

Tadeusz Smolnicki

**Fizykalne aspekty koherencji  
wielkogabarytowych łożysk tocznych  
i odkształcalnych konstrukcji wsporczych**

Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej  
Wrocław 2002

## Spis rzeczy

Wykaz ważniejszych oznaczeń .....	5
1. Wstęp .....	6
2. Łożyskowanie nadwozi maszyn roboczych .....	9
3. Budowa łożysk wielkogabarytowych .....	14
3.1. Klasyfikacja łożysk wieńcowych .....	15
3.2. Łożyska wieńcowe w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego .....	17
3.3. Stosunki wymiarowe w łożyskach wieńcowych .....	23
3.4. Materiały .....	27
3.5. Doświadczenia eksploatacyjne i badania .....	28
4. Metody obliczania łożysk wieńcowych .....	34
4.1. Zagadnienia kontaktowe w łożyskach tocznych .....	39
4.2. Metody klasyczne .....	46
4.3. Metody numeryczne .....	53
4.4. Metody obliczeniowe – wymagania .....	55
5. Modele dyskretne łożysk wielkogabarytowych .....	62
5.1. Superelement układu element toczny-bieżnia .....	63
5.2. Charakterystyka elementu zastępczego .....	68
5.3. Macierz sztywności układu bieżnia–element toczny–bieżnia .....	69
5.4. Przykłady modeli dyskretnych łożysk .....	72
5.5. Porównanie różnych modeli łożyska .....	74
6. Zjawiska na styku element toczny–bieżnia–modele dyskretne .....	77
6.1. Styk punktowy .....	77
6.2. Styk liniowy .....	87
7. Konstrukcje wsporcze .....	93
7.1. Modele dyskretne konstrukcji wsporczych .....	96
7.2. Modele obliczeniowe – warunki brzegowe .....	105
7.3. Modele parametryczne .....	115
8. Zastosowanie modeli numerycznych – analiza dystrybucji obciążenia .....	121
8.1. Współpraca elementów tocznych i bieżni .....	122
8.2. Zwiększanie liczby szeregów elementów tocznych .....	144
8.3. Wpływ sztywności konstrukcji wsporczych na dystrybucję obciążenia .....	146
8.4. Korekcja łożyska i konstrukcji wsporczych .....	155
9. Metoda ewaluacji układu łożysko–konstrukcja wsporcza .....	165
9.1. Ocena nośności łożyska przy zadanej konstrukcji wsporczej .....	165
9.2. Dobór sztywności konstrukcji wsporczej .....	170
9.3. Analiza porównawcza .....	171

10. Doświadczalna ocena stanu łożyska i dystrybucja obciążenia . . . . .	175
10.1. Typowe uszkodzenia w wielkogabarytowych łożyskach tocznych . . . . .	176
10.2. Zmiana geometrii łożyska w wyniku eksploatacji . . . . .	178
10.3. Doświadczalna ocena dystrybucji obciążenia . . . . .	195
10.4. Identyfikacja modelu zmiany geometrii łożysk wielkogabarytowych . . . . .	229
11. Podsumowanie . . . . .	235
Literatura . . . . .	239

## Wykaz ważniejszych oznaczeń

$C_k$	– nośność kuli, [N]
$D$	– średnica podziałowa łożyska, [m]
$D_i$	– średnica podziałowa $i$ -tej bieżni łożyska, [m]
$F$	– 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]
$L$	– liczba przetoczeń, [-]
$L_{eq}$	– liczba ekwiwalentnych obrotów łożyska, [-]
$L_u$	– trwałość użytkowa, [-]
$M$	– moment poprzeczny obciążający łożysko, [N·m]
$\bar{P}_{VHM}$	– obciążenie wypadkowe łożyska, [N]
$R_i$	– promień podziałowy $i$ -tego rzędu elementów tocznych łożyska, [m]
$V$	– obciążenie osiowe łożyska, [N]
$W_n$	– współczynnik nierównomierności obciążenia, [-]
$d$	– 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]
$p_H$	– ciśnienie hertzowskie, [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, [-]
$[\mathbf{K}]$	– macierz sztywności,
$[\mathbf{D}]$	– macierz podatności,
$\{\mathbf{u}\}$	– wektor przemieszczeń uogólnionych,
$\{\mathbf{F}\}$	– wektor sił uogólnionych,
$\Psi_F$	– rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne łożyska
$\alpha, \beta, \theta$	– kąt mierzony po obwodzie łożyska, [°]
$\gamma$	– kąt mierzony po przekroju bieżni od dna rowka, [°]
$\delta$	– ugięcie układu element toczny–bieżnia, [m]
$\varphi$	– kąt działania elementów tocznych, [°]
$\eta$	– wykładnik zależności hertzowskiej siła–ugięcie, [-]
$\rho_{ij}$	– odwrotności promieni krzywizny, [m <sup>-1</sup> ]



## 1. Wstęp

W ustrojach nośnych maszyn bardzo często jest niezbędne zastosowanie podpory obrotowej, czyli obrotowego połączenia dwóch członów ustroju nośnego, zdolnego do przenoszenia wszystkich obciążeń z jednego członu na drugi. Połączenie takie może być realizowane przez wielkogabarytowe łożyska toczne specjalnej konstrukcji, które oprócz sił mogą przenosić znaczne momenty poprzeczne. Łożyska takie często są wyposażane w wieniec zębaty do napędu obrotu i dlatego nazywa się je łożyskami wieńcowymi. Niektórzy autorzy używają terminu funkcjonalnego: podpora obrotowa, co jest jednakże określeniem znacznie szerszym [132]. Do największych łożysk jednorzędowych, w których elementy toczne nie przenoszą momentów wywracających, także jest stosowane określenie łoża kulowe.

Pierwsze wielkogabarytowe łożysko wieńcowe zostało wykonane przez firmę Rothe Erde w roku 1930 [53]. Ze względu na liczne zalety wielkogabarytowe łożyska wieńcowe znajdują zastosowanie w wielu dziedzinach techniki (rys. 1.1) począwszy od maszyn roboczych (w żurawicach budowlanych i przeładunkowych, w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego, maszynach budowlanych), przez wojsko (w czołgach, radarach), energetykę i ochronę środowiska (w siłowniach wiatrowych, oczyszczalniach ścieków), do badań kosmicznych (w największych teleskopach, połączeniach segmentów stacji orbitalnych). Nietypowym zastosowaniem jest użycie wielkogabarytowego łoża kulowego do posadowienia pieca hutniczego, co znacznie skraca czas i upraszcza przebieg remontów. Największe łożyska stosuje się w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego lub konstrukcjach budowlanych.

Mimo bogatych doświadczeń eksploatacyjnych i znacznego rozwoju metod obliczeniowych ciągle jeszcze dobór odpowiedniego łożyska oraz właściwe ukształtowanie konstrukcji wsporczych sprawia wiele trudności. Zasadniczą różnicą w stosunku do typowych łożysk tocznych jest duża podatność konstrukcji wsporczych, wskutek czego występuje nierównomierne i zmienne w czasie obciążenia poszczególnych elementów tocznych, czyli tzw. dystrybucja.

Niezbędne stało się opracowanie metody identyfikacji dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne z uwzględnieniem odkształcalności konstrukcji wsporczych. Opisane w rozprawie modele są uniwersalne (przydatne do różnych maszyn i łożysk różnej klasy) i uwzględniają wszystkie istotne zjawiska zachodzące w łożyskach wielkogabarytowych. Dzięki temu są one dobrym narzędziem zarówno do prac badawczych, jak i w projektowaniu.



Rys. 1.1. Przykłady zastosowań łożysk wielkogabarytowych

Na podstawie wyników uzyskanych z symulacji numerycznych, analizy już istniejących rozwiązań, stosunków wymiarowych geometrii styku i konstrukcji wsporczych, stosowanych materiałów, sformułowano wytyczne doboru łożyska oraz kształtowania jego konstrukcji wsporczych.

Obiektem badań w niniejszej pracy były przede wszystkim łożyska wielkogabarytowe i ich konstrukcje wsporcze stosowane w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego, gdyż w maszynach tych, ze względu na ich rozmiary, wielkość obciążenia, charakter pracy, ogniskują się wszystkie niekorzystne zjawiska, jakie mogą wystąpić w łożyskach wielkogabarytowych, pełniących funkcję podpory obrotowej. W niczym

nie ogranicza to ogólności zbudowanych modeli, które można stosować do różnych łożysk tocznych.

Praktycznym powodem takiego wyboru jest dobra znajomość maszyn podstawowych, poparta wieloletnim doświadczeniem i licznymi pracami badawczymi oraz dostępność dokumentacji, danych eksploatacyjnych i możliwość prowadzenia badań doświadczalnych na obiektach rzeczywistych.

## 2. Łożyskowanie nadwozi maszyn roboczych

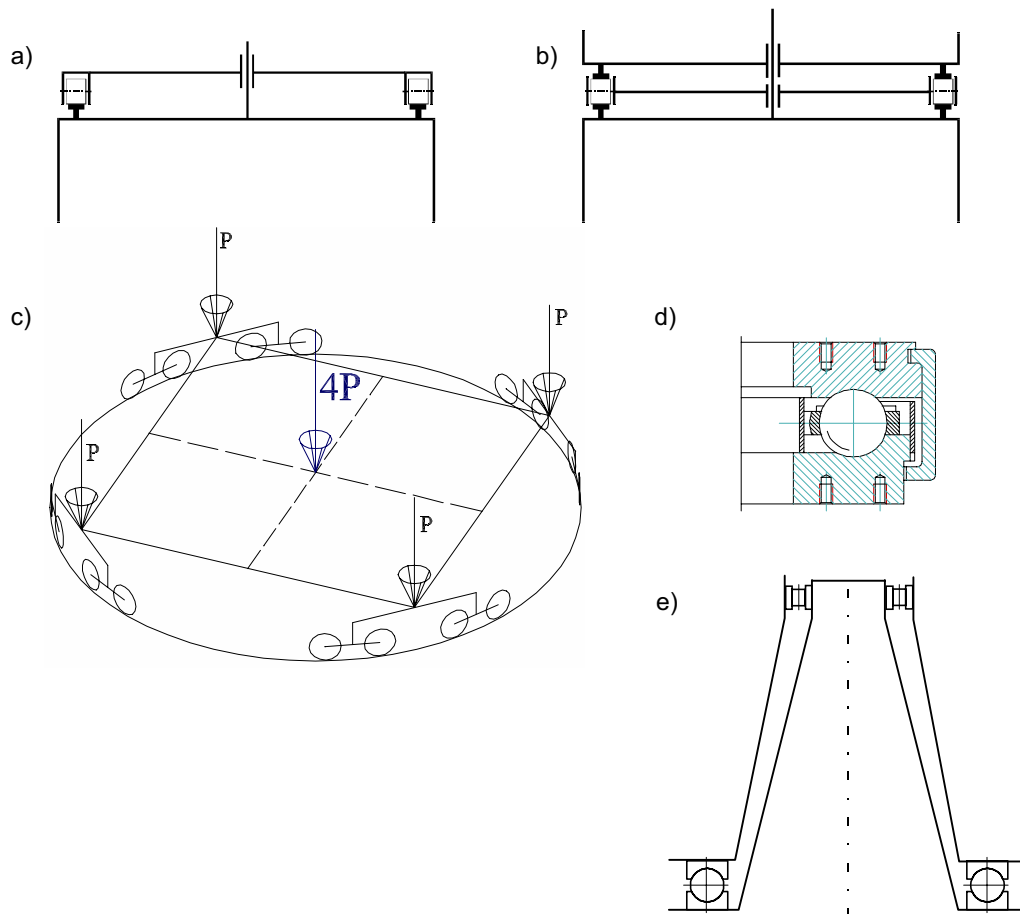
Potrzeba łożyskowania dużych obiektów przy znacznych momentach wyrotnych istniała od dawna, ale dopiero z końcem XIX wieku rozwój technologii wytwarzania umożliwił budowę dużych, precyzyjnie wykonanych, silnie obciążonych łożysk. Po raz pierwszy przed I wojną światową duże stalowe łoża kulowe zastosowano do łożyskowania wież armatnich na ciężkich okrętach wojennych. Wcześniej podobne łożyska wykorzystywano do łożyskowania wiatraków (najstarsze zachowane do dziś łożysko Sprowston Anglia 1780 r. – średnica podziałowa  $\varnothing 736,6$  mm [86]), w których zarówno bieżnie, jak i elementy toczne wykonane były z żeliwa.

Ponieważ praca dotyczy przede wszystkim łożyskowania maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego, można prześledzić historię rozwoju łożyskowania nadwozi maszyn roboczych na przykładzie koparek kołowych.

Najkorzystniejszym ruchem podstawowym urabiania nadkładu lub węgla jest ruch obrotowy nadwozia maszyny. Już w roku 1917, w Maschinenbau-Anstalt Humboldt Köln powstała pierwsza koparka kołowa o takim sposobie urabiania, wyprodukowana dla kopalni Bergwitzer w Saskim Zagłębiu Węglowym. W pierwszych maszynach przyjęto rozwiązania konstrukcyjne stosowane w żurawiach. Obciążenie pionowe z nadwozia było przenoszone na pierścień szynowy położony na portalu przez sześć albo osiem umocowanych w nadwoziu rolek, a siły boczne przenosiła konstrukcja prowadząca między nadwoziem i portalowym podwoziem.

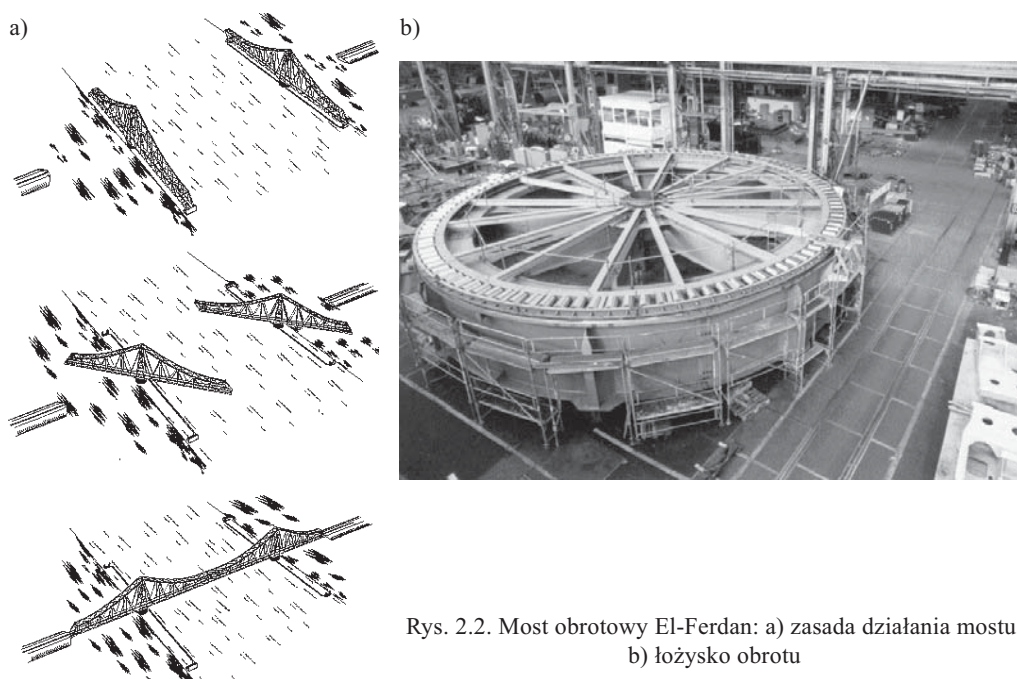
Pierwsze obrotnice koparek kołowych, o masie nadwozia od 50 t do 100 t, były zbudowane w podobny sposób. Siły boczne były przejmowane przez położony w środku obrotnicy czop centrujący tzw. „wał królewski”. Było to możliwe do zrealizowania, ponieważ w nadwoziu znajdowały się niezależnie skrętne przenośniki transportujące urobek (rys. 2.1a).

W końcu lat trzydziestych sposób łożyskowania nadwozi nie był jeszcze w pełni wykryształizowany. Poszukiwania rozwiązań konstrukcyjnych prowadzono w kilku kierunkach. W roku 1937, w maszynie SchRs 700, o masie całkowitej 1395 t (odkrywka Sachsenburgfeld, kopalnia Golpa), wykorzystano po raz pierwszy mechanizm obrotu w postaci łoża kulowego. Jednocześnie w odkrywce Turossów (Hirschfelde) uruchomiono koparkę SchRs 350 o podobnej masie nadwozia (około 1300 t) wspartego na podatnym wieńcu rolkowym (rys. 2.1b). Rolki (72 szt.) były prowadzone przez sworznie w skrzynkowym dźwigarze pierścieniowym, centrowanym na słupie prowadzącym, przejmującym siły boczne od nadwozia. Rolki toczyły się po pierścieniowych bieżniach



Rys. 2.1. Łożyskowanie nadwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego:  
 a) obrotnica rolkowa, b) podatny wieńiec rolkowy, c) obrotnica z wózkami jezdnyimi,  
 d) łożo kulowe, e) łożo kulowe z łożyskiem poprzecznym rolkowym

szynowych o promieniu 8 m. Przez odpowiednie ukształtowanie bieżni tocznych i rolek można było w tym rozwiązaniu konstrukcyjnym osiągnąć centrowanie i przenoszenie sił bocznych wyłącznie przez rolki. Zastosowanie rolek stożkowych o odpowiedniej zbieżności pozwalało uniknąć poślizgów wynikających z różnicy średnicy zewnętrznej i wewnętrznej wieńca tocznego. Maszyna o podobnym łożyskowaniu pracowała w KWB „Turów” do lat siedemdziesiątych. Wieńce rolkowe stosowano w maszynach o masie nadwozia nawet do 6300 t (koparka jednoznaczyniowa 3850B „River King” firmy Bucyrus-Erie USA dla kopalni węgla Peabody Coal Co. w Illinois, o pojemności łyżki 100 m<sup>3</sup>, masie całkowitej ok. 9300 t, wyprodukowana w 1964 r., pracowała do roku 1993). Współcześnie wykorzystano podobne rozwiązanie do ułożyskowania największego na świecie mostu obrotowego (rys. 2.2) nad kanałem Sueskim (ukończenie budowy styczeń 2001). Przeszło o łącznej długości 320 m i masie 5000 Mg jest obracane



Rys. 2.2. Most obrotowy El-Ferdan: a) zasada działania mostu, b) łożysko obrotu

na wieńcu o średnicy podziałowej 20 m. Stożkowe rolki mają średnicę około 400 mm [151, 152]. Wymiary części obrotowej są porównywalne z największymi maszynami stosowanymi w górnictwie odkrywkowym.

Inne rozwiązanie konstrukcyjne z I połowy XX wieku to przenoszenie obciążenia pionowego przez wahacze rozkładające obciążenie czteropunktowo lub trójpunktowo, na koła jezdne o dużej średnicy (rys. 2.1c). Przejęcie sił poziomych następowało poprzez układ poziomych rolek lub poprzez odpowiednie ukształtowanie geometrii kół i szyny. To ostatnie rozwiązanie stosuje się do dziś (koparki kołowe SchRs800, KWK1500 – rys. 2.3).

Po drugiej wojnie światowej powszechnie stosowano łoża kulowe w największych nawet koparkach kołowych (firmy Krupp, Orenstein&Koppel, Man). Rozwiązanie to współzyskowało z łożyskowaniem za pomocą obrotnic z wózkami o dużych kołach tocznych (firmy z terenu dawnej NRD) [122]. Zaletą obydwu rozwiązań jest jednoczesne przenoszenie obciążeń pionowych i poziomych, co daje możliwość wykorzystania wolnego wnętrza pierścienia do celów techniki urabiania, np. przesypu urobku, oraz do prowadzenia kabli zasilania lub sterowania przez pierścienie ślizgowe. Obrotnice wózkowe były ze względu na trudności technologiczne i brak odpowiedniego parku maszynowego surogatem łożysk kulowych [172].

W koparkach łańcuchowych ze względu na znaczne siły poziome często stosuje się połączenie łoża kulowego przenoszącego obciążenie pionowe oraz łożyska rolkowego na czopie centrującym (rys. 2.1e), który wspólnie z łożem przenosi moment wywracający i siły poziome (np. koparka Rs 560).

