]. Taki sposób pozwolił na uzyskanie wyników dla różnych poziomów obciążenia łożyska [3].

Z przeprowadzonej analizy otrzymano wyniki w postaci rozdziału obciążenia na poszczególne elementy toczne dla różnych poziomów obciążeń.

Określono, które elementy toczne są najbardziej obciążone, a które nie przenoszą obciążeń. Zidentyfikowano miejsca na podzespołach wsporczych, które odpowiadają wartościom szczytowym („punkty twarde”) i strefy nieobciążone.

Wyniki zestawiono w postaci wykresów dla poziomu obciążenia odpowiadającego ciężarowi nadwozia oraz wykresów nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu o sztywnych podzespołach wsporczych dla różnych poziomów obciążeń.

Obiekt 1 - koparka kołowa BWE 700L

Rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne dla nadwozia i podwozia koparki kołowej BWE 700L pozwala zaobserwować punkty „twarde”, w których elementy toczne przenoszą maksymalne obciążenia, oraz punkty „miękkie”, w których kule w ogóle nie przenoszą obciążeń.

Dla średniego obciążenia właściwego $p_{w\text{sr}} = 2,6$ Mpa, odpowiadającego masie nadwozia otrzymano rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne nadwozia i podwozia koparki kołowej BWE 700L (rys.5.11 i 5.13).

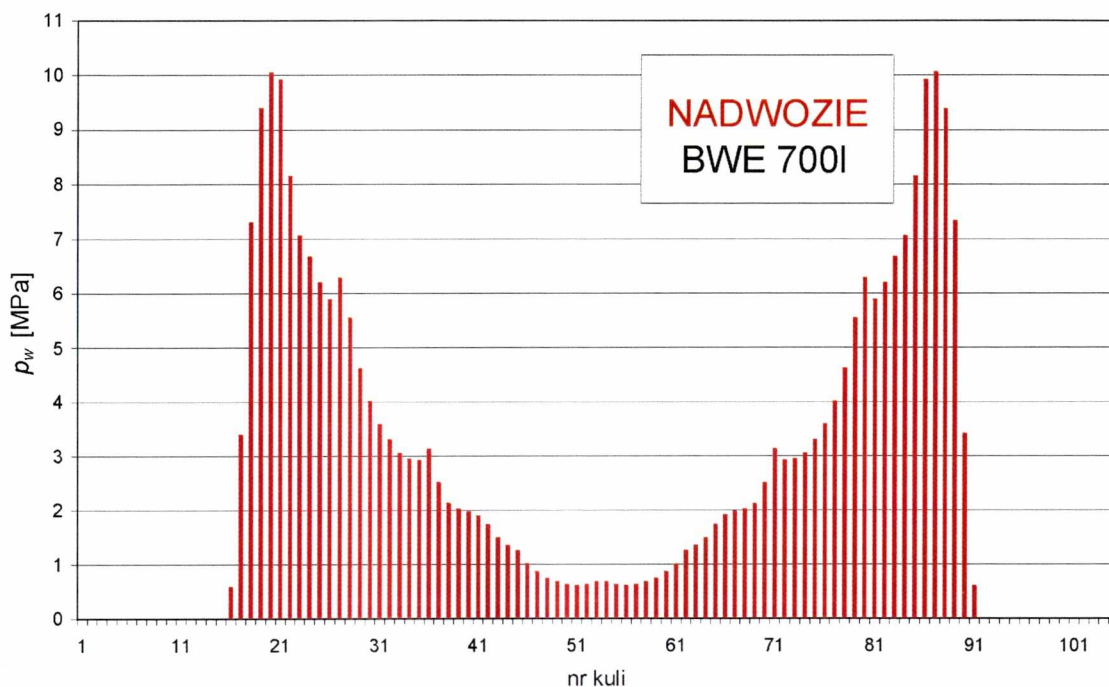
Rozkład przedstawiony na rysunku 5.11. pokazuje, że część elementów tocznych nie przenosi obciążeń, a zatem nie bierze udziału w pracy łożyska. Natomiast elementy toczne, które pracują w miejscach wyprowadzenia pylonów nadwozia przenoszą obciążenia maksymalne ($p_{w\text{max}} = 10,06$ MPa).

Dla podwozia (rys. 5.13) maksymalnie obciążone elementy toczne ($p_{w\text{max}} = 7,67$ MPa) znajdują się w miejscu wyprowadzenia ramion podpór zestawów gąsienicowych.

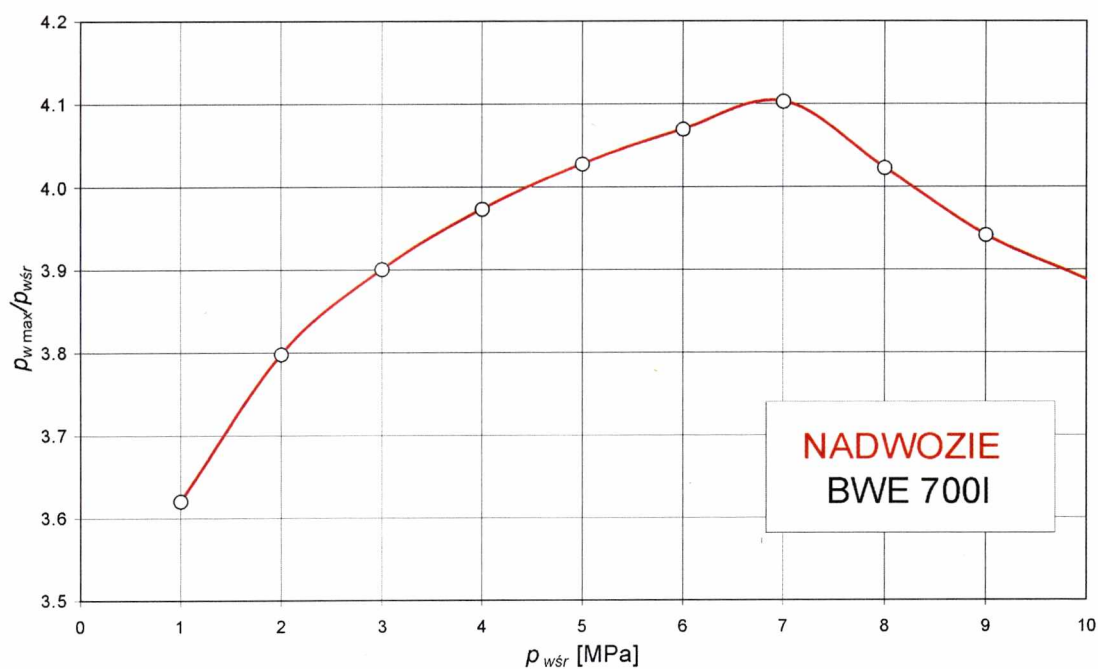
Z porównania obu wykresów można stwierdzić, iż maksymalne obciążenie właściwe elementu tocznego jest generowane przez nadwozie maszyny.

Wobec powyższego rozkład sztywności nadwozia jest wymiarującym łożysko i ten podzespół wsporczy nadwozia należy w pierwszym rzędzie modyfikować.

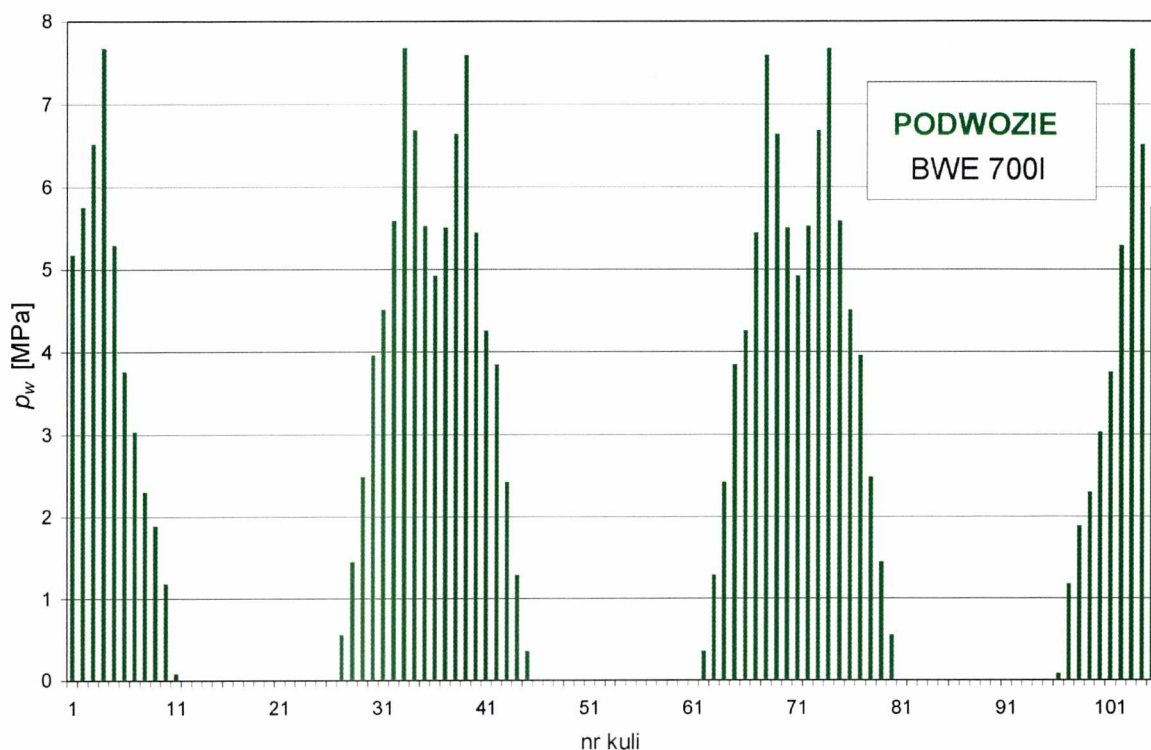
Na rysunkach 5.12. i 5.14. przedstawiono maksymalną wartość obciążenia właściwego dla różnych poziomów obciążenia odniesioną do obciążeń przy sztywnych podzespołach wsporczych



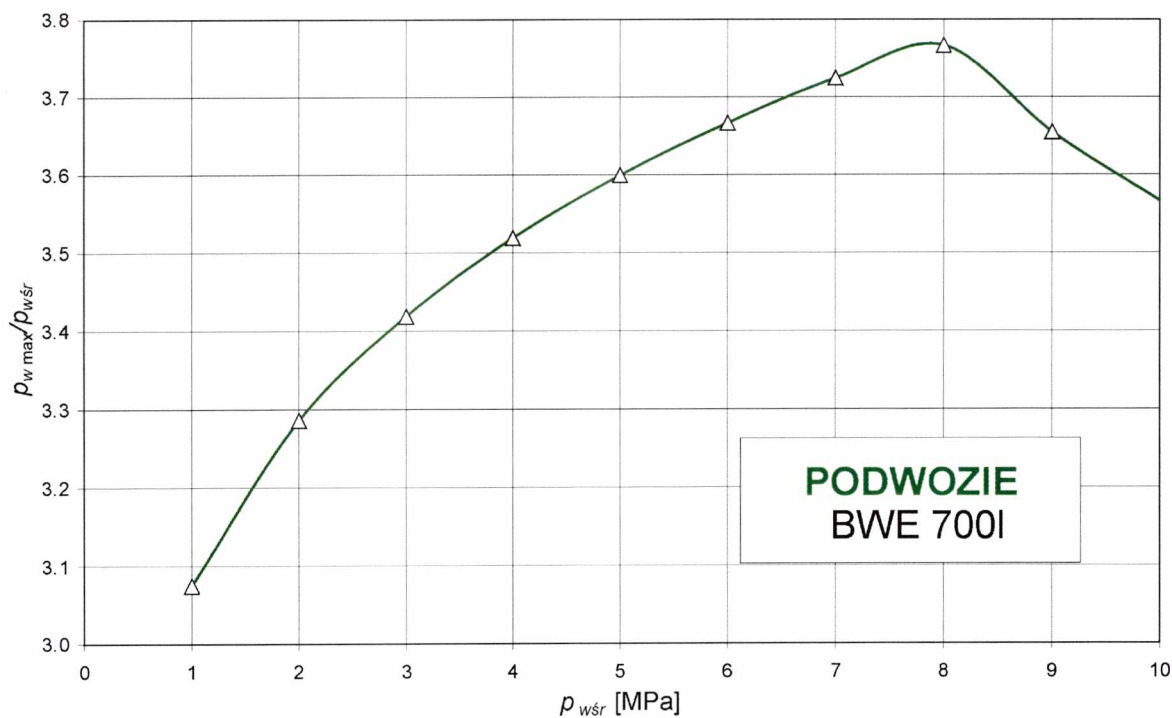
Rys. 5.11. Rozdział obciążeń na poszczególne elementy toczone dla średniego obciążenia właściwego $p_{w\text{sr}} = 2,6$ MPa



Rys. 5.12. Nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu ze sztywnymi podzespołami wsporczymi dla różnych poziomów obciążenia właściwego



Rys. 5.13. Rozdział obciążeń na poszczególne elementy toczone dla średniego obciążenia

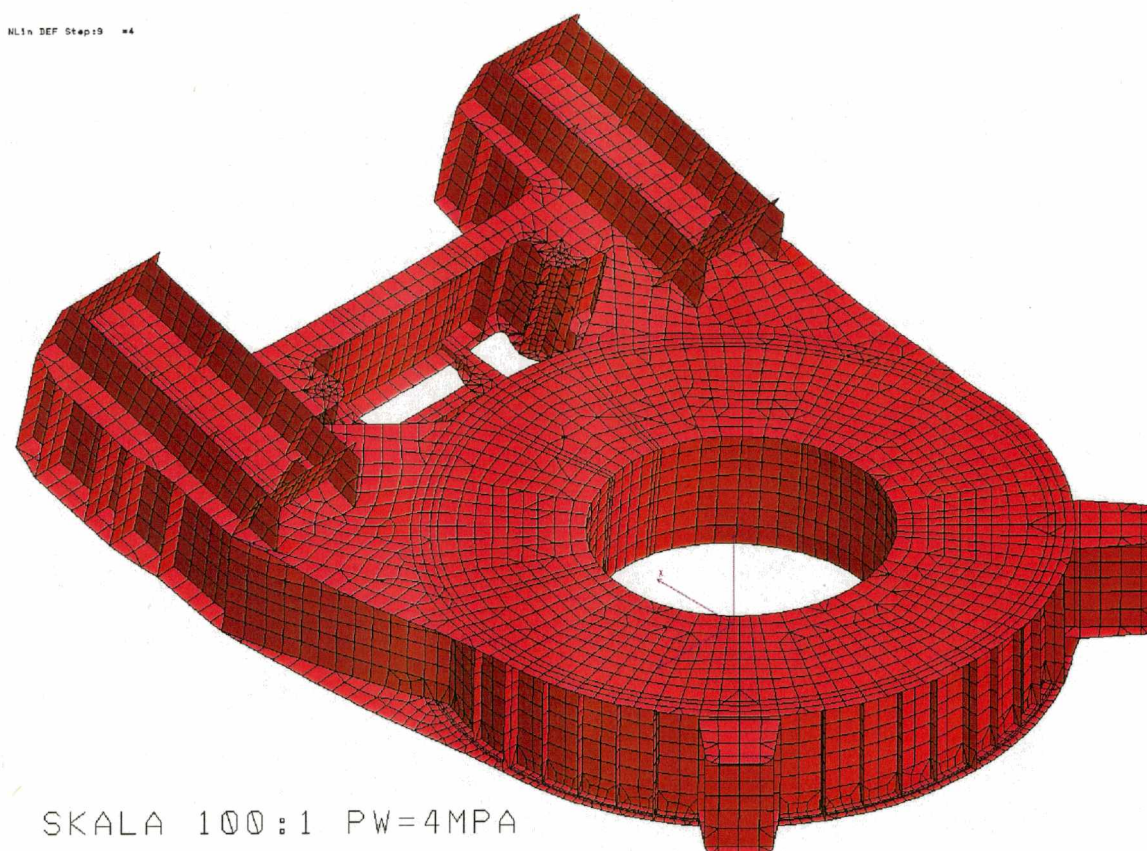
właściwego $p_{w\text{śr}} = 2,6 \text{ MPa}$ Rys. 5.14. Nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu ze sztywnymi podzespołami
wsporczyimi dla różnych poziomów obciążenia właściwego

Do metody oceny rozkładu sztywności konstrukcji wsporczych wykorzystuje się metodę elementów skończonych. Dzięki temu możliwe jest równoległe otrzymanie wyników analizy wytrzymałościowej dla podzespołów wsporczych. Jest to bardzo przydatne, gdyż pozwala dodatkowo kształtować wytrzymałościowo konstrukcję ustrojów wsporczych na etapie projektowania lub modyfikować na etapie modernizacji.

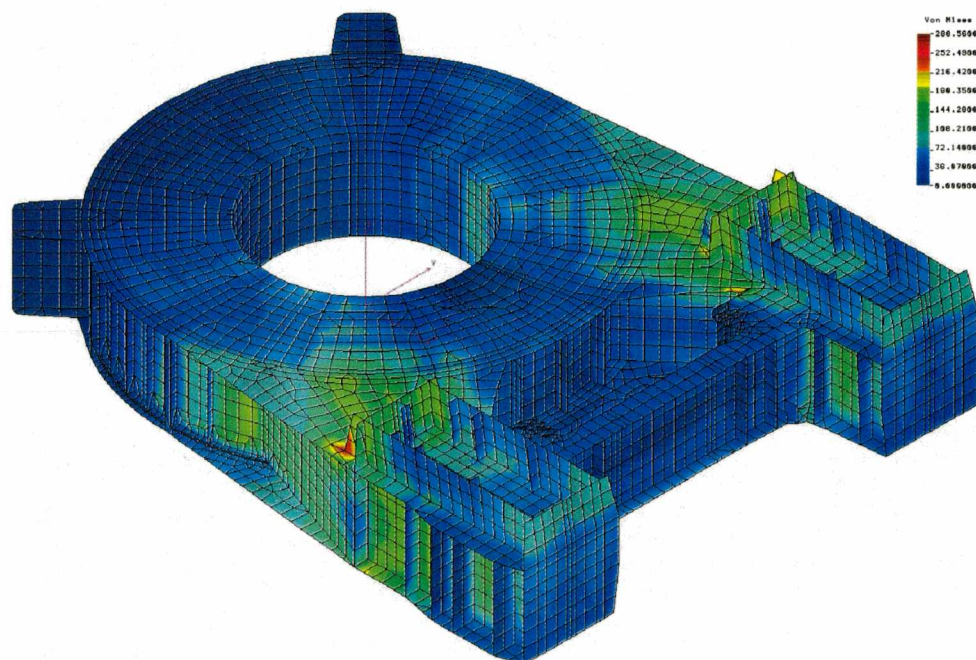
Przeprowadzona analiza pozwala otrzymać wyniki dla różnych wartości średniego obciążenia właściwego $p_{w\text{śr}}$.

Ze względu na fakt, iż głównym celem tego rozdziału jest przedstawienie metody oceny rozkładu sztywności podzespołów wsporczych wyniki analizy wytrzymałościowej koparki kołowej BWE 700L zaprezentowano skrótowo i ograniczono tylko do jednego przypadku obciążenia $p_{w\text{śr}} = 2,6 \text{ MPa}$.

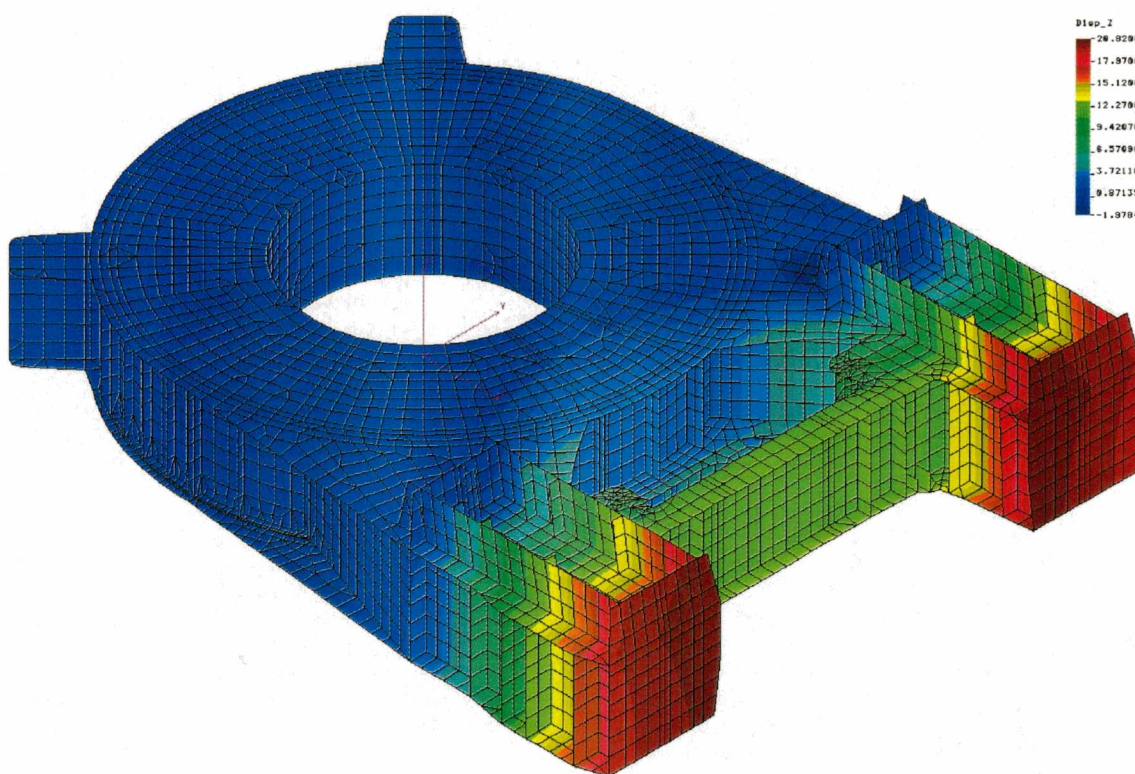
Na rysunkach 5.15. i 5.18. przedstawiono zdeformowaną postać konstrukcji wsporczej. Rysunki 5.16. i 5.19. przedstawiają warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa, natomiast rysunki 5.17. i 5.20. warstwy przemieszczeń po kierunku osiowym [85].



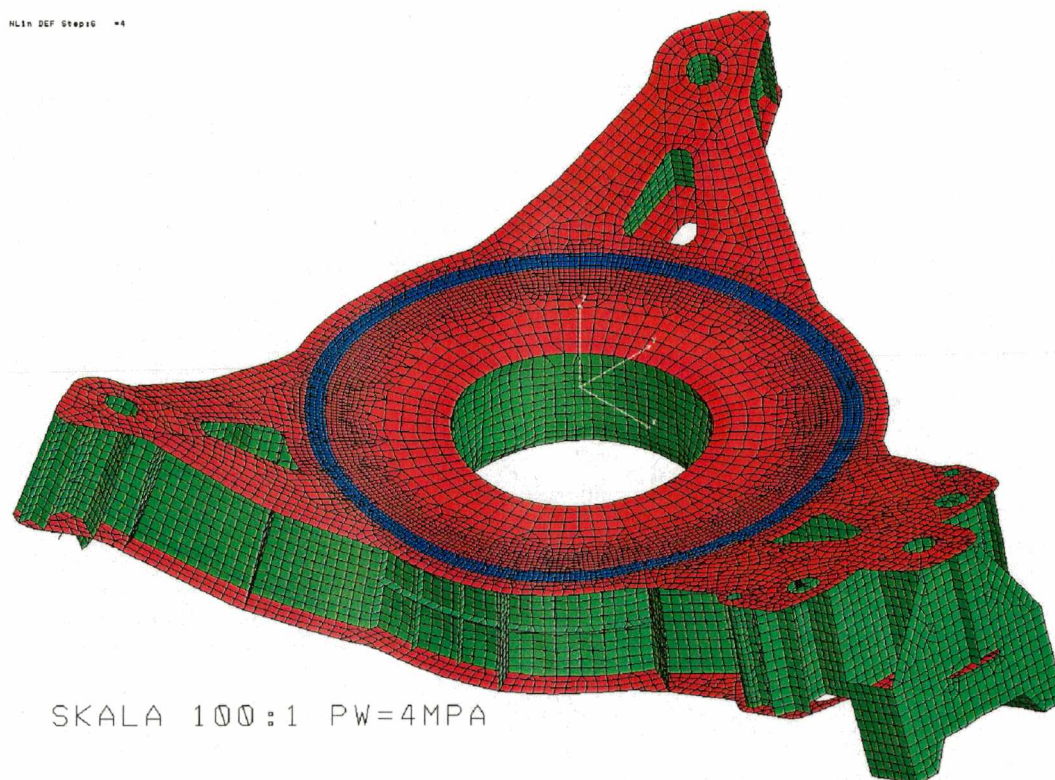
Rys. 5.15. Zdeformowany model nadwozia BWE 700L



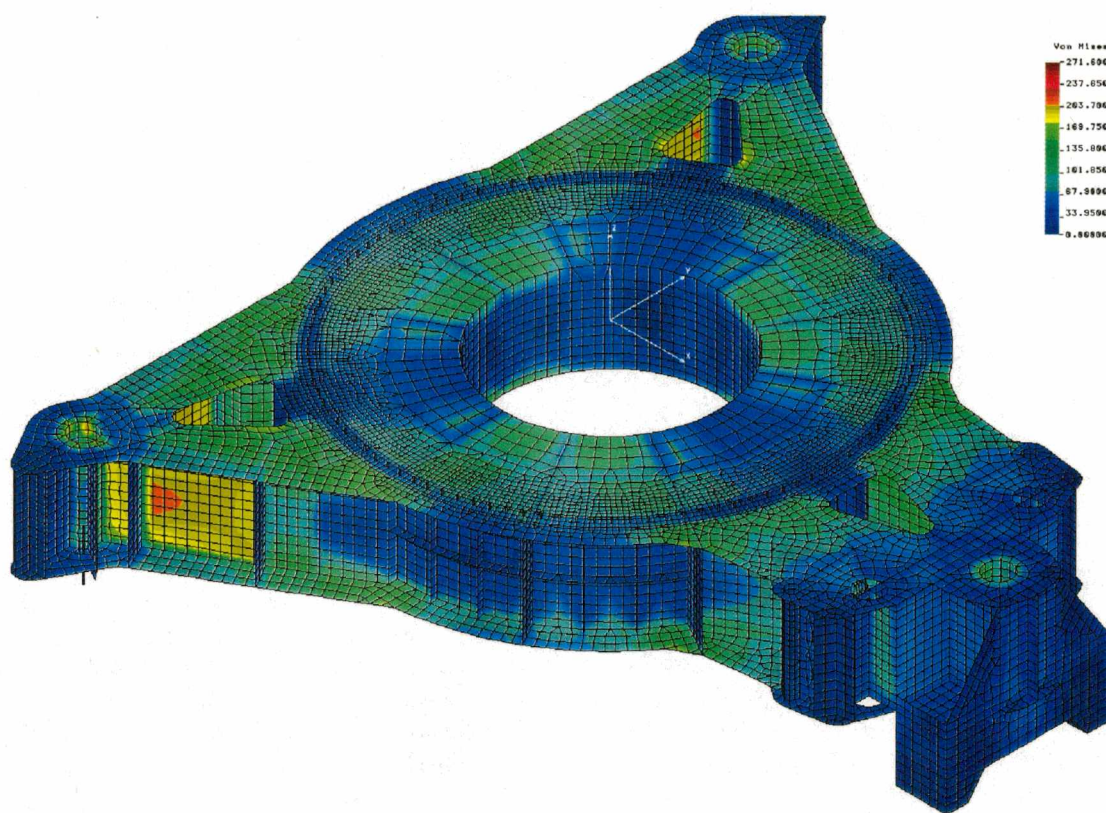
Rys. 5.16. Warstwie naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa w nadwoziu koparki BWE 700L dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,6$ MPa



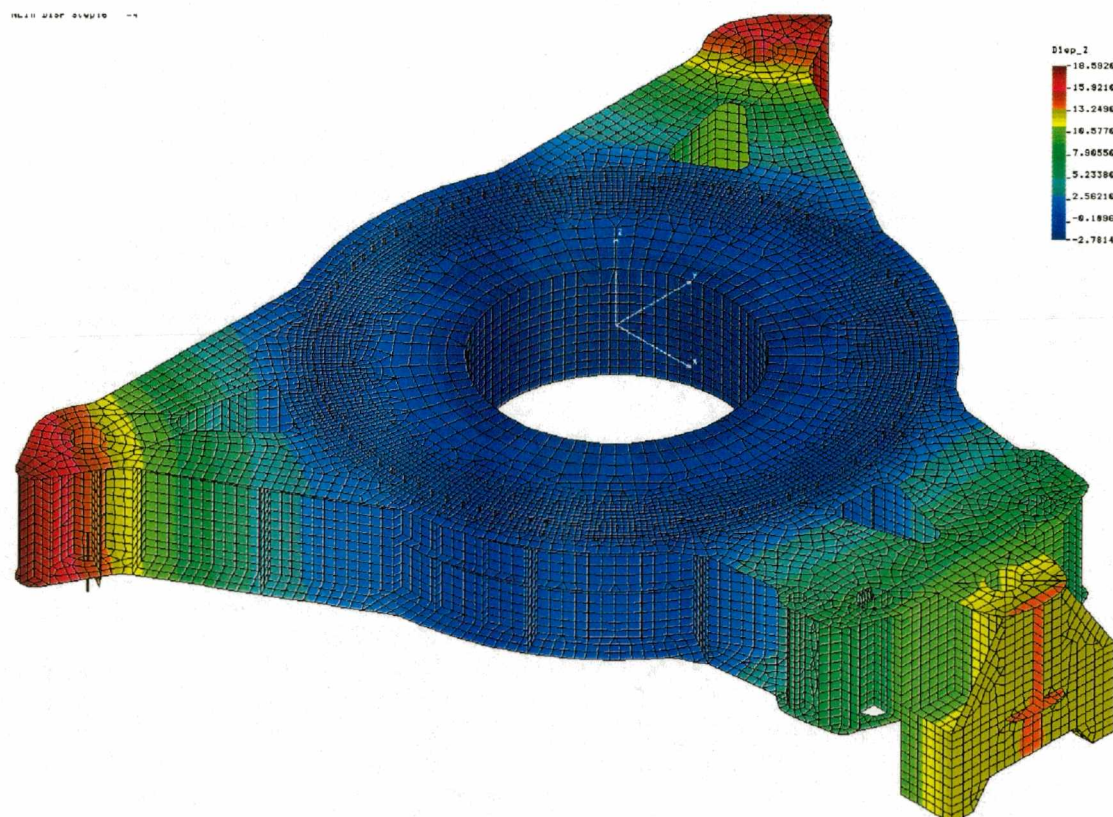
Rys. 5.17. Warstwie przemieszczeń poosiowych w nadwoziu koparki BWE 700L dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,6$ MPa



Rys. 5.18. Zdeformowany model podwozia BWE 700L



Rys. 5.19. Warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa w podwoziu koparki BWE 700L dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,6 \text{ MPa}$



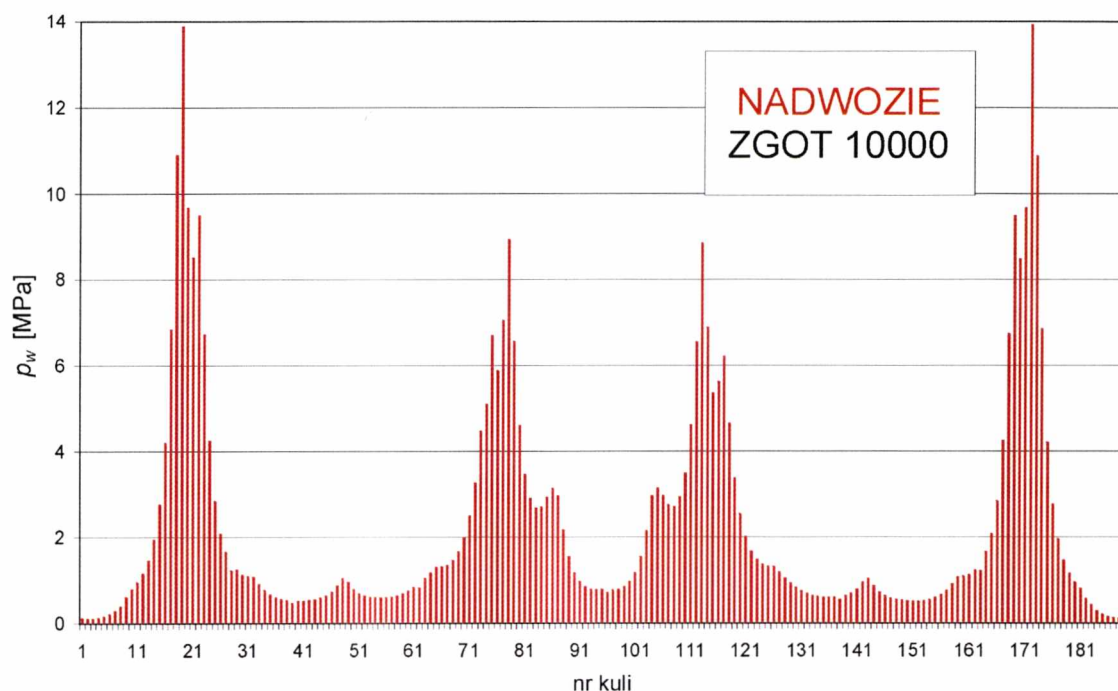
Rys. 5.20. Warstwy przemieszczeń poosiowych w podwoziu koparki BWE 700L dla obciążenia $p_{w\text{sr}} = 2,6 \text{ MPa}$

Obiekt 2 – zwałowarka ZGOT 10000.100

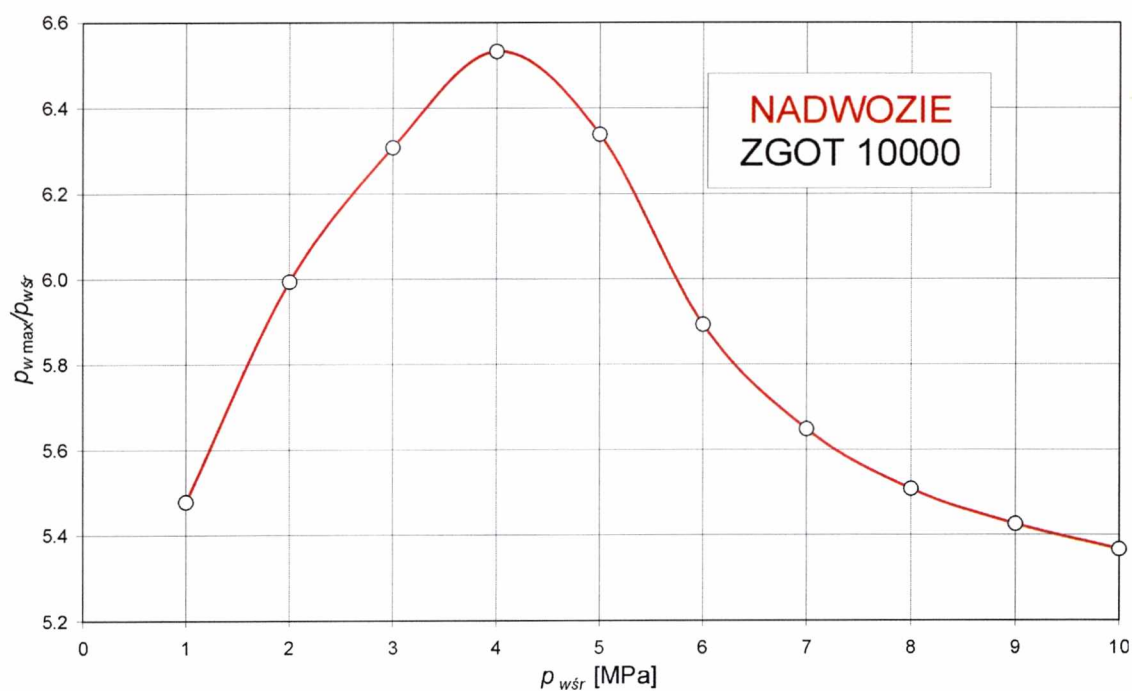
Na wykresie 5.21. przedstawiono rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczone nadwozia zwałowarki. Na rysunku tym można zaobserwować wpływ konstrukcji ramowej (wpisanej w dźwigar pierścieniowy) na rozkład sztywności nadwozia zwałowarki („punkty sztywne”). Należy zwrócić uwagę iż konstrukcja ramowa nadwozia bardzo niekorzystnie wpływa na rozkład obciążeń. Maksymalne obciążenie wynosi $p_{w\text{max}} = 13,9 \text{ MPa}$ i jest trzykrotnie większe od maksymalnego obciążenia podwozia $p_{w\text{max}} = 4,79 \text{ MPa}$ (rys. 5.23). Zatem i w tym przypadku wymiarującym nośność łożyska jest rozkład sztywności nadwozia.