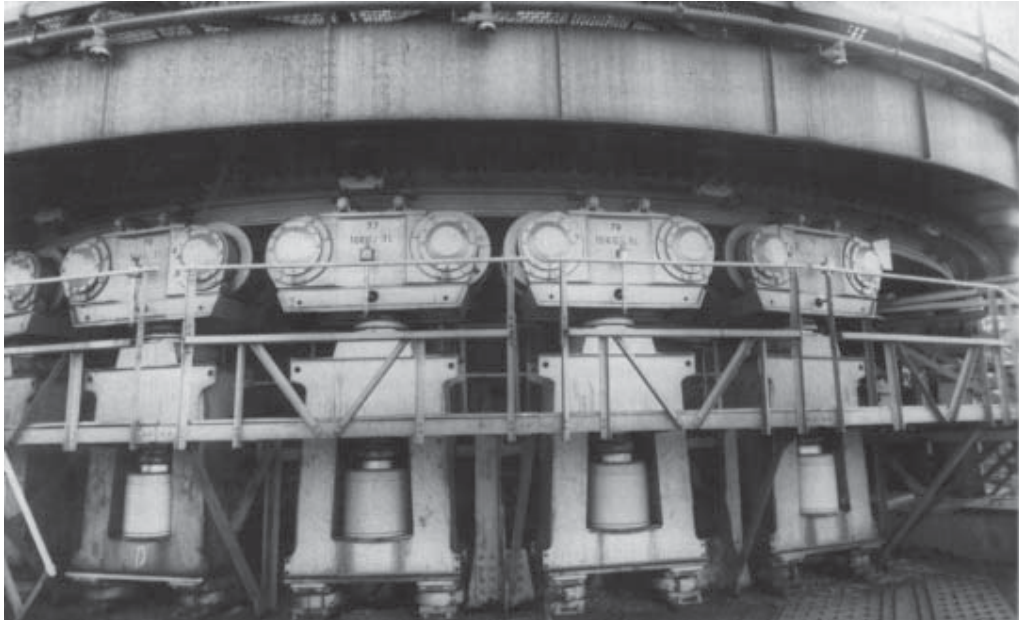




Rys. 2.3. Obrotnica z wózkami jezdnymi i rolkami centrującymi – koparka KWK 1500



Rys. 2.4. Kule i fragment wieńca zębatego – zwałowarka A2RsB5000



Rys. 2.5. Hydrauliczne podparcie wahaczy układu obrotowego [136]

Podjęto próby hydraulicznego podparcia wszystkich wahaczy w układzie wyrównującym obciążenia [135], w którym całe obciążenie pionowe działa bezpośrednio na dużą liczbę siłowników hydraulicznych. Rozwiązanie to, pokazane na rys. 2.5, ze względu na znaczne koszty rozbudowanego układu hydraulicznego i dużą awaryjność nie znalazło jednak zastosowania poza tą jedną maszyną. Skomplikowana jest również eksploatacja takiego układu hydraulicznego, wymagającego stałego zapewnienia szczelności tak dużej liczbie elementów hydraulicznych.



### 3. Budowa łożysk wielkogabarytowych

Wielkogabarytowe łożyska wieńcowe są to łożyska toczne specjalnej konstrukcji, które oprócz sił mogą przenosić znaczne momenty poprzeczne. Często są wyposażone w wieniec zębaty do obrotu łożyskowanej części maszyny nacięty na jednym z pierścieni.

Łożyska te różnią się geometrią (inne stosunki wymiarowe [114, 157]) oraz sposobem zabudowy od stosowanych powszechnie w budowie maszyn. Różnice te wywierają istotny wpływ na postać zjawisk zachodzących w łożysku oraz w konstrukcjach wsporczych.

Podstawowe różnice dotyczące budowy łożysk wielkogabarytowych wynikają z:

- wielokrotnie większych rozmiarów (w łożach kulowych koparek wielonaczyniowych średnica podziałowa dochodzi nawet do 20 m),
- dużej liczby elementów tocznych (do kilkuset),
- rodzajów i wzajemnej relacji przenoszonych obciążeń zewnętrznych (siły osiowe, promieniowe i znaczne momenty wywracające,
- wolnobieżności (wskaźnik szybkobieżności  $D_n = 5 \div 50 \text{ m} \cdot \text{obr}/\text{min}$ ),
- gatunków stosowanych materiałów i ich obróbki cieplnej,
- wykorzystania podczas typowej pracy tylko części pełnego obrotu,
- znacznego wyężenia układu *element toczny–bieżnia*.

Dodatkowo wielkogabarytowe łożyska wieńcowe odróżnia od typowych łożysk tocznych mocowanie pierścieni łożyska bezpośrednio do ustrojów nośnych części obrotowej i stałej za pomocą śrub. Do łożysk wieńcowych należy zaliczyć, ze względu na spełnianą funkcję, także wielkogabarytowe łoża kulowe stosowane w miejsce obrotnic wózkowych lub rolkowych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego. Ze względów technologicznych lub konstrukcyjnych w tych łożyskach wieniec zębaty napędu obrotu nadwozia jest najczęściej wykonywany osobno i mocowany śrubami do pierścienia lub do ustroju nośnego podwozia.

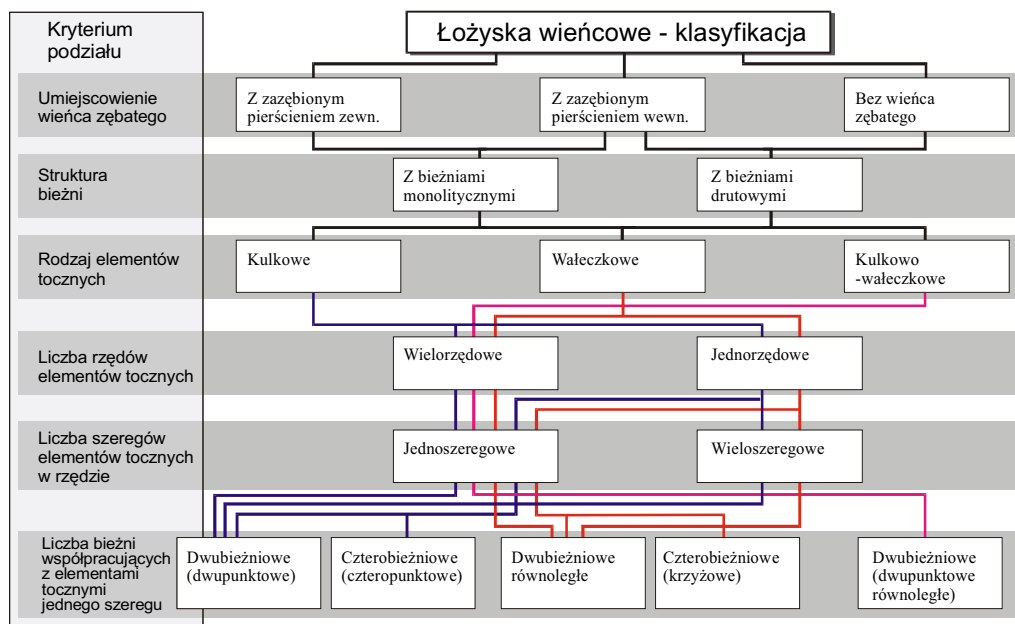
Podstawową cechą mającą wpływ na metodę doboru i obliczeń łożysk wielkogabarytowych jest podatność pierścieni łożyska. W dużych łożyskach podatność giętna pierścieni jest znacznie większa niż podatność układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* (BTB).

### 3.1. Klasyfikacja wielkogabarytowych łożysk wieńcowych

Łożyska wieńcowe charakteryzują się bardzo zróżnicowaną budową, kształtowaną indywidualnie ze względu na przenoszone obciążenia, rodzaj zabudowy itp. Ze względu na cechy konstrukcyjne można wprowadzić liczne kryteria podziału, takie jak [115]:

- postać wieńca zębatego,
- konstrukcja bieźni,
- rodzaj elementów tocznych,
- liczba rzędów elementów tocznych,
- liczba szeregów elementów tocznych w rzędzie,
- liczba bieźni współpracujących z elementem tocznym.

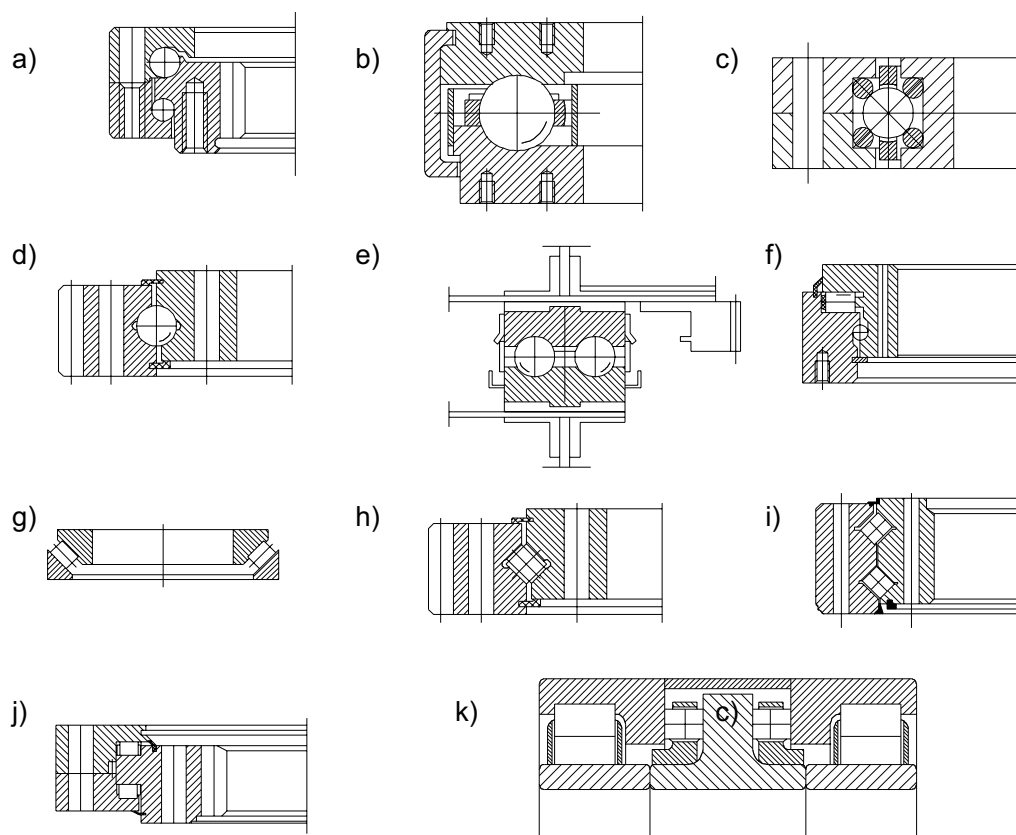
Na diagramie (rys. 3.1) przedstawiono klasyfikację łożysk wieńcowych zaczerpniętą z pracy [115], a na rys. 3.2 przykłady budowy typowych łożysk wieńcowych.



Rys. 3.1. Klasyfikacja łożysk wieńcowych

#### 3.1.1. Wieniec zębaty

Wieniec zębaty służy do napędu części ruchomej. Wieniec zębaty może być nacięty zarówno na pierścieniu zewnętrznym (zazębienie zewnętrzne, rys. 3.2d), jak i na pierścieniu wewnętrznym (zazębienie wewnętrzne, rys. 3.2a). W dużych łożyskach (bieżnie kulowe) często nie stanowi on integralnej części łożyska (rys. 3.2e).



Rys. 3.2. Przykładowe schematy łożysk wieńcowych [115]

### 3.1.2. Struktura bieżni

Większość łożysk ma bieżnie monolityczne, tzn. wykonane z jednolitego materiału, ale spotyka się też łożyska o dużych średnicach, w których element toczny współpracuje z pierścieniem przez wkładki wykonane z drutu (rys. 3.2c). Łożyska te mają jednak znacznie mniejszą nośność niż łożyska z bieżniami monolitycznymi, ale ich zaletą jest to, że pierścienie łożyska można wykonać z innych materiałów (stopy lekkie, brązy) i w innych technologiach (odlewy).

### 3.1.3. Rodzaj elementów tocznych

Jako elementy toczne w łożyskach wieńcowych stosuje się kule (rys. 3.2a–e) lub wałeczki (rys. 3.2g–k). Przy małym udziale sił promieniowych i małym mimośrodzie siły osiowej stosuje się łożyska mieszane kulkowo-wałeczkowe (rys. 3.2f).

Wałeczki mają, ze względu na liniowy styk, znacznie większą nośność od porównywalnych rozmiarami kul, dlatego stosuje się je wszędzie tam, gdzie występują duże obciążenia elementów tocznych. Dla wałeczkowego łożyska krzyżowego porównywal-

nego rozmiarami z łożyskiem kulowym czteropunktowym obciążalność momentem jest większa o około 25% [140]. Zasadniczo łożyska wałeczkowe lepiej sprawdzają się podczas eksploatacji przy znacznych obciążeniach siłą osiową, ale mniejszych mimośrodkach jej działania.

#### 3.1.4. Liczba rzędów i szeregów

W celu zwiększenia zdolności łożyska do przenoszenia momentów poprzecznych lub zdolności do przenoszenia różnych obciążeń, buduje się łożyska złożone z dwóch lub więcej rzędów (rys. 3.2a). Rząd elementów tocznych określa się jako zbiór elementów tocznych zdolny do przenoszenia obciążenia w kierunku i o zwrocie wynikającym z geometrii styku elementów tocznych i bieżni. Elementy toczne poszczególnych rzędów różnią się zdolnością do przenoszenia sił pod względem ich kierunku i zwrotu.

Jeżeli elementy toczne jednego rzędu nie mogą przenieść wymaganego obciążenia, stosuje się zwielokrotnienie liczby szeregów elementów tocznych w ramach jednego rzędu (rys. 3.2e).

#### 3.1.5. Liczba bieżni współpracujących z elementem tocznym

W zależności od tego, czy element toczny współpracuje z jedną, czy z dwiema parami bieżni wyróżniamy łożyska o styku dwupunktowym (rys. 3.2a,b) lub czteropunktowym (rys. 3.2.d,h). Większa liczba bieżni współpracujących z elementem tocznym powoduje, że łożysko jednorzędowe pełni funkcje łożyska dwurzędowego (zdolność przenoszenia momentu), w przypadku znacznie mniejszych gabarytów.

### 3.2. Łożyska wieńcowe w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego

Wielkogabarytowe łożyska wieńcowe są obecnie najczęściej stosowanym sposobem łożyskowania nadwozia w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego. Sprawili to liczne zalety, jakimi charakteryzuje się ten sposób łożyskowania w stosunku do innych:

- duża liczba elementów tocznych o małej w stosunku do obrotnic wózkowych (duże koła) średnicy, umożliwia obniżenie środka ciężkości maszyny, co jest korzystne ze względu na stateczność,
- duża liczba elementów tocznych pozwala zageścić podziałkę funkcji dystrybucji obciążenia z nadwozia na podwozie, co korzystne jest dla ustroju nośnego maszyny,
- synteza w jednym zespole łożyskowania i napędu obrotu skutkuje zwartością budowy,
- przenoszenie oprócz obciążeń osiowych i promieniowych znacznych momentów poprzecznych (wywrotnych) – dopuszczalne są duże mimośrodowość działania siły pionowej, w łożyskach dwurzędowych wypadkowa siły pionowej może przechodzić poza płaszczyznę koła podziałowego elementów tocznych,

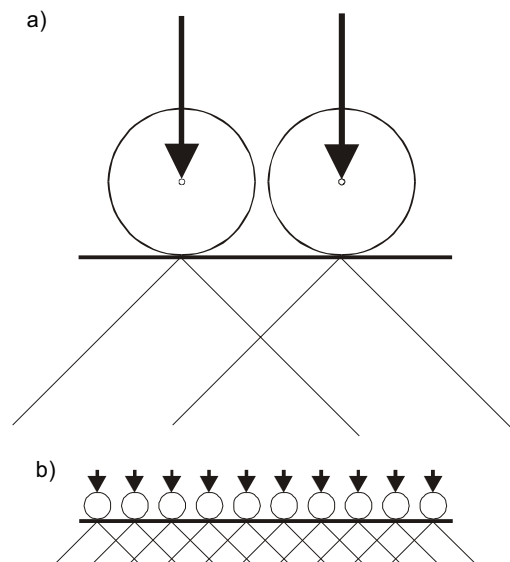
- zdolność przenoszenia dużych obciążeń dla małych prędkości obrotowych,
- pewność i dokładność prowadzenia nadwozia,
- wolna przestrzeń wewnątrz pierścienia umożliwia usytuowanie przesypu urobku i prowadzenie kabli zasilających i sterujących zespoły nadwozia,
- łatwość montażu i demontażu,
- zmniejszenie oporów ruchu zarówno w stosunku do obrotnic wózkowych, jak i z wieńcami rolkowymi.

Łożyska wieńcowe mają także wady:

- konieczność zachowania wysokich reżimów technologicznych podczas wykonywania łożyska,
- duże wymagania dotyczące sztywności konstrukcji wsporczych zarówno lokalnej, jak i globalnej,
- konieczność zapewnienia odpowiedniej płaskości powierzchni wsporczej pod łożysko,
- brak zamkniętych wytycznych obliczania i konstruowania łożysk oraz kształtowania konstrukcji wsporczych,
- duża wrażliwość łożyska na przeciążenia,
- w przypadku wystąpienia awarii trudności w znalezieniu prostych procedur naprawczych, najczęściej stosowana jest wymiana całego łożyska.

Konkurencyjnym rozwiązaniem konstrukcyjnym było dotychczas zastosowanie obrotnic z wózkami jezdnyymi.

Aby zapewnić odpowiednio duże pole stateczności, stosuje się cztery wózki z kilkoma kołami zamocowanymi na wahaczach. Przy każdej nierówności bieżni pojawia



Rys. 3.3. Dystrybucja obciążenia na konstrukcję wsporczą: a) „twarda” pod kołami wózków, b) „mięka” pod łożyskiem wieńcowym

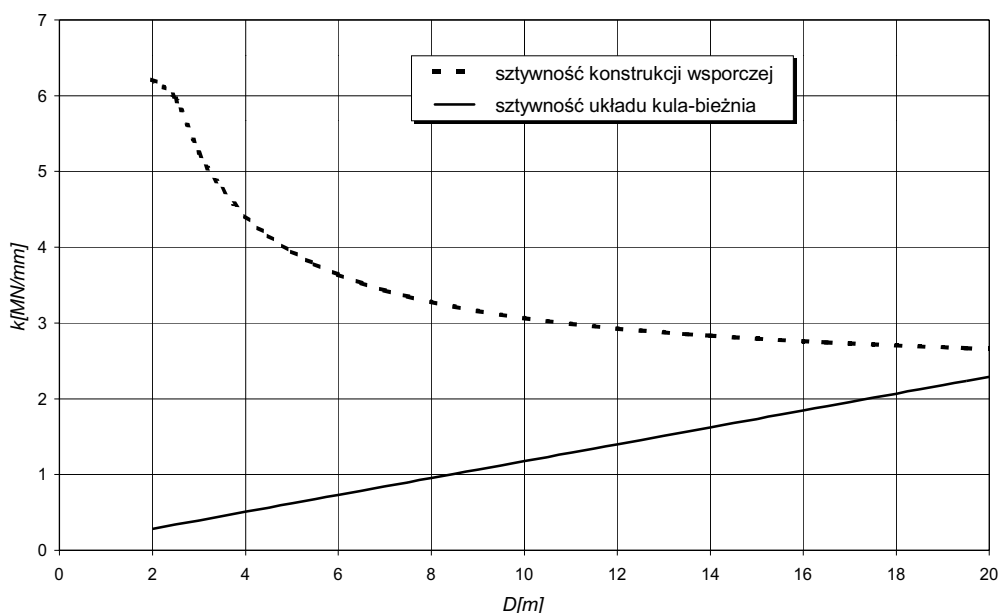
się nierównomierne obciążenie z powodu statycznie niewyznaczalnego podparcia. Dlatego też niezwykle istotne jest dokładne wykonanie bieżni szynowej oraz zapewnienie jej odpowiedniej sztywności. Ponieważ warunki te są trudne do spełnienia, poszukuje się innych rozwiązań obrotnic kołowych [64]. Duże punktowo wprowadzane siły są powodem szybkiej degradacji nie tylko szyny, ale i konstrukcji wsporczej [145, 149, 177].

W łożyskach wieńcowych sztywność giętna pierścieni łożyskowych jest od 2 do 3 rzędów niższa niż sztywność układu element toczny–bieżnia. Z tego powodu funkcję pierścieni łożyskowych przejmują odpowiednio ukształtowane konstrukcje wsporcze od strony nadwozia i podwozia.

Sam pierścień łożyska uczestniczy wyłącznie w przenoszeniu siły ze styku element toczny–bieżnia na ostoję oraz utrzymuje elementy toczne na średnicy podziałowej – prowadzi elementy toczne.

Na rysunku 3.4 porównano sztywność konstrukcji wsporczych i układu kula–bieżnia dla łożysk o różnych średnicach podziałowych. Do określenia sztywności konstrukcji wsporczych przyjęto dźwigar pierścieniowy o przekroju zamkniętym z podporami co  $120^\circ$ , z uwzględnieniem typowych stosunków wymiarowych spotykanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego. Sztywność układu kula–bieżnia określono dla przeciętnego obciążenia kuli.

Dla małych średnic podziałowych, odpowiadających typowym łożyskom katalogowym produkowanym seryjnie (zakres od 2 m do 5 m), sztywność konstrukcji wsporczej jest od kilku do kilkunastu razy większa niż sztywność układu kula–bieżnia.



Rys. 3.4. Porównanie sztywności konstrukcji wsporczych i sztywności układu kula–bieżnia

W przypadku łożysk dużych sztywności te są porównywalne. Dla małych łożysk wieńcowych często jest stosowane posadowienie pierścieni łożyska na słupie w postaci rury zakończonej grubym kołnierzem. Sztywność konstrukcji wsporczej jest wówczas co najmniej o rząd wyższa.

Duże siły osiowe i znaczne momenty poprzeczne sugerowałyby zastosowanie do łożyskowania maszyn podstawowych łożysk wałeczkowych. Wadą łożysk wałeczkowych jest jednak ich znacznie większa wrażliwość na odkształcenia konstrukcji wsporczych. Przykładowo, w ładowarko-zwałowarkach ŁZKS 1600 pierwotnie zastosowano łożyska wałeczkowe. Łożyska te po krótkiej eksploatacji w wyniku zakleszczania elementów tocznych uległy zniszczeniu. W ramach naprawy zastosowano dwurzędowe łożyska kulowe o średnicy 4650 mm, których czas eksploatacji okazał się znacznie dłuższy.

W przypadku wiotkich konstrukcji wsporczych niemożliwe jest zapewnienie odpowiednich warunków pracy dla łożyska wałeczkowego, a nawet dla typowego łożyska dwurzędowego. Dlatego najczęściej stosuje się łożyska wieńcowe w postaci łoża kulowego o średnicy zapewniającej przeniesienie momentów poprzecznych przy dużych mimośrodkach siły pionowej.

Łoża kulowe mają liczne zalety, z których najważniejsze to:

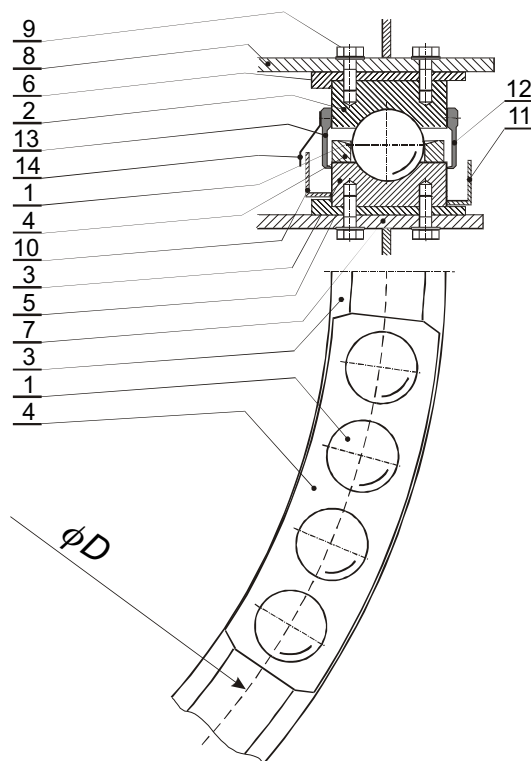
- prostota rozwiązania konstrukcyjnego,
- możliwość wykonywania bieżni w segmentach,
- mniejsza wrażliwość na deformacje konstrukcji wsporczych,
- łatwiejszy sposób dokonywania przeglądów stanu elementów tocznych i bieżni oraz ich wymiany.

Przykład łoża kulowego maszyny podstawowej przedstawiono na rys. 3.5. Jest to łożo o jednym szeregu kul, smarowane olejowo. Na rysunku pokazano sposób zabudowy oraz opisano najważniejsze elementy łożyska.

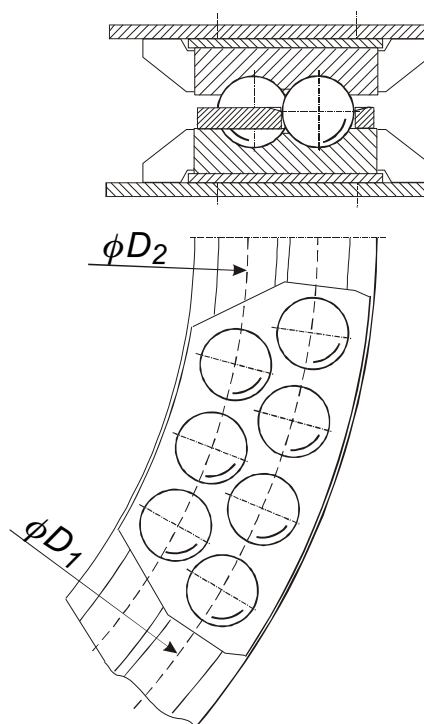
Łożyska o większej liczbie rzędów elementów tocznych wykorzystuje się w maszynach podstawowych tylko do takich średnic podziałowych, które umożliwiają transport łożyska w całości, ze względu na trudność uzyskania wymaganych dokładności na placu montażowym. Dużym problemem dla pierścieni niedzielonych jest wymiana łożyska, gdyż wewnątrz pierścienia zazwyczaj są prowadzone liczne instalacje.

W przypadku łożysk silnie obciążonych, gdy nie można, lub nie jest wskazane zwiększenie średnicy podziałowej łożyska, stosuje się łożyska o 2 szeregach kul (rys. 3.6). Zwiększa to znacznie nośność łożyska, ale w wyniku różnej liczby kul na bieżni wewnętrznej i zewnętrznej, naprzemiennym ich rozmieszczeniu, nierównomiernym obciążeniu kul na bieżni zewnętrznej i wewnętrznej, a szczególnie w wyniku deformacji skrętnych dźwigara pierścieniowego powstaje cyklicznie zmienny moment zginający połączenie pasa z płaszczem dźwigara pierścieniowego. Może to być przyczyną przyspieszonej degradacji konstrukcji wsporczej.

W mniejszych maszynach spotyka się łożyska dwurzędowe z powiększonym luzem. Takie łożyska znajdują zastosowanie także w łożyskowaniu mniejszych zespo-



Rys. 3.5. Łoże kulowe: 1 – kula, 2 – bieżnia górna, 3 – bieżnia dolna, 4 – koszyk, 5 – podłoże bieżni dolnej, 6 – podłoże bieżni górnej, 7 – pas górny dźwigara pierścieniowego podwozia, 8 – pas dolny dźwigara pierścieniowego nadwozia, 9 – śruby mocujące bieżnie, 10 – rynna wewnętrzna zbierająca olej, 11 – rynna zewnętrzna, 12 – uszczelnienie zewnętrzne, 13 – uszczelnienie wewnętrzne, osłona



Rys. 3.6. Łoże kulowe z dwoma szeregami kul

łów maszyn, takich jak niezależne skrętne wysięgniki zrzutowe w koparkach, talerze zdawcze itp.

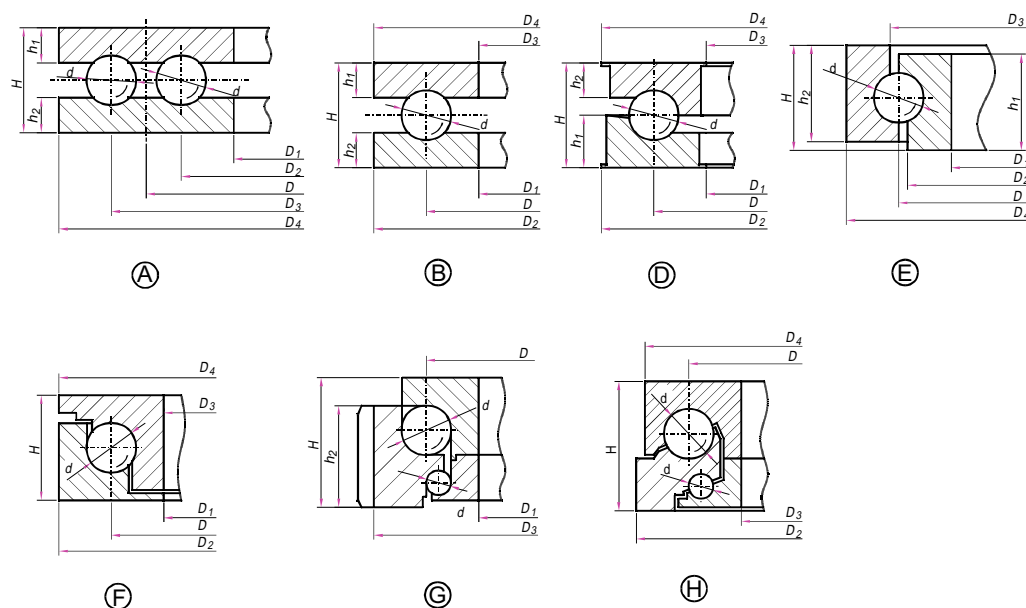
Na rysunku 3.7 pokazano schematy ideowe łożysk stosowanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego [29, 35].

Podstawowe elementy konstrukcyjne łożysk wielkogabarytowych stosowanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego:

#### Kule

Kule są wykonywane podobnie jak dla innych łożysk tocznych. Największe stosowane mają średnicę równą 320 mm. W większości dużych łożysk średnica kuli jest równa 250 mm. Wykonanie większych kul z zachowaniem wysokich parametrów wytrzymałościowych jest technologicznie bardzo trudne i kosztowne.





Rys.3.7. Typy łożysk wieńcowych stosowanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego

### Pierścienie łożyska

Pierścień łożyska ma bieżnię do prowadzenia elementów tocnych. W łożach kulowych promień bieżni mierzony w płaszczyźnie wzdłużnej jest większy od promienia kuli o 4–5%. Pierścienie łożyska składają się z odkuwanych segmentów. Do średnicy około 5 m każdy z pierścieni łożyska składa się z 2 segmentów. Do średnicy około 14 m stosuje się podział na 8 segmentów. W przypadku łożysk o największych średnicach pierścień składa się nawet z 24 segmentów! Poszczególne części pierścieni są łączone ze sobą kształtowo za pomocą zamków. Ze względu na zaburzenie ciągłości bieżni na połączeniach segmentów, aby uniknąć inicjacji degradacji bieżni, na końcu segmentów bieżnia ma zmienioną geometrię poprzez łagodne zwiększenie promienia bieżni i obniżenie dna rowka. Szczegółowe rozwiązania objęte są przez producentów tajemnicą.

### Koszyki

Koszyk utrzymuje dystans między elementami tocnymi, co zapewnia równomierne rozmieszczenie elementów tocnych na obwodzie łożyska i zapobiega wzajemnemu tarcu elementów tocnych oraz nadmiernemu rozrzutowi kąta działania poszczególnych elementów tocnych (w przypadku gdy koszyk prowadzi więcej niż 2 kule).

W maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego nie stosuje się dotychczas specjalnych elementów dystansowych w postaci wkładek ze stopów lekkich lub tworzyw sztucznych. W przypadku łożysk pozbawionych koszyków elementem dystansowym są kule o średnicy mniejszej niż kule nośne o około 1,5%. Wskaźnik wypełnienia rzędu łożyska (p. rozdz. 3.3) jest wówczas równy około 0,5, co jest wartością małą

w porównaniu z łożyskami wyposażonymi w koszyki. W tego typu łożyskach następuje przyspieszone zużycie kul z zachowaniem dobrego stanu bieżni, nawet gdy łożysko jest prawidłowo dobrane ze względu na obciążenie pojedynczej kuli.

Koszyki w łożach kulowych maszyn podstawowych są wykonywane z grubej blachy i prowadzą od 2 do 5 kul w typowych łożyskach jednoszeregowych i 7–9 kul w łożyskach dwuszeregowych. Liczbę prowadzonych przez jeden koszyk kul jest odwrotnie proporcjonalna do wskaźnika średnicowego (p. rozdz. 3.3).

Aby nie następowało zakleszczanie koszyków przez zachodzenie jednego na drugi, grubość koszyka powinna być większa niż połowa odstępów pomiędzy bieżniami. Powinno się też uwzględnić możliwość luzowania elementów tocznych (większy odstęp pomiędzy bieżniami nawet do kilkunastu milimetrów).

Istnienie luzu pomiędzy bieżnią górną a koszykiem jest warunkiem koniecznym prawidłowej pracy łożyska.

### 3.3. Stosunki wymiarowe w łożyskach wieńcowych

Podczas projektowania lub doboru łożyska konieczne jest wstępne przyjęcie parametrów geometrycznych.

Najbardziej istotne parametry wpływające na nośność łożyska:

- wskaźnik średnicowy  $w_s$ , definiowany jako stosunek średnicy podziałowej łożyska  $D$  do średnicy elementu tocznego  $d$ ,
- współczynnik wypełnienia rzędu łożyska  $w_w$  równy ilorazowi sumy średnic elementów tocznych leżących na okręgu podziałowym  $z \times d$  i długości okręgu  $\pi D$ ,
- w przypadku łożysk kulowych, współczynnik przystawania kuli do bieżni  $s$  (stosunek promienia kuli  $r$  do promienia rowka bieżni  $r_b$ ),
- kąt działania elementów tocznych  $\varphi$ , mierzony od płaszczyzny łożyska.

W tabeli 3.1 zestawiono wartości parametrów geometrycznych dla kilkudziesięciu eksploatacyjnie sprawdzonych łożysk wieńcowych [114] ze szczególnym uwzględnieniem łożysk kulowych stosowanych w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego.

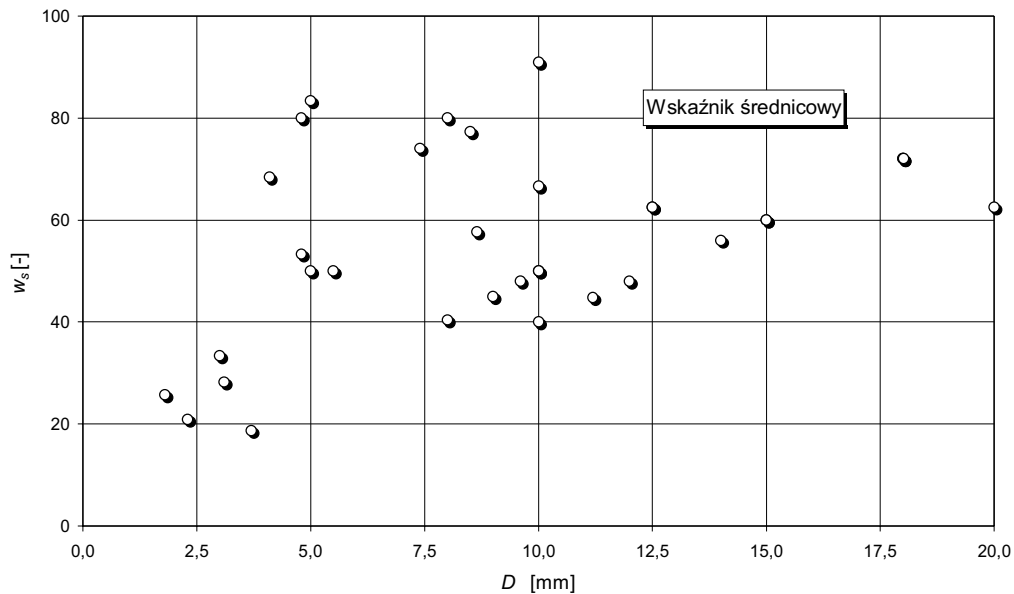
Łoża kulowe stosowane w tych maszynach różnią się od typowych katalogowych łożysk wieńcowych. Przyjmuje się w nich większy wskaźnik średnicowy  $w_s$ , przy porównywalnym współczynniku wypełnienia rzędu łożyska  $w_w$ . W łożach kulowych wraz ze wzrostem średnicy podziałowej można zauważyć tendencję wzrostową współczynnika średnicowego  $w_s$  (rys. 3.8) oraz zmniejszania współczynnika wypełnienia  $w_w$  (rys. 3.9).

Wartość współczynnika przystawania kulki do bieżni  $s$  w łożach kulowych jest stała, niezależnie od producenta i średnicy łożyska, i wynosi ok. 0,955 (rys. 3.9).

Na przykładzie łoża kulowego z jednym szeregiem kul można pokazać wpływ poszczególnych parametrów geometrycznych na parametry łożyska.

Tabela 3.1. Podstawowe parametry geometryczne łożysk wieńcowych

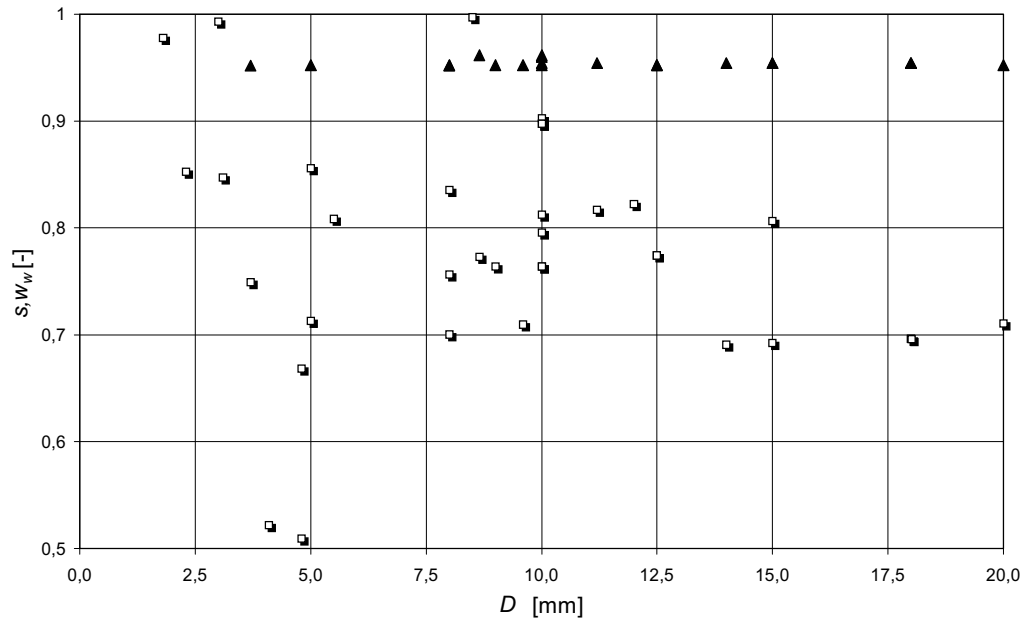
Parametr geometryczny	Liczba rzędów kul	Łożyska wieńcowe katalogowe [114]			Łoża kulowe w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego		
		min.	średnia	max	min.	średnia	max
Średnica łożyska $D$ [m]				6	1,8	9,37	20
Średnica kul $d$ [mm]				70	60	169	320
Liczba kul $n$					44	162	315
Wskaźnik średnicowy $w_s = D/d$	2 1	41 20		85 77	18,68	56	90,09
Współczynnik wypełnienia rzędu łożyska $w_w = z \cdot d / \pi D$	2 1	0,71 0,50	0,86 0,75	0,99 0,96	0,496	0,766	0,99
Współczynnik przystawania kulki do bieżni $s = d / 2r_b$	2 1	0,96 0,90		0,97 0,97	0,952	0,954	0,962



Rys. 3.8. Wskaźnik średnicowy w zależności od średnicy podziałowej łożyska w eksploatowanych maszynach podstawowych

Nośność jednej kulki  $C_k$  jest proporcjonalna do kwadratu średnicy elementu toczonego  $d$ :

$$C_k \sim d^2. \quad (3.1)$$



Rys. 3.9. Współczynnik przystawania (trójkąty – linia przerywana) i współczynnik wypełnienia rzędu (kwadraty – linia ciągła) a średnica podziałowa

Liczba elementów tocnych  $z$  w rzędzie zależy od obwodu łożyska, średnicy kuli i współczynnika wypełnienia  $w_w$ , i jest równa:

$$z = \frac{\pi D}{d} w_w. \quad (3.2)$$

Nośność całego łożyska  $C$  jest proporcjonalna do wyrażenia:

$$C \sim z d^2 \sim \frac{\pi D}{d} w_w d^2. \quad (3.3)$$

Po uwzględnieniu definicji wskaźnika średnicowego:

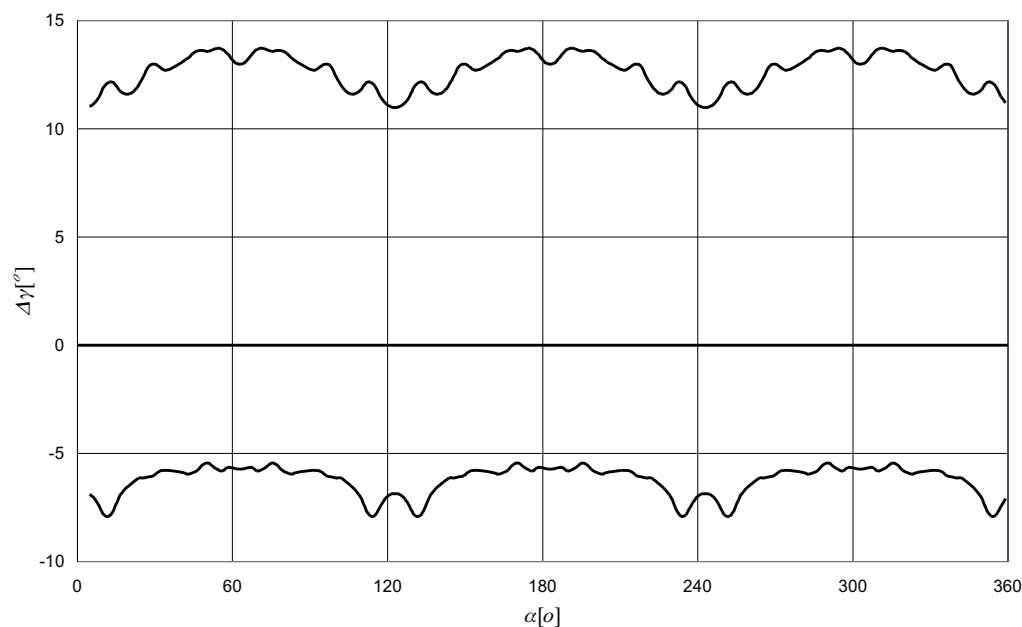
$$C \sim \pi D^2 \frac{w_w}{w_s}. \quad (3.4)$$

Im mniejszy jest wskaźnik średnicowy, tym większa jest nośność łożyska. Ważną zaletą stosowania dużych elementów tocnych jest zmniejszenie wrażliwości poszczególnych elementów na odchyłki wykonania konstrukcji wsporczych oraz ich deformacje giętne. Zwiększenie wielkości elementów tocnych jest okupione mniej spokojnym ruchem oraz znacznym zwiększeniem masy łożyska. Jednak nie jest to bardzo istotne przy masach nadwozia rzędu od kilkuset do kilku tysięcy ton. Znacznie ważniejsza jest możliwość zachowania lub nawet zmniejszenia średnicy łożyska, która jest wymiarująca dla całego ustroju nośnego podwozia oraz dużej części nadwozia.