Rozkład obciążenia na podwoziu portalu zwałowarki jest stosunkowo równomierny (rys. 5.23). Świadczy to o tym, że dźwigar pierścieniowy podwozia został prawidłowo zaprojektowany zarówno pod względem ilości przepon, sposobu wyprowadzenia przepon jak i grubości blach.

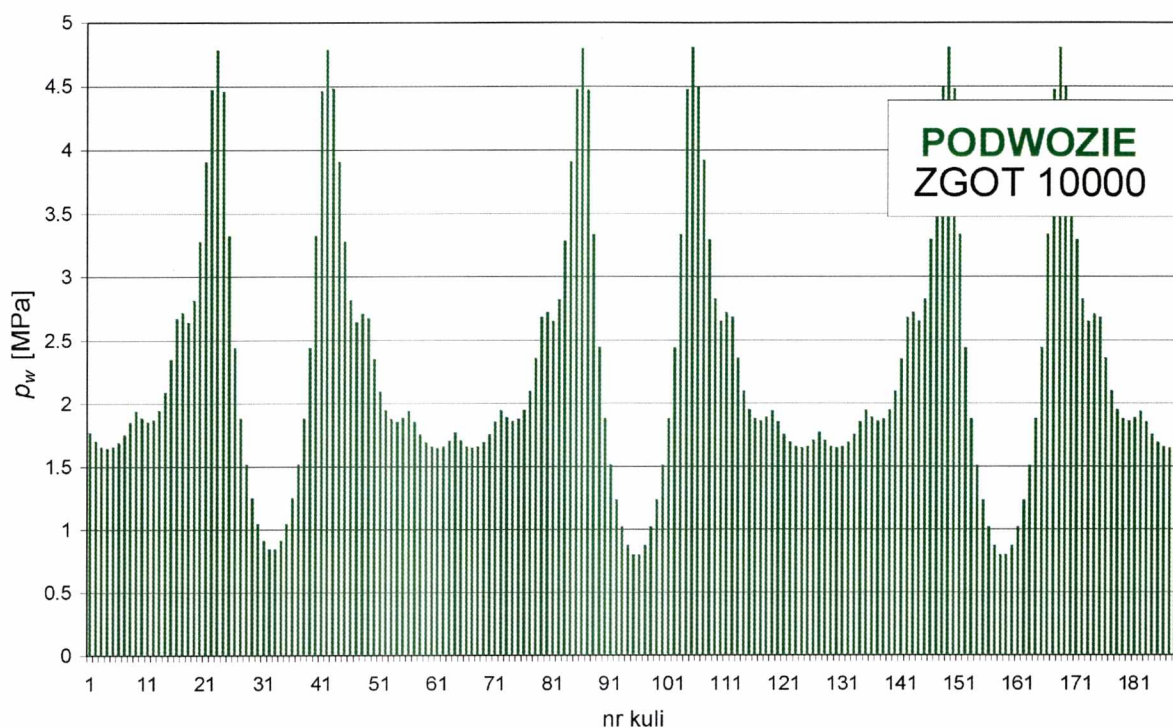
Analogenicznie jak dla BWE 700L tak i dla ZGOT 10000.100 zostały wyznaczone nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu ze sztywnymi podzespołami wsporczymi dla różnych poziomów obciążenia właściwego (rys. 5.22 i 5.24).



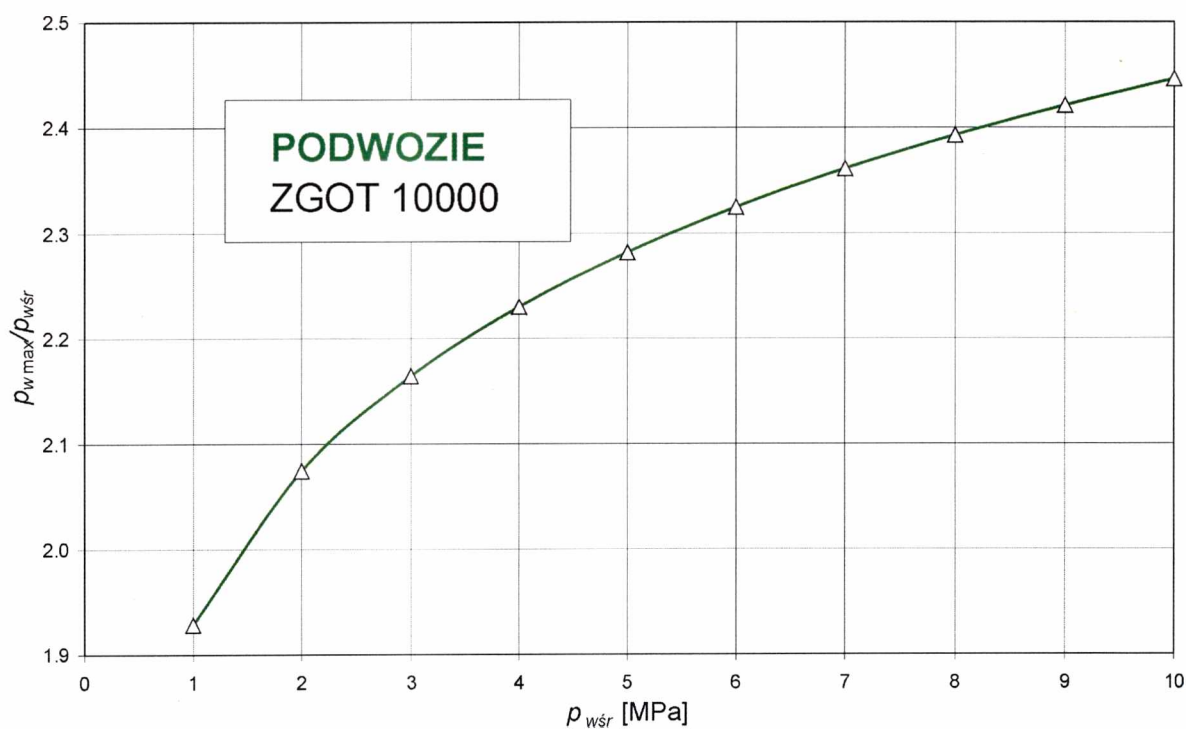
Rys. 5.21. Rozdział obciążeń na poszczególne elementy toczone



Rys. 5.22. Nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu ze sztywnymi podzespołami wsporczymi dla różnych poziomów obciążenia właściwego

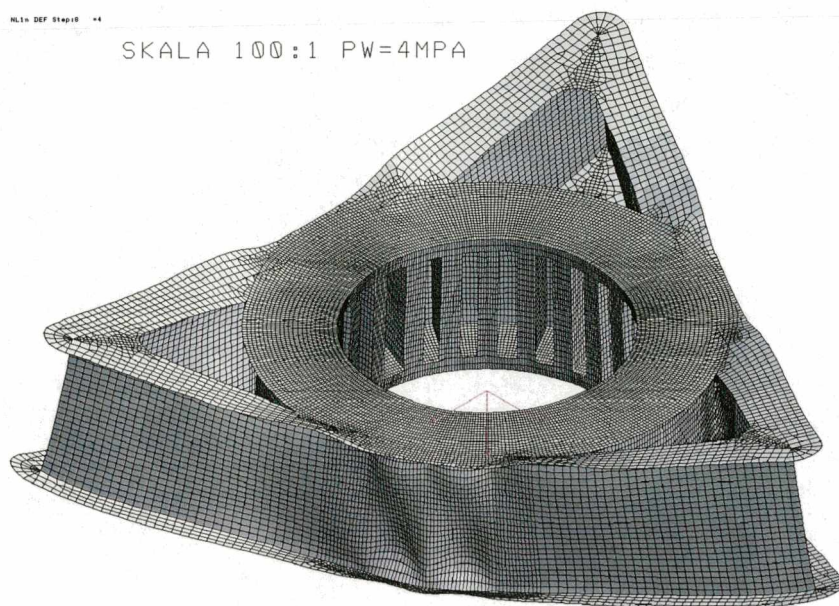


Rys. 5.23. Rozdział obciążeń na poszczególne elementy toczone

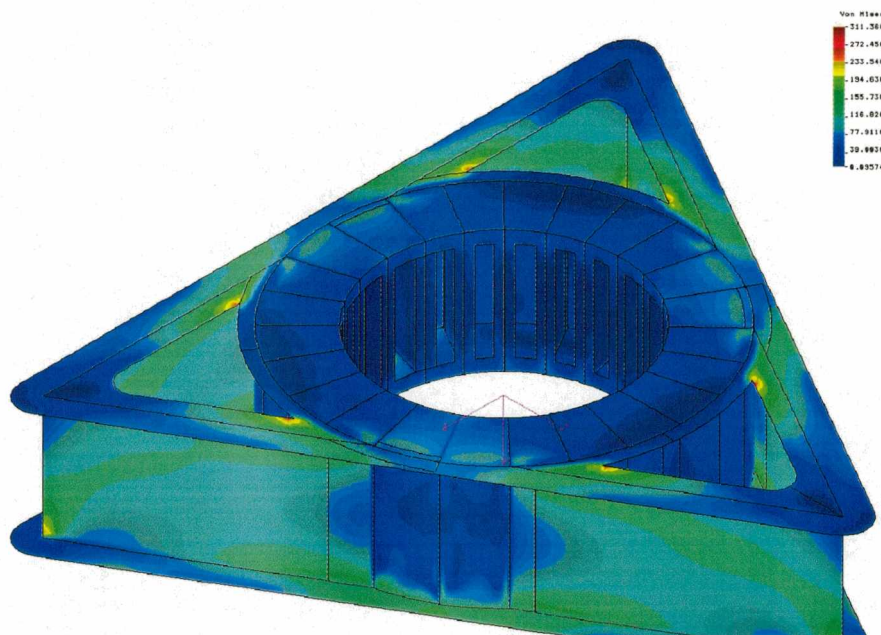
Rys. 5.24. Nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu ze sztywnymi podzespołami
wsporczymi dla różnych poziomów obciążenia właściwego

Przedstawienie wyników analizy wytrzymałościowej zwałowarki ograniczono tylko do jednego przypadku obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,3$ MPa.

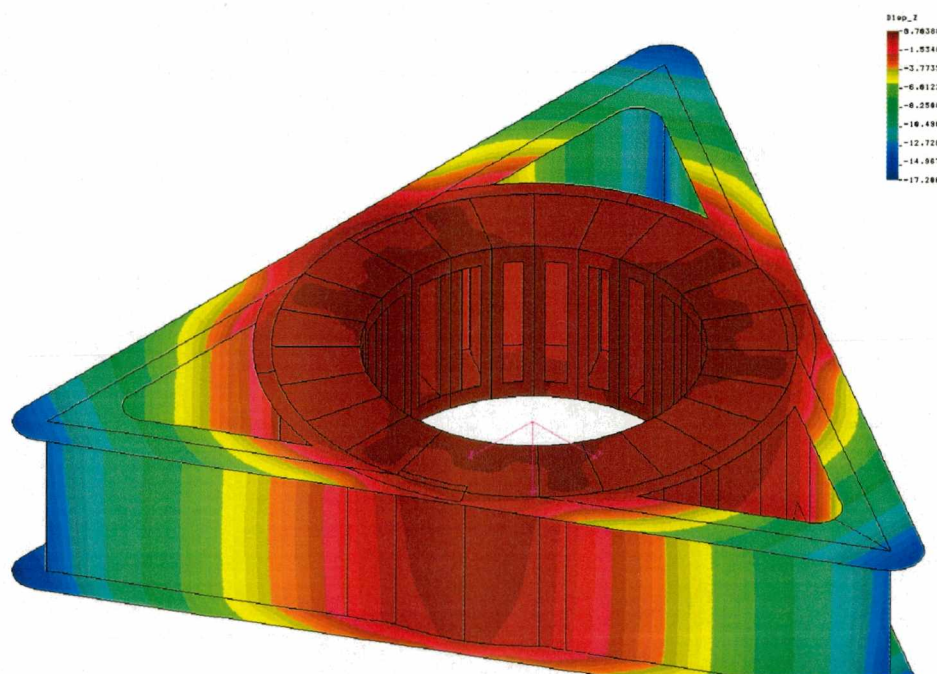
Na rysunku 5.25. przedstawiono zdeformowaną postać konstrukcji wsporczej podwozia zwałowarki. Rysunek 5.26. przedstawia warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa, natomiast rysunek 5.27. warstwy przemieszczeń po kierunku osiowym.



Rys. 5.25. Zdeformowany model podwozia ZGOT 10000



Rys. 5.26. Warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa w podwoziu zwałowarki ZGOT 10000 dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,3$ MPa



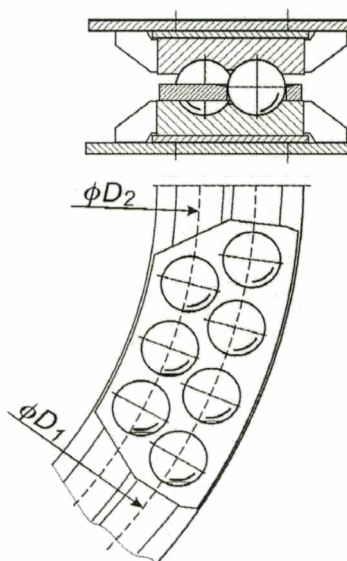
Rys. 5.27. Warstwy przemieszczeń poosiowych w podwoziu zwałowarki ZGOT 10000 dla obciążenia $p_{wśr} = 2,3$ MPa

Obiekt 3 – koparka kołowa SchRs 4600.50 (O&K)

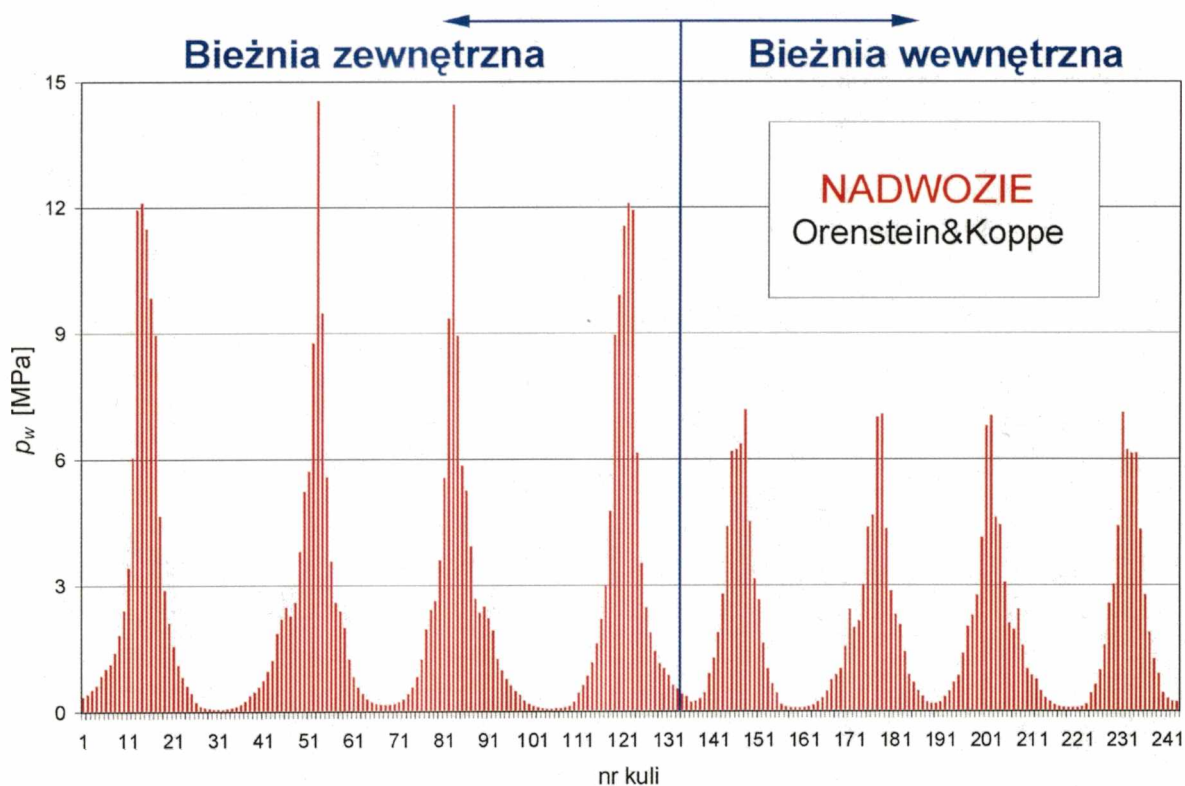
Analizie oceny rozkładu sztywności poddano również maszynę, która posiada dwuszeregowe łożysko wielkogabarytowe. W modelu numerycznym opisano rozmieszczenie kul w sposób identyczny jak występują w obiekcie rzeczywistym. Łożysko posiada 27 koszyków po 9 kul w każdym: 5 w szeregu zewnętrznym i 4 w szeregu wewnętrznym (rys.5.28). Stosunki geometryczne kul ułożonych koszykach zostały w modelu numerycznym zachowane tak jak występują w obiekcie rzeczywistym.

Na rysunkach 5.29. i 5.31. przedstawiono rozdział obciążenia na poszczególne kule. Wykresy te składają się z dwóch części. Pierwsza część wykresu (nr kul 1÷135) to rozkład obciążenia na bieżni zewnętrznej, druga (nr kul 136÷243) to bieżnia wewnętrzna. Z rozkładów tych można zaobserwować, że kule bieżni zewnętrznej przenoszą większe obciążenia (dla nadwozia $p_{wmax} = 14,53$ MPa a dla podwozia $p_{wmax} = 9,16$ MPa). Bieżnia wewnętrzna obciążona jest bardziej równomiernie i wartość maksymalnie obciążonej kuli bieżni wewnętrznej jest o połowę mniejsza od wartości maksymalnej kuli bieżni zewnętrznej (dla nadwozia $p_{wmax} = 7,17$ MPa a dla podwozia $p_{wmax} = 5,2$ MPa).

Z porównania otrzymanych wykresów 5.29. i 5.31. można stwierdzić, że maksymalne obciążenie właściwe szczytowego elementu tocznego jest wyznaczane przez nadwozie maszyny.

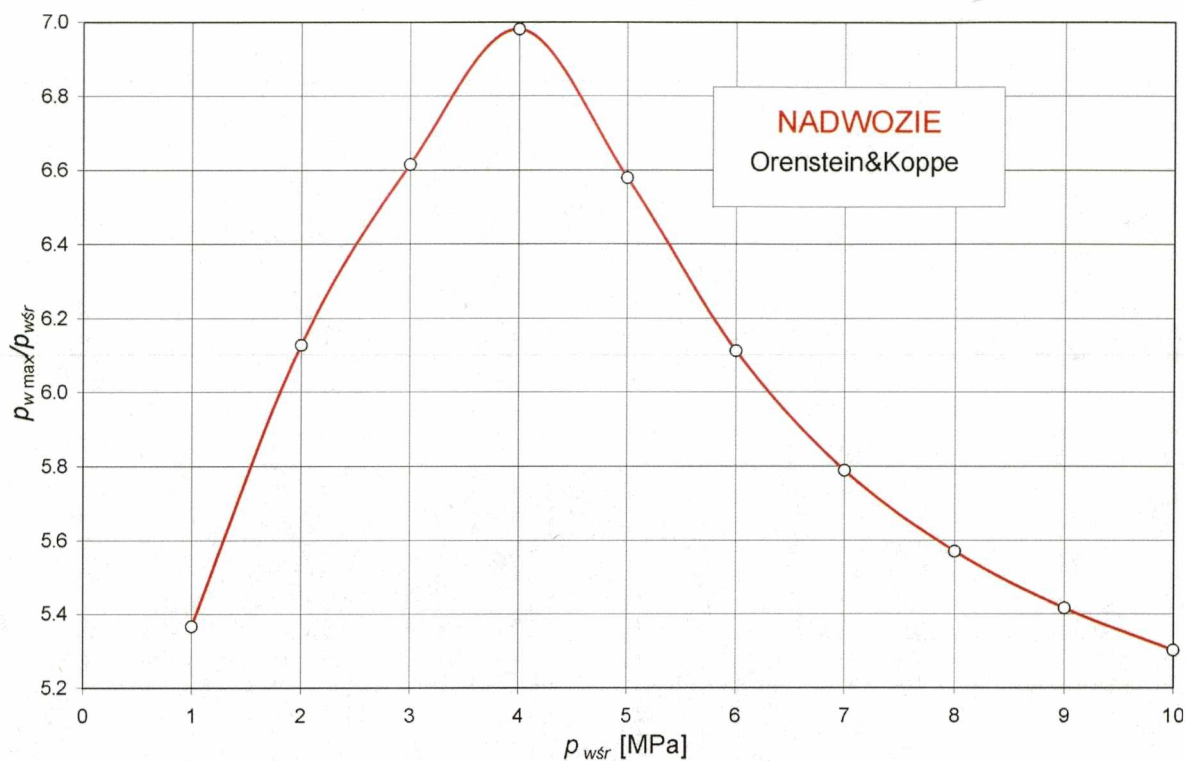


Rys. 5.28. Rozmieszczenie elementów tocznych w koszyku łożyska dwuszeregowego

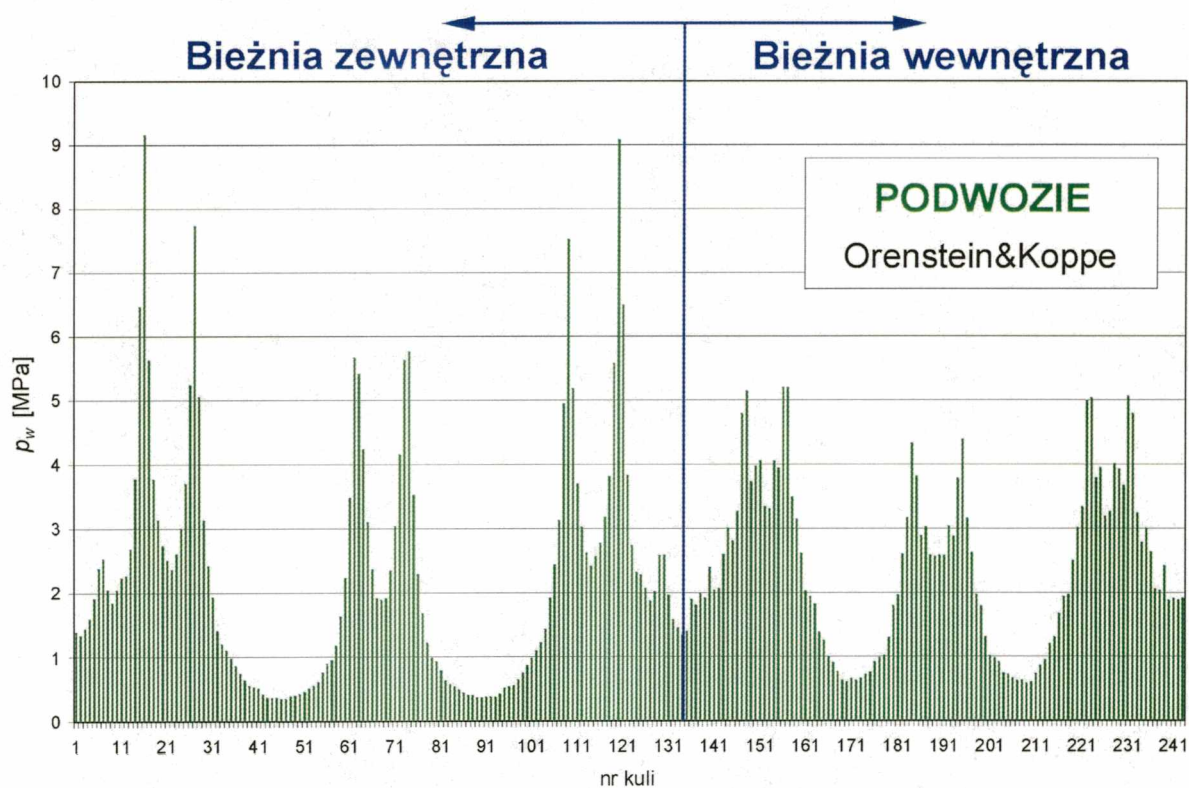


Rys. 5.29. Rozdział obciążeń na poszczególne elementy toczne

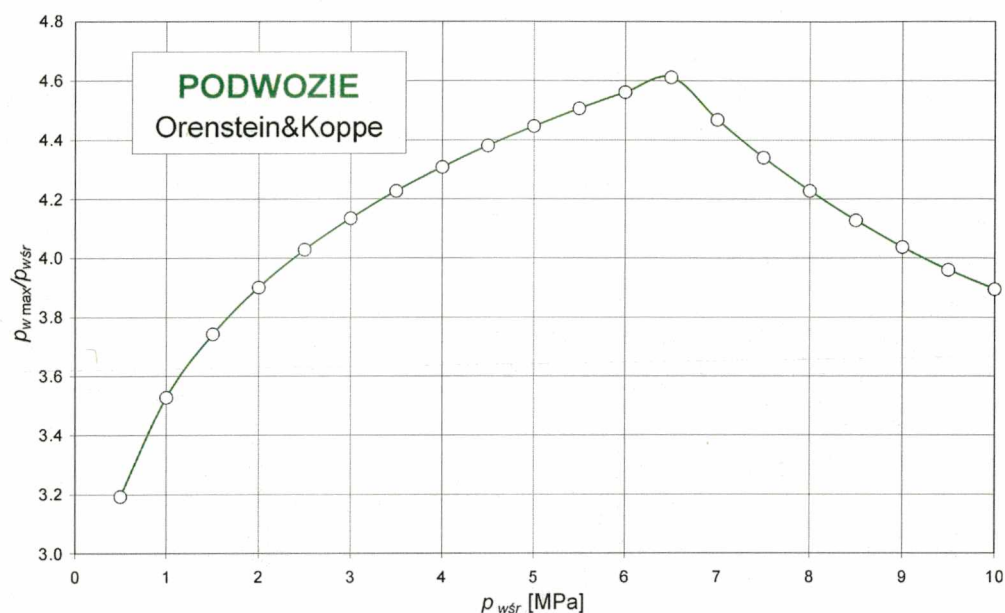
Rysunki 5.30. i 5.32. pokazują wartość maksymalnego obciążenia elementu tocznego dla różnych poziomów obciążenia średniego.



Rys. 5.30. Nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu ze sztywnymi podzespołami
wsporczyimi dla różnych poziomów obciążenia właściwego



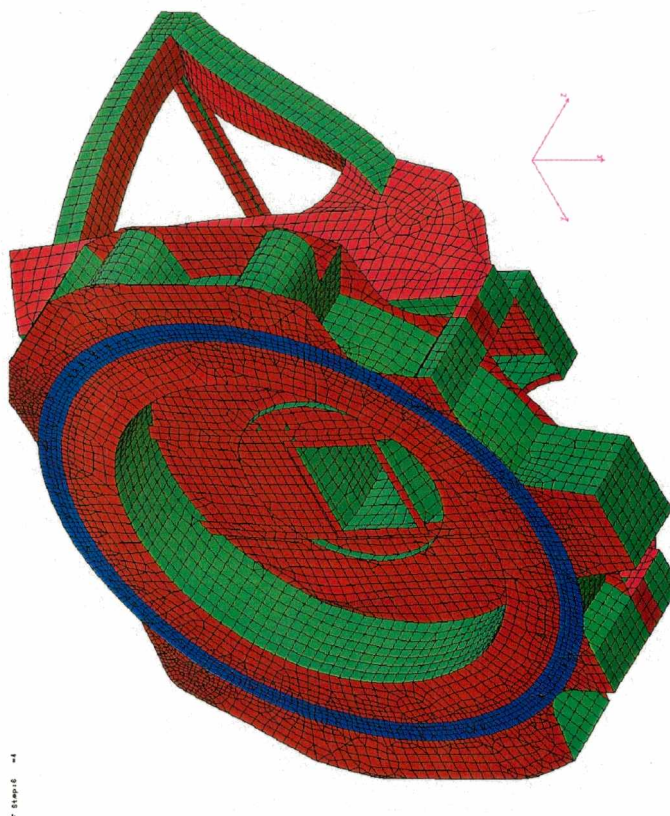
Rys. 5.31. Rozdział obciążeń na poszczególne elementy toczne



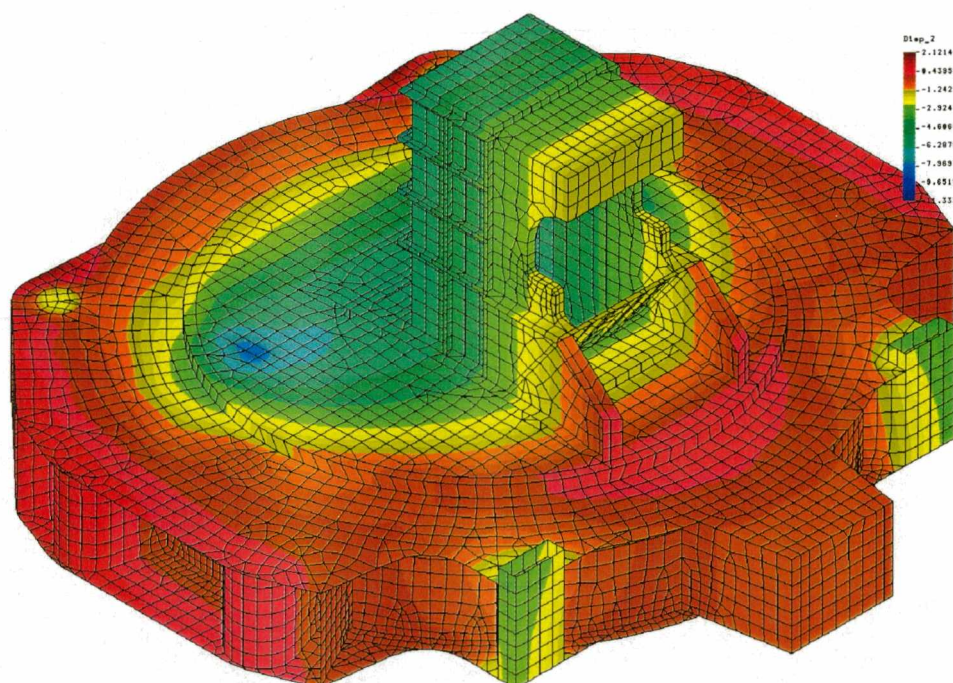
Rys. 5.32. Nadwyżki obciążenia w stosunku do modelu ze sztywnymi podzespołami wsporczymi dla różnych poziomów obciążenia właściwego

Analogicznie jak w poprzednich analizach węzłów obrotu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego przedstawienie wyników ograniczono tylko do jednego przypadku obciążenia $p_{wsr} = 2,3$ MPa.