Większy współczynnik wypełnienia rzędu zwiększa nośność łożyska liniowo. Jego wartość jest ograniczona ze względu na wytrzymałość koszyków.

Zwiększenie współczynnika przystawiania kuli do bieżni zmienia geometrię strefy kontaktu i zwiększa nośność pojedynczego elementu tocznego, z tym że dla dużych jego wartości zwiększa się opór ruchu i co jest najistotniejsze zwiększa się prawdopodobieństwo zakleszczania kul w wyniku względnych przemieszczeń poprzecznych pierścieni łożyska oraz ich deformacji.

W łożyskach dwurzędowych nominalne kąty działania elementów tocznych przyjmuje się w granicach  $45\text{--}80^\circ$  [114]. Im większy udział sił poprzecznych w obciążeniu łożyska, tym mniejsza powinna być wartość kąta działania elementów tocznych. W łożyskach jednorzędowych najczęściej przyjmuje się  $\varphi = 0^\circ$ . W wyniku działania luzów i odkształceń układu bieżnia–element toczny oraz deformacji pierścieni (ugięcia konstrukcji wsporczej) następuje zmiana kąta działania elementów tocznych. W łożyskach dwurzędowych wynieść ona może od  $9^\circ$  do  $17^\circ$  [114]. W dużych łożyskach jednorzędowych (łoża kulowe) odchyłki kąta działania  $\Delta\varphi$  mogą wynieść nawet do  $25^\circ$ . Należy jednak podkreślić, że kąt działania jest wartością zmienną i jest różny dla poszczególnych elementów tocznych w obrębie jednego szeregu, co zostało potwierdzone na drodze numerycznej i doświadczalnej. Na rys. 3.10 pokazano przykładowy rozkład kątów działania po obwodzie łożyska.



Rys. 3.10. Zakres zmienności kąta działania elementów tocznych w łożysku zwałowarki ZGOT (symulacja numeryczna)

### 3.4. Materiały

Stal na łożyska toczne musi charakteryzować się dużą wytrzymałością oraz odpornością na zużycie. Określenie przydatności stali do pracy dla dużych cyklicznych obciążeń nie jest możliwe wyłącznie na podstawie składu chemicznego oraz wytrzymałości statycznej [48]. Istotna jest również struktura stali, jej ziarnistość, jednorodność, naprężenia resztkowe oraz jej czystość. Ostre krawędzie wtrąceń niemetalicznych: szczególnie tlenków, krzemków (siarczków w mniejszym stopniu) działają jak wewnętrzne karby i znacznie zmniejszają odporność na zmęczenie kontaktowe – pitting [59].

Łożyska wieńcowe posadowione są najczęściej na relatywnie wiotkich konstrukcjach wsporczych. W wyniku zginania pierścieni na powierzchni bieżni pojawia się dodatkowa składowa naprężenia rozciągających po kierunku obwodowym. Dlatego w odróżnieniu od typowych łożysk maszynowych, gdzie na bieżnie stosuje się stale o zawartości węgla ponad 1%, pierścienie łożysk wielkogabarytowych wykonuje się ze stali niestopowych wyższej jakości, o zawartości węgla 0,40–0,60% oraz stali stopowych chromowych i chromowo-molibdenowych, niekiedy z wanadem. Są one zazwyczaj ulepszone cieplnie, a następnie hartowane powierzchniowo (indukcyjnie lub płomieniowo). W przypadku stali niestopowych stosuje się je często w stanie normalizowanym.

W Polsce na bieżnie stosuje się stale niestopowe: 45, 55 oraz stale stopowe konstrukcyjne do ulepszania cieplnego chromowe i chromowo-molibdenowe: 40H, 40HM, 40H2MF, lub chromowo-molibdenowe z niklem 40HNMA [48, 100, 101, 116].

W Niemczech oprócz stali niestopowych w stanie normalizowanym Ck45N i Ck60N (odpowiedniki 45 i 60) wykorzystuje się stale chromowo-molibdenowe z niklem do ulepszania cieplnego 42CrMo4, 34CrNiMo6 [35, 176] oraz 28CrNiMo4 [136]. W USA powszechnie stosuje się na pierścienie łożysk wieńcowych odpowiedniki stali niestopowych 55 i 65 (SAE1050, 1065) oraz stali chromowo-molibdenowej 40HM (SAE4140) [123] oraz typowe stale łożyskowe SAE52100 (ozn. DIN 100Cr6) i SAE8660 (ŁH15). Zanotowano też próby zastosowania na bieżnie łoż kulowych stali Hadfielda X120Mn12 [119].

Obecnie producenci w wyniku zaostrzającej się konkurencji niechętnie podają dane materiałowe produkowanych łożysk.

Firma FAG wykonuje pierścienie katalogowych łożysk wieńcowych ze stali 46Cr2 (normalizowane i w tym stanie obrabiane) i ze stali 42CrMo4 (hartowane i odpuszczane w temperaturach zależnych od obciążenia szczytowej kuli) [45].

W łożyskach produkowanych przez firmę RKS z koncernu SKF stosuje się odpowiedniki stali Ck45 oraz 42CrMo4 [156].

Firma Rothe Erde nie publikuje danych materiałowych. W badaniach materiałowych łożysk opisanych w pracy [113] oznaczono stal stosowaną na elementy toczne jako 100Cr6 o twardości 62–63 HRC, a na pierścienie ulepszoną cieplnie stal (odpowiednikiem 50 HF) lub stal normalizowaną (odpowiednik stali 55) z bieżniami hartowanymi powierzchniowo do twardości odpowiednio 49 i 52–54 HRC.

Elementy toczne są wykonywane z typowych stali łożyskowych (w Polsce ŁH15, ŁH15SG, Ł18M i ŁH15SGM, w Niemczech 100Cr6) o zawartości węgla ok. 1% i chromu 1,36–1,60%. Są one hartowane na wskroś do twardości 59–62 HRC [94, 136].

### 3.5. Doświadczenia eksploatacyjne i badania

Podczas eksploatacji łożyska następuje cykliczne obciążanie bieżni w wyniku przetaczania się elementów tocznych.

Liczba przetoczeń (liczba cykli obciążenia)  $L$  dla typowej koparki kołowej o dużym natężeniu pracy, po założeniu 10 lat eksploatacji łożyska, 4000 godzin pracy rocznie i prędkości obrotowej nadwozia 4 obr/h dla 135 kul wynosi:

$$L = 10,8 \text{ mln}$$

Dla zwałowarek, ze względu na charakter pracy, wartość ta jest znacznie mniejsza i zazwyczaj nie przekracza 1 mln cykli.

W tabeli 3.2 zestawiono liczbę ekwiwalentnych całkowitych obrotów nadwozia dla typowych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego wg firm RKS [156].

Liczbę cykli obciążenia można wyznaczyć ze wzoru:

$$L = L_{eq} \frac{z}{2}. \quad (3.5)$$

Mniejsze łożyska wieńcowe, np. stosowane w żurawiach portowych, charakteryzują się większą szybkobieżnością, z czego wynika znacznie większa liczba cykli obciążenia niż dla maszyn podstawowych.

Należy zauważyć, że na liczbę cykli obciążenia ma także wpływ zmiana konfiguracji członu łożyskowanego, w wyniku której następuje zmiana położenia środka ciężkości, nawet przy braku obrotu. Dla zwałowarki może to np. być zmienny strumień transportowanego urobku.

Wytężenie materiału bieżni w wyniku nacisku elementu tocznego przekracza granicę plastyczności materiału. Dla takich warunków niemożliwe jest zapewnienie nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej. Z wieloletnich doświadczeń eksploatacyj-

Tabela 3.2. Liczba ekwiwalentnych całkowitych obrotów dla różnych maszyn roboczych i przeładunkowych

Maszyny robocze i przeładunkowe	$L_{eq}$ [obr]	Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego	$L_{eq}$ [obr]
Żuraw samojezdny	3200	Zwałowarka	40000
Żuraw kontenerowy	63000	Koparka zgarniakowa	160000
Koparka jednonaczyniowa	60000–190000	Koparka kołowa klasy C	160000
Żuraw portowy	200000	Koparka kołowa klasy C-D	330000

nych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego wynika, że aby zapewnić odpowiednią trwałość bieżni, jest konieczne zastosowanie stali o dużej wytrzymałości także w stanie plastycznym [35].

Odmienne niż dla konwencjonalnych łożysk należy wprowadzić oprócz pojęcia trwałości  $L$ , określanej jako liczba przetoczeń (cykli obciążenia) do wystąpienia pierwszych uszkodzeń (pittingu), także pojęcie trwałości użytkowej  $L_u$ , określanej jako liczba przetoczeń do utraty wypełniania przez łożysko swojej funkcji. W łożyskach wolnobieżnych może zachodzić duża rozbieżność między trwałością a trwałością użytkową.

Aby określić przydatność różnych stali na bieżnie łożysk wielkogabarytowych stosowanych w maszynach roboczych, prowadzi się długotrwałe badania zmęczeniowe elementów łożysk [117].

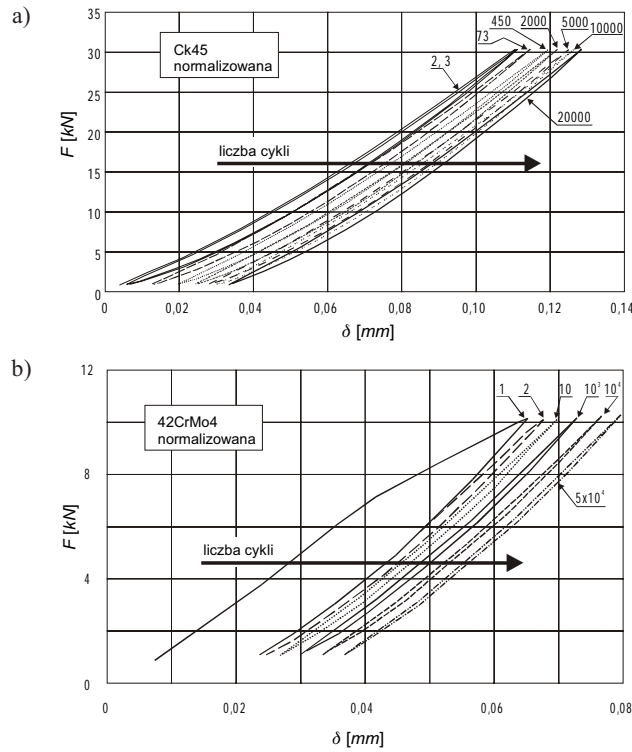
Próby zmęczeniowe wykonane przez Lübecker Maschinenbau Gesellschaft dla bieżni hartowanych, normalizowanych lub ulepszanych cieplnie wykazały przewagę normalizowanych stali nad ulepszanymi i ich trwałość  $L$  lub trwałość użytkową  $L_u$  [136]. W odniesieniu do dużych łożysk stosowanych w maszynach podstawowych, wadą tych badań było zastosowanie małego współczynnika przystawania oraz małych kul ( $\varnothing 50$  mm).

Firmy Krupp Industrietechnik Duisburg oraz Orenstein&Koppel we współpracy z Rheinische Braunkohlen Werke AG prowadziły badania dla elementów tocznych ( $\varnothing 200$  mm) i bieżni o wymiarach odpowiadających stosowanym w dużych łożach kulowych [35]. Największą trwałość uzyskano dla stali niestopowej normalizowanej Ck45N. W przypadku zastosowania stali niskostopowej 42CrMo4 lepsze wyniki osiągnięto dla stali w stanie ulepszonym niż normalizowanym. Zastosowanie stali o większej zawartości składników stopowych 34CrNiMo6V nie tylko nie polepszyło parametrów bieżni, ale spowodowało szybką jej degradację.

Oettel i Henatsch prowadzili badania dla kul o średnicy 12,7 mm [119]. Badano stan bieżni i zużycie. Uzyskanych w tym doświadczeniu wyników nie można bezpośrednio odnieść do łożysk wielkogabarytowych ze względu na mały rozmiar kul i wysoki współczynnik przystawania. Dla zastosowanych stosunków wymiarowych uzyskano znacznie większą względną sztywność giętną pierścieni łożyska (porówn. rys. 3.4), nawet w porównaniu z typowymi łożyskami wieńcowymi. Próby prowadzono dla jednego poziomego obciążenia właściwego kuli, znacznie niższego od występujących w typowych łożyskach obrotu głównego dużych maszyn roboczych.

Celem badań przeprowadzonych przez Prebila i Kunca było eksperymentalne określenie charakterystyk materiałowych dwóch podstawowych stali stosowanych przez głównych producentów na bieżnie łożysk wieńcowych: 42CrMo4 oraz Ck45 [91]. Bieżnie były obciążane za pomocą kulki wykonanej ze stali 100Cr6. Wykonywano ciągły pomiar siły oraz ugięcia. Na rysunku 3.11 zamieszczono wykresy siła–przemieszczenie po różnej liczbie cykli obciążenia dla stali normalizowanych. Widoczny jest przyrost odkształceń trwałych w wyniku uplastycznienia materiału. Charakteryzują się one dużym przyrostem w ciągu kilku pierwszych cykli obciążenia. Dla stali 42CrMo4 w wyniku umocnienia materiału oraz zwiększania się współczynnika przystawania kuli do





Rys. 3.11. Wykres siła–ugięcie; przyrost odkształcenia plastycznego, bieżnie ze stali normalizowanej: a) Ck45 [90], b) 42CrMo4 [89]

bieżni trwale ugięcie po 50 tys. cykli obciążenia jest tylko dwa razy większe od trwałego ugięcia po 1 cyklu obciążenia.

Wyniki uzyskane przez Prebila i Kunca stanowią bardzo interesującą informację o zjawiskach zachodzących w materiale bieżni w początkowym okresie eksploatacji silnie obciążonych łożysk. Są one adekwatne dla łożysk w maszynach pracujących okresowo przy niskim i średnim poziomie obciążenia lub przeznaczonych do krótkotrwałej eksploatacji np. żurawie w samochodach ratownictwa drogowego, wieże czołgów, dla których liczba cykli obciążenia powodujących odkształcenia trwałe nie przekracza kilkudziesięciu tysięcy. Dla stosunków wymiarowych występujących w łożyskach wieńcowych odpowiada to nie więcej niż kilkuset obrotom pod pełnym obciążeniem.

Z tego powodu, mimo całkowitej zgodności rodzaju materiału i jego obróbki, nie można uzyskanych krzywych Wöhlera zastosować bezpośrednio do analizy łożysk wielkogabarytowych w maszynach roboczych. Istotna jest także różnica skali. Badania te realizowano dla elementów tocznych stosowanych w łożyskach o średnicy do 1 m. Materiał bieżni w łożyskach wielkogabarytowych jest relatywnie bardziej drobnoziarnisty. Inne są także współczynniki przystawania kuli do bieżni, przez co zmienia się charakter styku.

Dla katalogowych łożysk wieńcowych, montowanych na większej liczbie identycznych maszyn możliwe jest określenie powtarzalnych parametrów eksploatacyjnych. W przypadku dużych łożysk wielkogabarytowych stosowanych np. w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego lub maszynach przeładunkowych jest to utrudnione ze względu na indywidualne cechy każdej maszyny (każdego łożyska). Maszyny nawet tego samego typu, produkowane jednostkowo, różnią się w szczegółach konstrukcyjnych. Każda maszyna ma inną historię eksploatacji, inaczej jest wyważona, inne są parametry powierzchni przylegania (podczas montażu), niepowtarzalne jest widmo obciążeń. Na rys. 3.12 zamieszczono diagram łączący liczbę lat bezawaryjnej pracy z obciążeniem właściwym kuli  $p_w$  dla dwóch różnych stali: niestopowej stali w stanie normalizowanym oraz stali chromowo-molibdenowej w stanie ulepszonym. Wykres sporządzono na podstawie danych statystycznych, dotyczących koparek kołowych produkcji niemieckiej [35]. Graniczna wartość obciążenia właściwego kuli zapewniająca długoletnią bezawaryjną pracę dla łożysk ze stali niestopowej normalizowanej jest równa:

$$p_{w_{\max}} = 4 \text{ MPa.}$$

Dla łożysk o większym obciążeniu konieczne jest zastosowanie stali stopowych ulepszonych cieplnie.

Łoża kulowe o dużych średnicach są produkowane indywidualnie i ich parametry także cechują się znacznym rozrzutem. Dlatego możliwe jest jedynie sformułowanie ogólnych wytycznych doboru materiału i sposobu obróbki.

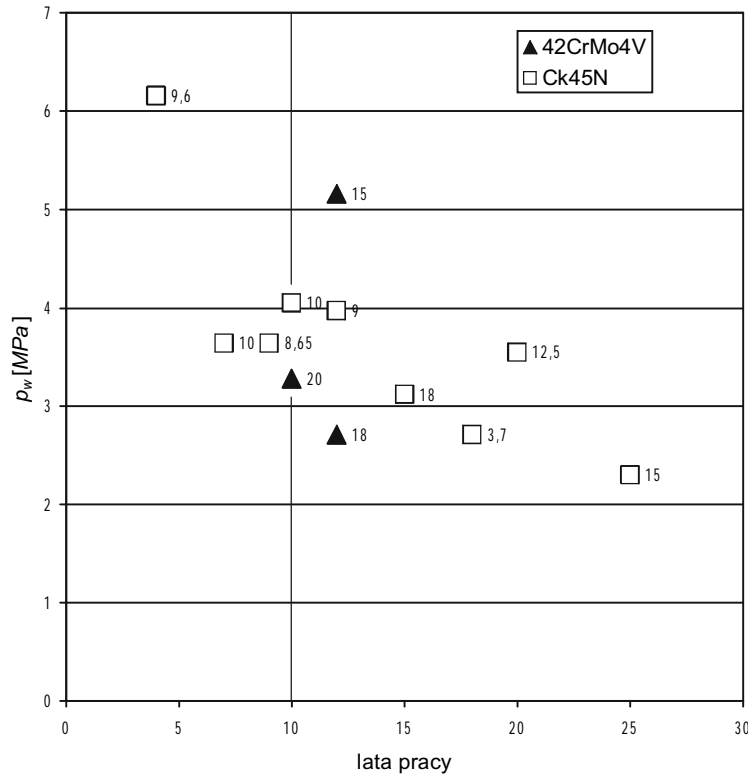
**A. Bieżnie hartowane powinno się stosować wyłącznie wtedy, gdy można zaprojektować wystarczająco sztywną konstrukcję wsporczą.** Praktycznie jest to możliwe jedynie dla średnic podziałowych łożyska odpowiadających łożyskom katalogowym, czyli do około 5 m.

W przypadku łożysk małych należy stosować stale chromowe lub chromowo-molibdenowe ulepszane cieplnie utwardzane powierzchniowo przez hartowanie indukcyjne, w celu zapewnienia odpowiedniej twardości i drobnoziarnistości.

Oczekiwania, że lepsza jakość stali w bieżniach zahartowanych zwiększy ich trwałość są w sprzeczności z doświadczeniami, które zostały wykonane na znajdujących się w eksploatacji łożach kulowych. Podczas eksploatacji sprężyste przegięcia ustroju nośnego powodowały mikropęknięcia w zahartowanych bieżniach, które w wyniku działania dalszych obciążeń i wnikania oleju prowadziły do większych pęknięć i wykruszeń [136].

W przypadku łożysk utwardzanych powierzchniowo konieczne jest zapewnienie odpowiedniej grubości warstwy utwardzonej (najczęściej 4–6 mm) [187].

**B. W przypadku łożysk silnie obciążonych zaleca się stosowanie stali chromowych lub chromowo-molibdenowych w stanie ulepszonym.** Zapewniają one dużą nośność, a jednocześnie są bardziej odporne na powstawanie pittingu. W przypadku dużej liczby cykli obciążenia bieżni (np. w koparkach kołowych) nie wykazują one tendencji do silnego rozwałcowania. Licznie stosowane łoża kulowe potwierdziły przydatność tego materiału.



Rys.3.12. Lata bezawaryjnej pracy łoż kulowych w koparkach produkcji RFN w funkcji obciążenia właściwego kul (obok znaczników podano średnicę łożyska w [m])

**C. W dużych łożyskach na wiotkich konstrukcjach wsporczych zaleca się stosowanie niestopowych stali normalizowanych.** Początkowe duże obciążenia szczytowe w lokalnych punktach twardych, których zasadniczo nie można uniknąć, są w przypadku zastosowania stali utwardzanych przyczyną szybkiego powstania w tych miejscach wykruszeń, powodujących dalszą degradację bieżni w mniej obciążonych strefach. Dlatego korzystne jest zastosowanie stali nieutwardzanych, co umożliwia zawalcowywanie się produktów pittingu i dalszą eksploatację. Szczególnie korzystne jest to w łożyskach maszyn o małej liczbie obrotów nadwozia (np. zwałowarki). Zdolność do rozwalcowania nie jest wyłącznie cechą negatywną, wpływa na korekcję ewentualnych nierówności położenia pierścienia okupioną niestety szybszym zużyciem odkształceniowym.