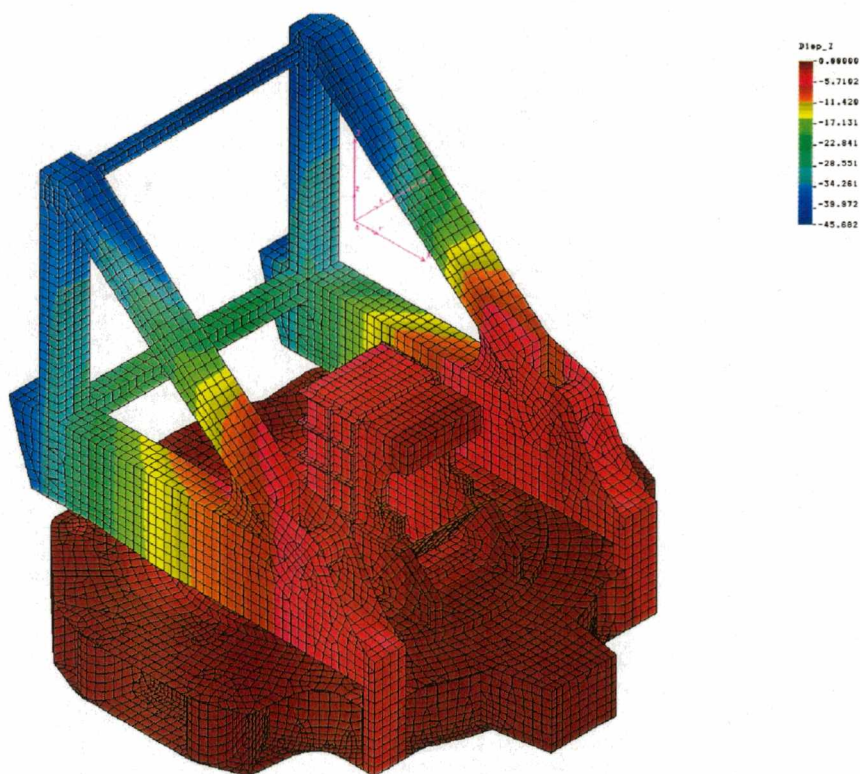
Na rysunkach 5.33. i 5.36. przedstawiono zdeformowaną postać konstrukcji wsporczej. Rysunki 5.34. oraz 5.37. przedstawiają warstwie naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa, natomiast rysunki 5.35. i 5.38. warstwie przemieszczeń po kierunku osiowym.



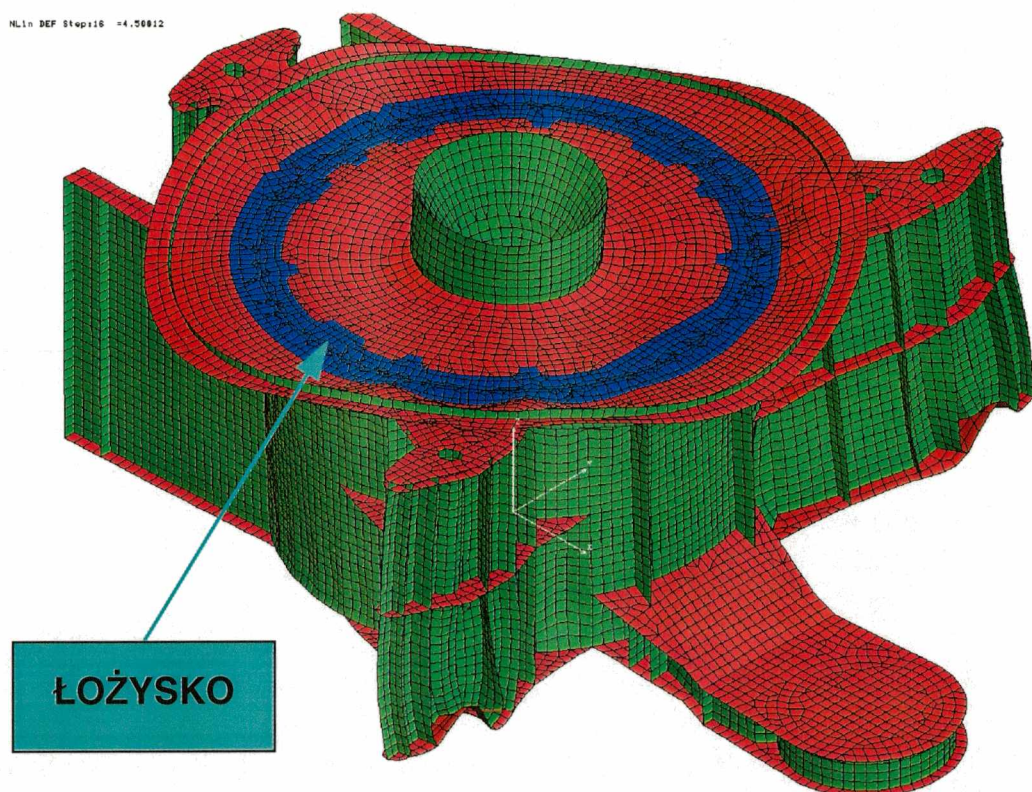
Rys. 5.33. Zdeformowany model nadwozia O&K



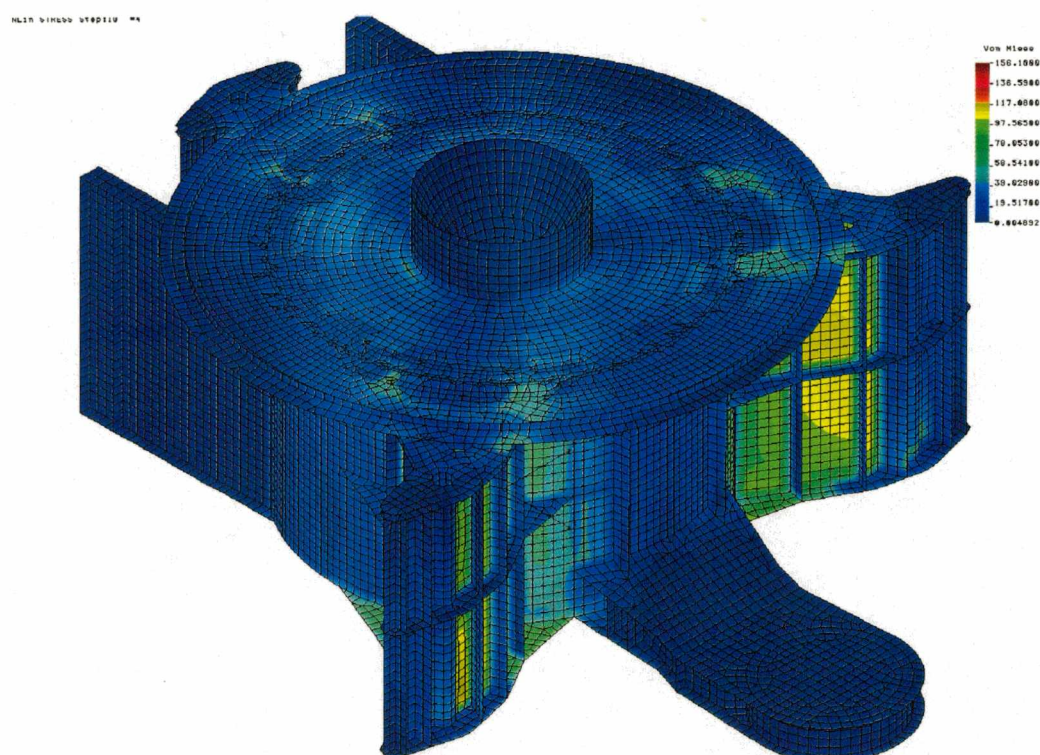
Rys. 5.34. Warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa w nadwoziu koparki O&K dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,3$ MPa



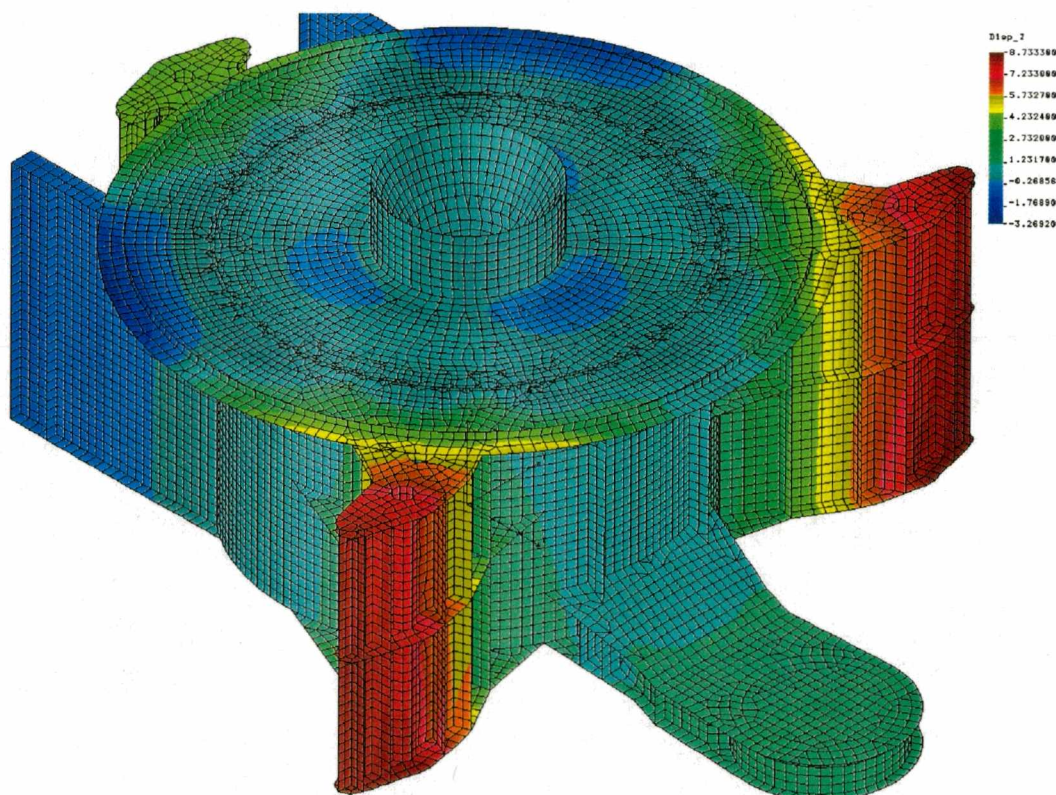
Rys. 5.35. Warstwy przemieszczeń poosiowych w nadwoziu koparki O&K dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,3$ MPa



Rys. 5.36. Zdeformowany model podwozia O&K dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,3 \text{ MPa}$



Rys. 5.37. Warstwy naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa w podwoziu koparki O&K dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,3 \text{ MPa}$



Rys. 5.38. Warstwy przemieszczeń poosiowych w nadwoziu koparki O&K dla obciążenia $p_{w\dot{s}r} = 2,3 \text{ MPa}$

5.4. ANALIZA WYNIKÓW

W celu weryfikacji opracowanej metody otrzymane z analizy wyniki zestawiono w tabeli 5.1. i porównano z wynikami uzyskanymi z modelu pełnego (z zastosowanym superelementem), w którym nadwozie i podwozie liczone były łącznie.

Porównanie wartości maksymalnego obciążenia elementów tocnych otrzymanych metodą pojedynczych członów i metodą pełną udowadnia poprawność opracowanej metody. W obu metodach wartości maksymalnego obciążenia p_{wmax} są zbliżone a niewielkie rozbieżności wynikają z różnic w modelach numerycznych. Należy zwrócić uwagę, iż wartości otrzymane metodą pojedynczych członów są nieco wyższe niż w metodzie pełnej, zatem stosowanie opracowanej metody przy projektowaniu podzespołów wsporczych pozwala otrzymać wyniki z większym zakresem bezpieczeństwa. Nowa metoda oceny ustrojów wsporczych pozwala jednoznacznie określić, który z podzespołów jest wymiarujący dla łożyska. W przeprowadzonych analizach numerycznych podzespołów maszyn roboczych były to nadwozia, ale nie należy tego traktować jako regułę tylko jako przypadek.

Tabela 5.1. Porównanie metody pojedynczych członów i metody pełnej

BADANE OBIEKTY		Metoda pojedynczych członów	Metoda z zastosowaniem superelementu	
		Wartość maksymalnego obciążenia w MPa	Wartość maksymalnego obciążenia w MPa	Wartość przeciętnego obciążenia w MPa
BWE 700L	nadwozie	3,97	4,02	2,86
	podwozie	3,52		
ZGOT 10000.100	nadwozie	6,52	4,48	3,72
	podwozie	2,24		
SchRs 4600	nadwozie	6,98	5,76	2,64
	podwozie	4,31		

Reasumując, metoda ta ma następujące zalety:

- przeprowadzamy tylko jeden cykl obliczeń nieliniowych (nieliniowość fizyczna),
- w jednym cyklu obliczeń otrzymujemy wyniki dla różnych poziomów obciążeń,
- otrzymujemy informacje globalne i lokalne (np. wpływ liczby przepon, miejsca wyprowadzenia podpór itp.),
- metoda pozwala na wstępną ocenę nośności łożyska przy zadanej konstrukcji wsporczej,
- pozwala na wstępny dobór parametrów konstrukcji wsporczych,
- praktyczna jeśli chodzi o przeprowadzanie analiz porównawczych,
- w jednym cyklu obliczeniowym otrzymujemy wyniki analizy wytrzymałościowej w postaci warstwic naprężeń i przemieszczeń dla podzespołów wsporczych.

Na podstawie wyników otrzymanych z analiz numerycznych dla różnych węzłów obrotu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego (zestawionych w tabeli 5.1) stwierdzono, iż nowoopracowana metoda pojedynczych członów spełnia założenia I celu pracy, postawionego w rozdziale 5. A zatem teza I sformułowana na podstawie celu I została udowodniona.

Proponowana metoda oceny rozkładu sztywności konstrukcji wsporczej przeznaczona jest szczególnie dla dużych obiektów, w których sztywność ustroju wsporczego jest porównywalna ze sztywnością układu *element toczny- bieżnia*. Metoda ta uwzględnia większość zjawisk występujących w łożyskach wielkogabarytowych.

Jednym z ograniczeń tej metody jest fakt, iż nie uwzględnia ona przypadku, gdy bieżnia łożyska wykonana z materiału miękkiego dopasowuje się do konstrukcji wsporczej maszyny. Zjawisko to powstaje przy pewnym poziomie obciążenia, podczas kilkudziesięciu do kilkuset pierwszych przytoczeń łożyska, a naddatek materiału zostaje wywalcowany na zewnątrz bieżni. Jest to tzw. samokorekcja. W przypadku jednak zbyt dużych obciążeń proces rozwalcowania nie ustaje i prowadzi do szybkiej degradacji

6. METODA KOREKCJI

Nierównomierny rozkład sztywności konstrukcji wsporczej oraz moment wywołany mimośrodem działającego obciążenia powoduje nierównomierną dystrybucję obciążenia łożyska. Wskutek tego powstają znaczne uszkodzenia bieżni. Na rys. 6.1. przedstawiono przykładowo bieżnię łożyska koparki kołowej SchRs 4600.30 po kilkuletniej eksploatacji. Nierównomierny rozkład obciążenia łożyska przekłada się bezpośrednio na jego trwałość.

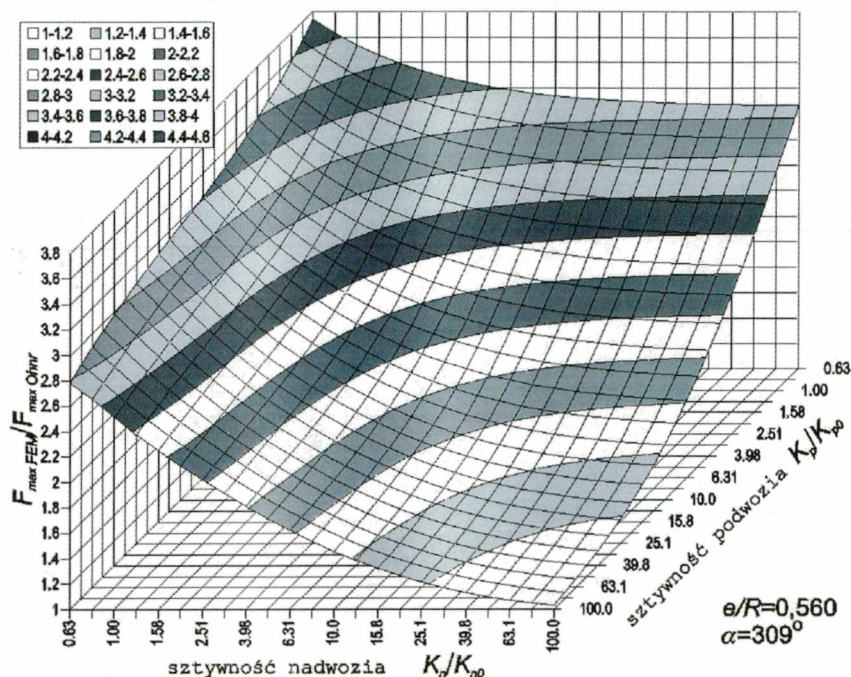


Rys. 6.1. Uszkodzenie górnej bieżni łożyska koparki SchRs 4600.30 w po kilkuletniej eksploatacji.

Przy projektowaniu maszyny należy dążyć do tego, aby wartości sztywności nadwozia i podwozia były zbliżone [97]. Na rys. 6.2. przedstawiono przykładowy diagram maksymalnej wartości siły w elemencie tocznym w odniesieniu do siły przy sztywnych podzespołach wsporczych w funkcji sztywności konstrukcji wsporczych. Zwiększenie sztywności jednego z podzespołów wsporczych maszyny (np. nadwozia) dziesięciokrotnie spowoduje spadek maksymalnego obciążenia elementu szczytowego jedynie o 25 %. Dziesięciokrotny wzrost sztywności konstrukcji wsporczej można uzyskać jedynie przy pomocy znacznego zwiększenia grubości blach i gabarytów maszyny co nie jest uzasadnione ekonomicznie i praktycznie.

Wobec powyższego niezbędne jest zastosowanie odmiennych metod uzyskiwania bardziej równomiernego rozkładu obciążenia niż poprzez zwiększenie sztywności.

Celem zaproponowanej korekcji jest poprawa nośności oraz trwałości łożyska poprzez zmniejszenie wytężenia elementów tocznych.

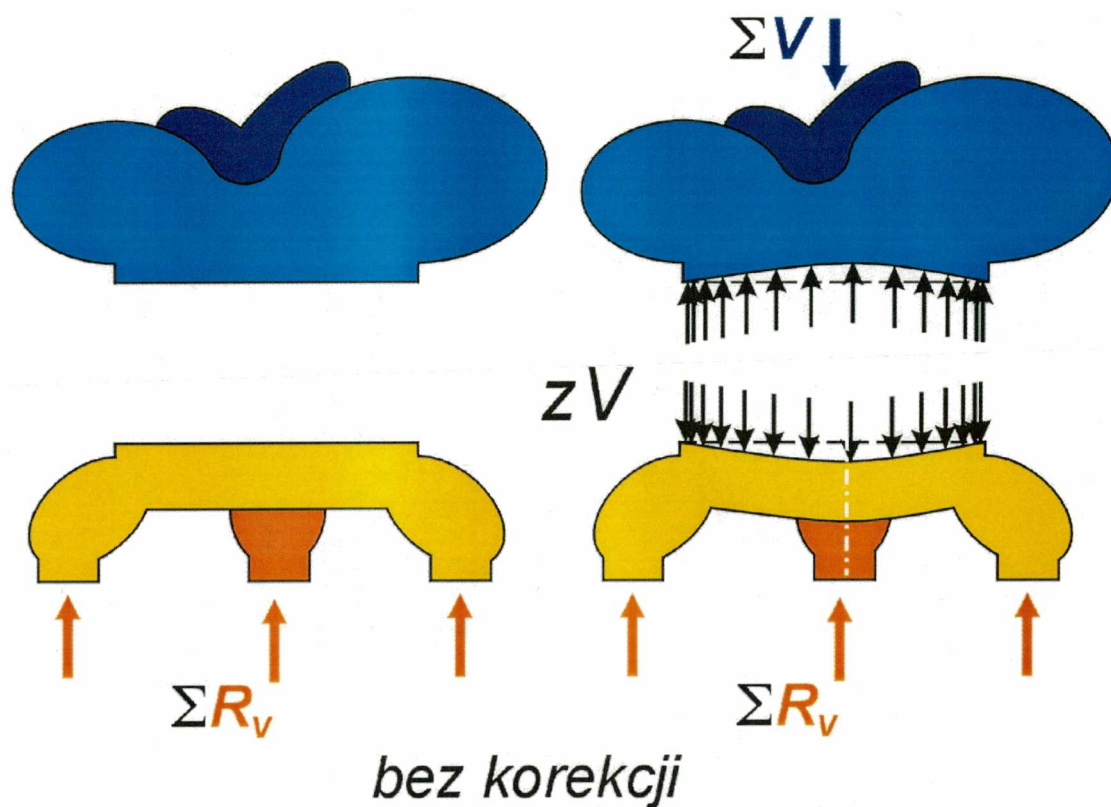


Rys. 6.2. Nadwyżka obciążenia elementu tocznego w funkcji sztywności ustrojów wsporczych [TS]

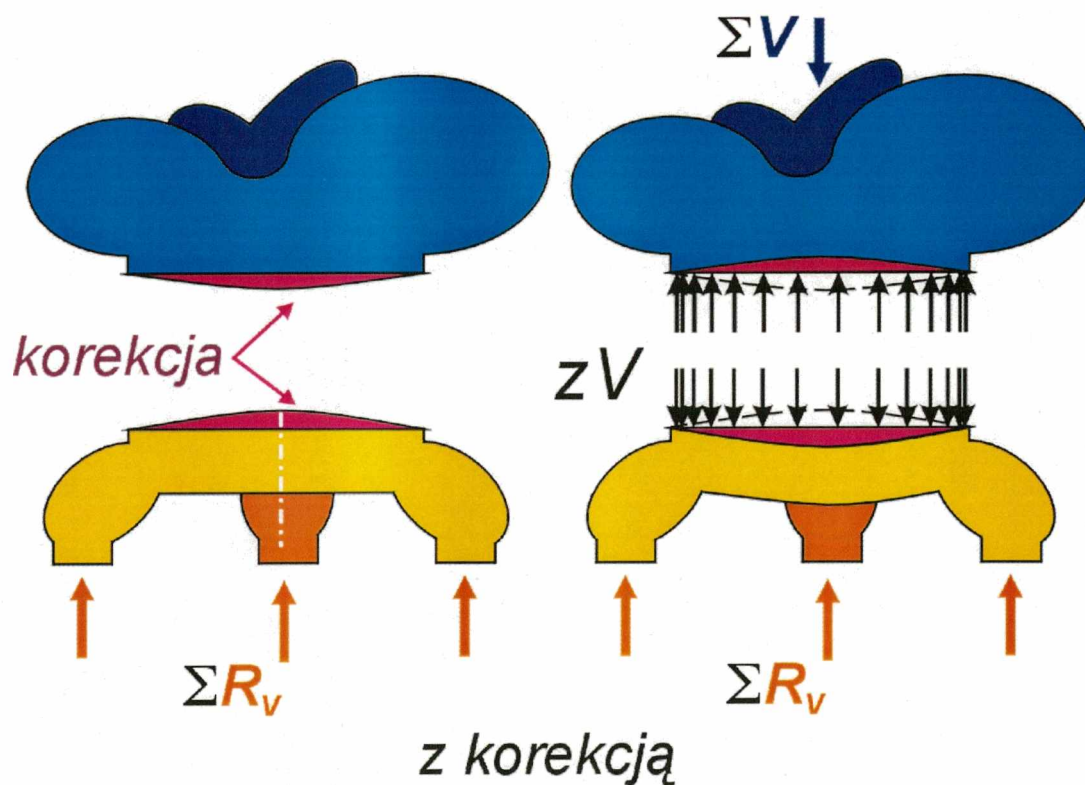
6.1. ISTOTA METODY KOREKCJI

Pod wpływem obciążenia konstrukcja wsporcza wraz z łożyskiem ulega deformacji (rys. 6.3). Deformacja łożyska w strefach „miękkich” jest większa niż w punktach „twardych”. To powoduje, że znajdujące się tam elementy toczne nie mogą przenosić odpowiednio dużego obciążenia. W wyniku tego elementy toczne znajdujące się w strefach „twardych” dźwigara pierścieniowego (punkty wyprowadzenia podpór) muszą przenieść znacznie większe obciążenia. Maksymalne obciążenie na jeden element toczny występuje wtedy, gdy znajduje się on między punktem „twardym” od strony nadwozia i punktem „twardym” od strony podwozia.

Odciążenie bieżni i elementów tocznych znajdujących się w strefach „twardych” możliwe jest jedynie poprzez zwiększenie obciążenia elementów tocznych znajdujących się w strefach „miękkich”. Cel ten można osiągnąć poprzez zastosowanie korekcji wzniosu dźwigara pierścieniowego polegającej na wysunięciu bieżni w strefach miękkich w kierunku płaszczyzny podziałowej łożyska. Schemat działania korekcji pokazano na rys. 6.4.



Rys. 6.3. Deformacja płaskich powierzchni pod łożysko pod wpływem obciążenia



Rys. 6.4. Wstępna deplanacja bieżni powoduje jej planację pod wpływem obciążeń

W celu przeprowadzenia korekcji na wstępie należy wyznaczyć linię ugięcia. Zazwyczaj linię ugięcia wyznacza się za pomocą modelu FEM, który można wykorzystać również do analizy wytrzymałościowej ustroju nośnego.

Do modelu numerycznego podzespołu wsporczego, w miejsca elementów toczych, wprowadza się obciążenie jednostkowe p_{w1} . W wyniku analizy numerycznej uzyskuje się deformację dźwigara pierścieniowego (jednostkową linię ugięcia po obwodzie łożyska u_{pw1}).

Po wyznaczeniu linii ugięcia należy przeprowadzić korekcję polegającą na wstępnej deplanacji bieżni odwrotnej w stosunku do linii ugięcia. Wzór 6.1 określa wartość korekcji, której miarą jest współczynnik λ .

Korekcję opisuje następująca zależność:

$$\Delta l = -\lambda \cdot u_{pw1}(\theta) \quad (6.1)$$

gdzie,

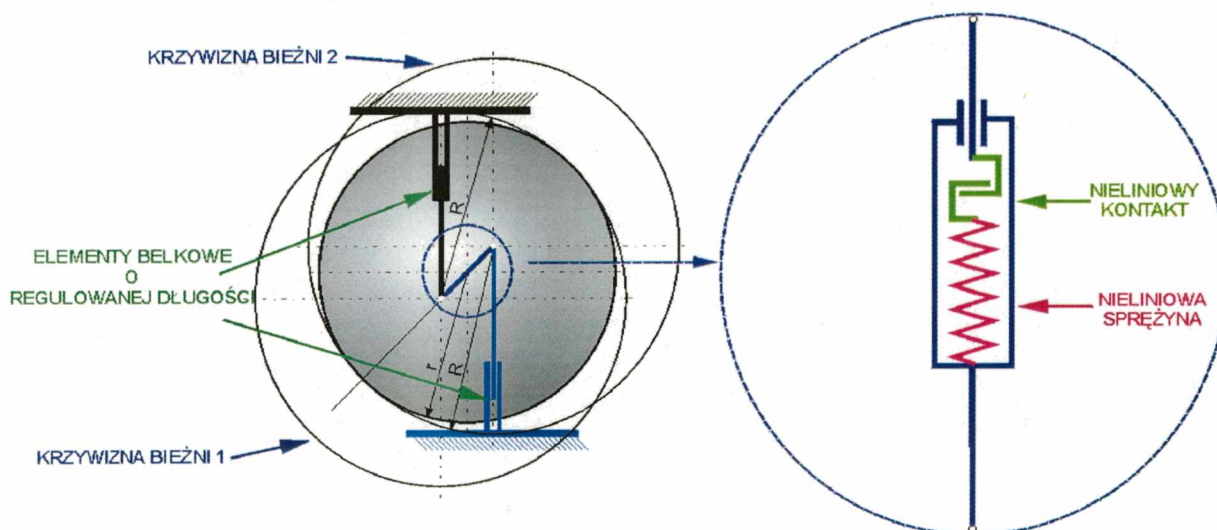
λ - współczynnik korekcji,

$u_{pw1}(\theta)$ - jednostkowa linia ugięcia po obwodzie łożyska,

θ kąt mierzony po obwodzie łożyska.

6.2. SUPERELEMENT

W celu weryfikacji korekcji opracowano superelement o regulowanej długości, który pozwala (bez ingerencji w geometrię modelu) zamodelować wstępną deplanację. Schemat opracowanego elementu przedstawiono na rysunku 6.5.



Rys. 6.5. Schemat ideowy superelementu

Macierz sztywności całego superelementu przedstawiono na rysunku 6.7. Podmacierz sztywności elementu o zmiennej długości zastosowanego w superelemencie przedstawiono na rysunku 6.6. Do jego budowy wykorzystano typowy element skończony belkowy [44, 104, 105,]. W zależności od wartości korekcji jest on wydłużany lub skracany. Każdy superelement posiada dwa człony o zmiennej długości co pozwala uwzględnić łącznie korekcję dla obu podzespołów wsporczych.

$$[k]_{\lambda} = \begin{bmatrix} \frac{EA}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI_z}{L_{\lambda}^3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI_z}{L_{\lambda}^3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{12EI_y}{L_{\lambda}^3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{12EI_y}{L_{\lambda}^3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{GI_d}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{GI_d}{L_{\lambda}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L_{\lambda}^2} & 0 & \frac{4EI_y}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L_{\lambda}^2} & 0 & \frac{4EI_y}{L_{\lambda}} & 0 \\ 0 & \frac{6EI_z}{L_{\lambda}^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_z}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{4EI_z}{L_{\lambda}} \\ \frac{EA}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{EA}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI_z}{L_{\lambda}^3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{12EI_z}{L_{\lambda}^3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{12EI_y}{L_{\lambda}^3} & 0 & \frac{6EI_y}{L_{\lambda}^2} & 0 & 0 & 0 & -\frac{12EI_y}{L_{\lambda}^3} & 0 & \frac{6EI_y}{L_{\lambda}^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{GI_d}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{GI_d}{L_{\lambda}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L_{\lambda}^2} & 0 & \frac{2EI_y}{L_{\lambda}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{6EI_y}{L_{\lambda}^2} & 0 & \frac{2EI_y}{L_{\lambda}} & 0 \\ 0 & -\frac{6EI_z}{L_{\lambda}^2} & 0 & 0 & 0 & \frac{2EI_z}{L_{\lambda}} & 0 & -\frac{6EI_z}{L_{\lambda}^2} & 0 & 0 & \frac{2EI_z}{L_{\lambda}} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{x_i} \\ u_{y_i} \\ u_{z_i} \\ r_{x_i} \\ r_{y_i} \\ r_{z_i} \\ u_{x_j} \\ u_{y_j} \\ u_{z_j} \\ r_{x_j} \\ r_{y_j} \\ r_{z_j} \end{bmatrix}$$

Rys. 6.6. Podmacierz elementu o zmiennej długości

6.3 WYNIKI KOREKCJI

Dla wybranych maszyn opisanych w rozdziale 5 wyznaczono linie ugięcia a następnie wartości korekcji. Przeprowadzono analizę porównawczą metoda elementów skończonych dla dwóch przypadków:

BK- bieżnie nie została skorygowana,

ZK- zastosowano korekcję na poziomie odpowiadającym obciążeniu własnemu od nadwozia.