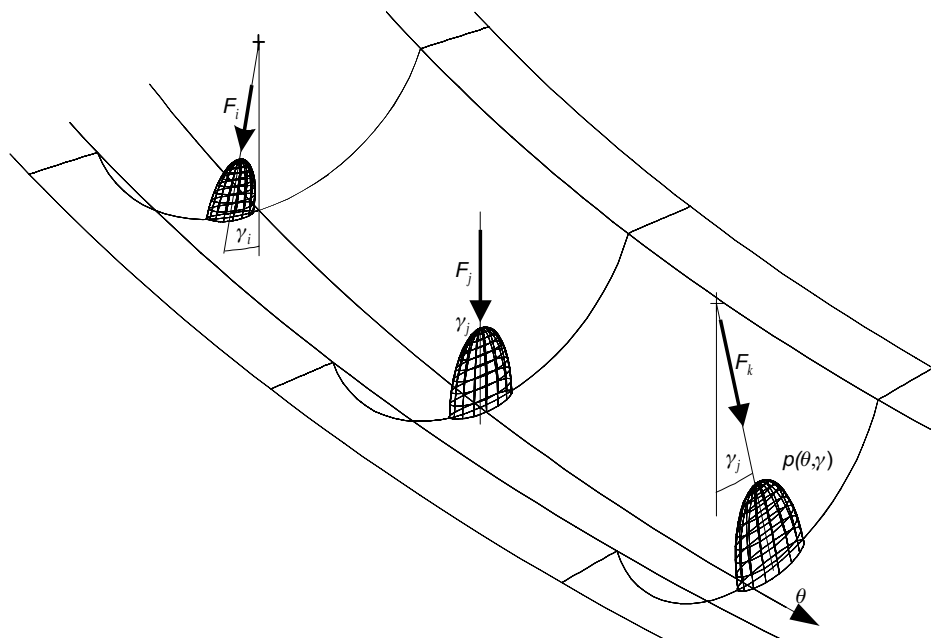
**D. W łożach kulowych na wiotkich konstrukcjach wsporczych możliwe jest zastosowanie różnych materiałów na bieżnię górną i dolną.** Położenie środka ciężkości maszyny podczas obrotu maszyny prawie nie ulega zmianie. Na bieżni górnej istnieją wówczas strefy bieżni znacznie bardziej wyęteżone. Występuje na nich stale wysoki poziom cyklicznych obciążeń. Obciążenie bieżni dolnej zależy od położenia nadwozia

i zmienia się z dużych wartości po stronie środka ciężkości nadwozia do wartości małych po stronie przeciwnej. Wynika stąd mniejsza ekwiwalentna liczba cykli dla bieżni dolnej.

Część górnej bieżni pod najbardziej obciążonym miejscem wprowadzenia obciążenia jest zatem „słabym punktem” bieżni [77]. Dlatego możliwe jest dobranie materiałów w taki sposób, by zapewnić dużą wytrzymałość bieżni górnej (np. stal ulepszona cieplnie) i dobre właściwości plastyczne bieżni dolnej. Umożliwia korekcję kształtu i zawalcowywanie ewentualnych wykruszeń z bieżni górnej (stal normalizowana).

## 4. Metody obliczania łożysk wieńcowych

Istotą łożysk tocznych jest przenoszenie przez elementy toczne obciążenia między wzajemnie obracającymi się elementami. Elementy toczne oddziałują na bieżnię łożyska. Zbiory reakcji elementów tocznych na konstrukcję pierścieni łożyska przedstawiają określone dwuwymiarowe **rozkłady** statystyczne sił (*nacisków*) wokół bieżni łożyska. Teoretycznie rozkłady te zależą od liczby elementów tocznych oraz wektora siły wypadkowej przenoszonej przez łożysko i przedstawiają zbiory paraboloid elipsowych nie nakładających się na siebie (rys. 4.1) (*równe zero poza pewnym skończonym otoczeniem*). Można przyjąć, że dla układów fizycznych zbiory te tworzą trójwymiarowe nieskończone gładkie powłoki, a opisujące je *funkcje*  $\phi(\alpha)$  mają w każdym punkcie ciągłe pochodne w *wszystkich* rzędach. Dla idealnych bieżni i nieskończone sztywnego podłoża można powiedzieć, że są to rozkłady zdeterminowane, jednak w rzeczywistości – ze względu na błędy wykonania bieżni i kul, postępującą ich degradację oraz podatność podłoża – są one statystyczne. Jeżeli nadwozie nie wykonuje ruchu obrotowego, są to ponadto rozkłady statyczne o ściśle określonych wartościach maksymalnych, średnich itp.



Rys. 4.1. Chwilowy rozkład nacisków na bieżni łożyska – zbiór paraboloid elipsowych

Każdy najmniejszy nawet obrót nadwozia o kąt  $\alpha$  sprawia, że ten statyczny dotychczas obraz radykalnie się zmienia. Kule zaczynają przenosić różnorodne, a z uwagi na odmienne warunki konstrukcji, zmienne obciążenie. Chwilowe rozkłady – zależne od kąta obrotu nadwozia  $\alpha$  – zachowują jednak swoją naturę i opisywane są w ten sam sposób. Zbiór  $\mathcal{D}$  wszystkich funkcji  $(\phi > (\alpha))$  jest nazywany *przestrzenią funkcji próbnych*.

Każdemu elementowi przestrzeni funkcji próbnych  $\mathcal{D}$  przypisujemy określoną liczbę, w tym przypadku wartość maksymalną powłoki paraboloidalno-elipsowej. Jest to funkcjonal  $\Psi$  o wartościach liczbowych  $\langle \Psi, \phi(\alpha) \rangle$ . Łatwo wykazać, że jest on na tej przestrzeni liniowy, tzn. dla dwóch różnych funkcji próbnych  $\phi_i(\alpha_i)$  oraz  $\phi_j(\alpha_j)$  spełnia warunki:

$$\begin{aligned} \langle \Psi, \phi_\infty + \phi_\epsilon \rangle &= \langle \Psi, \phi_\infty \rangle + \langle \Psi, \phi_\epsilon \rangle \\ \langle \Psi, \nabla \phi_\infty \rangle &= \nabla \langle \Psi, \phi_\infty \rangle \end{aligned} \quad (4.1)$$

Funkcjonal ten jest ponadto na przestrzeni  $\mathcal{D}$  ciągły, tzn. dowolny ciąg *funkcji próbnych*  $\{\langle \Psi, \phi_\lambda \rangle\}$  dąży do liczby  $\langle \Psi, \phi(\alpha) \rangle$  w zwykłym sensie. Taki funkcjonal jest właśnie *dystrybucją*.

Jest zatem dystrybucja w myśl definicji miarą chwilowych rozkładów nacisków zależnych od chwilowego kąta obrotu nadwozia.

Każdą z paraboloid elipsowych  $p(\theta, \gamma)$  rozkładu nacisków od pojedynczego elementu toczonego  $i$  można opisać wartością siły wypadkowej  $F_i$  oraz jej kierunkiem  $\gamma_i$ .

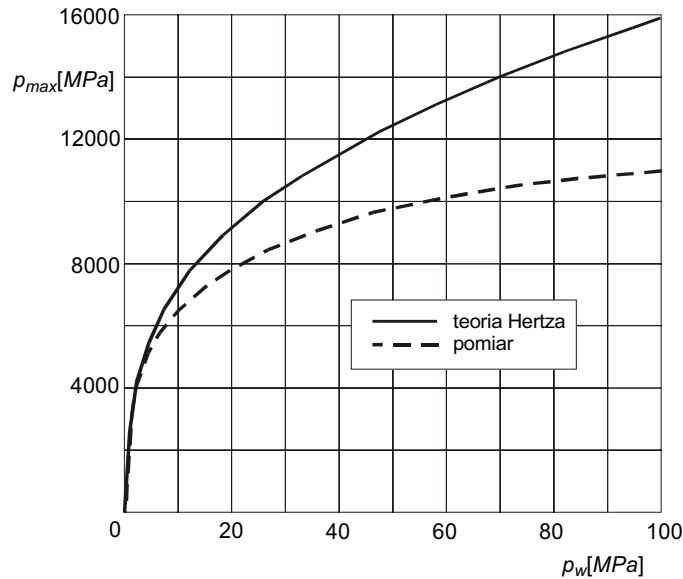
W wyniku sprężystości materiałów pod działaniem obciążenia styk punktowy przechodzi w styk powierzchniowy. Zjawiska występujące na styku dwóch krzywoliniowych ciał pierwszy opisał Hertz (1881) [65].

Teoria Hertza opiera się na założeniach [69] stanowiących znaczące ograniczenie jej stosowalności:

- powierzchnia kontaktu jest mała w stosunku do promieni krzywizny stykających się ciał,
- powierzchnia kontaktu jest płaska,
- materiały obydwu ciał są jednorodne i pozostają w zakresie liniowym  $\sigma(\epsilon)$ ,
- między ciałami nie ma tarcia, co oznacza że wypadkowa obciążenia musi być normalna do powierzchni kontaktu,
- obciążenie jest statyczne.

W licznych próbach doświadczalnych prowadzonych w celu określenia metod badania twardości na przełomie XIX i XX wieku (Auerbach 1891 [2], Stribeck 1907 [167], Föppl 1936 [47]) stwierdzano niezgodność między wynikami eksperymentalnymi a doświadczalnymi. Na wykresie (rys. 4.2) porównano wyznaczone teoretycznie i zmierzone wartości maksymalnego naprężenia normalnego (ciśnienia)  $p_{\max}$  na powierzchni kontaktu w funkcji obciążenia właściwego kuli (siła  $F$  podzielona przez kwadrat średnicy kuli  $d$ ):

$$p_w = \frac{F}{d^2}. \quad (4.2)$$



Rys. 4.2. Maksymalny docisk na powierzchni kontaktu dwóch kul w funkcji obciążenia właściwego kuli: wg teorii Hertza (linia ciągła) i wyznaczony eksperymentalnie (linia przerywana)

Maksymalne ciśnienie na styku dwóch nieskończenie długich walców podał Huber [67, 68], przyjmując podobne założenia.

Maksymalna wartość ciśnienia  $p_{Hmax}$  obliczonego według teorii Hertza stała się wskaźnikiem wymiarującym połączenia kontaktowe. Z obserwacji wynikało jednak, że inicjacja zniszczenia nie następuje na powierzchni ciała, ale pod powierzchnią na pewnej głębokości. Dało to asumpt do wyznaczenia pola naprężeń wewnątrz stykających się ciał. W I połowie XX wieku opublikowano liczne prace dotyczące rozkładu naprężeń pod powierzchnią styku (Bielajew [7], Weber [175], Lundberg [96], Jones [76]). Stwierdzono, że najbardziej wyężony punkt znajduje się pod powierzchnią (punkt Bielajewa).

Wyniki tych prac umożliwiły obliczanie typowych łożysk tocznych przeznaczonych do łożyskowania elementów maszyn z zadowalającą w praktyce inżynierskiej dokładnością. Lundberg i Palmgren [97, 98] stworzyli do dziś stosowane podstawy algorytmu obliczeń trwałości łożysk. Wieloletnia praktyka potwierdziła przydatność tych metod do doboru łożysk dla typowych zastosowań. Większość norm [74] oraz zaleceń katalogowych [43, 46] zaleca do dziś stosowanie tych zależności, często z niewielkimi modyfikacjami uwzględniającymi np. parametry tribologiczne łożyska [72, 155].

Z powszechności stosowania łożysk wynika liczba publikacji dotyczących wszelkich aspektów łożysk tocznych i dlatego dalsze rozważania ograniczone zostaną wyłącznie do łożysk wielkogabarytowych.

Krótki rys historyczny zastosowania łożysk do posadowienia nadwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego zamieszczono w rozdziale 2. Niedługo po zasto-

sowaniu pierwszych łożysk wielkogabarytowych stwierdzono występowanie znacznych różnic w ich trwałości. Mimo stosowania podobnych materiałów oraz podobnego widma obciążeń i podobnych warunków pracy okazywało się, że czas pracy łożysk może być diametralnie różny [35, 140]. Analiza potencjalnych przyczyn wskazywała na znaczny wpływ sztywności konstrukcji wsporczej [80, 127].

Nierównomierność rozkładu sztywności powoduje występowanie elementów obciążonych siłą  $F_{\max}$  o wartości większej niż wartość nominalna  $F_n$ . Można określić współczynnik nierównomierności obciążenia  $W_n$ , będący stosunkiem tych wartości:

$$W_n = \frac{F_{\max}}{F_n}. \quad (4.3)$$

Prowadzone przez Kazanskiego badania eksperymentalne [80] łożysk obrotu żurawi wykazały zależność dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne od rozkładu sztywności konstrukcji wsporczej. Badania prowadzono dla dwurzędowych łożysk kulkowych oraz jednorzędowych rolkowych. Celem badań było wyznaczenie trwałości łożyska, do czego daną podstawową jest maksymalne obciążenie pojedynczego elementu tocznego. Uzyskany współczynnik nierównomierności obciążenia wynosił:

$$W_n = 1,26-2,49.$$

Kazanskij podał zależność wskaźnika nierównomierności z momentem bezwładności przekroju  $I$  a długością odcinka ramy między podporami  $l$  w postaci wzoru empirycznego:

$$W_n \sim \left( \frac{l^3}{I} \right)^{0,35}. \quad (4.4)$$

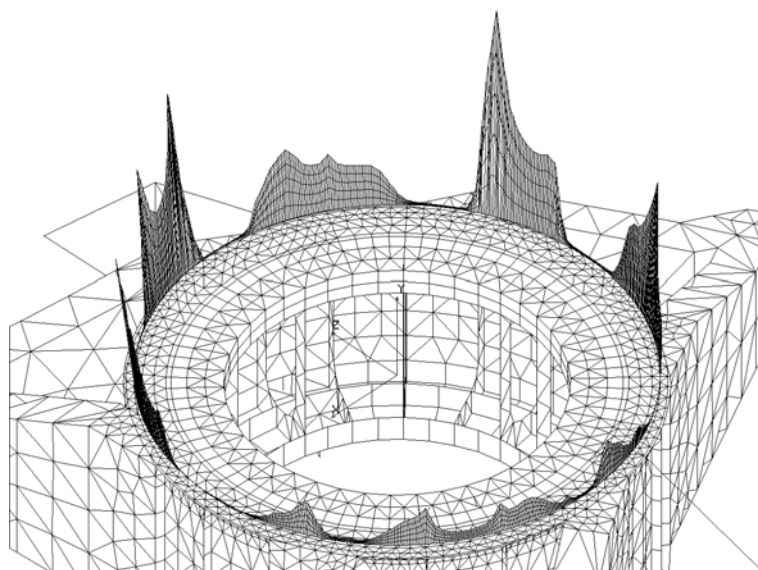
Podobne wartości nierównomierności rozkładu uzyskiwano w warunkach eksploatacyjnych: Gulianek [58], Pallini i Rumbarger [123], którzy badali łożysko zwałowarki, oraz badaniach stanowiskowych: Takahashi i Omora [171]. Uzyskiwane z badań zależności empiryczne miały (podobnie jak (4.4)) ograniczoną stosowalność zarówno co do postaci ramy wsporczej, jak i zakresu sztywności.

Prowadzono także symulacje numeryczne wpływu sztywności na rozkład sił. Należy tu wymienić przede wszystkim liczne prace Brändleina [15–19] i Woźniaka [180]. W Polsce symulacje komputerowe prowadzili Gibczyńska i Marciniak [49–51, 56].

Chwilowy rozkład sił w łożysku zwałowarki ZGOT 11000.100, o średnicy podziałowej  $\varnothing 10$  m, uzyskaną z symulacji numerycznych, pokazano na rys. 4.3 [163].

Najbardziej rozpowszechnionym w praktyce inżynierskiej sposobem doboru katalogowych łożysk wieńcowych jest korzystanie z diagramów sporządzanych przez producentów łożysk na podstawie badań, doświadczeń z eksploatacji i obliczeń, na których są naniesione krzywe dopuszczalnego obciążenia, w funkcji siły osiowej i momentu poprzecznego [44, 45, 72, 156].





Rys. 4.3. Chwilowy rozkład obciążenia z nadwozia zwałowarki na elementy toczne łożyska – wyniki z symulacji komputerowej

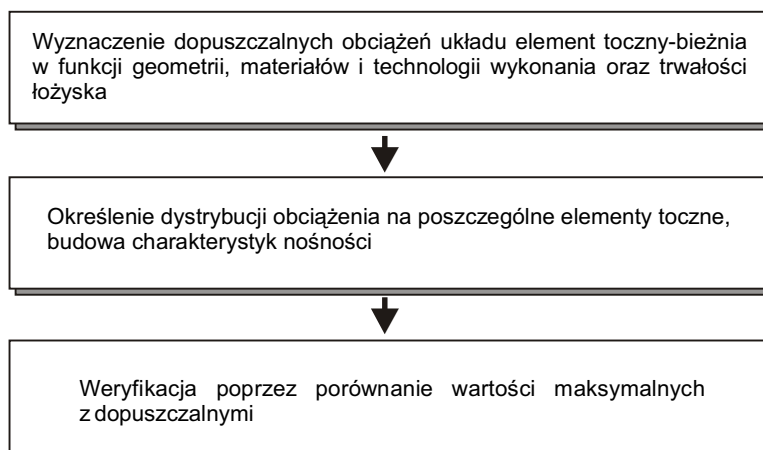
Na podstawie prowadzonego przez producentów monitorowania eksploatacji łożysk sformułowano ogólne zalecenia dotyczące sztywności konstrukcji wsporczych typowych łożysk [44, 71, 139, 140].

W latach 90. pojawiła się tendencja do ograniczania roli projektanta–konstruktora jedynie do zdefiniowania w formularzach warunków brzegowych: gabarytów, obciążeń zewnętrznych i wymaganego czasu pracy. Wszystkie pozostałe czynności, w tym dobór łożyska, przejmuje producent łożyska [130, 140]. Szczególnie widoczne jest to w przypadku łożysk niekatalogowych, produkowanych na indywidualne zamówienie.

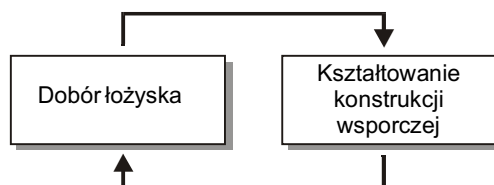
Argumentem za przyjęciem takiej procedury są wieloletnie doświadczenia firm produkujących łożyska. Można się z nim zgodzić w przypadku łożysk o niewielkich wymiarach, gdy konstrukcje wsporcze są sztywne (patrz rys. 3.4). Projektowanie dużych łożysk w oderwaniu od konstrukcji wsporczych jest jednak błędem, gdyż wówczas następuje przejście funkcji elementów łożyska (zapewnienie sztywności giętej i skrętniej) przez konstrukcje wsporcze. Szczególnie istotne jest integralne projektowanie łożyska i konstrukcji wsporczej, gdy struktura konstrukcji wsporczej jest niejednorodna, co jest nieuniknione w łożyskowaniu nadwozi maszyn o dużych gabarytach.

W przypadku produkowanych masowo maszynowych łożysk ogólnego przeznaczenia wynikiem ponad stuletnich doświadczeń w projektowaniu i z eksploatacji są dopracowane metody ich obliczania. Większość producentów łożysk stosuje podobne procedury wyznaczania nośności i trwałości. W przypadku łożysk wielkogabarytowych dotychczas brak jest metody uwzględniającej wszystkie istotne zjawiska zachodzące w systemie *łożysko–konstrukcja wsporcza*, a jednocześnie wygodnej w praktycznym zastosowaniu.

Wszystkie metody obliczania łożysk wieńcowych przyjmują następujący tok postępowania:



Są to więc metody obliczeń *post factum*, wymagające uprzedniego określenia parametrów układu. Wynika to stąd, że w łożyskach wielkogabarytowych nie można w sposób miarodajny dobrać łożyska bez znajomości konstrukcji wsporczej, która jest jednak kształtowana dla przyjętych parametrów łożyska:



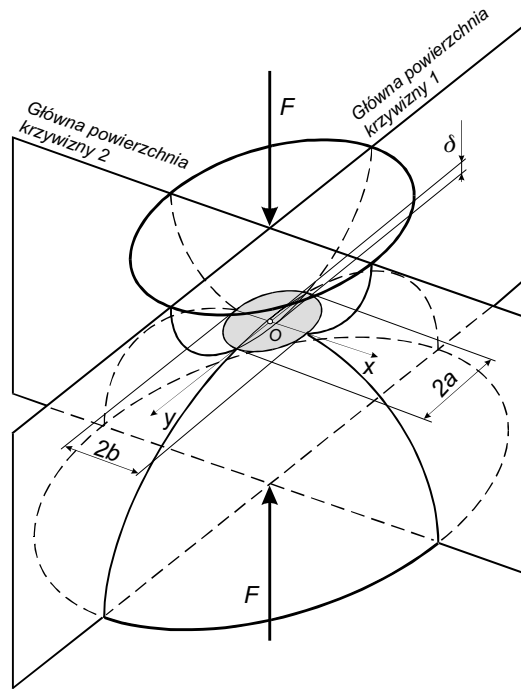
#### 4.1. Zagadnienia kontaktowe w łożyskach tocznych

W obliczaniu łożysk tocznych potrzebna jest znajomość zjawisk zachodzących na styku element toczny–bieżnia. Ponieważ nośność łożyska jest wyznaczana przez nośność maksymalnie obciążonego elementu tocznego, więc podstawowym zagadnieniem jest określenie dystrybucji obciążenia w poszczególnych elementach tocznych  $\Psi_F$ .