Wyniki zestawiono w postaci wykresów.

W celu ułatwienia interpretacji wykresów na rysunkach 6.8., 6.20. i 6.32. zaznaczono osie główne modeli numerycznych obiektów poddanych analizie.

Wyznaczone krzywe korekcji nadwozia i podwozia badanych maszyn przedstawiają:

- rysunki 6.9., 6.21. i 6.33. - przebieg po obwodzie łożyska,
- rysunki 6.10., 6.22. i 6.34. - widok z kierunku osi x,
- rysunki 6.11., 6.23. i 6.35. - widok z kierunku osi y.

Analiza korekcji metodą numeryczną wykazała znaczną poprawę rozkładu obciążenia na poszczególne elementy toczne. Korekcja przeprowadzona została dla średniego obciążenia właściwego $p_{w\text{sr}} = 4$ [MPa]. Wartości maksymalnie obciążonych elementów szczytowych uległy obniżeniu nawet o 70% w każdej z analizowanych konstrukcji. Ponadto rozkład obciążenia po obwodzie łożyska stał się prawie równomierny (rys. 6.12., 6.24. i 6.36.). W łożysku dwuszeregowym nastąpiło wyrównanie poziomu obciążenia bieżni zewnętrznej z bieżnią wewnętrzną.

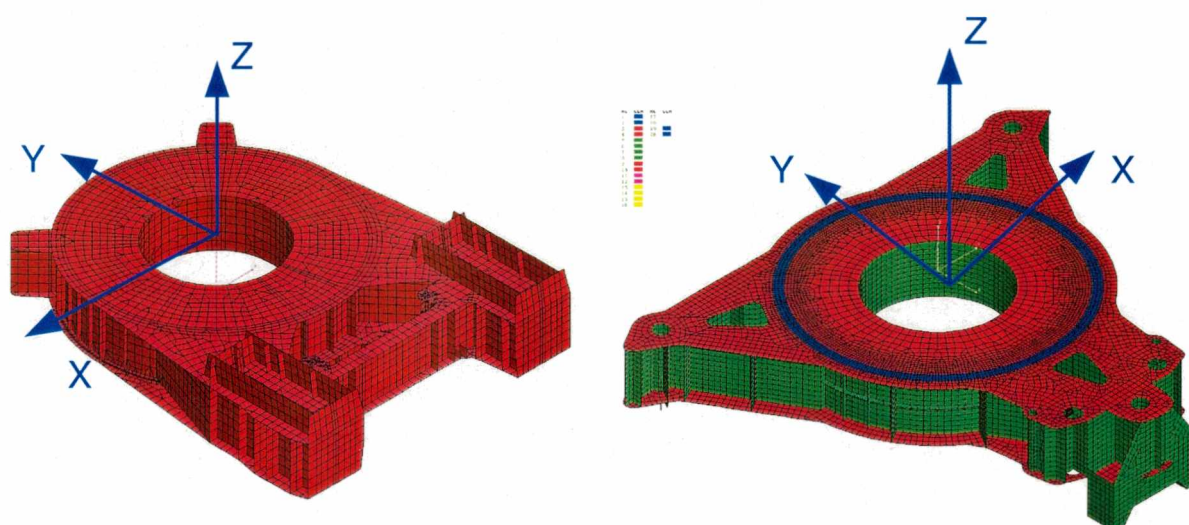
Opracowana procedura obliczeń pozwala za pomocą jednej serii wyników określić wpływ korekcji dla różnych wartości obciążenia. Na rysunkach 6.13., 6.25. i 6.37. przedstawiono dystrybucję obciążenia po obwodzie łożyska z zastosowania korekcji dla różnych poziomów obciążenia. Krzywe naniesione na rysunkach 6.14., 6.26. i 6.38. przedstawiają przepływ obciążenia po obwodzie łożyska bez korekcji. Z porównania obu wykresów (z korekcją i bez korekcji) dla różnych poziomów obciążeń analizowanych obiektów stwierdzono, że zastosowana korekcja spowodowała spadek wartość maksymalnego obciążenia, w najbardziej wytężonym elemencie tocznym o około 30 %. Wobec powyższego zasadnym jest stosowanie korekcji ponieważ wpływa ona znacząco na poprawę rozkładu obciążenia na różnych poziomach.

Maksymalne obciążenie kul dla różnych wartości obciążenia średniego przedstawiają wykresy 6.15., 6.27. i 6.39. Zastosowanie korekcji pozwoliło obniżyć wartość maksymalnego obciążenia w całym spektrum obciążeń o ponad 50 %. Procentowy spadek obciążenia maksymalnego w wyniku zastosowania korekcji przedstawiono na rysunkach 6.16., 6.28. i 6.40. Racjonalnym zatem staje się stosowanie korekcji. Obniżenie wartości maksymalnego obciążenia szczytowego elementu tocznego o 50% pozwala wydłużyć czas pracy łożyska prawie dwukrotnie.

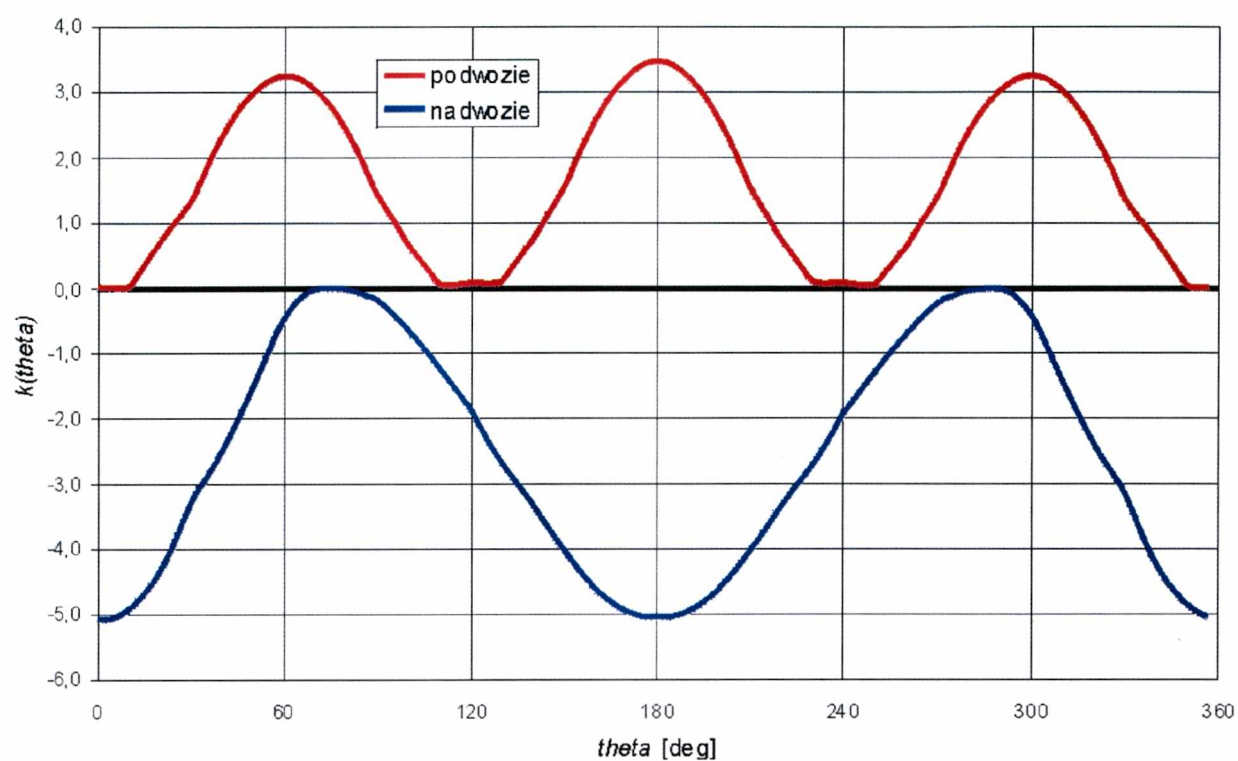
Dodatkowo przeprowadzono analizę numeryczną bez korekcji oraz z korekcją obciążeń mimośrodowych. Rozkład obciążenia po obwodzie łożyska dla trzech różnych mimośrodków działania siły osiowej bez korekcji przedstawiają rysunki 6.17., 6.29. i 6.41., a z korekcją rysunki 6.18., 6.30. i 6.42. Wartość maksymalnego obciążenia elementu tocznego zmniejszyła się trzykrotnie. Zatem korekcja pozwala w znaczący sposób obniżyć wartość maksymalnego obciążenia p_{wmax} w maszynach, w których siła osiowa działa mimośrodowo.

Zestawiono również przebiegi wartości maksymalnego obciążenia kul w funkcji mimośrodu z korekcją i bez korekcji (rys. 6.19, 6.31 i 6.43). Wszystkie badane maszyny wykazały spadek maksymalnej wartości obciążenia. Ponadto po przeprowadzeniu korekcji wzrost wartości maksymalnego obciążenia wraz ze wzrostem mimośrodu jest mniejszy niż w przypadku, gdy łożysko nie zostało poddane korekcji.

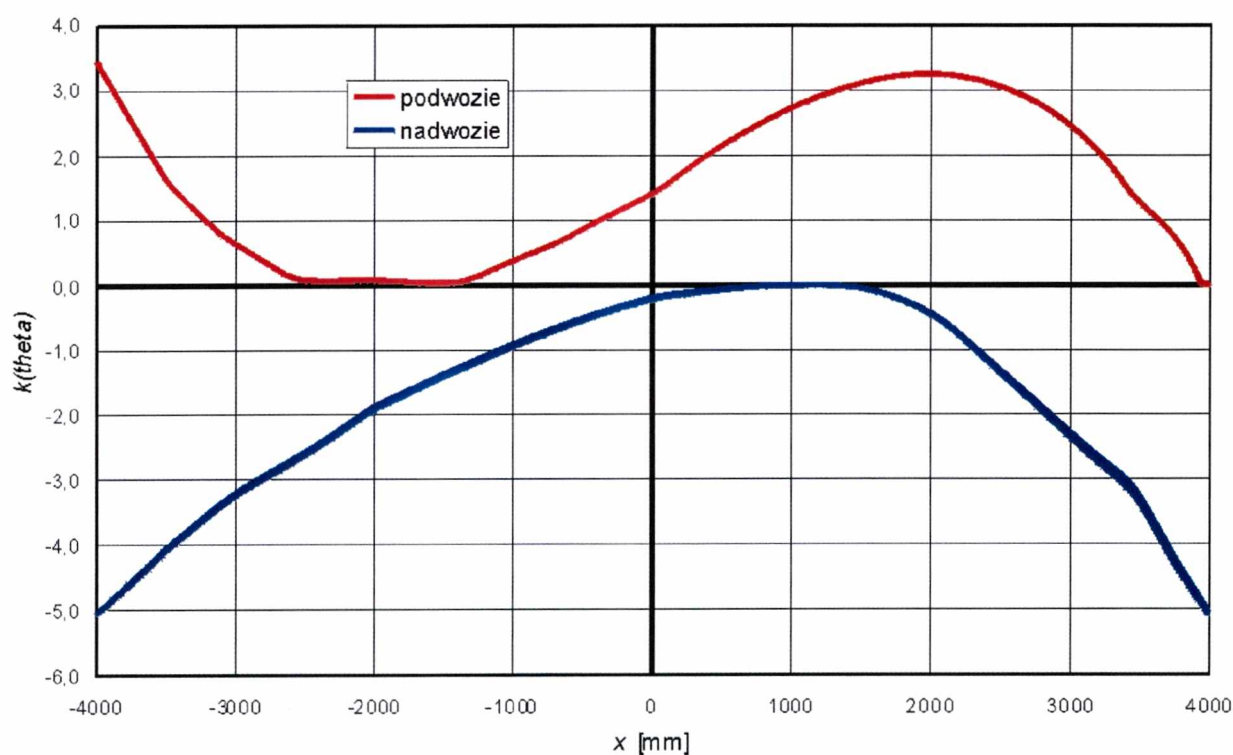
Obiekt 1 – koparka kołowa klasy C



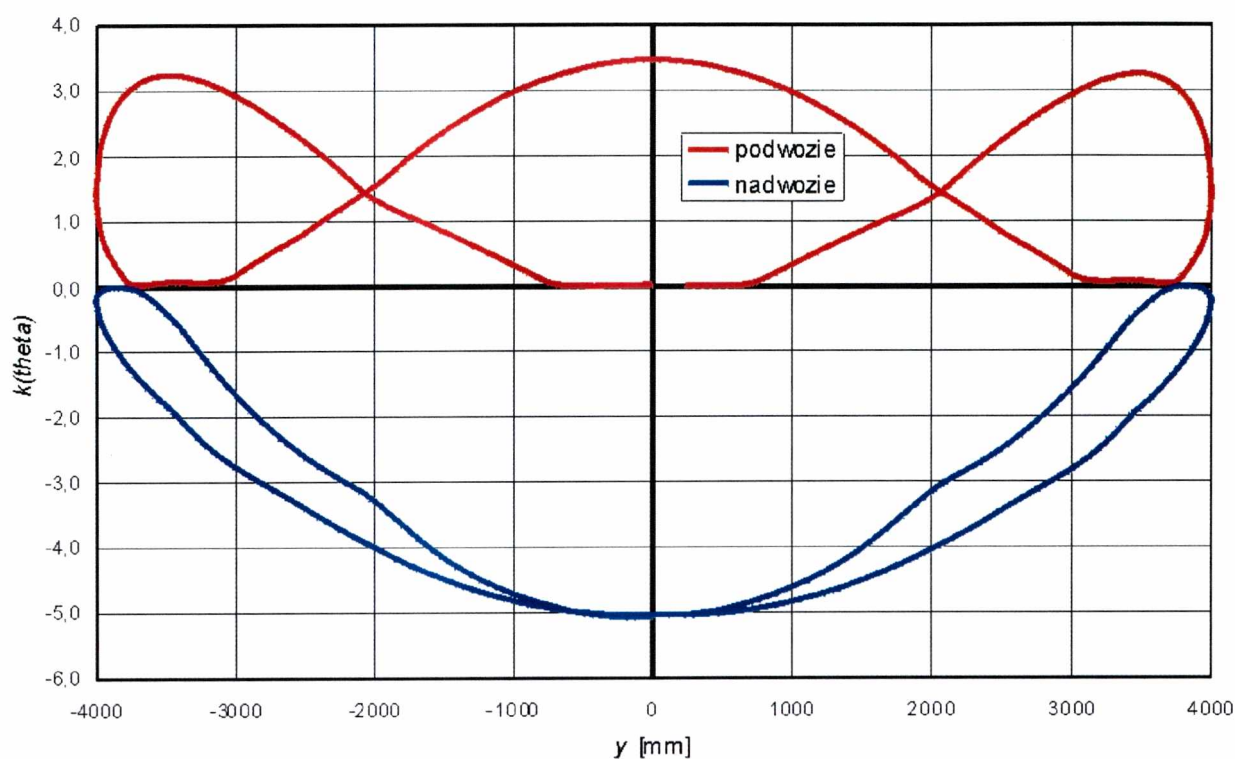
Rys. 6.8. Osie główne modelu koparki BWE 700L



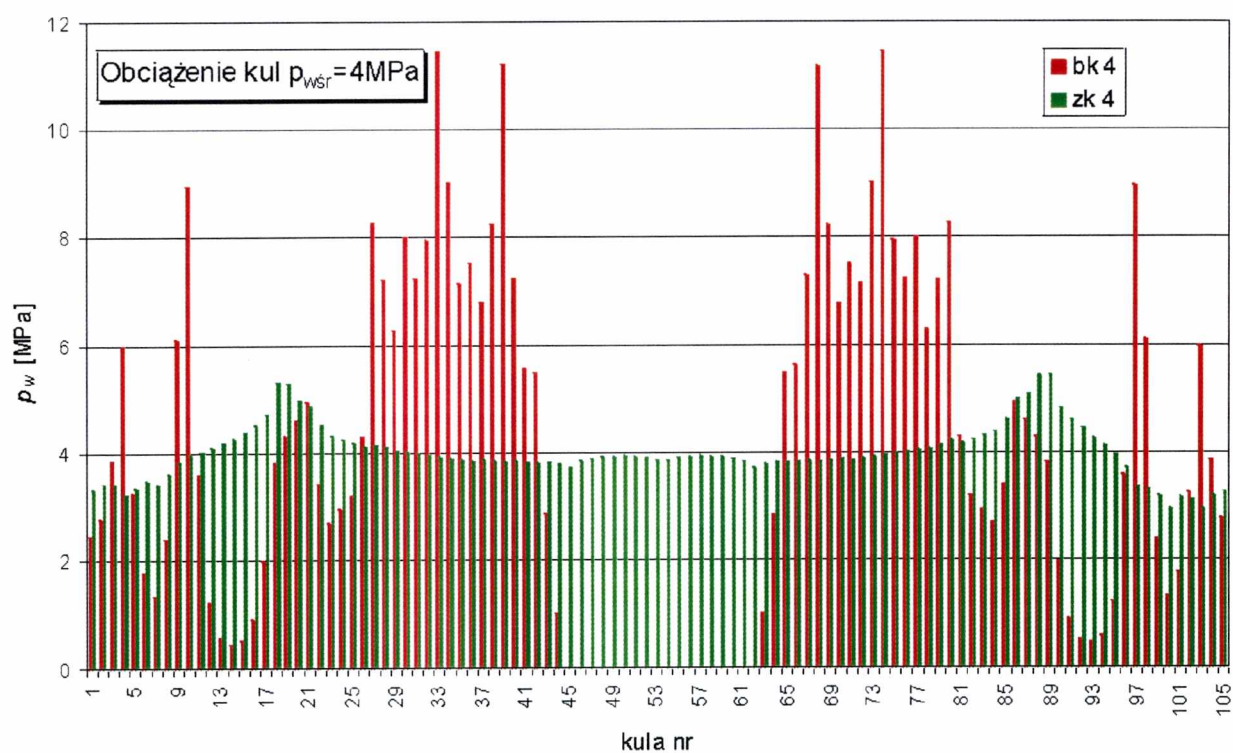
Rys. 6.9. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia koparki BWE 700L po obwodzie łożyska

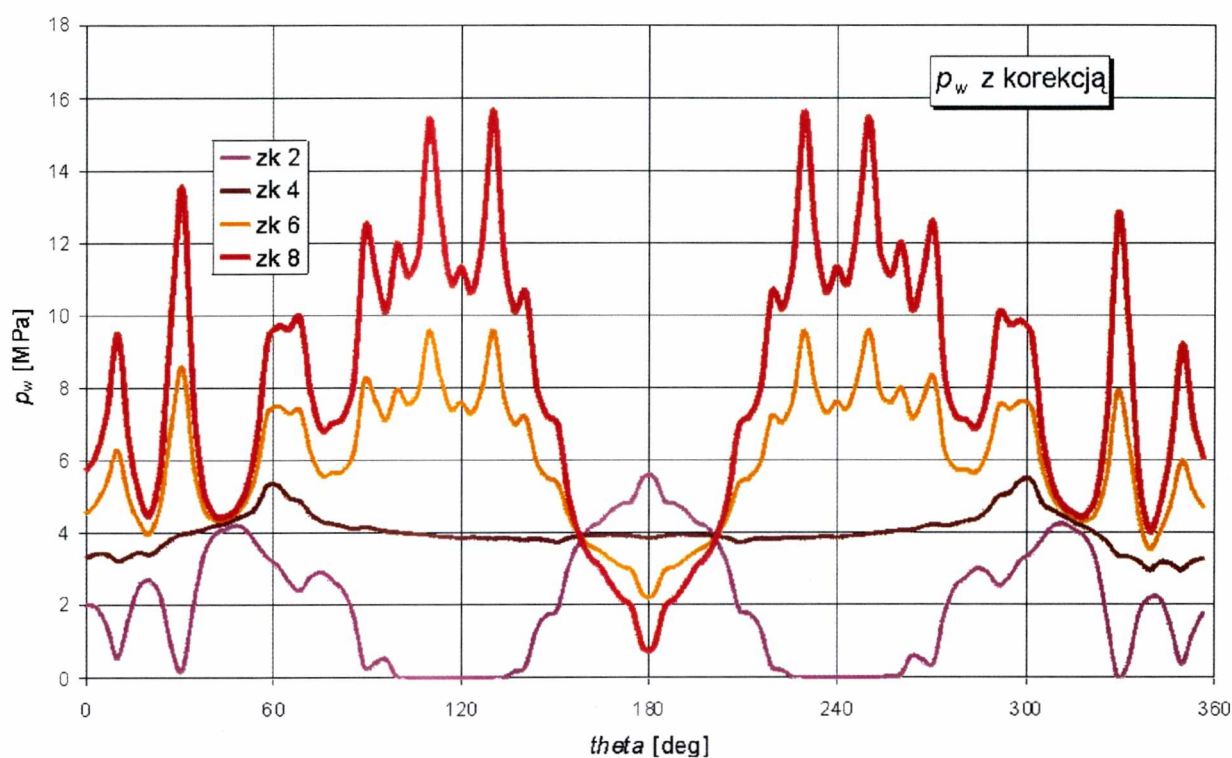


Rys. 6.10. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia koparki BWE 700L – widok od osi y

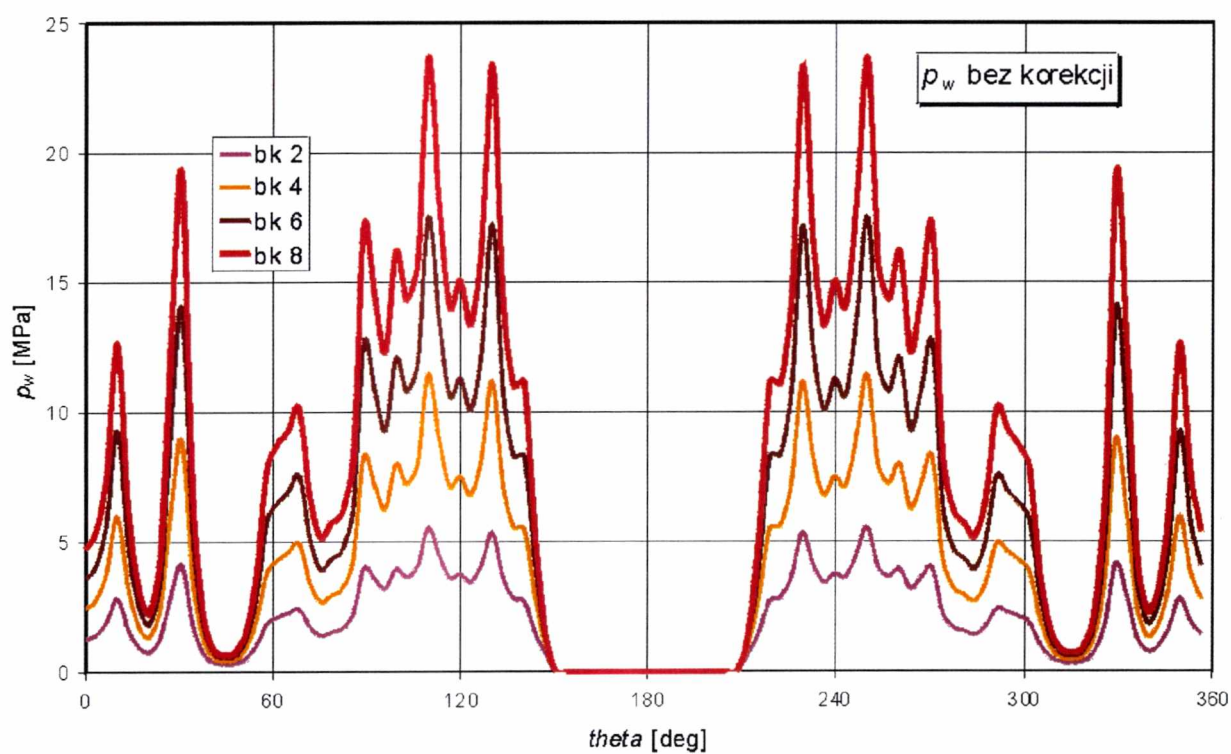


Rys. 6.11. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia koparki BWE 700L – widok od osi x

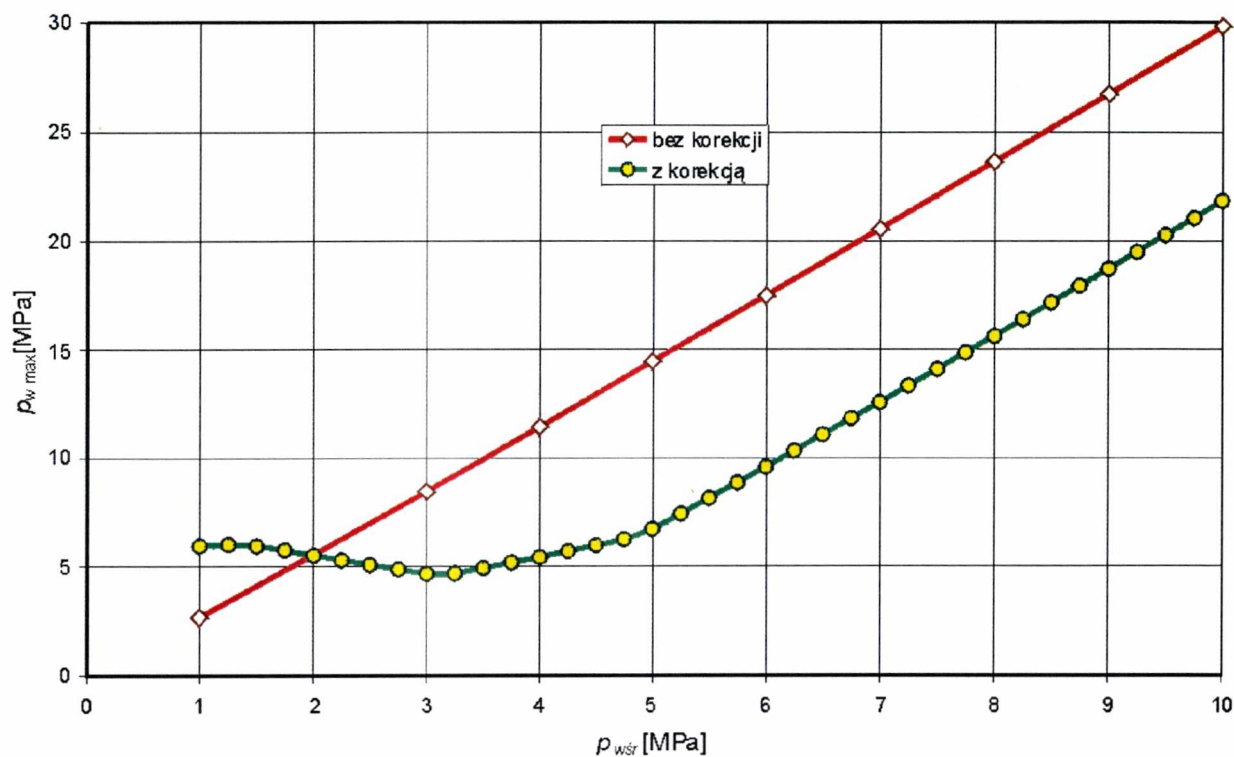
Rys. 6.12. Rozdział obciążenia na poszczególne elementy toczne koparki BWE 700L:
bez korekcji (kolor czerwony), z korekcją (kolor zielony)



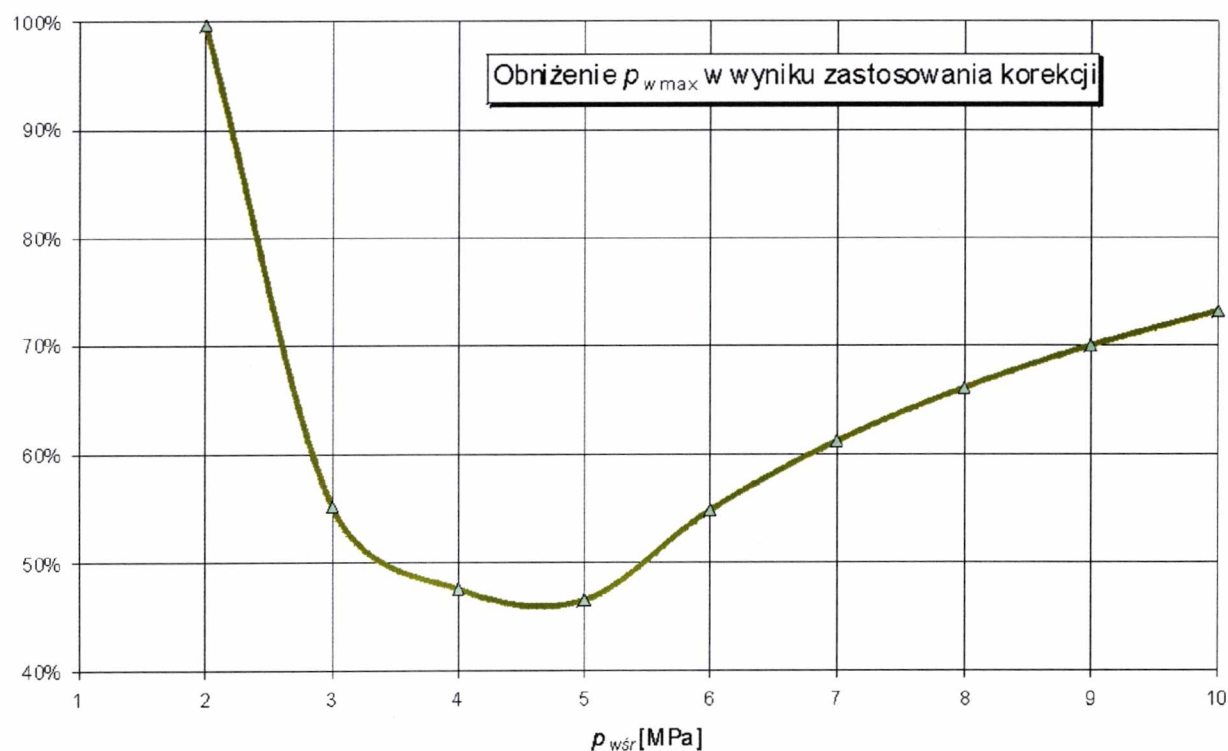
Rys. 6.13. Rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne koparki BWE 700L po obwodzie łożyska dla różnych poziomów obciążeń – z korekcją



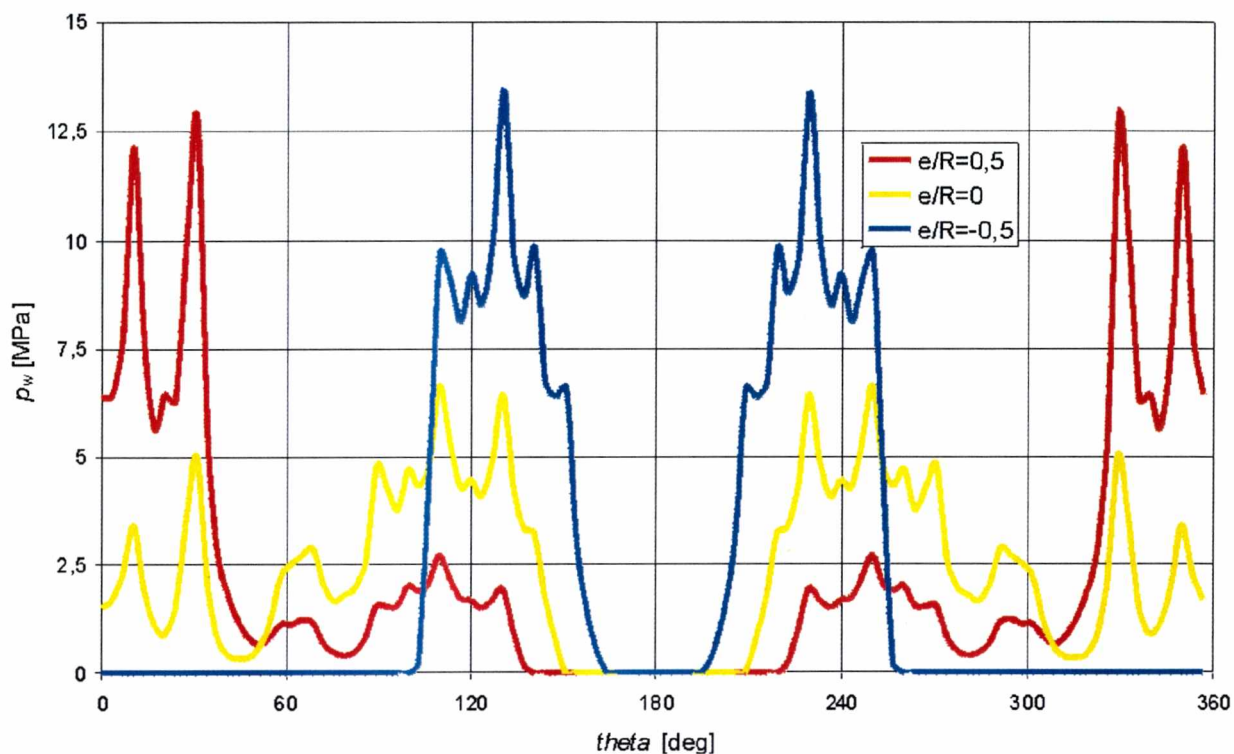
Rys. 6.14. Rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne koparki BWE 700L po obwodzie łożyska dla różnych poziomów obciążeń – bez korekcji



Rys. 6.15. Maksymalne obciążenie kul dla różnych wartości obciążenia dla BWE 700L

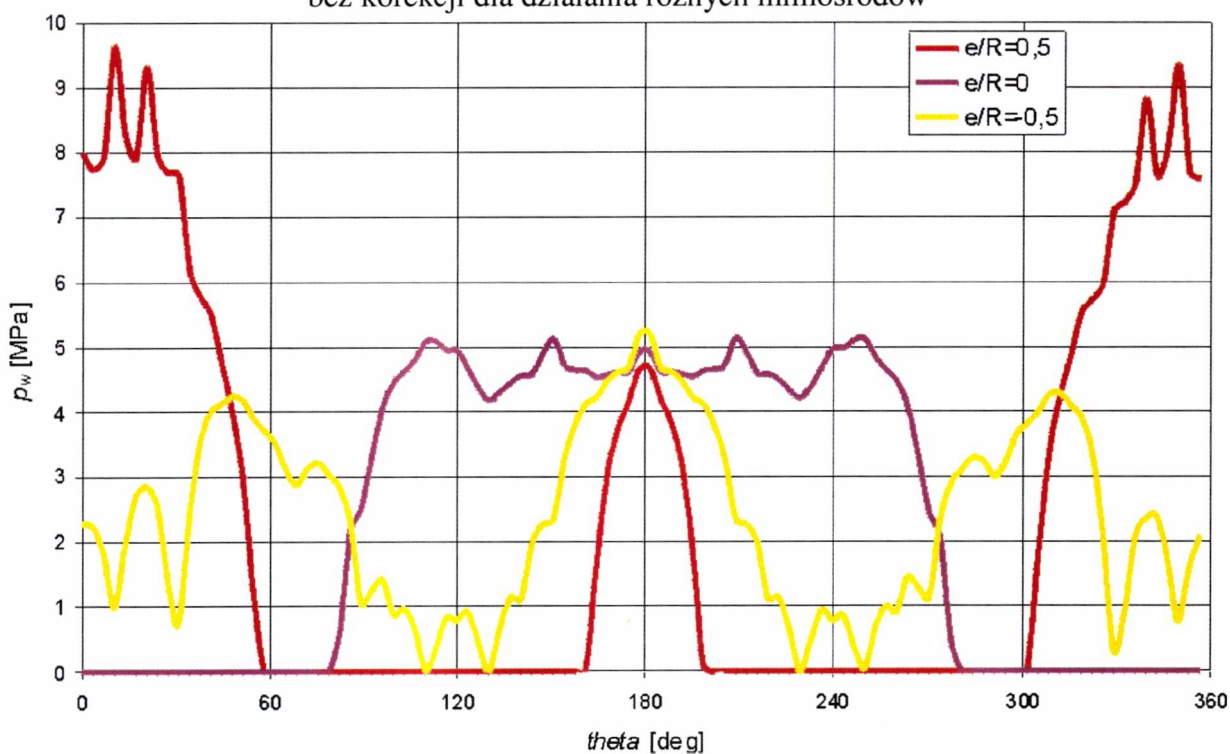


Rys. 6.16. Procentowy spadek obciążenia maksymalnego w wyniku zastosowania korekcji dla różnych poziomów obciążeń dla BWE 700L.