Niezależnie od przyjętej metody jest niezbędna charakterystyka sztywności układu element toczny–bieżnia:

$$k_{TB} = F(\delta). \quad (4.5)$$

Jest ona nieliniowa i zależy od parametrów geometrycznych styku i stałych materiałowych elementów pary kontaktowej.



Rys. 4.4. Geometria styku dwóch ciał o powierzchniach krzywoliniowych

Po analizie całego łożyska i określeniu maksymalnej wartości siły:

$$F_{\max} = \max(\Psi_F) \quad (4.6)$$

następuje ponowny powrót do analizy pojedynczego układu element toczny–bieżnia i określenie stanu wyężenia elementów układu – pola naprężeń.

Ponieważ teoria Hertza jest powszechnie znana i opisana w wielu podręcznikach teorii sprężystości lub wytrzymałości materiałów [48, 86, 133], podane zostaną tylko niezbędne wzory końcowe.

Do wcześniej przytoczonych założeń teorii Hertza można przyjąć dodatkowe założenie tożsamości głównych płaszczyzn krzywizny, gdyż w łożyskach tocznych występuje tylko taki przypadek wzajemnego położenia elementu tocznego i bieżni.

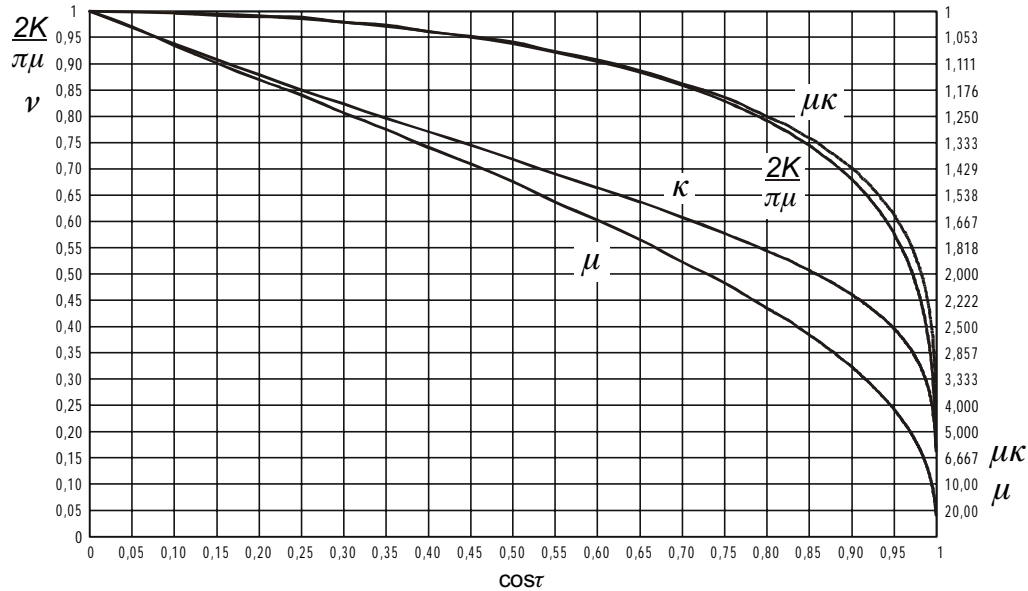
Parametry styku zależą od wzajemnych relacji pomiędzy promieniami krzywizny. Wyznaczana jest pomocnicza wartość:

$$\cos \tau = \frac{\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}, \quad (4.7)$$

gdzie  $\rho_{ij} = r_{ij}^{-1}$  – odwrotności głównych promieni krzywizny ciała  $i$  w płaszczyźnie  $j$ .

Na podstawie  $\cos \tau$  można wyznaczyć współczynniki  $\mu$ ,  $\kappa$  i  $2K/\pi\mu$  (diagram na rys. 4.5).

Ponieważ w dużych łożyskach wieńcowych występują wyłącznie pary toczne typu stal–stal, ograniczono się wyłącznie do tego przypadku.

Rys. 4.5. Diagram do wyznaczania współczynników  $\mu$ ,  $\kappa$ ,  $\mu\kappa$  i  $2K/\pi\mu$ 

#### 4.1.1. Styk punktowy – układ kula–bieżnia

##### Ugięcie układu element toczny–bieżnia

Pod wpływem działania siły  $F$  stykające się ciała zbliżają się w wyniku odkształcenia o wartość (rys. 4.4):

$$\delta = 1,5 \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt[3]{\frac{(1-\nu^2)^2}{E^2} \frac{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}{3} F^2}, \quad (4.8)$$

gdzie:  $E$  – moduł sprężystości podłużnej,  $\nu$  – współczynnik Poissona.

Równanie (4.8) można zapisać dla kuli o średnicy  $d$  w postaci bezwymiarowej:

$$\frac{\delta}{d} = C_\delta \left( \frac{p_w}{E} \right)^\eta, \quad (4.9)$$

gdzie:  $p_w$  – obciążenie właściwe kuli,  $d$  – średnica kuli.

Stałe  $C_\delta$ ,  $\eta$  dla łożyska wieńcowego kulowego są równe po uwzględnieniu zależności (4.2), współczynnika przystawiania kuli do bieżnia  $s$ , wskaźnika średnicowego  $w_s$  (tab. 3.3) oraz kąta działania elementu tocznego  $\varphi$

$$C_\delta = 1,5 \cdot \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt[3]{\frac{2}{3} (1-\nu^2)^2 \left( 2 + \frac{\cos \varphi}{w_s} + s \right)}, \quad (4.10)$$

$$\eta = 2/3. \quad (4.11)$$

Dla układu bieżnia–kula–bieżnia BKB całkowite ugięcie jest równe sumie ugięć pojedynczych układów element toczny–bieżnia.

### Pole styku

Dla łożyska wieńcowego kulowego po uwzględnieniu zależności (4.2) oraz współczynnika przystawania kuli do bieżni  $s$  i wskaźnika średnicowego  $w_s$  (tab. 3.3), dla równych wartości modułu sprężystości podłużnej i współczynnika Poissona półosie elipsy styku są równe (rys. 4.4):

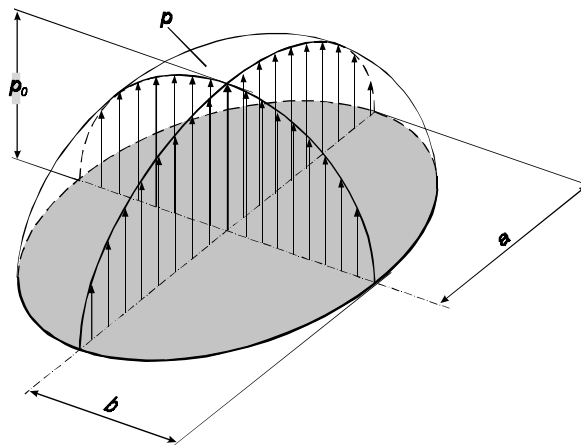
$$\frac{a}{d} = 2\mu \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{(1-\nu^2)}{\left(2 + \frac{\cos\varphi}{w_s} + s\right)} \frac{p_w}{E}}, \quad (4.12)$$

$$\frac{b}{d} = 2\mu \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{(1-\nu^2)}{\left(2 + \frac{\cos\varphi}{w_s} + s\right)} \frac{p_w}{E}}. \quad (4.13)$$

### Rozkład nacisków

Rozkład nacisków ma postać elipsoidy (rys. 4.6). Maksymalne ciśnienie dla łożyska wieńcowego jest równe:

$$p_0 = \frac{1,5}{\pi\mu\kappa} \sqrt[3]{\left(\frac{2}{3} \frac{E(2 + \frac{\cos\varphi}{w_s} + s)}{(1-\nu^2)}\right)^2} p_w. \quad (4.14)$$



Rys. 4.6. Rozkład nacisków na powierzchni styku w kształcie paraboloidy eliptycznej według teorii Hertza

### Naprężenia podpowierzchniowe

Bielajew stwierdził, że największe wyężenie materiału w strefie kontaktu, określone według hipotezy największych naprężeń stycznych, nie występuje na powierzchni styku, lecz znajduje się na pewnej głębokości  $h$ , na której naprężenia styczne osiągają maksymalną wartość [7]

$$h_{\tau_{\max}} = 0,467a, \quad (4.15)$$

gdzie  $a$  – promień powierzchni styku.

Dla styku dwóch kul położenie punktu najbardziej wyężonego określone według hipotezy energetycznej podał Huber [69]. Wówczas:

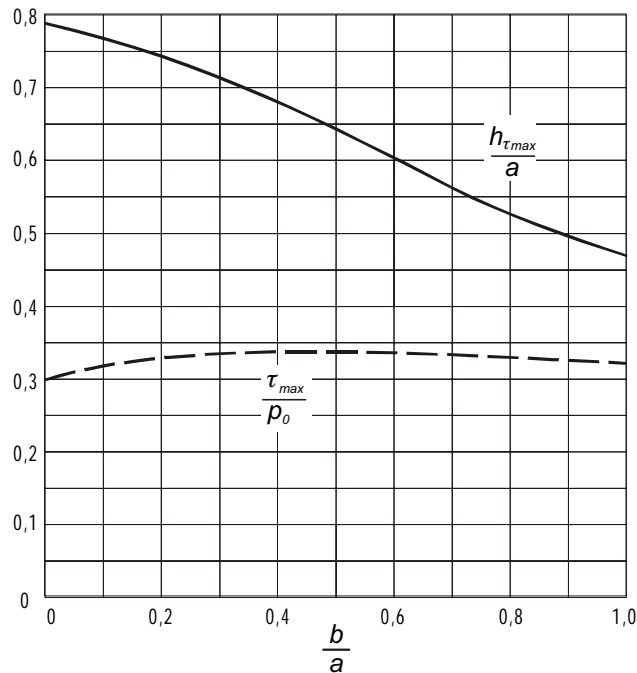
$$h_{\sigma_{\text{red}}} = 0,48a, \quad (4.16)$$

a maksymalne naprężenie zastępcze:

$$\sigma_{\text{red}} = 0,62p_0. \quad (4.17)$$

Rozkład naprężeń zależy od kształtu powierzchni styku. Na rysunku 4.7 pokazano wykres zmienności największego naprężenia stycznego oraz położenia najbardziej wyężonego punktu w funkcji stosunku półosi elipsy styku  $b/a$ .

Drugim (oprócz punktu największych naprężeń stycznych  $\tau_{\max}$ ) punktem charakterystycznym jest punkt występowania największych naprężeń stycznych w płaszczyźnie



Rys. 4.7. Wartość i położenie punktu największego naprężenia stycznego  $\tau_{\max}$  [86]

równoległej do powierzchni  $\bar{\tau}_{\max}$ . Wynika to z szczególnie niebezpiecznego charakteru zmienności tych naprężeń. Po obu stronach płaszczyzny symetrii mają one przeciwny znak. Podczas przetaczania elementów toczonek każdorazowo następuje zmiana znaku naprężenia i dlatego większość uszkodzeń zmęczeniowych jest inicjowana na tej właśnie głębokości.

Znając wzajemne stosunki wymiarowe powierzchni styku ((4.12) i (4.13)), wynikające z promieni krzywizny, można wyznaczyć pomocniczy parametr  $\xi$  z równania:

$$2\xi^3 - \xi^2 - 2\xi + 1 = \left(\frac{\kappa}{\mu}\right)^2. \quad (4.18)$$

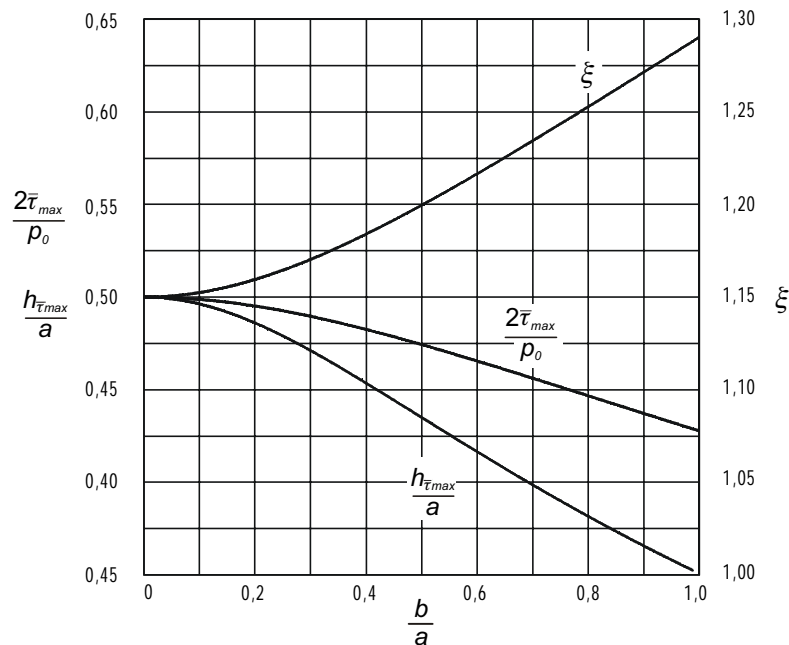
Wówczas punkt maksymalnego naprężenia stycznego równoległego do powierzchni  $\bar{\tau}_{\max}$  znajduje się na głębokości:

$$h_{\bar{\tau}_{\max}} = \frac{b}{(\xi + 1)\sqrt{2\xi - 1}}, \quad (4.19)$$

a amplituda względnej wartości naprężeń tnących jest równa:

$$\bar{\tau}_{\max} = \frac{\sqrt{(2\xi - 1)}}{2(\xi^2 + \xi)} p_0. \quad (4.20)$$

Diagram do wyznaczania parametru  $\xi$  zamieszczono na rysunku 4.8.



Rys. 4.8. Parametr  $\xi$  oraz wartość i położenie punktu największych naprężeń stycznych równoległych do powierzchni

### 4.1.2. Styk liniowy – układ rolka–bieżnia

Zależności dla styku liniowego są wyprowadzane dla dwóch nieskończenie długich walców.

#### Ugięcie układu element toczny–bieżnia

W przypadku styku liniowego ugięcia nie można wyznaczyć z teorii Hertza. Wzór empiryczny wyprowadził Bochmann [8]. Pod wpływem działania siły  $F$  stykające się ciała zbliżają się w wyniku odkształcenia o wartość  $\delta_l$  (rys. 4.9); mm:

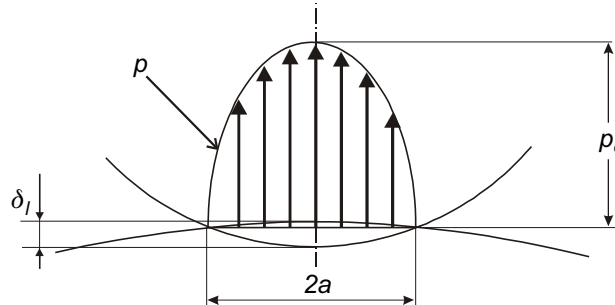
$$\delta_l = 4,05 \cdot 10^{-5} \frac{F^{0,925}}{l^{0,85}}. \quad (4.21)$$

Zależność ta została potwierdzona doświadczalnie [84]. Inny wzór podał Lundberg [99]

$$\delta_l = 3,95 \cdot 10^{-5} \frac{F^{0,9}}{l^{0,8}}, \quad (4.22)$$

gdzie:  $l$  – długość efektywna styku, mm,  $F$  – siła, N.

Należy zauważyć, że dla styku liniowego ugięcie układu element toczny–bieżnia nie zależy od średnicy elementu tocznego, a jedynie od efektywnej długości styku i wartości obciążenia.



Rys. 4.9. Geometria styku dwóch walców  
– rozkład nacisków na powierzchni styku

#### Szerokość pola styku

Dla równych wartości modułu sprężystości podłużnej i współczynnika Poissona pole szerokości styku jest równa:

$$a = \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)}{\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}}} q, \quad (4.23)$$



**Rozkład nacisków**

Maksymalny nacisk jest równy:

$$p_0 = \sqrt{\frac{E(\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22})}{2\pi(1-\nu^2)}} q, \quad (4.24)$$

gdzie  $q$  – liniowe obciążenie elementu tocznego.

**Naprężenia podpowierzchniowe**

W przypadku styku liniowego największe naprężenie styczne jest równe:

$$\tau_{\max} = 0,6 p_0, \quad (4.25)$$

co występuje na głębokości:

$$h_{\tau_{\max}} = 0,786 a, \quad (4.26)$$

gdzie  $a$  jest połową szerokości powierzchni styku.

Największe naprężenia zastępcze według hipotezy energetycznej wynoszą:

$$\sigma_{\text{red}} = 0,567 p_0, \quad (4.27)$$

**4.2. Metody klasyczne**

Wyznaczenie rozkładu obciążenia na poszczególne elementy toczne jest zadaniem wielokrotnie statycznie niewyznaczalnym. Klasyczne metody obliczeń łożysk wieńcowych wprowadzają dodatkowe zależności geometryczne i fizyczne umożliwiające rozwiązanie tego zagadnienia w sposób jawny, bez wykorzystania metod numerycznych.

Najczęściej stosowanymi klasycznymi metodami obliczania łożysk wielkogabarytowych są metody Ohnricha [120] i Matthiasa [104, 105, 106, 107]. W Polsce oryginalną metodę obliczania łożysk wieńcowych zaproponowali Gibczyńska [52, 54, 55] oraz Dziurski, Kania, Mazanek [36, 37]. Przegląd metod klasycznych znajduje się w pracach [48, 109, 115].

Wszystkie te metody cechują się znacznymi uproszczeniami (tabela 4.1) ograniczającymi ich przydatność do łożysk o dużej średnicy.

**4.2.1. Metoda Ohnricha**

W metodzie Ohnricha przyjęto następujące założenia upraszczające [115, 120]:

- pierścienie łożyskowe są sztywne giętnie i skrętnie,
- elementy toczne są jednakowe,
- bieżnie nie mają imperfekcji,
- materiały kuli i bieżni są jednorodne i liniowo sprężyste,
- w przypadku łożysk momentowych siła napinająca śruby zapewnia stały docisk na powierzchniach łączonych pierścieni.

Tabela 4.1. Porównanie metod klasycznych obliczania łożysk wieńcowych

Założenia	Metoda		
	Ohnricha	Matthiasa	Gibczyńskiej
• Podatność pierścieni łożyskowych i konstrukcji wsporczych (giętnie i skrętnie)	nie	nie	nie
• Kształt geometryczny pierścieni z imperfekcjami	nie	nie	nie
• Materiał elementów tocznych i bieżni niejednorodny, odkształcenia plastyczne,	nie	nie	nie
• Niejednakowe elementy toczne,	nie	nie	nie
• Zmienny kąt działania elementów tocznych,	nie	nie	tak
• Wykroczenie poza założenia hertzowskie: – duży styk, – wypukła powierzchnia styku,	nie	nie	nie
• Siły promieniowe	tak	nie	tak
• Superpozycja siły osiowej i momentu poprzecznego i siły bocznej,	tak	nie	nie
• Kąt działania elementów tocznych różny od 90°	tak	nie	tak
• Luz lub zacisk wstępny	tak	tak	tak

Wyprowadzenie metody Ohnricha oparte jest na równaniu hertzowskim:

$$F = c\delta^{1/\eta}, \quad (4.28)$$

gdzie:  $F$  – siła w elemencie tocznym,  $\delta$  – ugięcie,  $c, \eta$  – współczynniki wyznaczone z teorii Hertza lub numerycznie, oraz na proporcji określającej zależność pomiędzy siłami  $F$  i ugięciami  $\delta$  dla skrajnego elementu tocznego (indeks  $_{\max}$ ) oraz dla dowolnego innego (indeks  $_i$ ) określa wzór:

$$\frac{F_{\max}}{F_i} \sim \left( \frac{\delta_{\max}}{\delta_i} \right)^{\frac{1}{\eta}}. \quad (4.29)$$

Dla styku hertzowskiego współczynnik  $\eta$  przyjmuje wartość  $\eta = 2/3$  i taki przyjmuje Ohnrich w swojej metodzie. W celu zachowania ogólności rozwiązania pozostawiono w dalszych wzorach zapis symboliczny.

W metodzie Ohnricha w celu uproszczenia obliczeń dokonuje się superpozycji przemieszczeń  $\delta$  od obciążeń składowych: siły osiowej  $V$ , momentu gnącego w płaszczyźnie osiowej  $M$  oraz siły poziomej  $H$ :

$$\delta = \delta(V) + \delta(M) + \delta(H) \quad (4.30)$$

i odrębnie wyznacza rozkład obciążenia dla poszczególnych składowych.