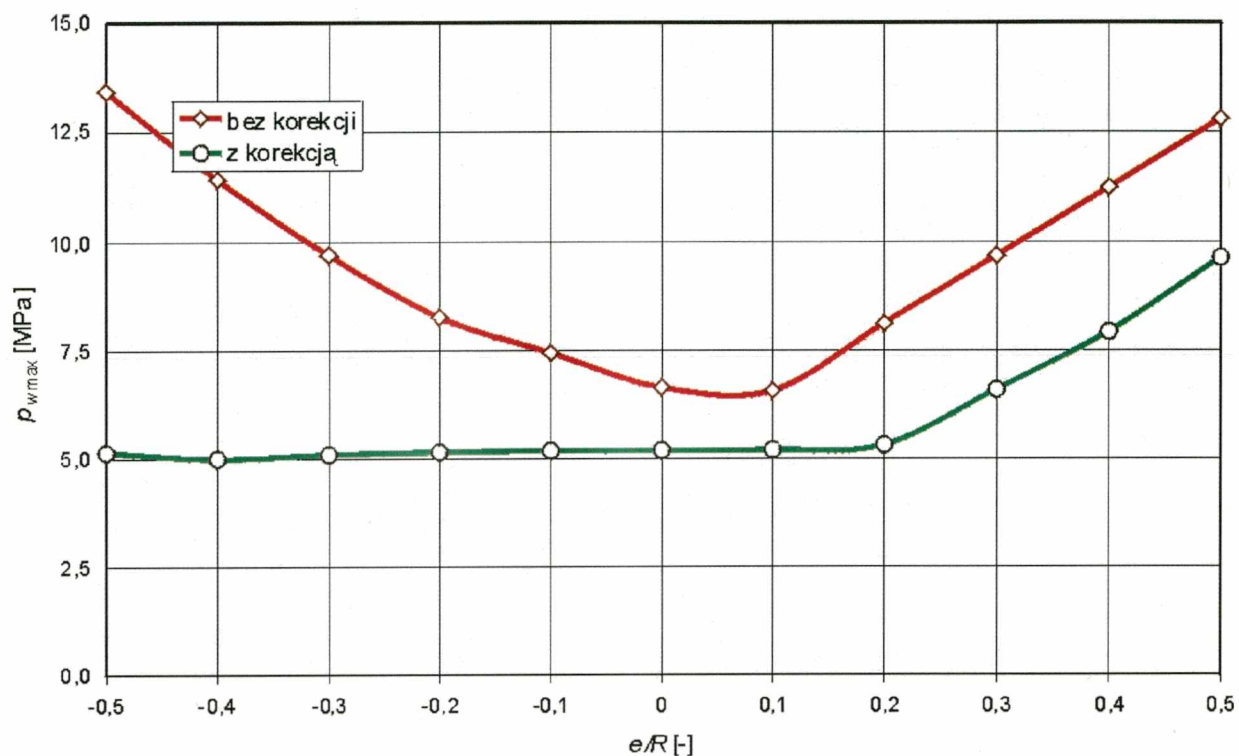
Rys. 6.17. Wykresy obciążenia kul po obwodzie łożyska dla BWE 700L

bez korekcji dla działania różnych mimośrodów



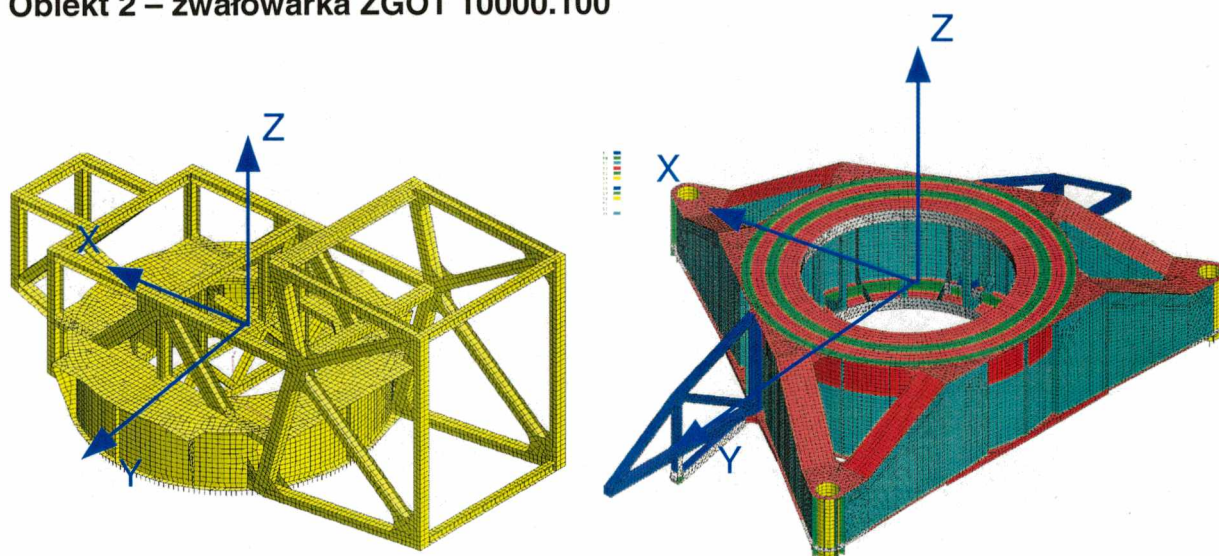
Rys. 6.18. Wykresy obciążenia kul po obwodzie łożyska dla BWE 700L

z korekcją dla różnych mimośrodów

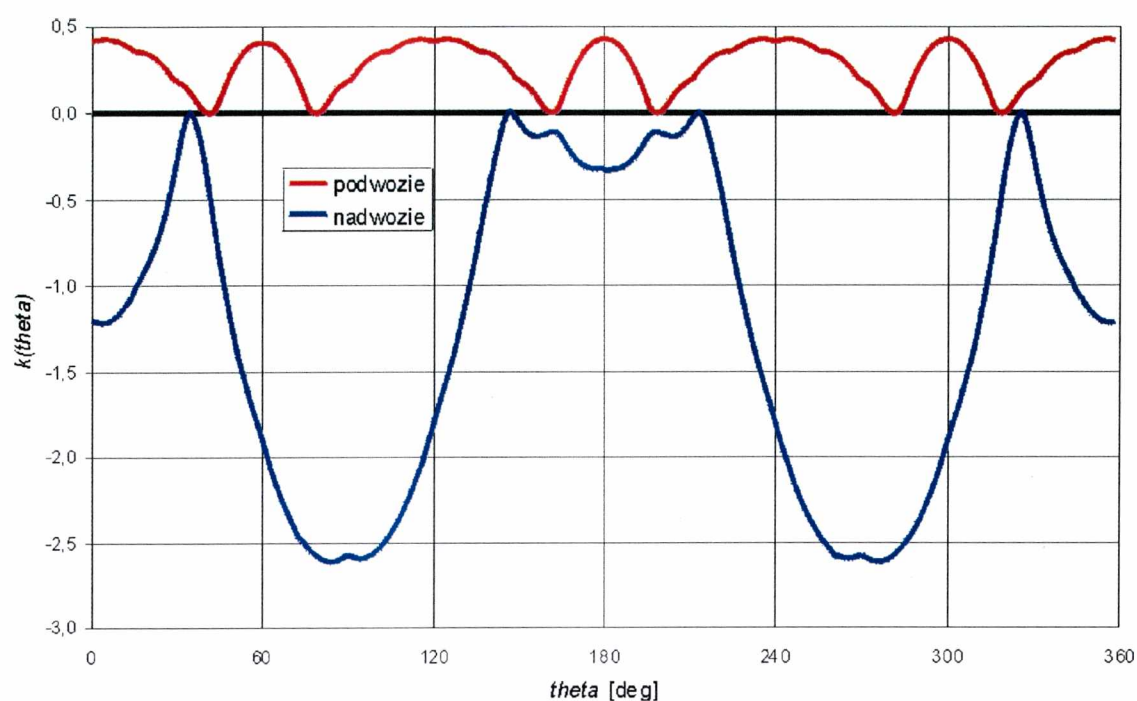


Rys. 6.19. Maksymalne obciążenie kul dla różnych mimośrodków w BWE 700L dla modelu z korekcją i bez korekcji

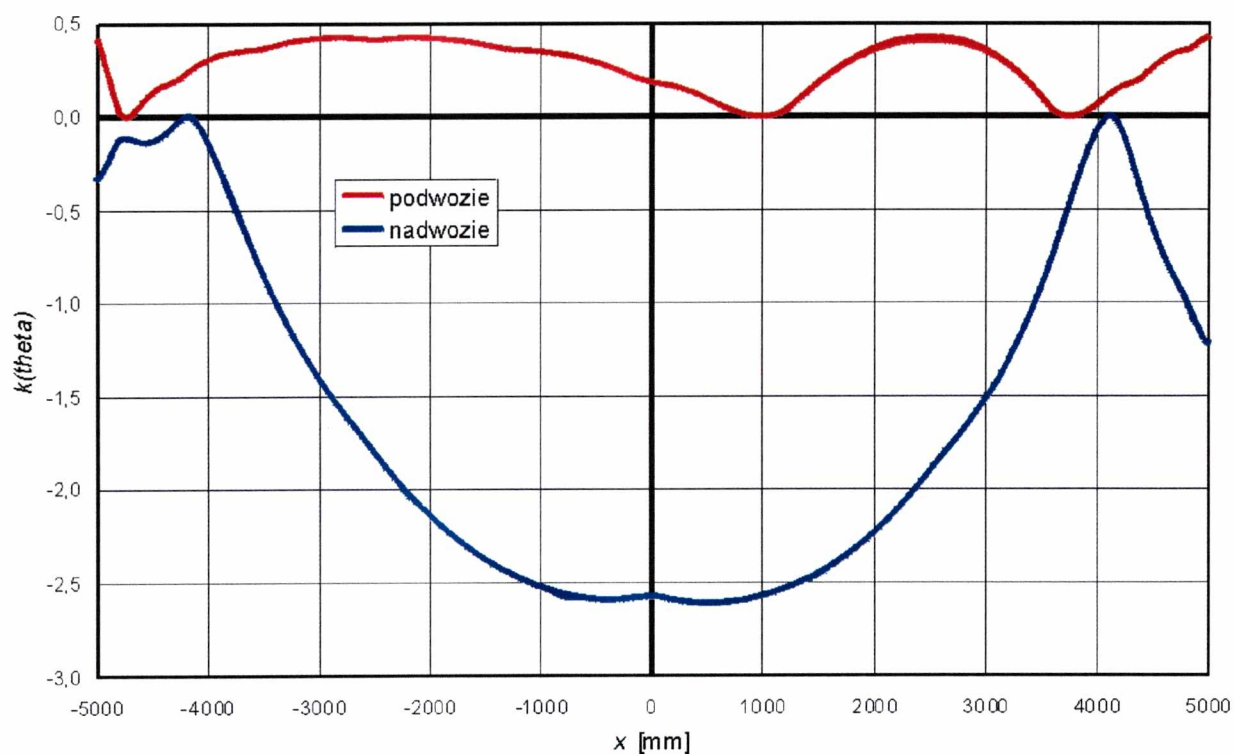
Obiekt 2 – zwałowarka ZGOT 10000.100



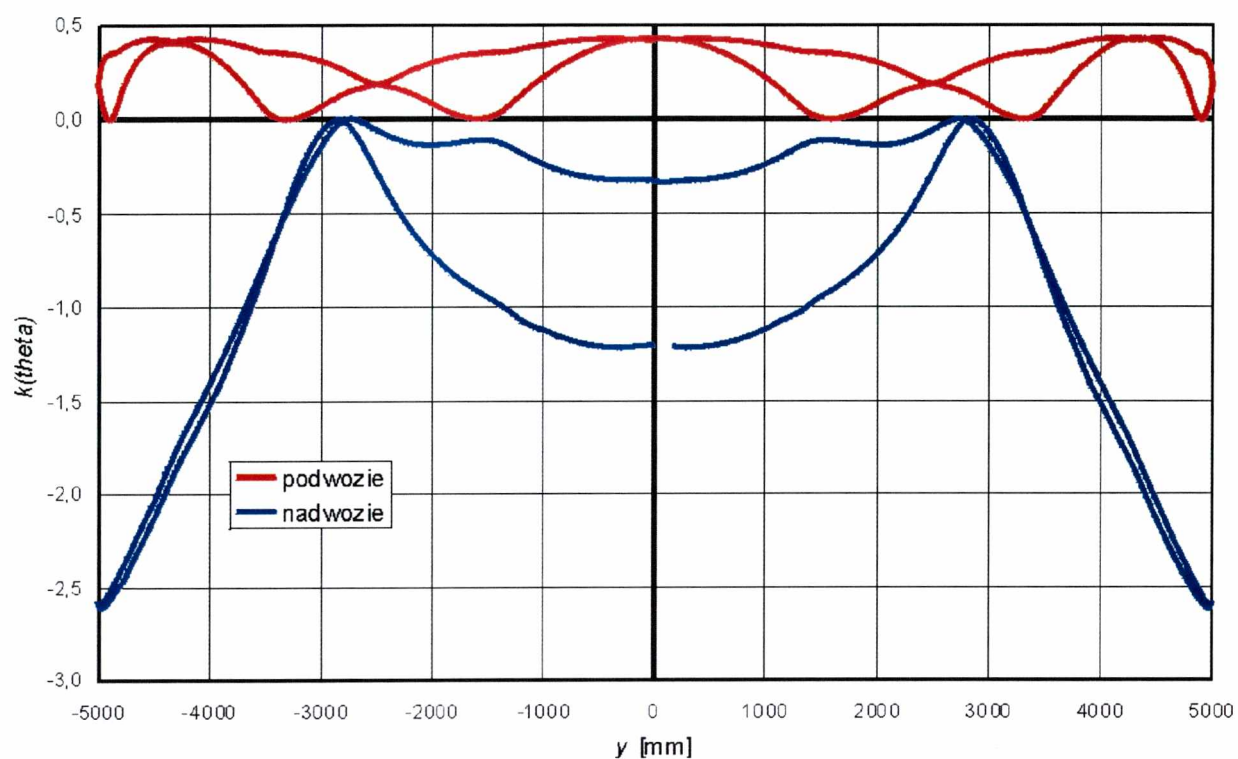
Rys. 6.20. Osie główne modelu koparki zwałowarki



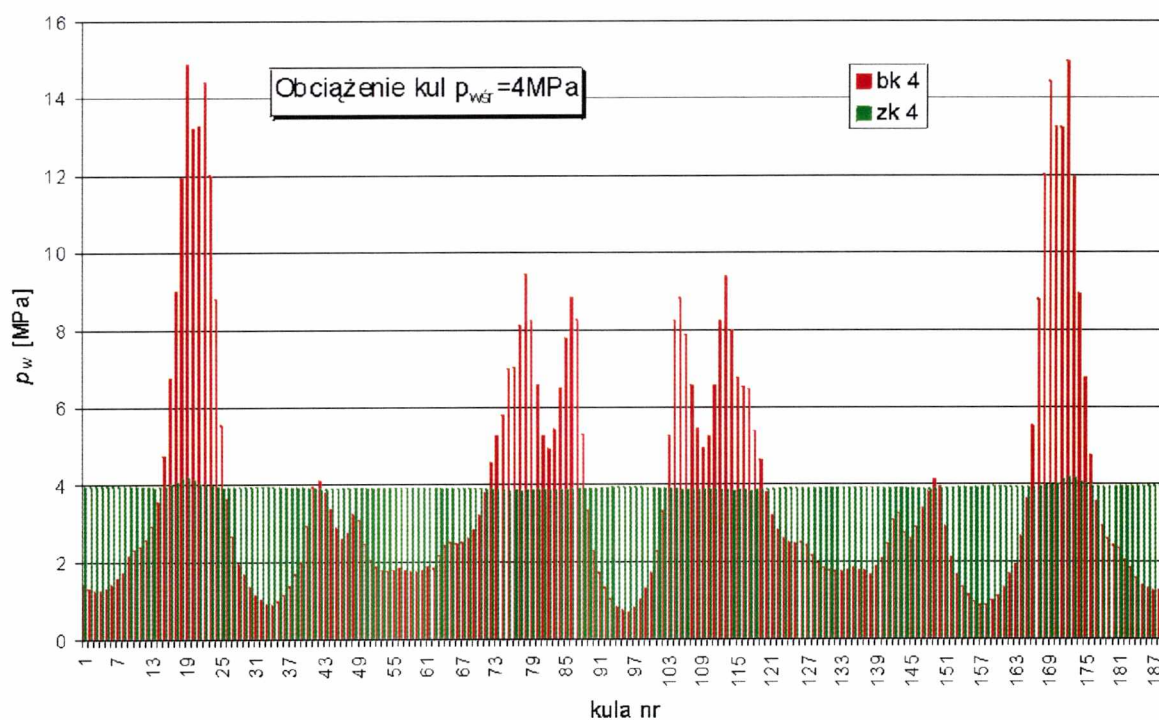
Rys. 6.21. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia po obwodzie łożyska zwalówki

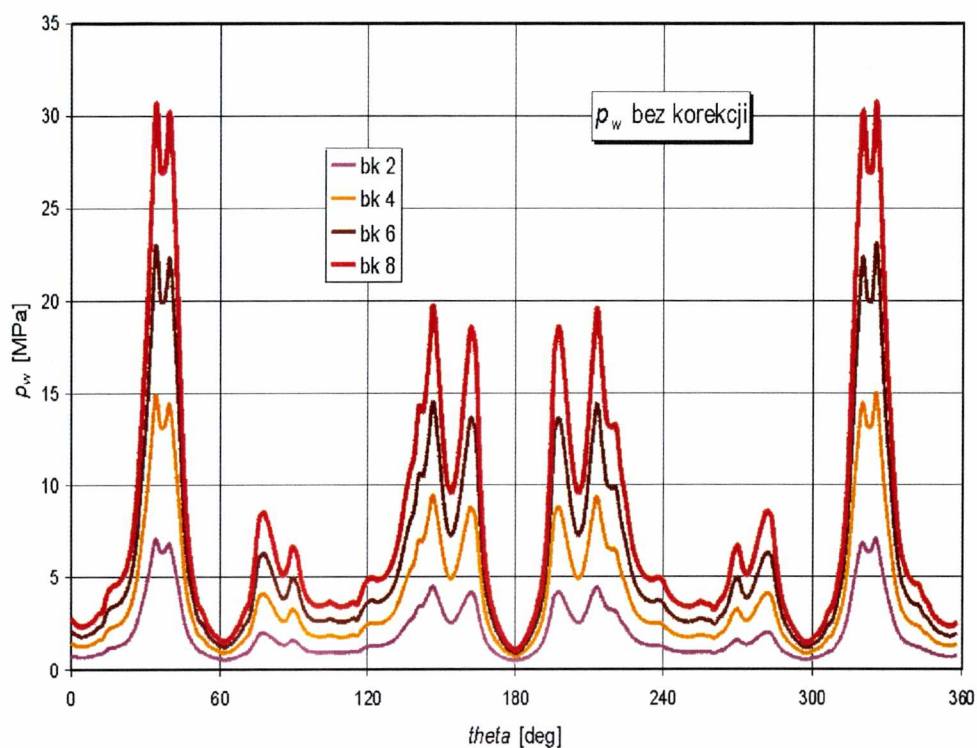


Rys. 6.22. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia zwalówki – widok od osi y

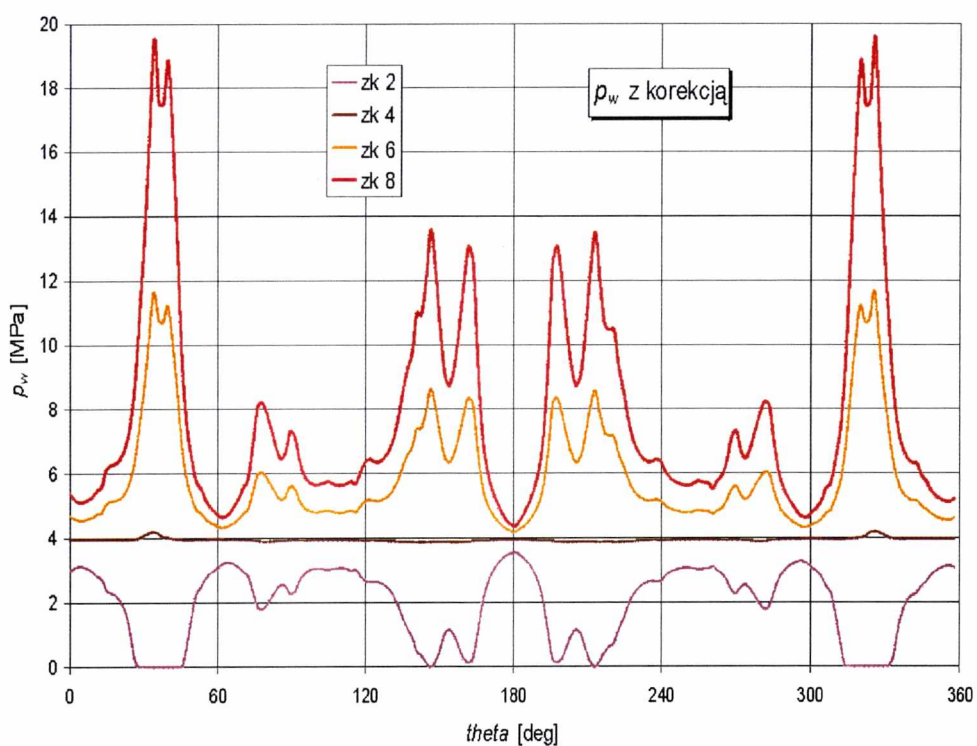


Rys. 6.23. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia zwałowarki – widok od osi x

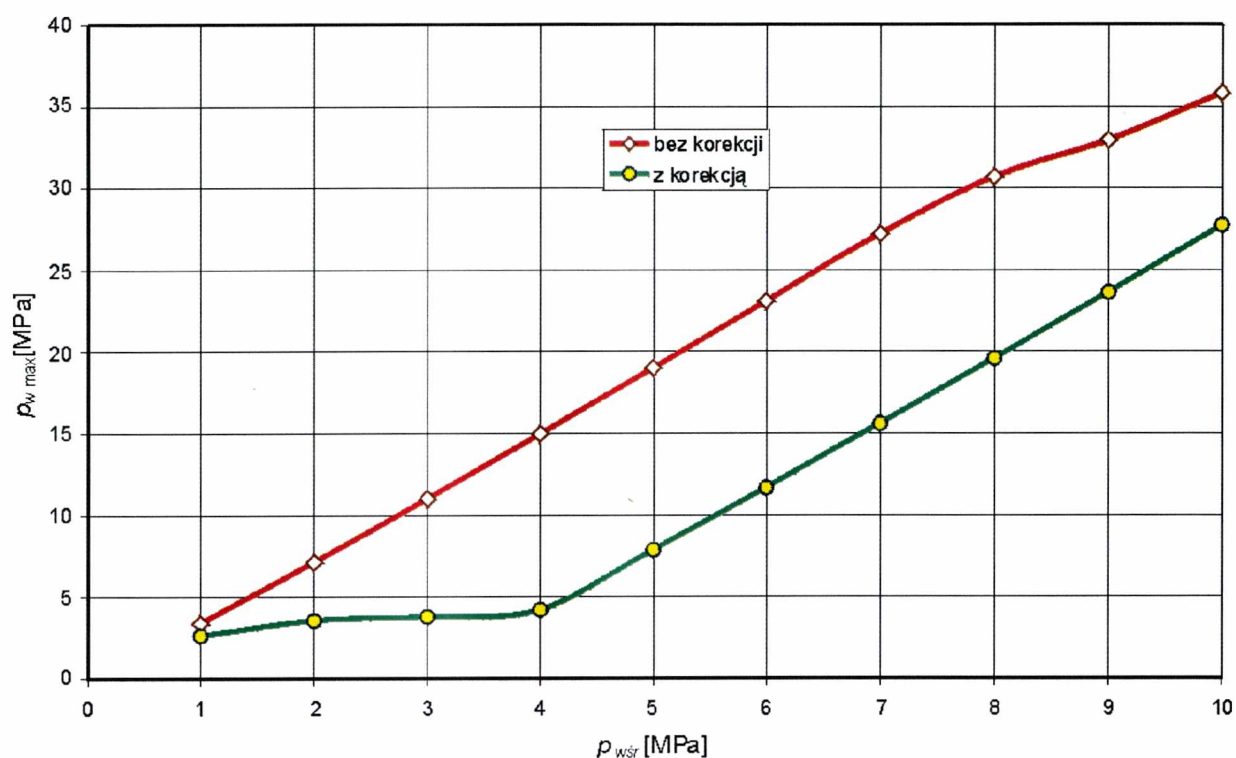
Rys. 6.24. Rozdział obciążenia na poszczególne elementy toczne zwałowarki:
bez korekcji (kolor czerwony), z korekcją (kolor zielony)



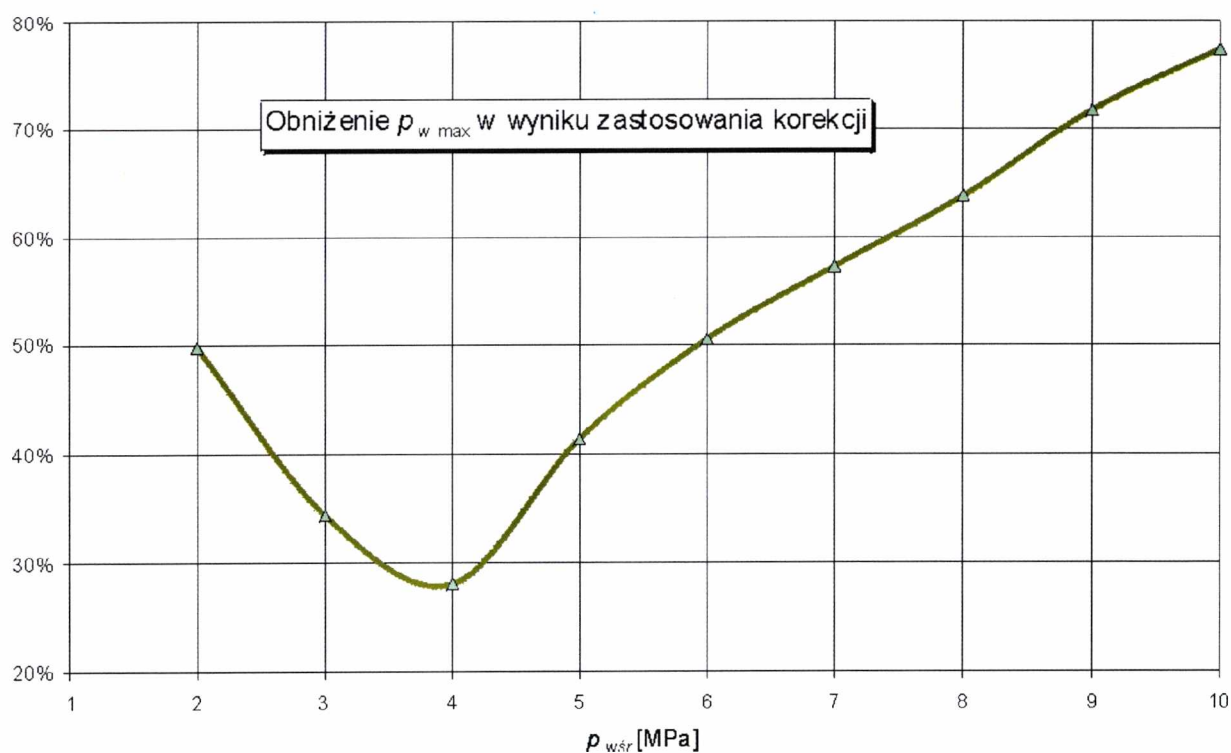
Rys. 6.25. Rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska zwałowarki dla różnych poziomów obciążeń – bez korekcji



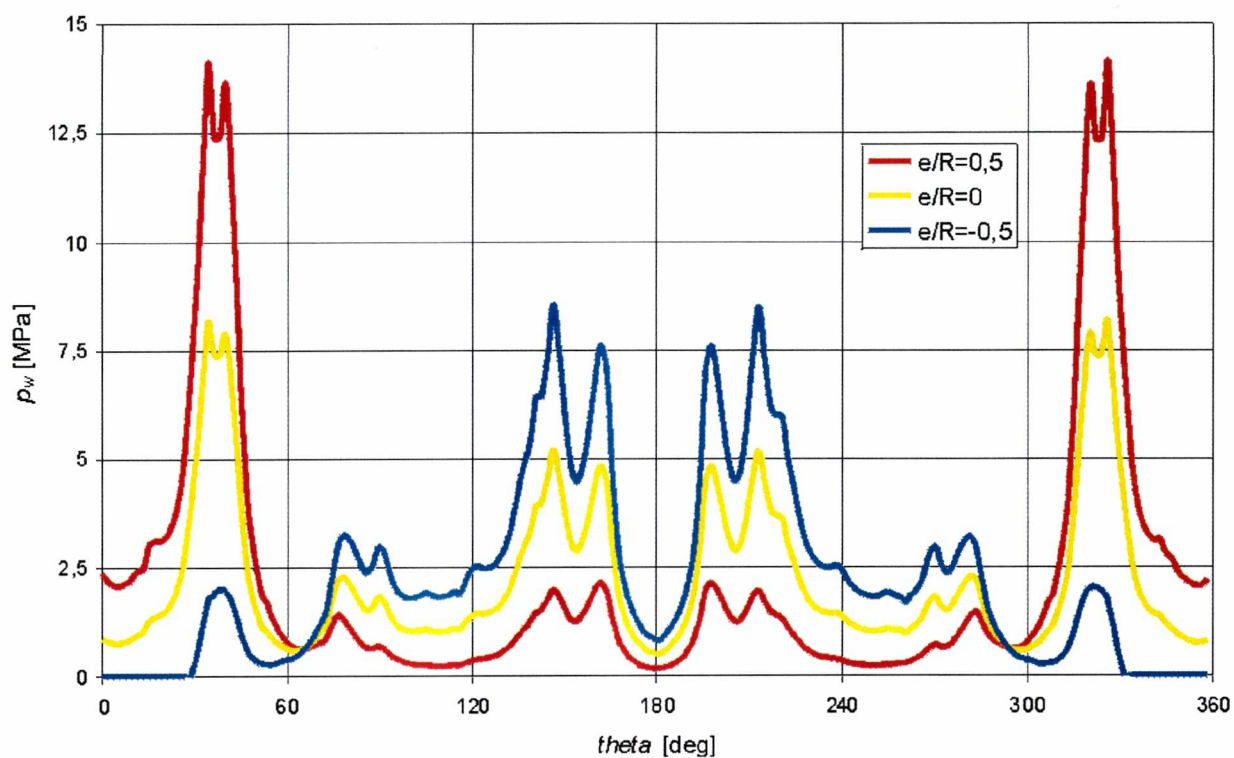
Rys. 6.26. Rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska zwałowarki dla różnych poziomów obciążeń – z korekcją



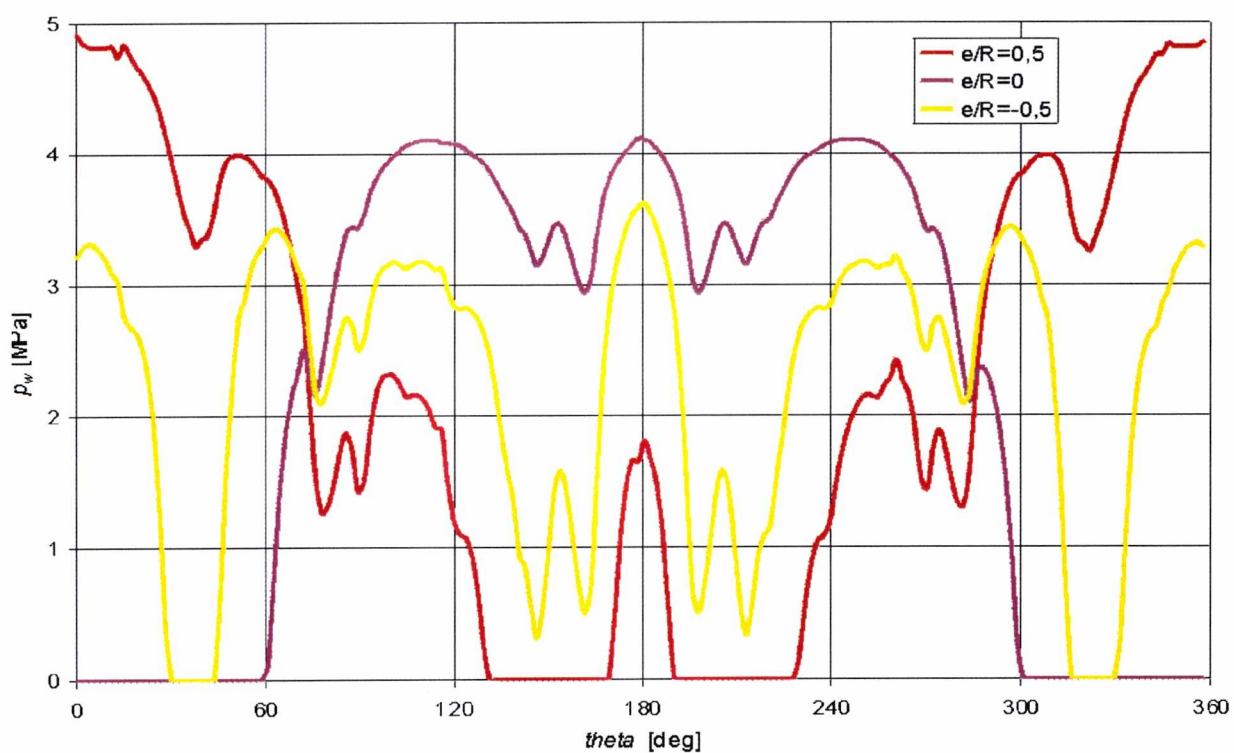
Rys. 6.27. Maksymalne obciążenie kul dla różnych wartości obciążenia dla zwałowarki



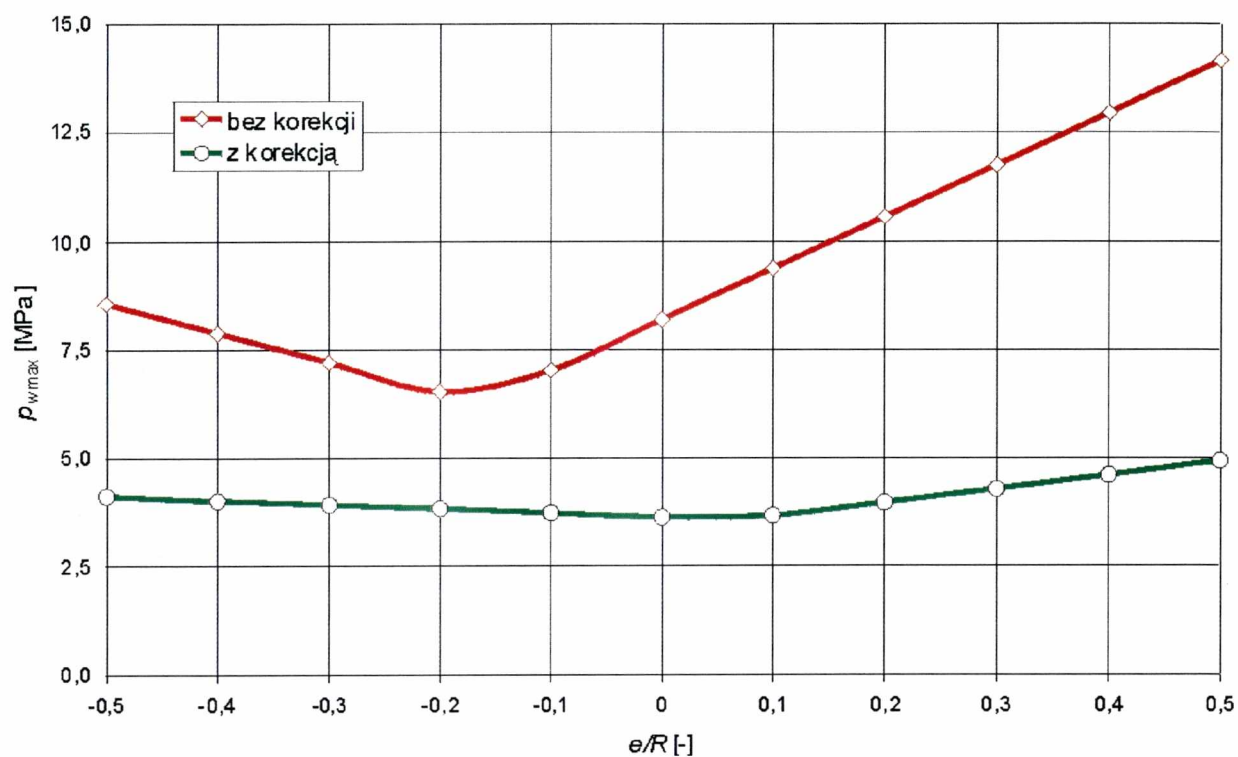
Rys. 6.28. Procentowy spadek obciążenia maksymalnego w wyniku zastosowania korekcji dla różnych poziomów obciążeń dla zwałowarki



Rys. 6.29. Wykresy obciążenia kul po obwodzie łożyska dla bez korekcji dla działania różnych mimośrodów

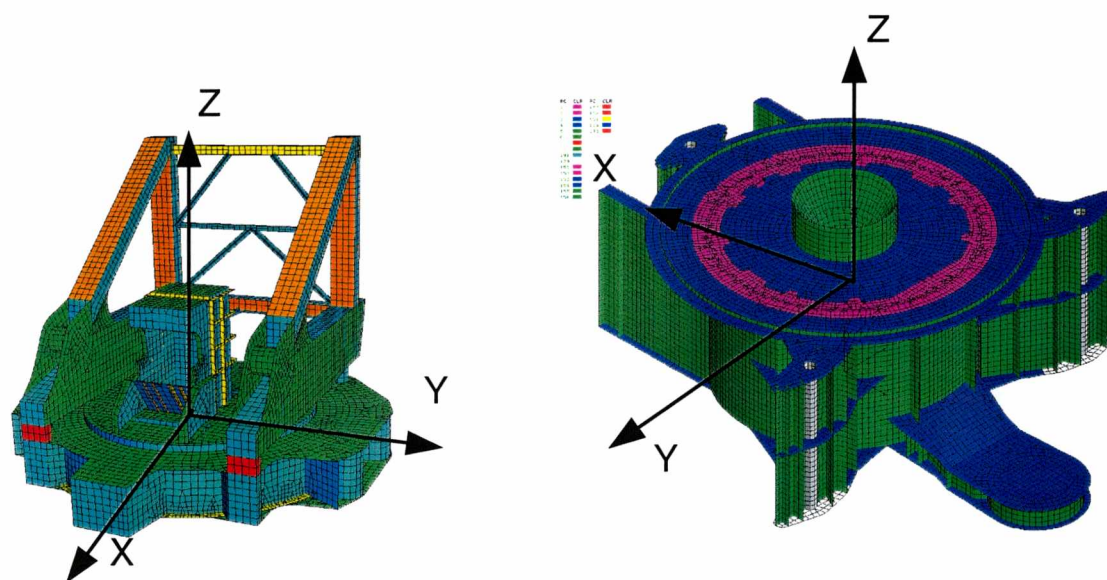


Rys. 6.30. Wykresy obciążenia kul po obwodzie łożyska dla z korekcją dla różnych mimośrodów

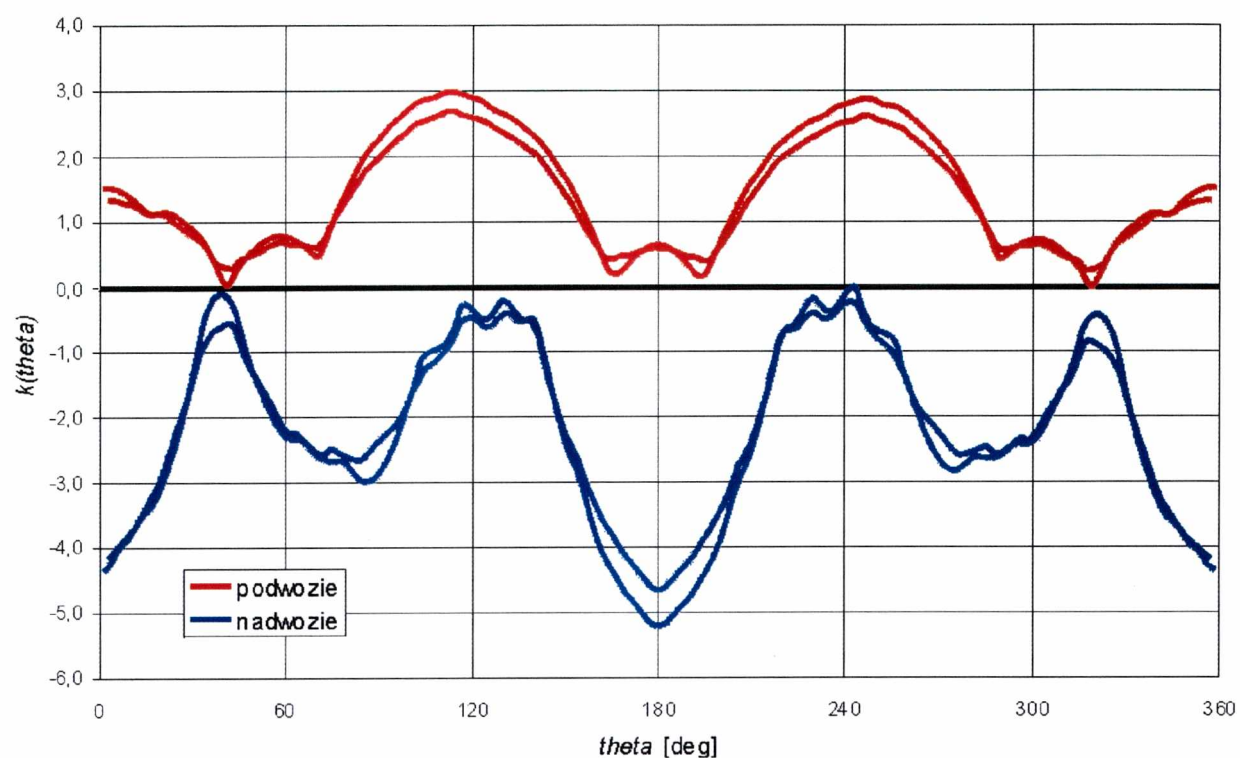


Rys. 6.31. Maksymalne obciążenie kul dla różnych mimośrodków w dla modelu z korekcją i bez korekcji

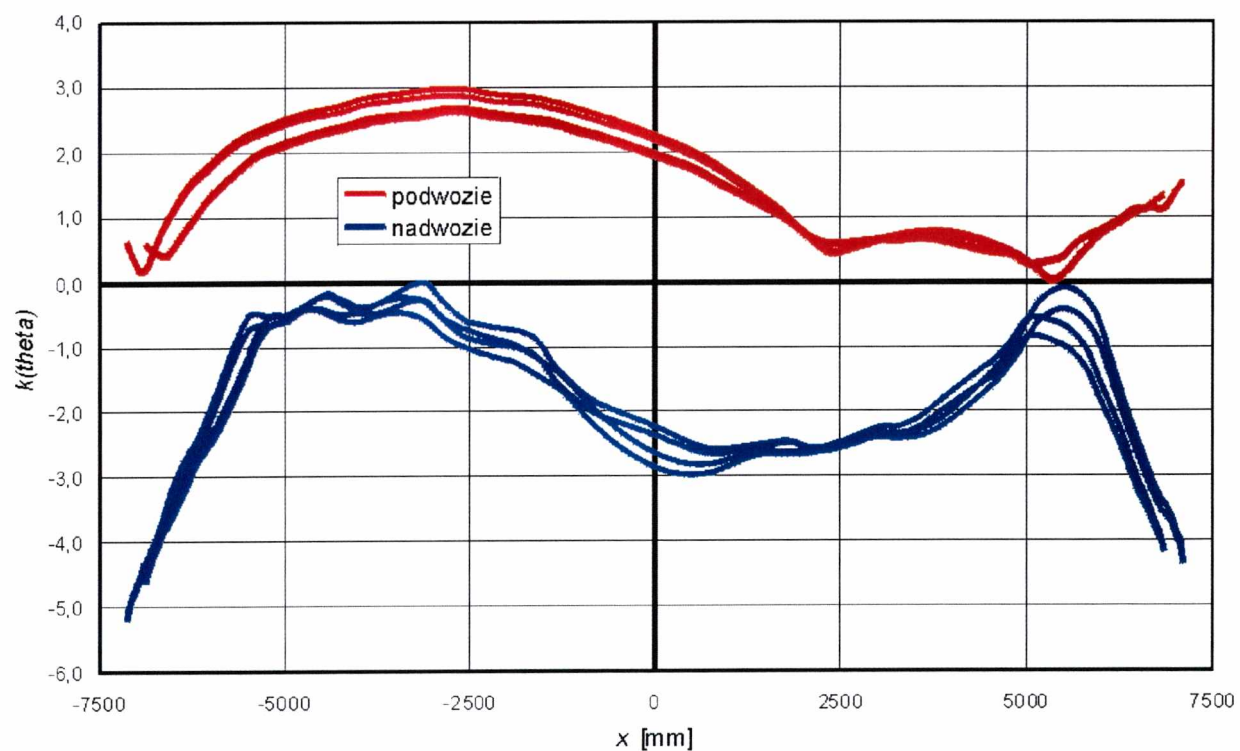
Obiekt 3 – koparka kołowa SchRs 4600.50 (O&K)



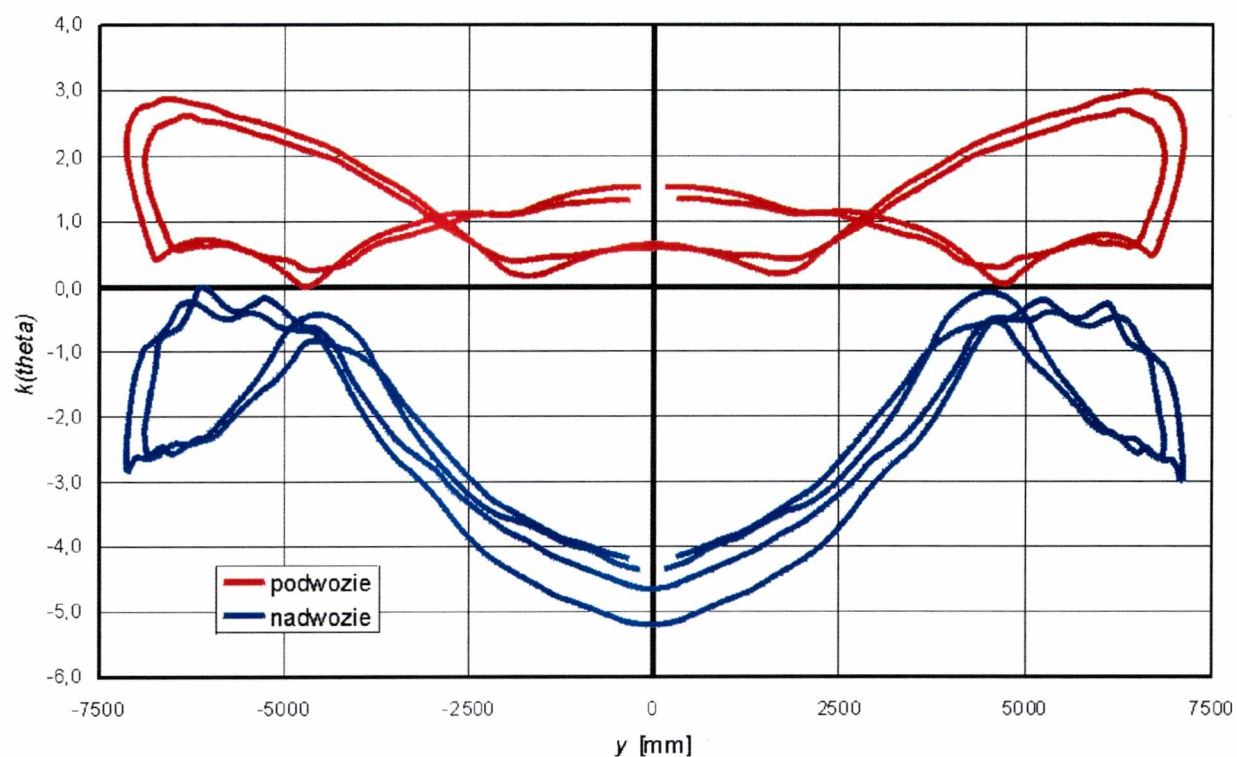
Rys. 6.32. Osie główne modelu koparki SchRs 4600.50



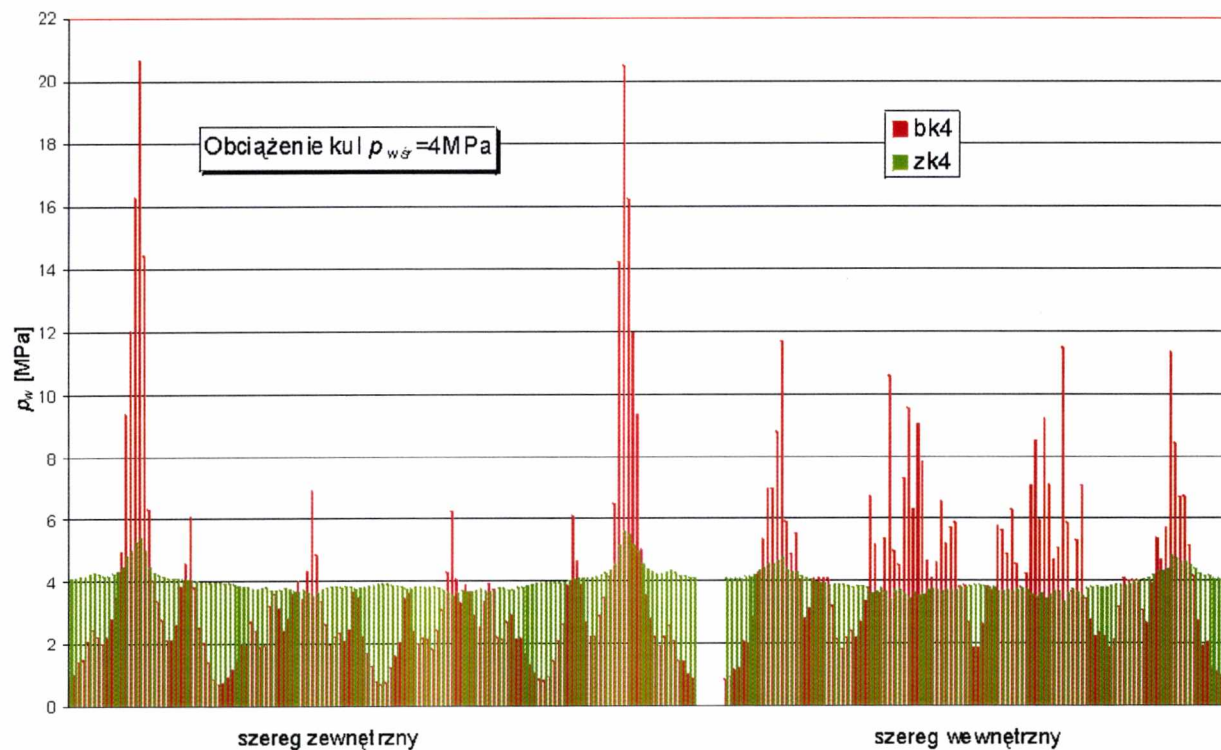
Rys. 6.33. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia po obwodzie łożyska koparki SchRs 4600



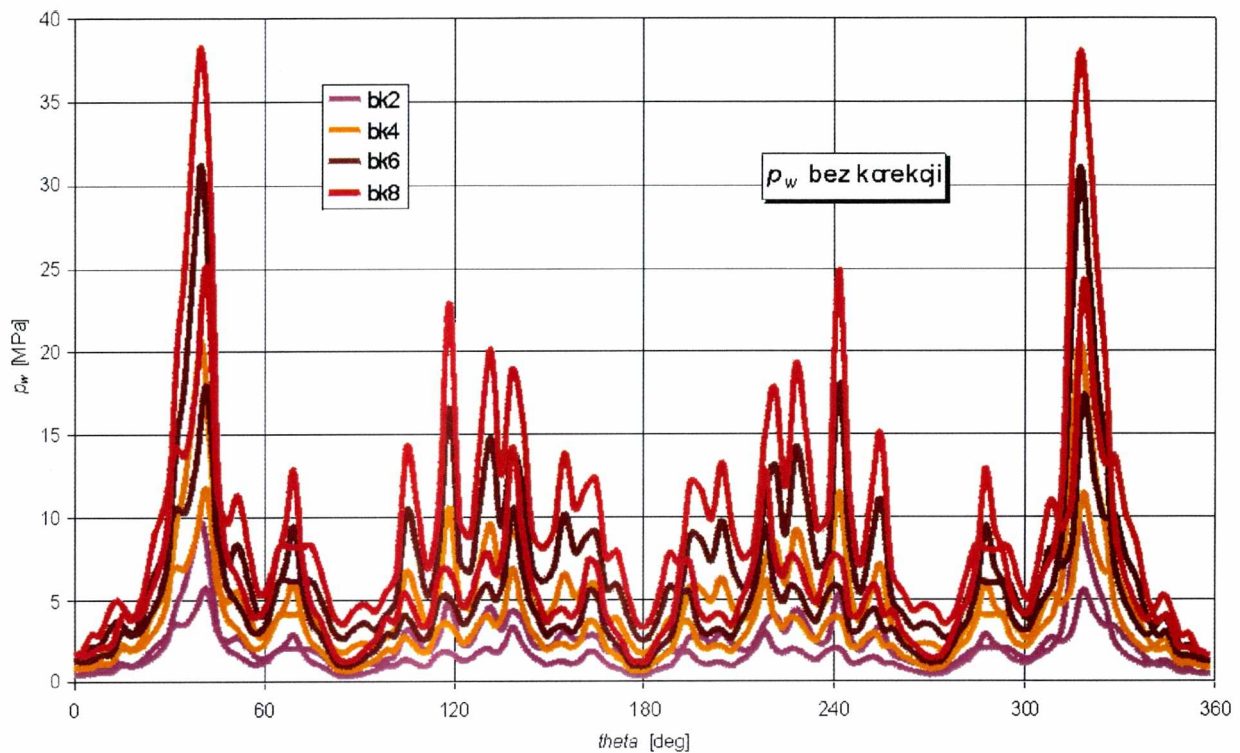
Rys. 6.34. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia koparki SchRs 4600 – widok od osi y



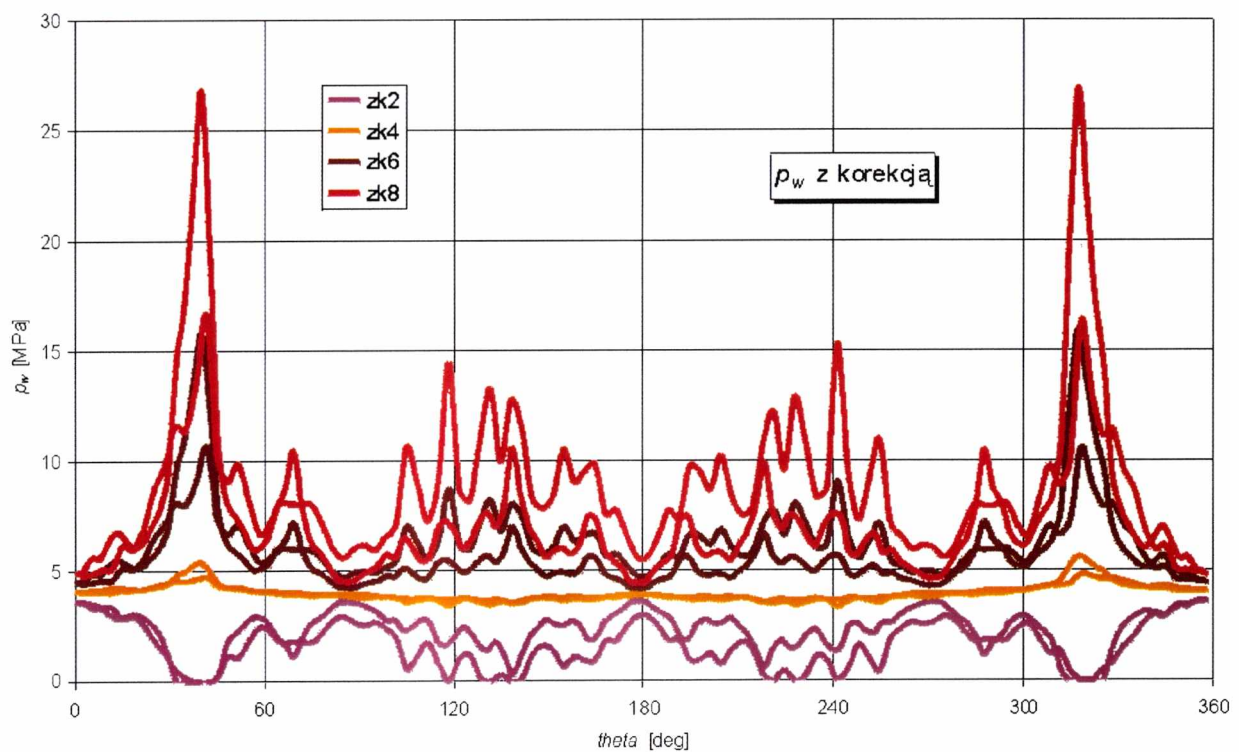
Rys. 6.35. Krzywa korekcji nadwozia i podwozia koparki SchRs 4600 – widok od osi x



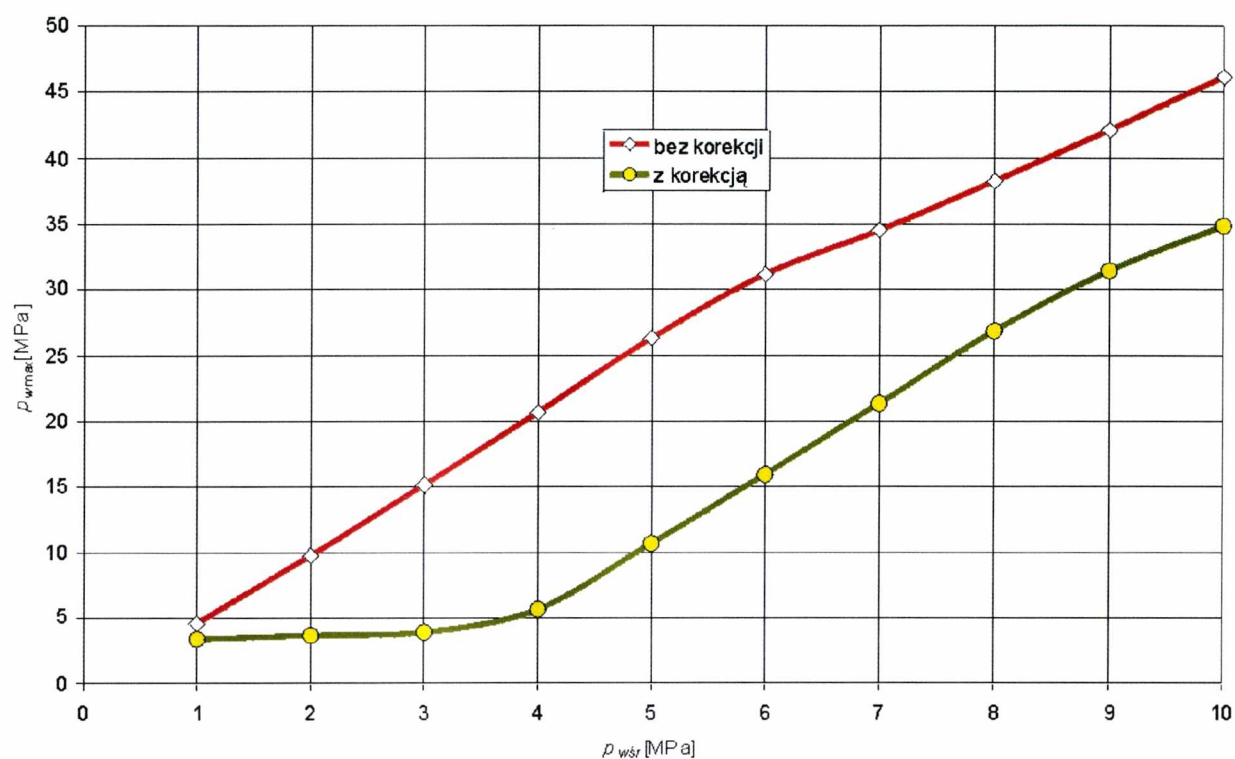
Rys. 6.36. Rozdział obciążenia na poszczególne elementy toczne koparki SchRs 4600: bez korekcji (kolor czerwony), z korekcją (kolor zielony)