Dla dużej liczby kul z maksymalne  $F_{V_{\max}}$  i minimalne  $F_{V_{\min}}$  obciążenia kuli są odpowiednio równe:

$$F_{V \max} = \frac{V}{z} + \frac{4,37M}{2zR}; \quad F_{V \min} = \frac{V}{z} - \frac{4,37M}{2zR}, \quad (4.31)$$

podobnie dla obciążeń promieniowych  $H$ . Po założeniu niezmienności geometrycznej pierścieni łożyskowych oraz uwzględnieniu kształtu przekroju poprzecznego ich bieżni kulowych zależność pomiędzy odkształceniami promieniowymi  $\delta_{H_i}$  wywołanymi poziomą siłą  $H$  przyjmie (zgodnie z Ohnrichem) postać:

$$\frac{\delta_{H_i}}{\delta_{H \max}} = \cos \beta_i. \quad (4.32)$$

Z warunku równowagi pierścienia obciążonego siłą  $H$  otrzymujemy

$$F_{H \max} = \frac{4,37H}{2z}. \quad (4.33)$$

Ze wzoru (4.31) można wyznaczyć graniczną wartość mimośrodu działania obciążenia, dla której następuje zerwanie kontaktu na kuli po stronie odciążanej

$$e_0 = 0,458R.$$

#### 4.2.2. Metoda Matthiasa

Założenia poczynione przez Matthiasa są podobne do przyjętych przez Ohnricha:

- pierścienie łożyskowe są sztywne giętnie i skrętnie,
- elementy toczne jednego rzędu są jednakowe,
- bieżnie nie mają imperfekcji,
- materiały kuli i bieżni są jednorodne i liniowo sprężyste,
- styk spełnia warunki hertzowskie (mała płaska powierzchnia styku),
- w przypadku łożysk momentowych siła napinająca śruby zapewnia stały docisk na powierzchniach łączonych pierścieni, uniemożliwiający przesunięcia.
- łożysko nie przenosi sił promieniowych i obwodowych,
- elementy toczne jednego rzędu są jednakowe,
- kąt działania elementów tocznych wynosi  $90^\circ$ ,
- liczba elementów tocznych jest duża (duży wskaźnik średnicowy  $w_s$ ).

Ostatnie wymienione założenie umożliwia przejście z modelu dyskretnego dystrybucji sił w łożysku na model ciągły.

Ze względu na występowanie w końcowych równaniach całek eliptycznych Matthias rozwiązywał je, budując nomogramy dla różnych wartości parametrów  $x$  i  $y$  odniesionych do promienia  $R_1$ . Obecnie właściwsze wydaje się znalezienie rozwiązania na drodze numerycznej.

Na podstawie metody Matthiasa trudno jest w sposób bezpośredni (bez zastosowania metod numerycznych) uzyskać charakterystyki nośności łożyska, stąd nie nadaje się ona do doboru łożyska, a jedynie może służyć do obliczeń sprawdzających łożyska.

Istotną wadą jest też ograniczenie kąta działania elementów tocnych  $\gamma$  do  $90^\circ$ .

### 4.2.3. Metoda Gibczyńskiej

Założenia poczynione przez Gibczyńską są podobne do przyjętych przez Ohnricha i Matthiasa:

- pierścienie łożyskowe są sztywne giętne i skrętne,
- elementy tocne jednego rzędu są jednakowe,
- bieżnie nie mają imperfekcji,
- materiały kuli i bieżni są jednorodne i liniowo sprężyste,
- styk spełnia warunki hertzowskie (mała płaska powierzchnia styku),
- w przypadku łożysk momentowych siła napinająca śruby zapewnia stały docisk na powierzchniach łączonych pierścieni, uniemożliwiający przesunięcia.

Do rozwiązania ogólnego przyjęto założenie niewielkiej odległości pomiędzy rzędami w stosunku do promienia łożyska oraz niezmienności kąta działania elementów tocnych.

Podstawową różnicą w stosunku do poprzednich metod jest budowa modelu nie według ugięcia poszczególnych elementów tocnych, lecz zgodna z równaniem równowagi jednego z pierścieni łożyskowych. Metoda uwzględnia działanie sił poprzecznych, zmianę kąta działania elementów tocnych, a także luz [48, 54].

Dalsze rozwiązanie zagadnienia polega na przyjęciu założeniu, że liczba elementów tocnych jest duża i można (podobnie jak w metodzie Matthiasa) aproksymować obciążenie rozkładem ciągłym. Po przekształceniach uzyskuje się równania sił w najbardziej obciążonym elemencie tocnym. Dla łożyska bez luzu jest on równy:

$$\begin{cases} F_{1\max} = \frac{\pi M}{Cz_1} \left[ 1 - \frac{C}{M} \left( 0,54 \frac{V}{\sin \gamma_1} + 1,12 \frac{H}{\cos \gamma_1} \right) \right]^{\frac{1}{\eta}} \\ F_{2\max} = \frac{\pi M}{Cz_2} \left[ 1 + \frac{C}{M} \left( 0,54 \frac{V}{\sin \gamma_2} + 1,12 \frac{H}{\cos \gamma_2} \right) \right]^{\frac{1}{\eta}}, \end{cases} \quad (4.34)$$

gdzie  $z_j$  jest liczbą elementów tocnych w  $j$ -tym rzędzie elementów tocnych,  $\gamma_j$  oznacza kąt działania elementów tocnych w  $j$ -tym rzędzie, a stała  $C$  jest funkcją promienia podziałowego  $R_j$   $j$ -tego rzędu wyrażona równaniem:

$$C = 1,436(R_j \sin \gamma_j + 4 \cos \gamma_j). \quad (4.35)$$

Dokładne wyprowadzenie podanych zależności można znaleźć w pracach [48, 54].

Zaletą metody jest uwzględnienie dużej liczby zjawisk, przez co zapewnia lepszy opis obiektu i większą dokładność od uprzednio opisanych. Podstawową wadą metody jest założenie nieograniczonej sztywności pierścieni łożyskowych. Z tego względu na-

leży ją zalecić wyłącznie do analizy łożysk o mniejszych wymiarach posadowionych na konstrukcjach wsporczych o dużej sztywności.

W metodzie Gibczyńskiej możliwe jest uwzględnienie zmiennego kąta działania elementów tocznych, pod warunkiem, że zmienność ta wynika z zależności geometrycznych łożyska (w funkcji położenia elementu tocznego po obwodzie łożyska).

#### 4.2.4. Modyfikacja metody Ohnricha

Podstawową wadą metody Ohnricha jest stosowanie superpozycji siły osiowej i momentu tej siły dla nieliniowej charakterystyki układu element toczny–bieżnia. Wadą metody Matthiasa jest natomiast przyjęcie założenia dużej liczby elementów tocznych i ciągłości rozkładu obciążenia. W celu wyeliminowania tych wad zaproponowano całościową analizę bez rozbitcia na składowe: od siły osiowej  $V$  i od momentu  $M$ , z jednoczesnym przyjęciem pozostałych założeń Ohnricha. Ze względu na długość wyprowadzenia podano jedynie równania końcowe. Pełne wyprowadzenie można znaleźć w pracy [146].

Warunki równowagi pierścienia łożyska obciążonego mają postać:

$$V = \sum_j \sum_{i=z-\beta_{j\max}}^{z\beta_{j\max}} C_j \left( \kappa_j \left( \delta_{\max} \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} - l_j \right) \right)^{1/\eta} \quad (4.36)$$

i

$$e = \frac{\sum_j \sum_{i=z-\beta_{j\max}}^{z\beta_{j\max}} R_j C_j \left( \kappa_j \left( \delta_{\max} \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} - l_j \right) \right)^{1/\eta} \cos \beta_i}{\sum_j \sum_{i=z-\beta_{j\max}}^{z\beta_{j\max}} C_j \left( \kappa_j \left( \delta_{\max} \frac{\cos \beta_i - \cos \beta_{j\max}}{1 - \cos \beta_{j\max}} - l_j \right) \right)^{1/\eta}}, \quad (4.37)$$

gdzie

$$\kappa_j = \frac{d_1 \sin \gamma_1}{d_j \sin \gamma_j}, \quad (4.38)$$

a wartość maksymalnego kąta działania elementów tocznych dla poszczególnych rzędów  $\beta_{j\max}$  można wyznaczyć z zależności geometrycznych:

$$\beta_{j\max} = \begin{cases} \arccos \left( \frac{d_1}{d_j} \cos \beta_{1\max} \right) & \text{dla } \frac{d_1}{d_j} \cos \beta_{1\max} \leq 1 \\ \pi & \text{dla } \frac{d_1}{d_j} \cos \beta_{1\max} > 1. \end{cases} \quad (4.39)$$

W układzie równań (4.36) i (4.37) po uwzględnieniu zależności (4.38) i (4.39) są dwie niewiadome:  $\delta_{\max}$  – ugięcie maksymalnie obciążonego układu element toczny-bieżnia,  $\beta_{\max}$  – połówkowy kąt działania zewnętrznego górnego rzędu.

Pozostałe parametry układu równań są znane i są to:

$R_j$  – promień podziałowy  $j$ -tego rzędu,

$d_j$  – średnica elementu tocznego  $j$ -tego rzędu,

$C_j$  – współczynnik zależności hertzowskiej dla elementu tocznego  $j$ -tego rzędu,

$1/\eta$  – wykładnik zależności hertzowskiej,

$\beta_i$  – położenie  $i$ -tego elementu tocznego dla danego rzędu,

$\gamma_j$  – kąt działania elementów tocznych  $j$ -tego rzędu,

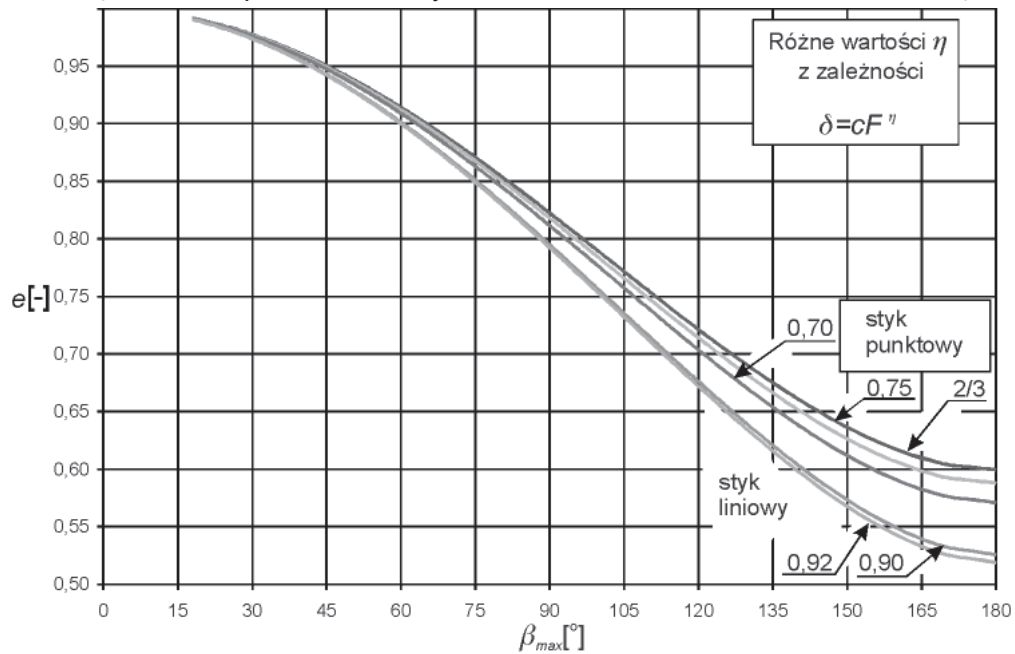
$l_j$  – luz w  $j$ -tym rzędzie.

Podany układ równań jest rozwiązywany iteracyjnie w przestrzeni  $\delta_{\max} \times \beta_{\max}$ . Metoda ta jest wykorzystana w autorskim programie ROLK 6.5.

Aby ułatwić interpretację uzyskanych zależności, na rys. 4.10 przedstawiono zależność połówkowego kąta działania elementów tocznych łożyska  $\beta_{\max}$  (łuk nośny) od unormowanego mimośrodu siły pionowej  $e/R$ . Do wartości granicznej  $e_0$  obciążenie przenoszą wszystkie kule. Powyżej tej wartości tylko w zakresie  $[-\beta_{\max}, \beta_{\max}]$ . Wykresy wykonano dla różnych charakterystyk sztywności element toczny-bieżnia:

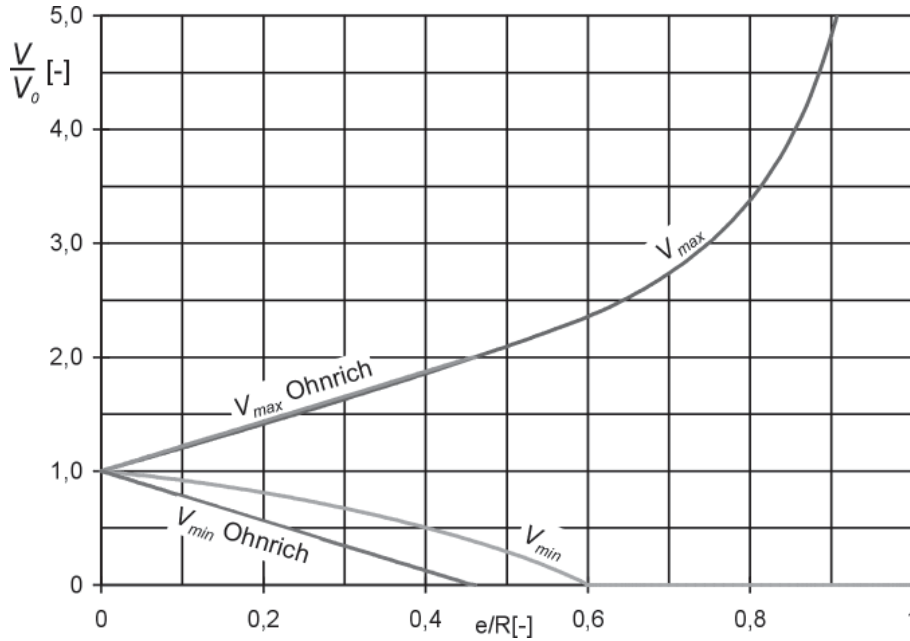
$$\delta = cF^\eta. \quad (4.40)$$

Wartość współczynnika  $\eta = 2/3$  wynika z teorii Hertza dla styku punktowego kuli z bieżnią, wartości  $\eta = 0,7$  i  $0,75$  wyznaczono z modeli FEM dla kuli z bieżnią, dla

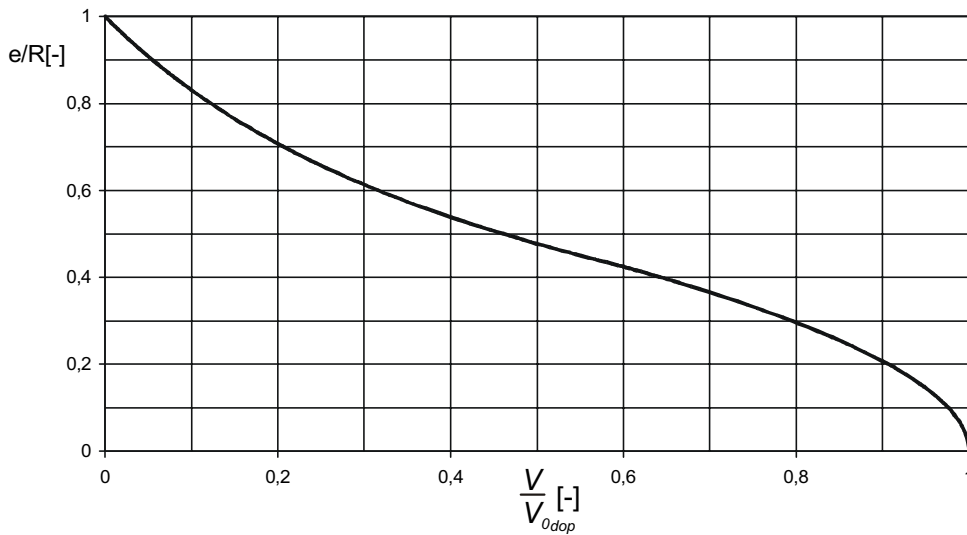


Rys.4.10. Połówkowy kąt działania elementów tocznych w funkcji mimośrodu działania siły pionowej dla różnych charakterystyk układu element toczny-bieżnia

dużych współczynników przystawania. Wartości  $\eta = 0,9$  i  $0,925$  odpowiadają wzorom empirycznym dla styku liniowego. Uzyskana wartość mimośrodru granicznego  $e_0$  wynosi: od  $0,6R$  dla styku hertzowskiego do  $0,539R$  dla styku liniowego (model Bochmana).



Rys. 4.11. Unormowana wartość obciążenia kul szczytowych według metody Ohnricha i metody zmodyfikowanej



Rys. 4.12. Charakterystyka nośności łoża kulowego

Na rysunku 4.11 zamieszczono wykresy obciążeń dla kul maksymalnie wyężonej i maksymalnie odciążonej dla współczynnika  $\eta = 2/3$ . Dla porównania zestawiono wykresy dla sposobu Ohnricha.

Metoda stanowi alternatywę dla metod Ohnricha i Matthiasa, ale może być stosowana wyłącznie do łożysk posadowionych na konstrukcjach wsporczych o dużej sztywności. Może być także wykorzystywana do ewaluacji układu *łożysko–konstrukcja wsporcza* (rozd. 9).

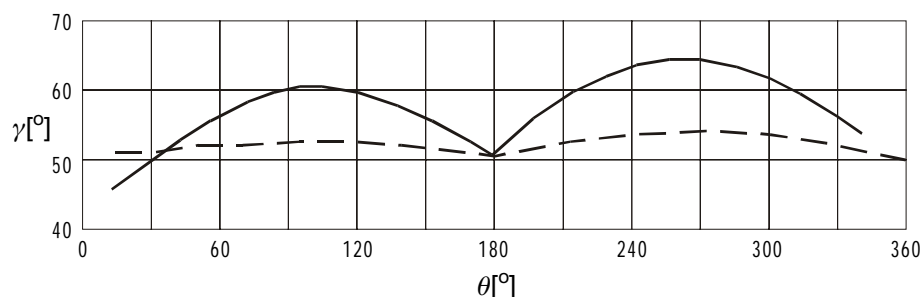
### 4.3. Metody numeryczne

Wszystkie metody przedstawione w rozdziale 4.2 opierały się na założeniu sztywnych konstrukcji wsporczych i stałego kąta działania elementów tocnych. Opisano kilka metod numerycznych stosowanych dawniej i dziś do analizy katalogowych łożysk wieńcowych.

W latach 90. wraz ze zwiększaniem mocy obliczeniowej komputerów pojawiło się kilka metod analizowania zjawisk zachodzących w łożysku za pomocą metod numerycznych. Najciekawszą jest metoda zaproponowana przez Prebila, polegająca na integracji obliczeń sztywności konstrukcji wsporczych metodą elementów skończonych z własnymi algorytmami dystrybucji obciążenia w łożysku [128, 129]. W Niemczech podobne metody rozwinął w swoich nowszych pracach Matthias [61, 95, 108]. W Polsce metody wyznaczania dystrybucji obciążenia proponowała także Gibczyńska i Marciniec [49, 56, 180] oraz Mazanek [109].

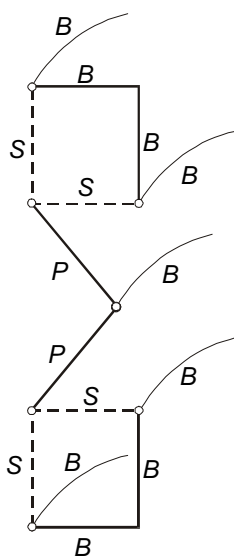
#### 4.3.1. Modele FEM Woźniaka

Pierwsze obliczenia zmiany kąta działania elementów tocnych w łożysku z wykorzystaniem metod numerycznych wykonał Woźniak, który stwierdził znaczną rozbieżność między wynikami uzyskanymi metodą Matthiasa a wynikami badań eksperymentalnych (na rys. 4.13. zamieszczono przykładowy wykres zmiany kąta działania: uzyskany z obliczeń i z eksperymentu [180]) dla stosunkowo niewielkiego łożyska o średnicy podziałowej około 0,9 m.



Rys. 4.13. Zmiana kąta działania w łożysku obliczona metodą Matthiasa [108] (linia przerywana) i zmierzona doświadczalnie (linia ciągła) [180]





Rys. 4.14. Model łożyska FEM zaproponowany przez Woźniaka [180]:  
 B – element belkowy, P – element prętowy, S – element sprężysty

Woźniak zaproponował (rys. 4.14) zamodelowanie konstrukcji wsporczej nadwozia oraz pierścienia wewnętrznego za pomocą elementów belkowych B (rama przestrzenna), a elementy toczne przez układ dwóch elementów prętowych P. Sztywność elementów pierścienia zewnętrznego i konstrukcji wsporczej podwozia zastąpiono przez układ czterech elementów typu sprężyna S. Różnica w wartości maksymalnej siły z modelu FEM i z badań wyniosła 30%, błąd wyznaczenia kąta działania elementów tocznych – około  $6^\circ$ .

### 4.3.2. Modele Gibczyńskiej i Marcinića

Modele Gibczyńskiej i Marcinića stanowią rozwinięcie analitycznego modelu Gibczyńskiej. Dla modelu łożyska dwurzędowego na podstawie własnych dokonań i prac z teorii łożysk klasycznych [62] zostały wyprowadzone zależności matematyczne opisujące ruch środków krzywizny bieżni w postaci macierzy translacji i obrotu [48]. Po uwzględnieniu zależności hertzowskich między siłą a ugięciem elementów tocznych wykorzystano związki geometryczne do budowy równań równowagi (trzy równania dla składowych sił i dwa równania dla momentów), podobnie jak opisano w punkcie 4.2.3. Otrzymano pięć równań z pięcioma niewiadomymi (trzy przemieszczenia liniowe  $u_x, u_y, u_z$  i dwa obroty  $r_x, r_y$ ).