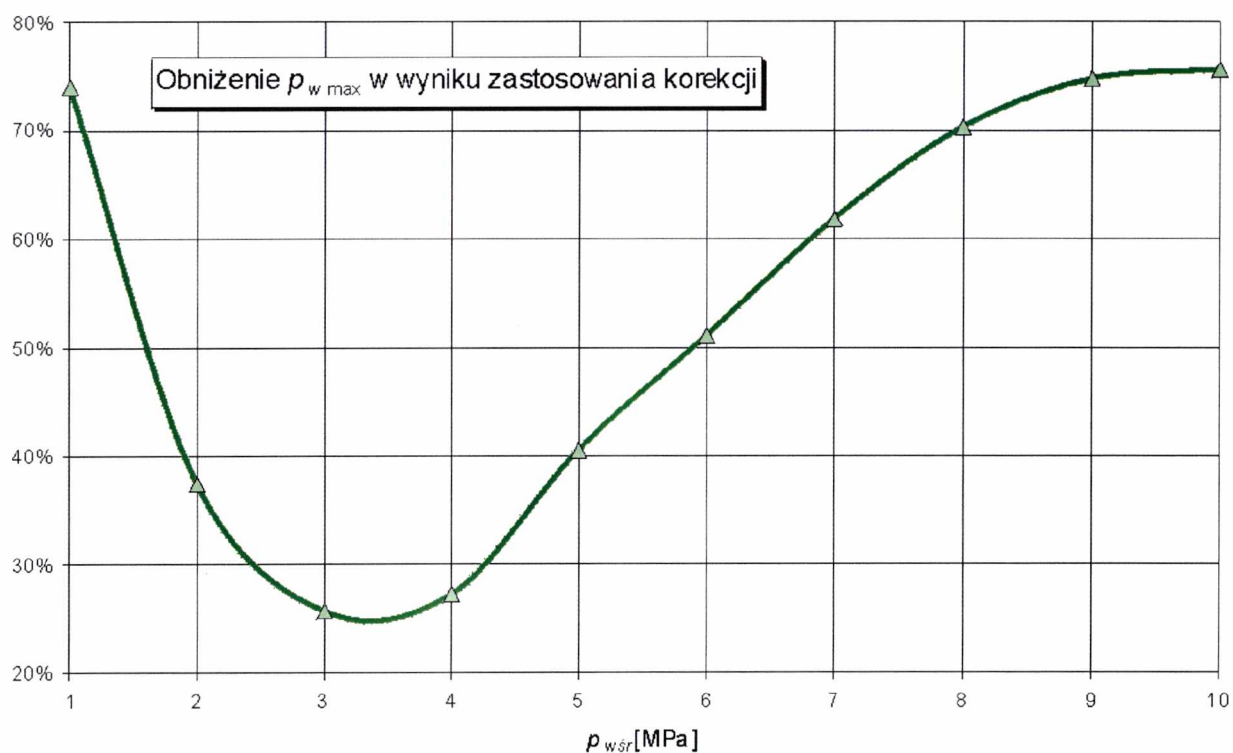
Rys. 6.37. Rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska koparki SchRs 4600 dla różnych poziomów obciążeń – bez korekcji



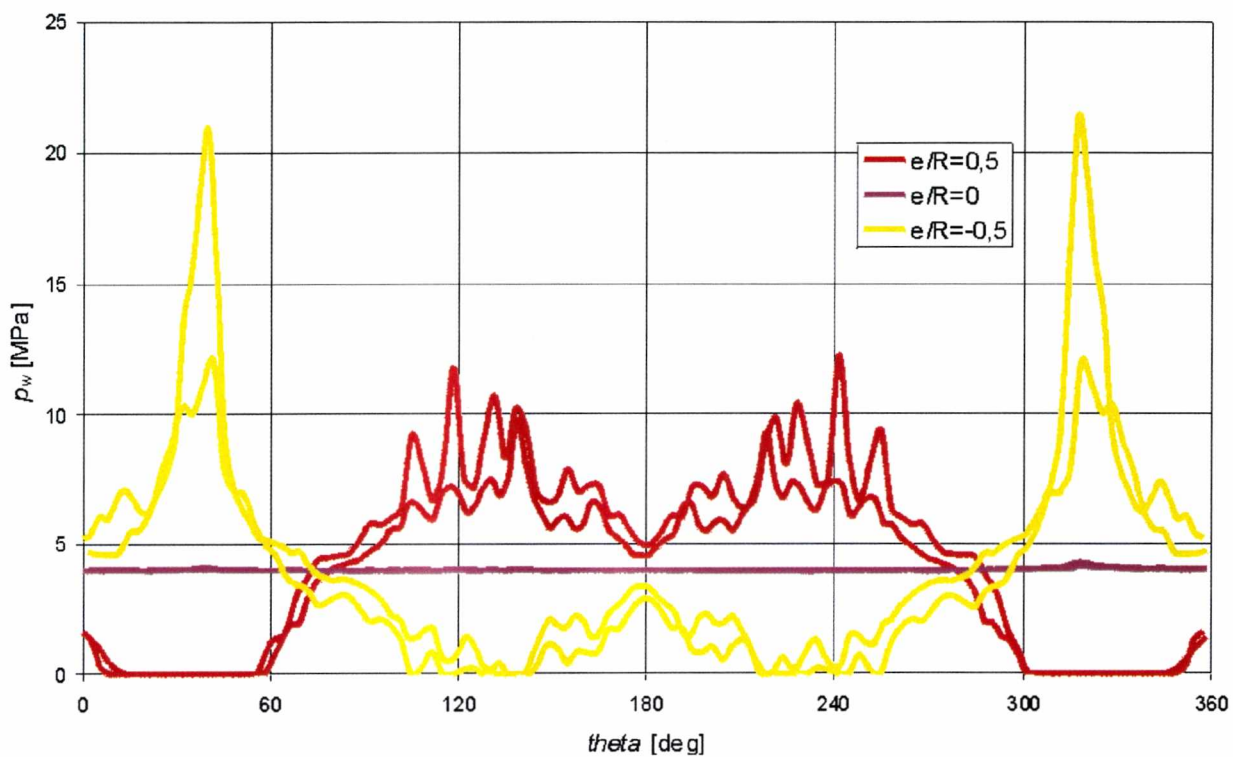
Rys. 6.38. Rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska koparki SchRs 4600 dla różnych poziomów obciążeń – z korekcją



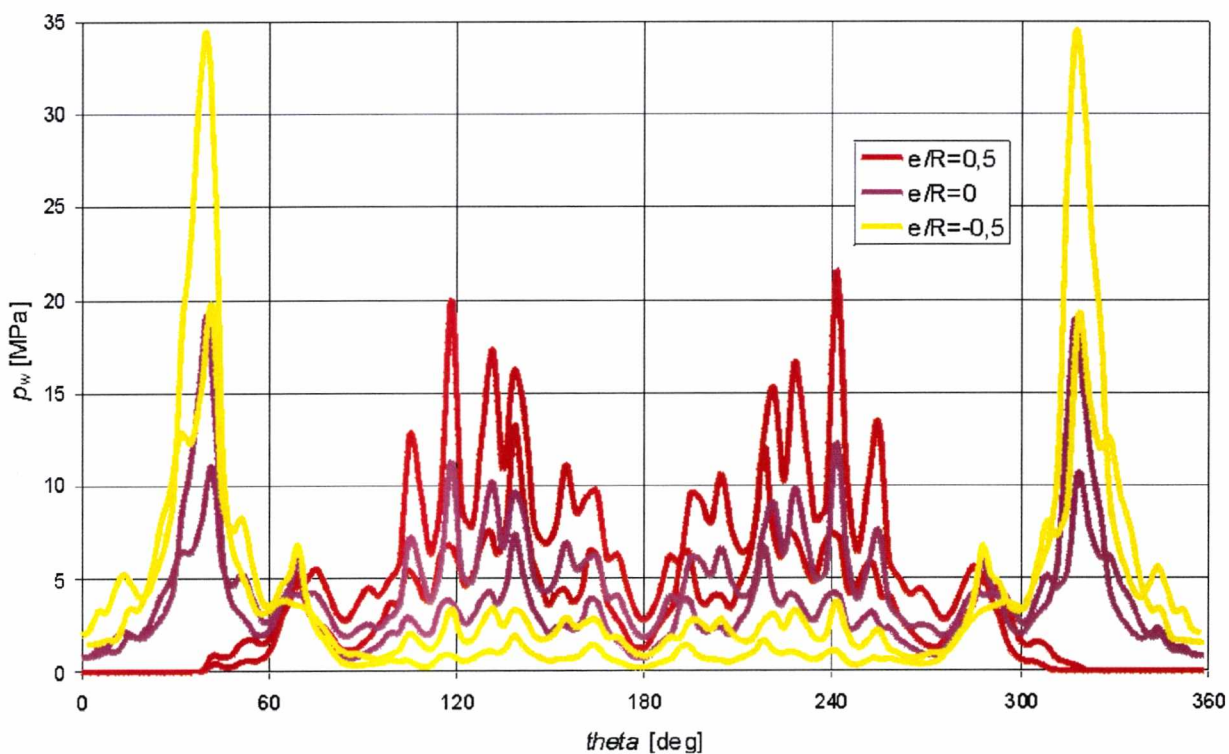
Rys. 6.39. Maksymalne obciążenie kul dla różnych wartości obciążenia dla koparki SchRs 4600



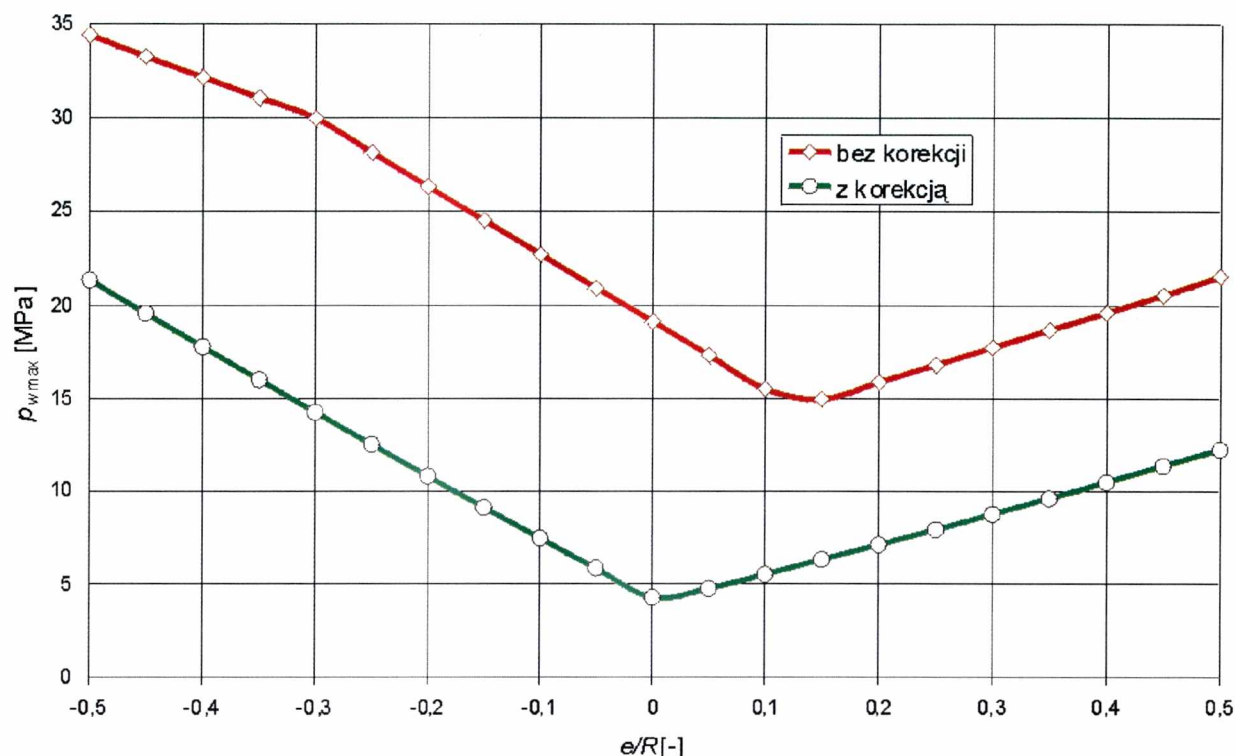
Rys. 6.40. Procentowy spadek obciążenia maksymalnego w wyniku zastosowania korekcji dla różnych poziomów obciążeń dla koparki SchRs 4600.



Rys. 6.41. Wykresy obciążenia kul po obwodzie łożyska dla SchRs 4600 bez korekcji dla działania różnych mimośrodów



Rys. 6.42. Wykresy obciążenia kul po obwodzie łożyska dla SchRs 4600 z korekcją dla różnych mimośrodów



Rys. 6.43. Maksymalne obciążenie kul dla różnych mimośrodków w SchRs 4600 dla modelu z korekcją i bez korekcji

Analiza numeryczna miała udowodnić że opracowana metoda korekcji pozwala wydatnie zmniejszyć maksymalne obciążenia oraz w konsekwencji zwiększyć trwałość par obrotowych. Wyniki korekcji przeprowadzonej na wybranych obiektach zestawiono w tabeli 6.1. i 6.2.

W tabeli 6.1. zawarto szczytowe wartości korekcji jaką należy przeprowadzić poprzez wstępną deplanację bieżni odwrotną w stosunku do linii ugięcia.

Tabela 6.1. Zestawienie wartości maksymalnych ugięć korekcji w kierunku osi łożyska

OBIEKTY	Maksymalne wartości korekcji $\Delta l = -u_{\max}$ [mm]	
	dla podwozia	dla nadwozia
koparka BWE 700L	3,46	5,05
zwałowarka ZGOT 10000.100	2,99	5,21
koparka SchRs 4600 (O&K)	0,43	2,26

Na podstawie wyników uzyskanych z analizy numerycznej stwierdzono:

1. Dla poziomu obciążenia przyjętego jako podstawę korekcji ($p_{w\text{sr}} = 4 \text{ MPa}$) uzyskano co najmniej kilkukrotne obniżenie nadwyżek wywołanych nierównomiernym rozkładem sztywności. Wartość szczytowego obciążenia elementu spadła do 47,6 % a w przypadku koparki SchRs 4600 nawet 27,2 % obciążenia pierwotnego,
2. Dla pozostałych poziomów obciążenia uzyskano znaczne obniżenie maksymalnego obciążenia. Wartość maksymalnego obciążenia spadła od 70,3 % a w przypadku koparki SchRs 4600 nawet 63,8 % (tabela 6.2),
3. Metoda korekcji pozwala uzyskać znaczne spadki wartości maksymalnych obciążeń dla różnych mimośrodków działania siły osiowej. Ponadto stosowanie korekcji powoduje, iż wzrost maksymalnej wartości obciążenia wraz ze wzrostem mimośrodu, odbywa się bardziej łagodnie.
4. Metoda korekcji jest szybka i dokładna. Znacząco poprawia trwałość i nośność łożyska.

Tabela 6.2. Wyniki korekcji różnych poziomów obciążeń właściwych

OBIEKTY	Poziom obciążenia właściwego p_w					
	4 MPa			8 MPa		
	BK	ZK	$\frac{ZK}{BK} [\%]$	BK	ZK	$\frac{ZK}{BK} [\%]$
koparka BWE 700L	11,46	5,45	47,6	23,65	15,64	66,1
zwałowarka ZGOT 10000.100	14,97	4,2	28	30,69	19,59	63,8
koparka SchRs 4600 (O&K)	20,68	5,63	27,2	38,25	26,88	70,3

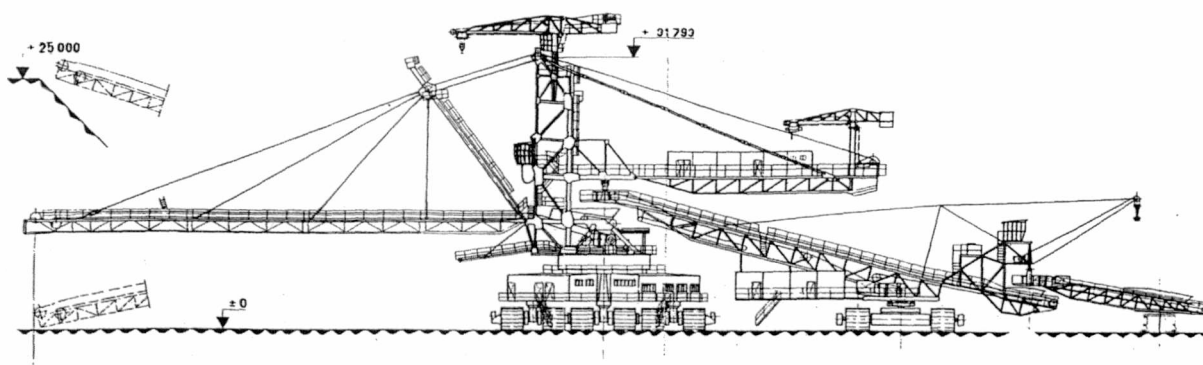
W wyniku korekcji nastąpiło znaczne obniżenie maksymalnych wartości obciążenia elementów tocznych. Wobec powyższego zaproponowana metoda korekcji geometrii układu pozwala uzyskać korzystniejsze parametry eksploatacyjne, które wydłużają okres eksploatacji wielkogabarytowego łożyska.

7. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Nowoczesne metody doświadczalne pozwalają rozpoznać szereg zjawisk występujących na obiektach rzeczywistych. Identyfikacja tych zjawisk poprzez badania doświadczalne, a następnie ich aplikacja do modeli numerycznych pozwala uzyskać bardziej wiarygodne wyniki. Wobec powyższego przy analizie numerycznej eksploatowanych węzłów obrotowych i ich konstrukcji wsporczych wskazane jest przeprowadzenie oceny doświadczalnej stanu łożyska [86]. Słabo rozpoznany dotychczas ilościowo zjawiskiem jest wspomniana w poprzednim rozdziale samokorekcja łożysk wielkogabarytowych.

7.1. OBIEKT BADAŃ

Badaniom doświadczalnym został poddany węzeł obrotu zwałowarki A_2R_5B 5000 (rys. 7.1) pracującej w KWB KONIN. Przeprowadzono ocenę stanu oraz pomiary geometrii łożyska obrotu nadwozia po długoletniej (18 lat, ok. 100 tys. godzin) eksploatacji maszyny. Podstawowe parametry badanego łożyska zestawiono w tabeli 7.1.



Rys. 7.1. Zwałowarka A_2R_5B5000

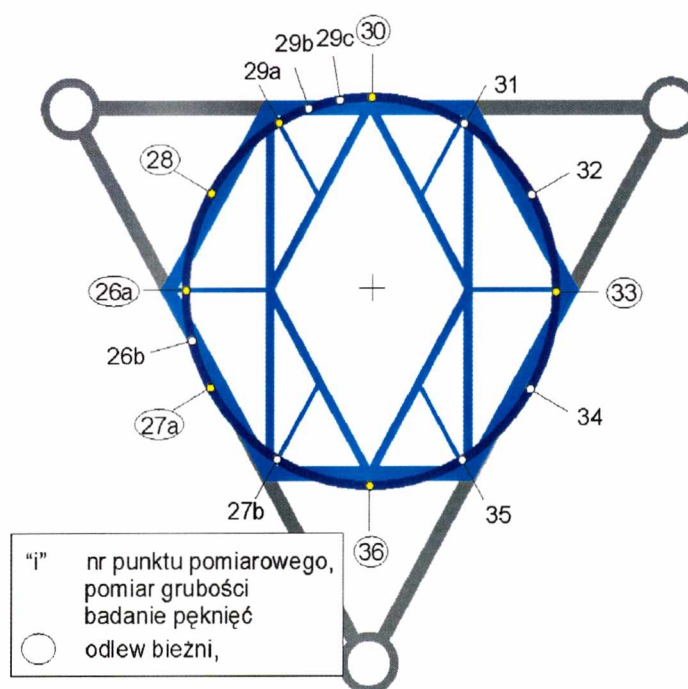
Podwozie zwałowarki zostało zbudowane na planie trójkąta równobocznego i składa się z trzech dźwigarów głównych spiętych trzema ścianami, co daje sześciokątną, foremną konstrukcję wsporczą. Ostoją łożyska badanej zwałowarki jest niski dźwigar pierścieniowy podparty na 12 punktach ustroju nośnego podwozia.

Tabela 7.1. Podstawowe dane badanego łożyska

Parametry łożyska zwałowarki A ₂ RsB 5000	
Średnica podziałowa łożyska D	10000 [mm]
Średnica kul d	120 [mm]
Liczba kul z	232 [–]
Promień bieżni r_b	63 [mm]
Nominalna grubość bieżni g	55 [mm]
Nominalny współczynnik przystawania s	0,952 [–]
Liczba segmentów pierścienia	8 [–]
Masa nadwozia	499 [Mg]

7.2. BADANIA

Przeprowadzono pomiar grubości bieżni górnej i dolnej łożyska zwałowarki A₂RsB 5000. Dla każdego punktu wykonywano pomiar, w co najmniej 3 miejscach z podziałką około 100mm. W każdym miejscu odczyt powtarzano 3-krotnie. Schemat punktów pomiarowych przedstawiono na rysunku 7.2.



Rys. 7.2. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na obwodzie łożyska

1) oględziny bieżni dolnej łoża kulowego

Stwierdzono dobry stan bieżni. Wystąpiły nieliczne złuszczenia i uszkodzenia tylko od strony podpory pojedynczej (od strony wysięgnika zwałującego). Rozwalcowanie bieżni od strony podpory jest silniejsze niż po stronie przeciwległej, po której nie dochodzi do rozwalcowania krawędzi bieżni. Wynika to z długotrwałej pozycji wysięgnika w tym miejscu. Kule łożyska są w bardzo złym stanie (złuszczenia).

2) badania bieżni dolnej metodą magnetyczną [102]

Nie zaobserwowano pęknięć wewnętrznych w głębi materiału. zaobserwowano jedynie siateczkę drobnych pęknięć powierzchniowych. Zauważono widoczne ślady kul na bokach bieżni co świadczy o zmiennym kącie działania elementów tocznych (przewyższaniu kul). W strefie najbardziej obciążonej zaobserwowano podłużne pęknięcia w wyniku rozginania bieżni przy przewyższaniu kuli (siły boczne). Połączenia segmentów uległy silnemu zawalcowaniu.

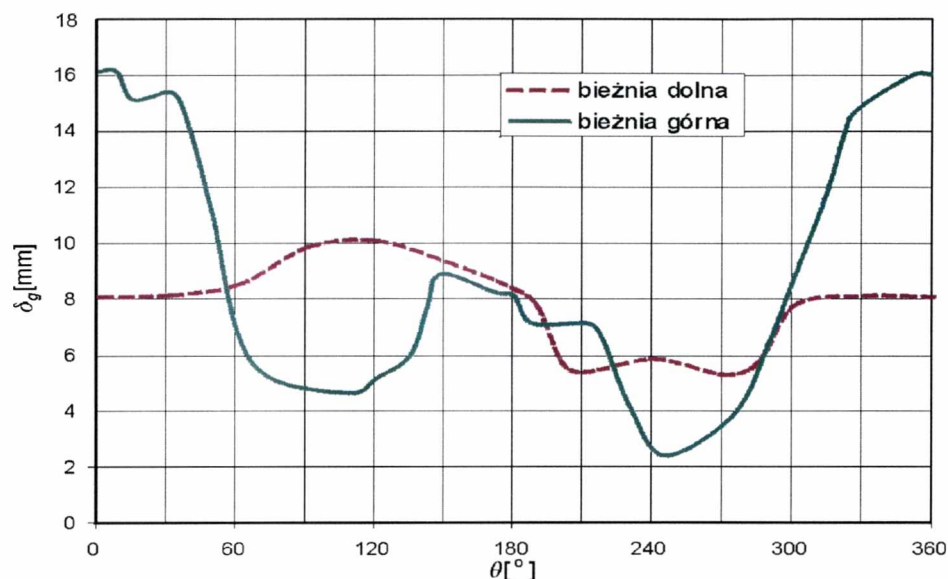
3) pomiar zużycia bieżni metodą ultradźwiękową

Ubytek grubości bieżni, w przypadku bieżni „miękkich”, następuje poprzez odkształcenia plastyczne (rozwalcowanie) oraz zużycie ściernie. Najlepszą metodą pomiaru grubości jest wówczas metoda ultradźwiękowa. Największą jej zaletą jest możliwość wykonania pomiaru dla segmentów bieżni zamontowanych do konstrukcji wsporczej, nawet przy zniszczonej górnej powierzchni segmentów. Metoda ultradźwiękowa jest szybka i zapewnia dostateczną dokładność [103].

Metodą tą stwierdzono mniejsze zużycie bieżni od strony przeciwległej do strefy złuszczeń, nie stwierdzono skokowych zmian zużycia np. w płaszczyźnie przepon. Przeprowadzone pomiary grubości bieżni dla segmentów w płaszczyźnie podziału nadwozia stwierdziły grubość 45mm w punkcie twardym i 48mm w punkcie miękkim.

Zużycie bieżni zdefiniowano jako różnicę pomiędzy grubością nominalną a zmierzoną. Na rys.7.3. zestawiono wykresy zużycia dla bieżni górnej i dolnej.

Należy zauważyć, że zużycie bieżni dolnej jest mniejsze i bardziej równomierne, co wynika z charakteru obciążenia. Położenie maksymalnie obciążonej strefy bieżni górnej wynika z rozkładu sztywności oraz położenia środka ciężkości nadwozia i jest w zasadzie niezmiennie a dla bieżni dolnej obraca się wraz z nadwoziem.



Rys.7.3. Wykres zużycia bieżni dolnej i górnej wężła obrotowego zwałowarki A₂R₅B5000

Nieco większe zużycie bieżni dolnej w strefie $\theta = 120^\circ$ wynika prawdopodobnie z długotrwałej pracy maszyny z linią nadwozia ustawioną na tym kierunku, albo z jednorazowego wystąpienia silnego przeciążenia łożyska np. w wyniku oparcia wysięgnika zrzutowego.

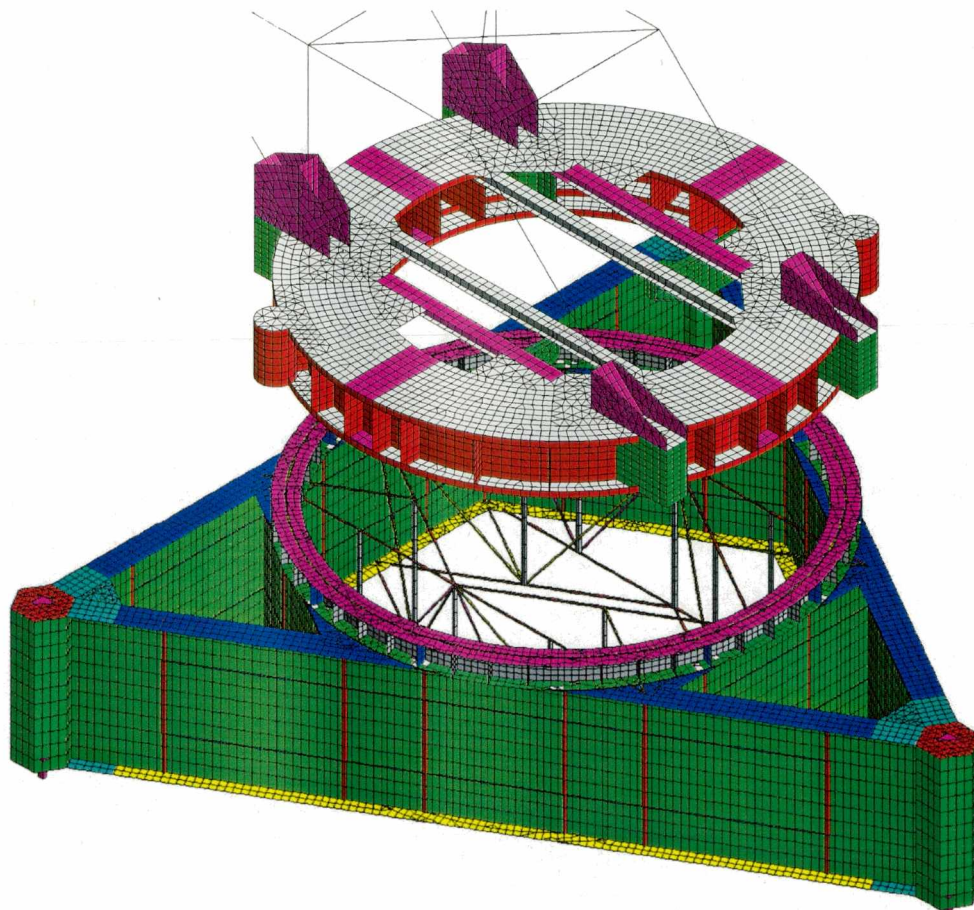
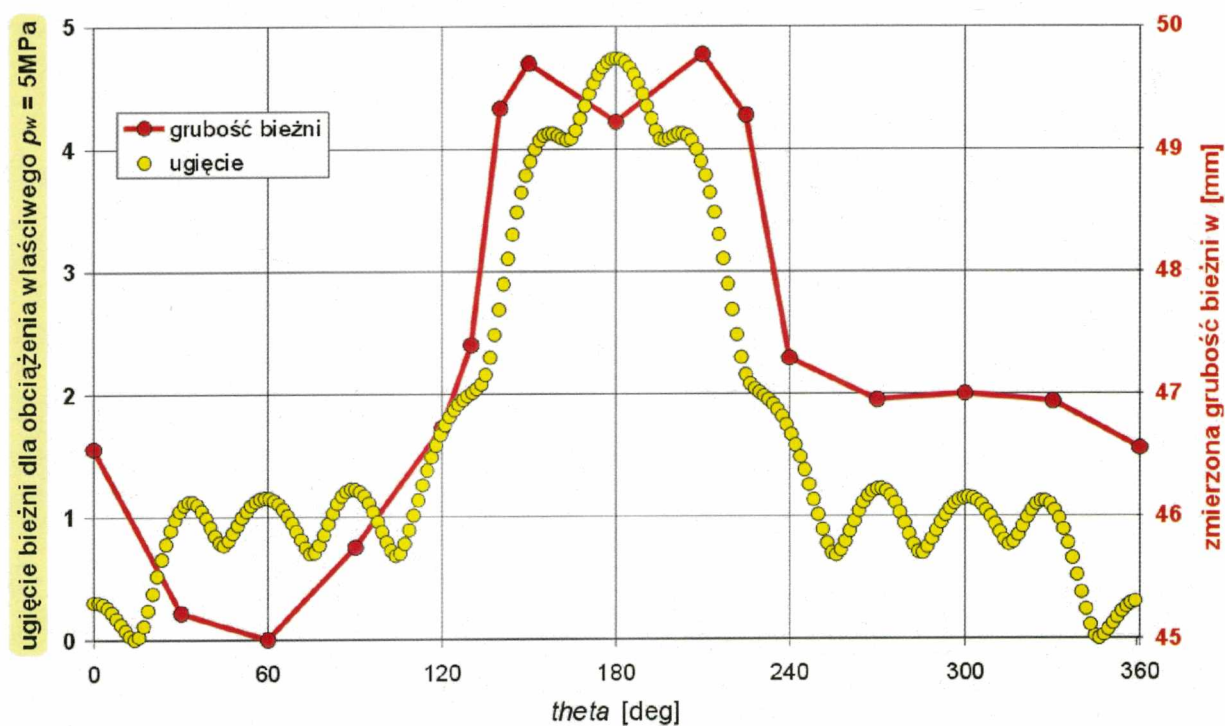
Zużycie bieżni górnej wykazuje największe wartości w punktach wprowadzenia belek ramy przestrzennej w dźwigar pierścieniowy, szczególnie od strony wysięgnika zrzutowego, co oznacza, że środek ciężkości nadwozia najczęściej był położony od strony tegoż wysięgnika.

7.3. ANALIZA NUMERYCZNA WĘZŁA OBROTU ZWAŁOWARKI A₂R₅B 5000

Niezależnie od badań doświadczalnych przeprowadzono analizę numeryczną zwałowarki A₂R₅B 5000 za pomocą metody elementów skończonych. Na podstawie dokumentacji wykonano przestrzenny model geometryczny, który dyskretyzowano przy użyciu elementów powłokowych i belkowych (rys. 7.4).

Analizę przeprowadzono dla obciążenia właściwego p_w elementów toczych wynoszącego 5 MPa, co odpowiada mimośrodowi obciążenia osiowego e/R około 0,6. W wyniku obliczeń numerycznych otrzymano linię ugięcia bieżni po obwodzie pierścienia wsporcze.

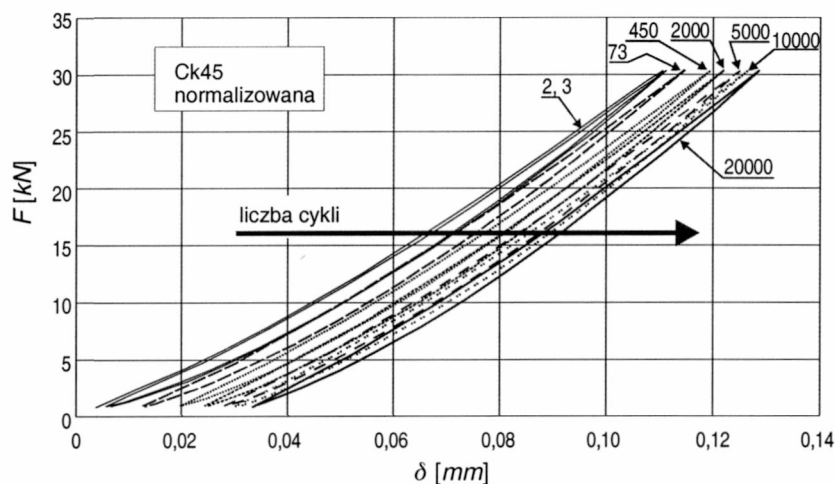
Wyniki badań modelowych porównano z wynikami badań eksperymentalnych, które w postaci wykresów (dla bieżni górnej) przedstawiono na rysunku 7.5.

Rys.7.4. Model numeryczny zwalówki A₂R_sB5000

Rys. 7.5. Porównanie wyników badań przeprowadzonych na obiekcie z wynikami analizy numerycznej dla bieżni górnej.

7.4. WNIOSKI BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

Węzeł łożyskowy zwałowarki A₂R_SB 5000 posiada bieżnię „miękkie” (niehartowane), w których materiał zachowuje dobre własności plastyczne. Początkowe zmiany geometrii uzyskane w wyniku odkształceń plastycznych, bez utraty ciągłości materiału (bez pęknięć i wykruszeń), nie jest zjawiskiem wyłącznie negatywnym. Stanowią one samoistną korekcję, pozwalającą na obniżenie sił działających na elementy toczne oraz na bieżnię w strefach twardych. Pierwszych kilkadziesiąt cykli obciążenia (przetoczeń) wywołuje mierzalne odkształcenia trwałe materiału bieżni (rys. 7.6), które potwierdzili swoimi badaniami Prebil i Kunc [56, 57].



Rys. 7.6. Przyrost odkształcenia plastycznego dla bieżni wykonanej ze stali normalizowanej Ck45 [56]

Warunkiem uznania początkowych zmian geometrii łożyska za korzystne jest jednak późniejsze ustabilizowanie się wartości zużycia.

Przedstawione wyniki obliczeń numerycznych oraz pomiarów zużycia wykazują silny związek pomiędzy rozkładem sztywności konstrukcji wsporczych, a zużyciem bieżni łożyska obrotu nadwozia. Szczególnie widoczne jest to w przypadku bieżni górnej.

W łożyskach o bieżniach „miękkich” (normalizowanych) następuje duże zużycie bieżni, w wyniku, czego zmieni się dystrybucja obciążenia.

Uzyskane wyniki pokazują jak znaczny wpływ na zużycie łożyska ma odpowiedni dobór struktury podzespołów wsporczych. Okazuje się, że na większą nośność i trwałość łożyska większy wpływ ma zapewnienie równomiernej sztywności niż jej bezwzględnej wartości.

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Motywy podjęcia tematyki niniejszej pracy była potrzeba opracowania metody zwiększenia równomierności przeniesienia obciążenia w parach obrotowych o niejednorodnej sztywności członów. Problem ten staje się szczególnie istotny w przypadku łożysk wielkogabarytowych, w których sztywność własna pierścieni łożyskowych jest względnie bardzo niska. W oparciu o powyższą potrzebę zdefiniowano cele (rozdział 4.1) oraz sformułowano tezy rozprawy (rozdział 4.2)

Do osiągnięcia celów wykorzystano nowoczesne metody numeryczne (metodę elementów skończonych), co umożliwiło uwzględnienie wszystkich istotnych zdaniami autora zjawisk występujących w parach obrotowych.

Opracowana metoda oceny podzespołu wsporczego wężła obrotu w aspekcie uzyskania wymaganego ze względu na nośność i trwałość rozkładu obciążeń niesie ze sobą następujące korzyści:

- po przeprowadzeniu tylko jednego cyklu obliczeń nieliniowych (nieliniowość fizyczna) uzyskuje się wyniki dla różnych poziomów obciążeń,
- pozwala wskazać który podzespół wsporczy jest wymiarujący dla łożyska (powoduje maksymalne obciążenie elementu tocznego),
- umożliwia lokalizację miejsc wężła obrotu najbardziej obciążonych tzw. „punktów twardych” oraz stref, które nie przenoszą obciążeń co pozwala to kształtować konstrukcję ustrojów wsporczych na etapie projektowania i modyfikować na etapie modernizacji,
- jest bardzo praktyczna jeśli chodzi o przeprowadzanie analiz porównawczych,
- daje informacje o wpływie parametrów globalnych (przekroje, grubości, rozstawy podpór),
- umożliwia ocenę wpływu elementów lokalnych (żebra, przepony itp.),
- pozwala na wstępną ocenę nośności łożyska przy zadanej konstrukcji wsporczej (na podstawie maksymalnego obciążenia elementu tocznego),
- pozwala na wstępny dobór parametrów konstrukcji wsporczych,
- w tym samym cyklu obliczeniowym daje równocześnie wyniki analizy wytrzymałościowej podzespołów wsporczych w postaci pola przemieszczeń, odkształceń i naprężeń,
- umożliwia analizę porównawczą kilku rozwiązań konstrukcyjnych np. ten sam podzespół ale inne grubości, bez przepon albo z przeponami itp.,
- obliczenia zawierające się w jednym cyklu obliczeniowym umożliwiają łatwe zastosowanie dalszych procedur optymalizacyjnych.

Opracowana metoda jest metodą przybliżoną ze względu na rozdzielenie analizy poszczególnych członów. W porównaniu do analizy pełnej wyniki uzyskane dla badanych obiektów są zawyżone od 1 do 40%, są one jednak zgodne jakościowo. **Na podstawie przeprowadzonych analiz numerycznych dla różnych węzłów obrotu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego (wyniki zestawiono w tabeli 9.1) stwierdzono, iż nowo opracowana metoda pojedynczych członów spełnia założenia celu I pracy, postawionego w rozdziale 5, a zatem teza I, sformułowana na podstawie celu I została udowodniona.**

Tabela 9.1. Porównanie wartości maksymalnego obciążenia p_{wmax} metody pojedynczych członów i metody pełnej

Obiekty		Metoda pojedynczych członów	Metoda z zastosowaniem superelementu
		Wartość maksymalnego obciążenia w MPa	
BWE 700L	nadwozie	3,97	4,02
	podwozie	3,52	
ZGOT 10000.100	nadwozie	6,52	4,48
	podwozie	2,24	
SchRs 4600	nadwozie	6,98	5,76
	podwozie	4,31	

Przy weryfikacji metody **zbudowano po raz pierwszy model układu podzespół wsporczy - łożysko dwuszeregowe, z uwzględnieniem nieregularnego rozmieszczenia elementów tocznych**, z zachowanym rzeczywistym rozmieszczeniem elementów tocznych w koszykach. Wykazano na drodze numerycznej, że kule bieżni zewnętrznej przenoszą znacznie większe obciążenia. Bieżnia wewnętrzna obciążona jest bardziej równomiernie i wartość maksymalnie obciążonej kuli bieżni wewnętrznej jest o połowę mniejsza od wartości maksymalnej kuli bieżni zewnętrznej.

Dla jednej z maszyn **przeprowadzono badania doświadczalne zużycia okształceniowego bieżni** (rozdział 7) oraz obliczenia numeryczne. Przedstawione wyniki wykazują silny związek pomiędzy rozkładem sztywności konstrukcji wsporczych a zużyciem bieżni łożyska obrotu nadwozia. Zbieżność uzyskanych wyników (z badań doświadczalnych oraz przeprowadzonych analiz numerycznych) pozytywnie zweryfikowały nowopowstałą metodę oceny podzespołów wsporczych.

Opracowano metodę korekcji geometrii bieżni w celu uzyskania równomiernego przenoszenia obciążenia polegającą na wysunięciu bieżni w strefach miękkich w kierunku płaszczyzny podziałowej łożyska poprzez wstępną deplanację bieżni, odwrotną do linii ugięcia.

W celu weryfikacji metody **zbudowano nowy superelement układu bieżnia - element toczny - bieżnia z członami o zmiennej długości**, który pozwala (bez ingerencji w geometrię modelu) przeprowadzić wstępną deplanację. Każdy superelement posiada dwa człony o zmiennej długości co pozwala uwzględnić łącznie korekcję dla obu podzespołów wsporczych. W zależności od wartości korekcji jest on wydłużany lub skracany. Podano macierz sztywności superelementu.

Analiza korekcji metodą numeryczną wykazała znaczną poprawę rozkładu obciążenia na poszczególne elementy toczne dla trzech badanych węzłów obrotu. Korekcja przeprowadzona została dla średniego obciążenia właściwego $p_{wśr} = 4$ MPa. Dla tego poziomu, w **maksymalnie obciążonych elementach tocznych wartości obciążenia właściwego uległy obniżeniu w każdej z analizowanych konstrukcji od 27,2 % nawet do 47,6 % wartości początkowej**, a rozkład obciążenia po obwodzie łożyska stał się **prawie równomierny** (np. rys. 6.24). W łożysku dwuszeregowym nastąpiło wyrównanie poziomu obciążenia bieżni zewnętrznej z bieżnią wewnętrzną.

Zastosowanie korekcji pozwoliło obniżyć wartość maksymalnego obciążenia w całym spektrum obciążeń (różne mimośrodowość i wartości obciążeń) od 63,8 % do 70,3 % pierwotnego (tabela 9.2). Racjonalnym zatem staje się stosowanie korekcji. **Teoretycznie obniżenie wartości maksymalnego obciążenia szczytowego elementu tocznego o 30% pozwala wydłużyć czas eksploatacji łożyska trzykrotnie!**

Powyższe wyniki wykazują pełne osiągnięcie drugiego wyznaczonego celu dla wybranej klasy maszyn roboczych i przez to dowodzą tezy II.

Tabela 9.2. Wartości maksymalnych obciążeń właściwych po korekcji

OBIEKTY	Średni poziom obciążenia właściwego p_w	
	4 MPa	8 MPa
	$\frac{p_{wmax} \text{ z korekcją}}{p_{wmax} \text{ bez korekcji}} \quad *$	
koparka BWE 700L	47,6 %	66,1 %
zwałowarka ZGOT 10000.100	28 %	63,8 %
koparka SchRs 4600 (O&K)	27,2 %	70,3 %

*- 100% oznacza obciążenie właściwe przed zastosowaniem korekcji

Na podstawie uzyskanych rezultatów można wytyczyć kierunki dalszych badań. Są to:

- analiza kolejnych węzłów obrotu dla maszyn roboczych o innym charakterze obciążenia,
- opracowanie systemu monitorowania węzłów obrotu nadwozi maszyn roboczych i akwizycji danych w celu uzyskania bazy danych z długoletniej eksploatacji łożyska,
- aplikacja korekcji w węźle obrotu maszyny roboczej nowobudowanej lub modernizowanej i następne przeprowadzenie pomiarów, w celu wyznaczenia dystrybucji obciążeń.

9. Literatura

- [1] Bauer R., Schneider G., Kaltoven H.: Achsen, Wellen Lager, Kupplungen, fachbuchverlag, Leipzig 1966
- [2] Bathe K.J.: Finite element procedures in engineering analysis. Prentice Hall. New Jersey 1982
- [3] Bielajew N.M.: Wyčislenie najbołšich razčetnych napraženij pri sžatii uprugich tieł. Leningrad 1929
- [4] Bochmann H.: Die Abplattung von Stahlkugeln und Zilindern durch den Messdruck. Praca doktorska. Drezno 1927
- [5] Brändlein J., Eschmann P., Hasbargen L., Weigand K.: Die Wälzlagerpraxis. Vereinigte Fachwerke GmbH, Mainz 1998 (3 wydanie poprawione)
- [6] Brändlein J., Schlereth W.: Konstruktion und Berechnung eines grossen Wälzlagergehäuses. Antriebstechnik 11/1980
- [7] Brändlein J.: Kraftflussgerechte Konstruktion der Wälzlageranschlussteile. Wälzlagertechnik 1/1981
- [8] Brändlein J.: Lastübertragung durch Grosswälzlager bei Schwenkbaren, auf Ringträgern abgestützten Grossgeräten. Fördern und Heben 28/1978 Nr 4.
- [9] Brändlein J.: Lastübertragung im Grosswälzlager bei elastischen Ringträgern als Unter- und Oberkonstruktion. Fördern und Heben 30 1980 Nr 3.
- [10] Brändlein J.: Elastische Verformungen der Gehäuse beeinflussen die Wälzlagerung. Maschinenmarkt 56/1980.
- [11] Brändlein J.: Grosswälzlager zwischen elastischen Tragringen. Ergebnisse einer rechnerischen Untersuchung. Wälzlagertechnik 2/1981 (str. 38-41).
- [12] Brändlein J.: Wälzlager-Kraftverteilung in Gehäusen unter Berücksichtigung der Gehäuseelastizität. Maschinenmarkt 7/1973.
- [13] Buchacz A., Świder J.: Szkielety hipergrafów w modelowaniu, badaniu i pozycjonowaniu manipulatorów robotów oraz podzespołów maszyn. Politechnika Śląska, Gliwice 2001
- [14] Cvekl Z.: Teoretische und experimentelle Untersuchungen an Kugeldrehbahnen für Tagebaugeräte. Hebezeuge und Fördermittel 6/1974
- [15] Czmochoński J., Hawrylak H., Rusiński E., Smolnicki T.: Budowa modeli dyskretnych nadwozi i podwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego w aspekcie doboru łożysk wielkogabarytowych. Raport serii SPR nr 007/99, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999
- [16] Deja M., Stolarski T., Barylski A.: Finite element analysis of contact problems using the ANSYS program. III Konferencja Komputerowe Wspomaganie Prac Inżynierskich Kudowa Zdrój 1996.
- [17] Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Metoda obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych z uwzględnieniem luzu łożyskowego. Archiwum Budowy Maszyn 4/1980.
- [18] Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Metody obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych trzyczęściowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej Mechanika 16/1981
- [19] Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Modelowanie części tocznych w łożyskach wieńcowych za pomocą elementów prętowych. XI Konferencja "Metody i środki projektowania wspomagane komputerowo". Warszawa 1997
- [20] Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Modelowanie pracy łożyska wieńcowego montowanego w koparce jednoznaczyniowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 270/2002
- [21] Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Wpływ sposobu modelowania na charakterystyki zastępcze wałeczków w obliczeniach łożysk tocznych wieńcowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 270/2001
- [22] Dziurski A., Kania L., Mazanek E.: Wyznaczenie nośności wieńcowych łożysk krzyżowych za pomocą metody elementów skończonych. Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej nr 23/1998

- [23] Dziurski A.: Wybór optymalnego sposobu modelowania kontaktu w przypadkach złożonych konstrukcji maszyn roboczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 270/2003
- [24] Föppl L.: Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper (Forschung auf dem Gebiet des Ingenieur-Wesens 7/1936
- [25] Gibczyńska T., Pytko S.: Łożyska toczne wieńcowe. Uczelniane Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 1999.
- [26] Gibczyńska T., Marciniec A.: Analiza rozkładu obciążenia w dwurzędowym kulkowym łożysku wieńcowym z uwzględnieniem siły promieniowej. Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994
- [27] Gibczyńska T., Marciniec A.: Problemy wyznaczania obciążeń w łożyskach wieńcowych. II Międzynarodowa Konf. Nauk.-Techn. Rozwój i Kierunki Badań Samojezdnych Żurawi Hydraulicznych. Cz.1. Radziejowice 1994
- [28] Gibczyńska T., Szucki T., Wiernicki J.: Model obliczeniowy dwurzędowych kulkowych łożysk wielkogabarytowych. Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994
- [29] Gibczyńska T., Życzkowski M.: Równania statyki dwurzędowego kulkowego łożyska wieńcowego. Mechanika Teoretyczna i Stosowana 7/1969
- [30] Gibczyńska T.: Konstrukcja i zastosowanie łożysk tocznych o dużych średnicach. Czasopismo Techniczne 1965, nr 6M.
- [31] Gibczyńska T.: Łożyska wieńcowe, Konstrukcja, Obliczanie, Monografia, Zeszyty Nauk. Politechniki Rzeszowskiej Mechanika 24/1991
- [32] Gibczyńska T.: Obliczenie łożysk wieńcowych obciążonych jednocześnie momentem i niewielką siłą w dowolnym kierunku, Archiwum Budowy Maszyn XIV 3/1967
- [33] Gibczyńska T.: Symulacja rozkładu obciążenia w łożyskach. Symulacja w badaniach i rozwoju. Wyd. Spółdzielcze 1994
- [34] Gulianek V.I.: Vybor rasčetnoj schemy konstrukcij s odnostronnymi sviazami tipa kratkovych krugov. Gornyje, stroitelnyje i dorożnyje mašiny. Kiev 1982.
- [35] Handreck T.: Berechnung der Wälzkörperkräfte in Kugeldrehverbindungen unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion. Praca doktorska. TU Dresden 1993
- [36] Harris T.A.: Rolling Bearing Analysis. New York. 1991
- [37] Huber T.M.: Teoria sprężystości. PWN Warszawa 1954
- [38] INA Drehverbindungen. Katalog CD
- [39] ISO 5049/1 Przejezdne urządzenia do ciągłego przeladunku materiałów. Część 1. Zasady projektowania konstrukcji stalowych. 1980
- [40] Johnson K.L.: Contact Mechanics. Cambridge University Press. 1995
- [41] Jones A.: The mathematical theory of rolling-element bearings. Mechanical Design and Systems Handbook. McGraw-Hill 1964.
- [42] Kahn R. Ein Beitrag zur Berechnung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen. Hannover 1964
- [43] Kania L.: Charakterystyki zastępcze wałeczków przy obliczaniu nośności łożysk wieńcowych metodą elementów skończonych. Polioptymalizacja 2000
- [44] Kardestuncer H.: Finite Element Handbook. McGraw-Hill, New York 1987
- [45] Kazanskij A.M.: Konstrukcyj sowremiennych oporo-powrotnych ustrojstw. Stroitelnyje i Dorożyje Mašiny. 4/1963
- [46] Kazanskij A.M.: Metody rasčeta krupnogabaritnych podšipnikov dla oporno-povorotnych ustrojstv. Vestnik Mašinostroenia 2/1961
- [47] Kazanskij A.M., Antipov V.I.: Proizvodstvo oporno-povorotnych krugov v Anglii. Stroitelnyje i Dorożyje Mašiny. 9/1971
- [48] Kazanskij A.M.: Opredelenie niesuščej sposobnosti i optymalnych uglov kontakta rolikovyh oporno-povorotnych krugov. Vestnik Mašinostroenia 11/1978

- [23] Dziurski A.: Wybór optymalnego sposobu modelowania kontaktu w przypadkach złożonych konstrukcji maszyn roboczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 270/2003
- [24] Föppl L.: Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper (Forschung auf dem Gebiet des Ingenieur-Wesens 7/1936
- [25] Gibczyńska T., Pytko S.: Łożyska toczne wieńcowe. Uczelniane Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 1999.
- [26] Gibczyńska T., Marciniak A.: Analiza rozkładu obciążenia w dwurzędowym kulkowym łożysku wieńcowym z uwzględnieniem siły promieniowej. Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994
- [27] Gibczyńska T., Marciniak A.: Problemy wyznaczania obciążeń w łożyskach wieńcowych. II Międzynarodowa Konf. Nauk.-Techn. Rozwój i Kierunki Badań Samojezdnych Żurawi Hydraulicznych. Cz.1. Radziejowice 1994
- [28] Gibczyńska T., Szucki T., Wiernicki J.: Model obliczeniowy dwurzędowych kulkowych łożysk wielkogabarytowych. Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994
- [29] Gibczyńska T., Życzkowski M.: Równania statyki dwurzędowego kulkowego łożyska wieńcowego. Mechanika Teoretyczna i Stosowana 7/1969
- [30] Gibczyńska T.: Konstrukcja i zastosowanie łożysk tocznych o dużych średnicach. Czasopismo Techniczne 1965, nr 6M.
- [31] Gibczyńska T.: Łożyska wieńcowe, Konstrukcja, Obliczanie, Monografia, Zeszyty Nauk. Politechniki Rzeszowskiej Mechanika 24/1991
- [32] Gibczyńska T.: Obliczenie łożysk wieńcowych obciążonych jednocześnie momentem i niewielką siłą w dowolnym kierunku, Archiwum Budowy Maszyn XIV 3/1967
- [33] Gibczyńska T.: Symulacja rozkładu obciążenia w łożyskach. Symulacja w badaniach i rozwoju. Wyd. Spółdzielcze 1994
- [34] Gulianek V.I.: Vybor rasčetnoj schemy konstrukcij s odnostronnymi sviazami tipa kratkovykh krugov. Gornyje, stroitelnyje i dorożnyje mašiny. Kiev 1982.
- [35] Handreck T.: Berechnung der Wälzkörperkräfte in Kugeldrehverbindungen unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion. Praca doktorska. TU Dresden 1993
- [36] Harris T.A.: Rolling Bearing Analysis. New York. 1991
- [37] Huber T.M.: Teoria sprężystości. PWN Warszawa 1954
- [38] INA Drehverbindungen. Katalog CD
- [39] ISO 5049/1 Przejezdne urządzenia do ciągłego przeładunku materiałów. Część 1. Zasady projektowania konstrukcji stalowych. 1980
- [40] Johnson K.L.: Contact Mechanics. Cambridge University Press. 1995
- [41] Jones A.: The mathematical theory of rolling-element bearings. Mechanical Design and Systems Handbook. McGraw-Hill 1964.
- [42] Kahn R. Ein Beitrag zur Berechnung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen. Hannover 1964
- [43] Kania L.: Charakterystyki zastępcze wałeczków przy obliczaniu nośności łożysk wieńcowych metodą elementów skończonych. Polioptymalizacja 2000
- [44] Kardestuncer H.: Finite Element Handbook. McGraw-Hill, New York 1987
- [45] Kazanskij A.M.: Konstrukcyj sowremennych oporno-povorotnych ustrojstv. Stroitelnyje i Dorożyje Mašiny. 4/1963
- [46] Kazanskij A.M.: Metody rasčeta krupnogabaritnykh podšipnikov dla oporno-povorotnykh ustrojstv. Vestnik Mašinostroenia 2/1961
- [47] Kazanskij A.M., Antipov V.I.: Proizvodstvo oporno-povorotnykh krugov v Anglii. Stroitelnyje i Dorożyje Mašiny. 9/1971
- [48] Kazanskij A.M.: Opredelenie niesušej sposobnosti i optymalnykh uglov kontakta rolikovykh oporno-povorotnykh krugov. Vestnik Mašinostroenia 11/1978

- [49] Kazanskij A.M.: O zakonomernostiach raspredelenia kontaktnych nagruzok oporno-povorotnykh ustojstv. Vestnik Mašinostroenia 11/1978
- [50] Kazanskij A.M.: Rasčet upornych šarikopodsignikov v krupnogabaritnykh povorotnykh oporach. Mašinovedenie 4/1979
- [51] Kleiber M., Woźniak C.: Nonlinear Mechanics of Structures. PWN Warszawa 1991
- [52] Krzemiński-Freda H.: Łożyska toczne. PWN. 1989
- [53] Kulak F. F., "Adaptive Contact Elements for Three-Dimensional Explicit Transient Analysis," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 72, pp. 125-151, 1989.
- [54] Kunc R., Korelc J., Prebil I., Torkar M.: Določevanje materialnih parametrov za računanje nosilnost velikih kotalnih ležajev z mehaniko poškodbe. 8. Konferenca o materialih in tehnologijah, Portorož, Slovenija 2000
- [55] Kunc R., Prebil I., Torkar M.: Določitev malociklične nosilnosti kotalnega stika. Kovine, zlitine, tehnologije 1-2/1999
- [56] Kunc R., Prebil I., Torkar M.: Materiali in nosilnost velikih kotalnih ležajev. 7. Konferenca o materialih in tehnologijah, Portorož, Slovenija 1999
- [57] Kunc, R., Prebil, I., Torkar, M.: Low cycle carrying capacity of bearings with hardened rolling layer. Kovine zlit. tehnol., 32(1998) 3-4,
- [58] Kunc, R., Zupan, S., Prebil, I., Merilni sistem za določanje malociklične nosilnosti kotalnega stika. V: Enodnevna tehnična konferenca o virtualni instrumentaciji, Ljubljana, 23.10.1997. NIDays-Europe 97 : virtual technologies : a world without barriers. Ljubljana, 1997
- [59] Leonhardt T., Matthias K.: Dimensionierungsoftware für Grosswälzlager. Antriebstechnik. 8/1997
- [60] Marciniec A.: Metody obliczania obciążenia w trzyczędowym rolkowym łożysku wieńcowym z uwzględnieniem podatności konstrukcji wsporczych (praca doktorska). Politechnika Rzeszowska. Rzeszów 1993
- [61] Marciniec A.: Wyznaczanie rozkładu obciążenia w trzyczędowym rolkowym łożysku wielkogabarytowym. Mechanika teoretyczna i stosowana. 3/1989
- [62] Mathias K.: Berechnung der Wälzkörperkräfte in Grosswälzlager. Fördern und Heben 29/1979
- [63] Matthias K.: Beitrag zur Berechnung der Wälzkörperkräfte in Grosswälzlager. Fördern und Heben 2/1972
- [64] Matthias K.: Berechnung starr gelagerter Kugeldrehverbindungen bei beliebiger konstruktiver Ausführung und beliebiger Belastung. Maschinenbautechnik 11/1969
- [65] Matthias K.: Berechnung von Kugeldrehverbindungen. Hebezeuge und Fördermittel 9/1963.
- [66] Matthias K.: Entwicklung bei Grosswälzlager durch gemeinsame Forschung. Konstruktion 1/1997
- [67] Mazanek E.: Modele obliczeniowe i charakterystyki nośności statycznej łożysk tocznych wieńcowych. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej. Monografie 62/1999
- [68] Nogiec T., Malcher K.: Badania łożysk wieńcowych. Etap II. Raporty Inst. Konstr. Ekspl. Masz. PWr 1987 Ser. SPR nr 51
- [69] Nogiec T., Malcher K.: Badanie łożysk wieńcowych. Raport SPR 033/84, Wrocław 1984
- [70] Nogiec T., Malcher K.: Łożyska wieńcowe. Przegląd Mechaniczny 15/1988
- [71] Nogiec T., Malcher K.: Rozwój teorii i metod obliczeń oraz kształtowania łożysk wielkogabarytowych. Etap I. Raport IKEM Politechniki Wrocławskiej nr 86/S-043, Wrocław 1986r.
- [72] Nogiec T., Malcher K.: Zagadnienia materiałowe w budowie łożysk wieńcowych. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn PWr
- [73] Nogiec T., Smolnicki T.: Opracowanie metod i urządzeń do doświadczalnej oceny wpływu parametrów konstrukcji i obciążeń na nośność i trwałość łożysk wieńcowych. Raporty Inst. Konstr. Ekspl. Masz. PWr 1987 Ser. SPR nr 111

- [74] Oettel R., Henatsch P.: Die Gestaltung von Kugelbahnen in Tagebaugeräten. Braunkohle 23/1971 345-350
- [75] Ohnrich S.: Berechnung der zweireihigen Kugeldrehverbindungen, Institut für Fördertechnik Leipzig 1959
- [76] Pallini, R. A.; Sague, J. E.: Computing Core-Yield Limits for Case-Hardened Rolling Bearings, ASLE Trans., 28(1985) 1
- [77] Palmgren, A.: Ball and Rolling Bearing Engineering, 3rd Edition, Burbank, Philadelphia, 1959
- [78] Palmgren, A., Ludberg G.: Łożyska toczne. Warszawa 1953
- [79] Połownikow W.: Issledowanije roboty mnogokatkovykh oporno-povorotnykh ustrojstv strielowych kranow. Trudy MTWU Mašgiz. 63/1955
- [80] Prebil I., Godler I., Crnkovic I.: Modelling and calculation of large-sized bearings. Mechanical Engineering Journal, vol.33, 89/1987
- [81] Prebil I., Zupan S., Lučič P.: Lastverteilung auf Wälzkörper von Drehverbindungen. Konstruktion 11/1997
- [82] Prebil, I., Zupan, S. and Lucic, P., Adaptive and Variant Design of Rotational Connections, Engineering with Computers, Vol 11, 1995, pp 83-93
- [83] Przybyłek G., Smolnicki T.: Wpływ korekcji dźwigara pierścieniowego na dystrybucję obciążenia w wielkogabarytowym łożysku tocznym. Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. V Konferencja naukowa. Wrocław-Szklarska 2001
- [84] Przybyłek G., Rusiński E., Smolnicki T.: Analiza obciążeń nowego łożyska 12000 koparki SchRs 4600x30 w procesie urabiania. Raport Inst. Konstr. Ekspl. Masz. PWroc. 2001
- [85] Przybyłek G., Rusiński E.: Obliczenia wytrzymałościowe statyczne nadwozia i konstrukcji nośnej koparki BWE-700L. Raport Inst. Konstr. Ekspl. Masz. PWroc. 2000
- [86] Przystupa F., Zając J., Zając T.: Badania doświadczalne jako podstawa diagnozowania oraz projektowania wielkogabarytowej podpory obrotowej. V Konf. Nauk. Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. Wrocław - Szklarska Poręba 2001
- [87] Pytko S.: Wyteżenie materiału w obszarze styku dwóch walców sprężystych przy obciążeniu normalnym i stycznym. Mat. Krajowej konf. Wytrzymałości i Badania Mat., Wrocław 1966
- [88] Rasper L.: Hydraulische Abstützung der Drehverbindung. Braunkohle 16/1964.
- [88a] Rothe Erde Großwälzlager. Hoesch Rothe Erde Dortmund 2.99
- [89] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T.: Zaawansowana metoda elementów skończonych w urządzeniach nośnych maszyn. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2000.
- [90] Rusiński E., Przybyłek G., Smolnicki T.: Zastosowanie zaawansowanych metod numerycznych do analizy sił w parach kinematycznych mechanizmu obrotu pieca Kaldo. Problemy Maszyn Roboczych Zeszyt 17/2001
- [91] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., Jankowiak R.: Analiza ustroju nośnego podwozia koparki metodą elementów skończonych. Przegląd Mechaniczny 19-20/2000
- [92] Rusiński E., Smolnicki T., Kanczewski P.: Gesichtspunkte zur Sanierung der Stahlkonstruktion von Schaufelradbaggern. Braunkohle, 5/1997
- [93] Rusiński E., Smolnicki T., Malcher K.: Modele dyskretne łożysk wieńcowych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego. Bezpieczeństwo oraz degradacja maszyn. Trzecie Konwersatorium BDM. Wrocław, Szklarska Poręba 1977
- [94] Rusiński E.: Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 1994
- [95] Rusiński E.: Mikrokomputerowa analiza ram i nadwozi pojazdów i maszyn roboczych. WKŁ Warszawa 1990
- [96] Smolnicki T., Malcher K.: Wpływ parametrów układu element toczny - bieżnia na jego nośność. Przegląd Mechaniczny, Nr 19-20 2000

- [97] Smolnicki T.: Fizykałne aspekty koherencji wielkogabarytowych łożysk tocznych i odkształcalnych konstrukcji wsporczych. Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002
- [98] Smolnicki T.: Modele numeryczne element toczny-bieżnia w wielkogabarytowych łożyskach tocznych. XIII Konf. Nauk. Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych Zakopane 2000
- [99] Smolnicki T.: Nieliniowe modele układu bieżnia-kula- bieżnia do wyznaczenia rozkładu nacisków w wielkogabarytowym łożysku tocznym. Przegląd Mechaniczny 5-6/1999
- [100] Smolnicki T.: Wymiarowanie konstrukcji wsporczych wielkogabarytowych łożysk tocznych z wykorzystaniem FEM. IV Konf. Nauk. Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn Wrocław - Szklarska Poręba, 1999
- [101] Smolnicki T., Przybyłek G.: Ogólne wytyczne projektowania węzła obrotu nadwozia maszyn roboczych. Górnictwo Odkrywkowe, 2003
- [102] Sozański L.: Badania magnetyczno-proszkowe. Podstawy teoretyczne i praktyka. W: Bezpieczeństwo oraz degradacja maszyn. Drugie Konwersatorium BDM. Wrocław, Szklarska-Poręba 1996
- [103] Sozański L.: Technika ultradźwiękowych pomiarów grubości. W: Problemy i innowacje w remontach energetycznych. PIRE 2000. III Konferencja naukowo-techniczna. Szklarska Poręba
- [104] Takahashi H., Omora T.: Measurment of the rolling element load distribution in turntable bearings. SAE Technical Paper 1985
- [105] Weaver W., Gere J.M.: "Matrix Analysis of framed Structures". Van Nostrand Reinhold 1990
- [106] Weber C.: Die Hertzsche Gleichung für elliptische Druckflächen (Zeitschrift für angew. Math. und Mech. 1948
- [107] Wozniak J.: Ein Beitrag zur Ermittlung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen. Konstruktion 34 10/1982
- [108] Vogelpohl G.: Betriebssichere gleitlager, springer Verlag, Berlin 1958
- [109] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L.: The finite element method. Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Bool Company, London 1991