Do zbudowanego układu równań możliwe jest wprowadzenie luzu i imperfekcji geometrii bieżni.

Przyjęto założenia, że konstrukcja wsporcza nadwozia jest sztywna, podobnie pierścień wewnętrzny, konstrukcja wsporcza podwozia natomiast jest odkształcalna. Kolejność obliczeń jest następująca: zakłada się, że najpierw odkształca się konstrukcja wsporcza pierścienia zewnętrznego, a dopiero potem następuje ruch pierścienia wewnętrznego jako bryły sztywnej. Możliwe jest więc wprowadzenie do równań jedynie uprzednio wyznaczonych (przyjętych) ugięć konstrukcji wsporczych dla pierścienia zewnętrznego, co jest podstawową wadą tej metody.

Podobny sposób (przyjęcie a priori ugięć konstrukcji wsporczych) zastosował Marcinić dla łożyska trzyczęściowego wałeczkowego [102, 103].

Wszystkie przykłady analizowanych łożysk dotyczyły łożysk wieńcowych średniej wielkości (średnica podziałowa do 2,5 m) posadowionych na konstrukcjach wsporczych o relatywnie dużej sztywności.

### 4.3.3. Metoda Prebila

Metoda opracowana przez Prebila jest podobna do metody opracowanej przez Gibczyńską. Polega na wyznaczeniu globalnych macierzy sztywności konstrukcji wsporczych nadwozia i podwozia traktowanych jako superelement, a następnie wykorzystanie ich do rozwiązania zagadnienia dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne. Metodę tę stosowali autorzy do łożysk o niewielkich średnicach podziałowych (około 1,2 m), np. łożysk obrotu żurawi samojezdnych i wieży pojazdów pancernych, dla obciążenia znacznym momentem (mimośród działania obciążenia pionowego  $e/R \approx 3$ ).

Procedura wyznaczenia macierzy sztywności superelementu konstrukcji wsporczej podwozia  $[\mathbf{K}_p]$  i nadwozia  $[\mathbf{K}_n]$  w węzłach na pierścieniach łożyskowych odpowiadających położeniu elementów tocznych była następująca:

- Budowa modeli dyskretnych do obliczeń metodą elementów skończonych FEM.
- Obliczenie pola przemieszczeń, przy obciążeniu konstrukcji wsporczych siłą jednostkową najpierw osiową  $F_{1R}$ , a potem promieniową  $F_{1\theta}$  dla kolejnych położень elementów tocznych.
- Wyznaczenie liczb wpływu  $\lambda_{minj}$  siły przyłożonej w  $i$ -tym węźle po kierunku  $m$ , na przemieszczenia węzła  $j$  po kierunku  $n$  dla położень i kierunków kolejnych sił obciążających.
- Budowa macierzy podatności konstrukcji wsporczej  $[\mathbf{D}_{p,n}]$ .
- Wyznaczenie macierzy sztywności  $[\mathbf{K}_{p,n}]$  dla nadwozia i podwozia poprzez odwrócenie macierzy podatności.
- Budowa równań równowagi (analogicznych jak sformułowane przez Gibczyńską) dla pierścienia łożyskowego (trzy równania dla składowych sił, dwa równania dla składowych momentu) z uwzględnieniem zależności hertzowskich.
- Wyznaczenie macierzy sztywności  $[\mathbf{K}]$  dla nadwozia i podwozia poprzez odwrócenie macierzy podatności.
- Budowa i rozwiązanie układu równań równowagi.
- Wyznaczenie sił w elementach skończonych zastępujących elementy toczne.

Wadą tej metody jest konieczność wielokrotnego powtarzania obliczeń dla obydwu konstrukcji wsporczych. Dla liczby elementów tocznych równej  $z$  należy rozwiązać aż  $4z$  zadań składowych. W przypadku występowania kilku złożonych układów obciążeń zewnętrznych dla nadwozia trudne jest odpowiadające temu stanowi odebranie stopni swobody w modelu FEM nadwozia. Zmiana układu obciążenia nadwozia łączy się z koniecznością ponownego wyznaczenia liczb wpływu  $\lambda_{minj}$ .

## 4.4. Wymagania dotyczące metod obliczeniowych

Opisane analityczne metody obliczania łożysk stosowano z względnie dobrymi rezultatami do łożysk, które posadowione były na sztywnych konstrukcjach wsporczych.

Łożyska wieńcowe wielkogabarytowych maszyn górniczych istotnie różnią się od konwencjonalnych łożysk tocznych i dlatego dotychczas brak jest zamkniętych wytycznych ich obliczania i konstruowania.

Wstępny dobór parametrów geometrycznych łożysk oraz konstrukcji wsporczych prowadzony był dotychczas w sposób uproszczony, oparty na nabytym przez konstruktora doświadczeniu oraz prostych obliczeniach. Następnie po przyjęciu podstawowych wymiarów prowadzono dokładniejsze obliczenia metodami tradycyjnymi.

Centralnym elementem każdej metody obliczeń łożyska jest określenie rozkładu obciążenia na poszczególne elementy toczne. Jest to możliwe jedynie w kompleksowej analizie łożyska wraz z konstrukcjami wsporczymi (stanowiącymi sztywność konstrukcyjną łożyska) prowadzonej, ze względu na różną skalę zjawisk, równoległe w skali makro oraz w skali mikro (rys. 4.15).

Analiza musi zapewnić syntezę występujących dla poszczególnych elementów tocznych zjawisk mikro, uwzględniać rozkład sztywności konstrukcji wsporczych oraz warunki brzegowe z makroanalizy: obciążenia zewnętrzne wpływające w obszar łożyska i wymuszenia kinematyczne.

Za pomocą metody analizy dystrybucji obciążenia na poszczególne elementy toczne można:



Rys. 4.15. Schemat ideowy analizy łożyska

- przeprowadzić analizę sprawdzającą układu *łożysko–konstrukcje wsporcze–warunki brzegowe*,
- z zestawienia wyników analizy numerycznej z doświadczeniem eksploatacyjnym dla większej liczby łożysk sformułować wytyczne dotyczące:
  - doboru łożyska,
  - doboru konstrukcji wsporczej.
- opracować metodę ewaluacji układu *łożysko–konstrukcje wsporcze–warunki brzegowe*.

Nowa metoda obliczania łożysk wielkogabarytowych musi uwzględniać kilka dotychczas pomijanych zjawisk:

#### **Podatność konstrukcji wsporczych**

Na nośność i trwałość łożyska zasadniczy wpływ ma sztywność konstrukcji wsporczych zarówno nadwozia, jak i podwozia. Z porównania sztywności istniejących konstrukcji wsporczych i sztywności układu *element toczny–bieżnia* (rys. 3.4) wynika, że dla dużych średnic podziałowych deformacja pierścieni po kierunku poosiowym jest znacznie większa niż ugięcie poszczególnych par *bieżnia–element toczny*. Dlatego niemożliwe jest określenie rzeczywistego rozkładu nacisków bez uwzględnienia sztywności konstrukcji wsporczych.

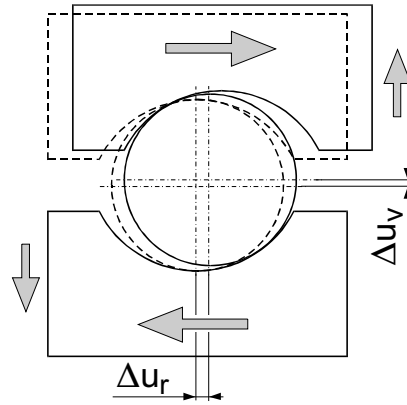
Ze względu na ograniczenia masy ustroju nośnego, jego wysokości, niemożliwe jest osiągnięcie korzystnego, równomiernego rozkładu obciążeń w łożysku. Sposób przepływu obciążenia z nadwozia na zestawy gaśnicowe powoduje, że powstają tzw. „twarde punkty” (strefy mało podatne, sztywne) zarówno w wymiarze globalnym (miejsca wyprowadzenia podpór), jak i w wymiarze lokalnym (przepony, usztywnienia itp.), powodujące znaczną nierównomierność rozkładu nacisków. Jest ona zmienna w czasie z obrotem nadwozia, ma więc charakter dystrybucji grzebieniowej  $A(t)III(t)$ .

#### **Zmienność kąta działania elementu tocznego**

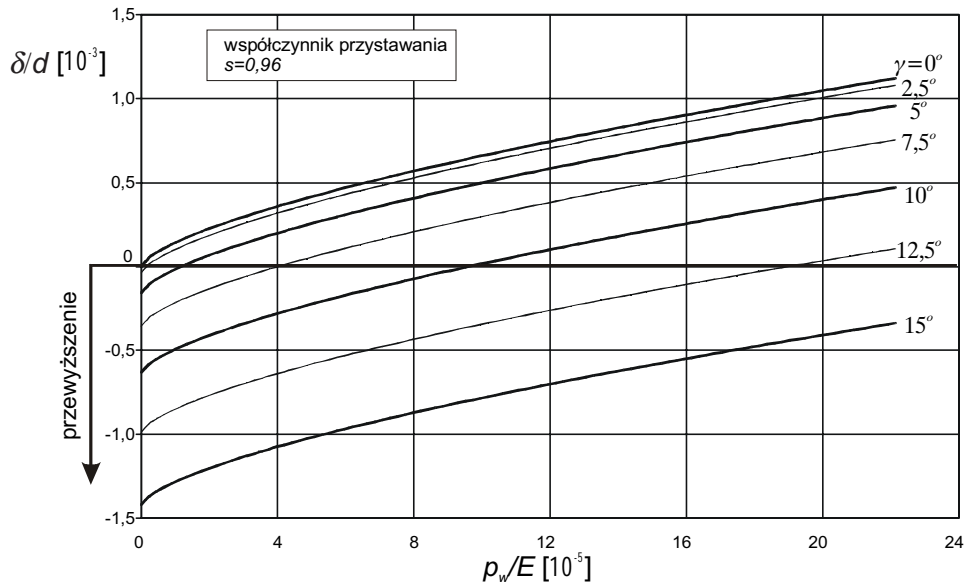
W wyniku działania składowej promieniowej obciążenia, deformacji pierścieni łożyska, odkształceń układu oraz luzów następuje zmiana kąta działania poszczególnych elementów tocznych, zależna od chwilowych, lokalnych składowych obciążenia. W wyniku tego następuje nie tylko zmiana kierunku działania siły przenoszonej przez ten element, ale także znaczna nierównomierność obciążenia.

W łożyskach kulowych zmiana kąta działania łączy się często ze zjawiskiem przewyższenia elementu tocznego, spowodowanym względnym przesunięciem poprzecznym dolnego i górnego pierścienia. W przypadku różnicy promieni kuli i bieżni kuli następuje wówczas podtoczenie kuli po bocznej ścianie bieżni (rys. 4.16), które nawet dla niedużych kątów odchylenia siły od pionu powoduje przemieszczenie poosiowe środka kuli, większe od przemieszczenia spowodowanego sprężystym ugięciem styku kuli i bieżni. Obserwowana jest wówczas pozorna ujemna sztywność poosiowa układu.

Na rysunku 4.17 zamieszczono wykres zredukowanych przemieszczeń pionowych środka kuli w funkcji obciążenia właściwego kuli, dla różnych wartości odchyłki kierunku działania elementu tocznego. W strefie ugięć ujemnych następuje przewyższe-



Rys. 4.16. Przewyższenie kuli w wyniku poprzecznego przemieszczenia pierścieni łożyskowych



Rys. 4.17. Występowanie przewyższenia (przesunięcie środka kuli  $\delta/d$  ujemne), dla różnych kierunków działania elementu toczonego  $\gamma$  i obciążeń właściwych kuli  $p_w$ , odniesionych do modułu sprężystości podłużnej  $E$

nie środka kuli. Wartość współczynnika przystawania  $s$  jest typowa dla większości stosowanych obecnie w maszynach podstawowych górnictwa odkrywkowego łoż kulowych. Zakres obciążenia właściwego kuli odpowiada łożyskom przeciętnie obciążonym. Wartość odchyłki kąta działania  $\gamma = \pm 15^\circ$  jest obserwowana w wielu łożyskach na wiotkich konstrukcjach wsporczych (porównaj rys. 3.10)

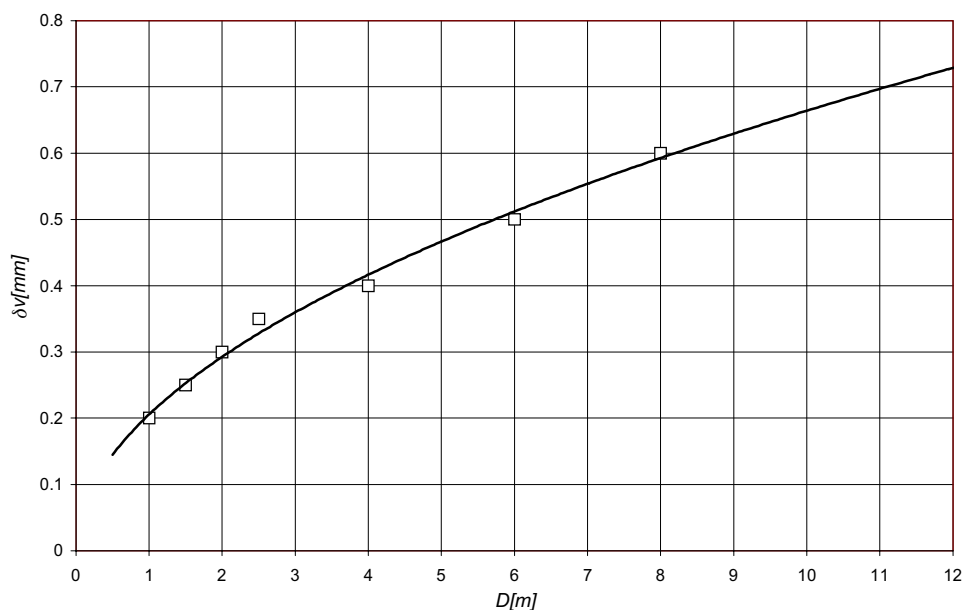
Kule, które ulegają przewyższeniu, są obciążone kilkakrotnie większą siłą niż kule współpracujące z dnem rowka.

### Imperfekcje kształtu

Pierścienie łożysk wielkogabarytowych mimo zaawansowanych technologii wykonania i montażu mają imperfekcje kształtu, które wpływają na amplitudę dystrybucji obciążeń. Wynikają one z:

- dużych rozmiarów, przez co nawet mała wartość względnej tolerancji wykonania skutkuje jej znaczną wartością bezwzględną,
- małej sztywności giętej pierścieni i łożyska, co powoduje podatność na odkształcenia trwale podczas transportu oraz dostosowanie się do kształtu konstrukcji wsporczych.

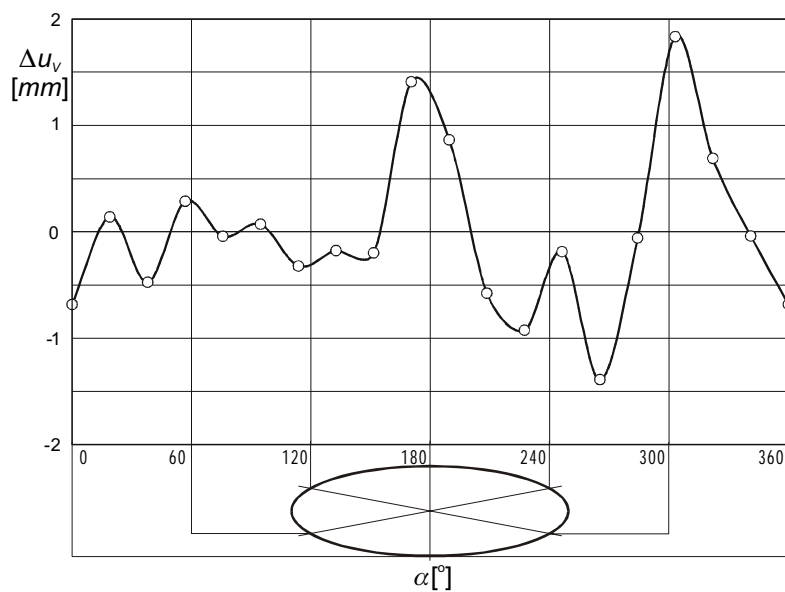
Przykładowy wykres dopuszczalnych wartości tolerancji wykonania konstrukcji wsporczych pod łożysko wieńcowe wykonany na podstawie zaleceń firmy Rothe Erde pokazano na rys. 4.18. Rozkład odchyłek płaskości dla dźwigara pierścieniowego zwalówki pokazano na rys. 4.19.



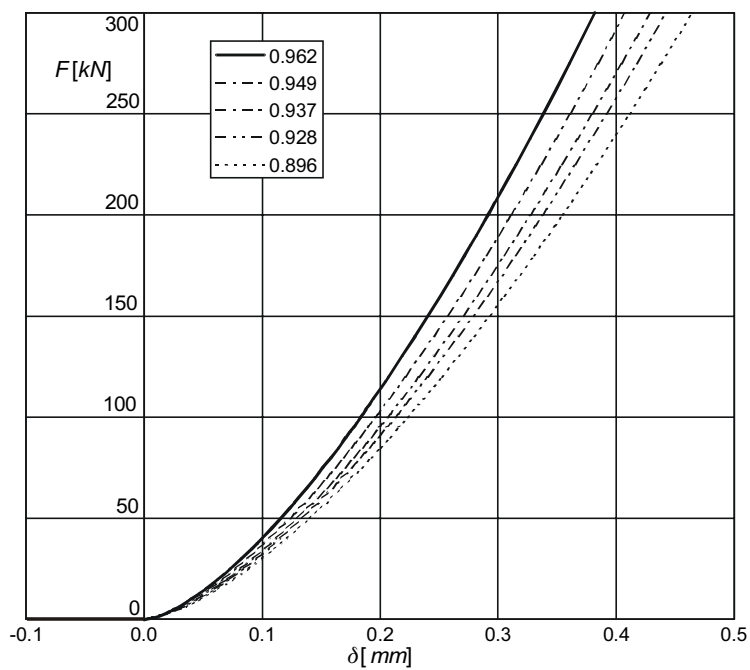
Rys. 4.18. Dopuszczalna odchyłka wykonania w kierunku poosiowym konstrukcji wsporczej łożyska wielkogabarytowego według firmy Rothe Erde

Tabela 4.2. Dokładność wykonania kul według PN-75/M-86452

Klasa dokładności wykonania kulek P0 i P6			
Zakres średnic $d_k$ [mm]	30–50	50–80	80–120
Odchyłka dopuszczalna $\Delta d_k$ [mm]	$\pm 0,0225$	$\pm 0,026$	$\pm 0,030$
Selekcja [mm]	$\pm 0,003$	$\pm 0,004$	$\pm 0,005$



Rys. 4.19. Odchyłki płaskości dźwigara pierścieniowego zwałowarki o średnicy podziałowej łożyska  $\varnothing 10\,000$



Rys. 4.20. Charakterystyki  $F(\delta)$  układu element toczy-bieżnia dla różnych współczynników przystawania. Materiał liniowo-sprężysty, styk hertzowski, średnica kuli  $d_k = 150$  mm

Elementy toczne także nie są jednakowe. W tabeli 4.2 zestawiono dokładności wykonania kul. Przez odpowiednie sortowanie elementów tocznych możliwe jest zminimalizowanie skutków różnic średnicy dla poszczególnych kul.

Nowa metoda wyznaczania dystrybucji obciążenia w łożysku musi umożliwiać uwzględnienie imperfekcji kształtu, a w łożyskach momentowych luzów (zacisków) montażowych promieniowych i osiowych.

#### **Charakterystyka układu sztywności *element toczny–bieżnia***

Kluczem do poprawnego modelu całego łożyska jest właściwe odzwierciedlenie zjawisk zachodzących dla jednego elementu tocznego. Asymetryczna, nieliniowa charakterystyka *sila–ugięcie* układu *element toczny–bieżnia* stanowi daną wejściową w budowie modelu całego łożyska. Ze względu na duży stopień przystawania elementu tocznego do bieżni oraz nieliniowość materiału do jej wyznaczenia najwygodniej posłużyć się metodą elementów skończonych.

Na rysunku 4.20 pokazano przykładowe charakterystyki *ugięcie–sila* uzyskane teoretycznie (równania Hertza) dla materiału liniowo-sprężystego. Ze względu na odstępstwo geometrii kontaktu od założeń Hertza (płaska, mała strefa styku) oraz szczególnie ze względu na nieliniowość materiału uzasadnione jest wyznaczenie tych charakterystyk na drodze numerycznej metodą elementów skończonych. Wówczas na podstawie wartości ugięć trwałych (odkształceń plastycznych) oraz rozkładów naprężeń można określić dopuszczalną wartość obciążenia elementu tocznego, co jest dodatkową zaletą tego trybu postępowania.

Uwzględnienie podanych wymagań nie jest możliwe za pomocą modeli teoretycznych!



## 5. Modele dyskretne łożysk wielkogabarytowych

Łożysko wielkogabarytowe jest obiektem wielokrotnie statycznie niewyznaczalnym, o dużym stopniu nieliniowości geometrycznej i fizycznej. Metoda obliczeniowa takich łożysk, zgodnie z wymaganiami określonymi w rozdziale 4.3, musi uwzględniać następujące zjawiska:

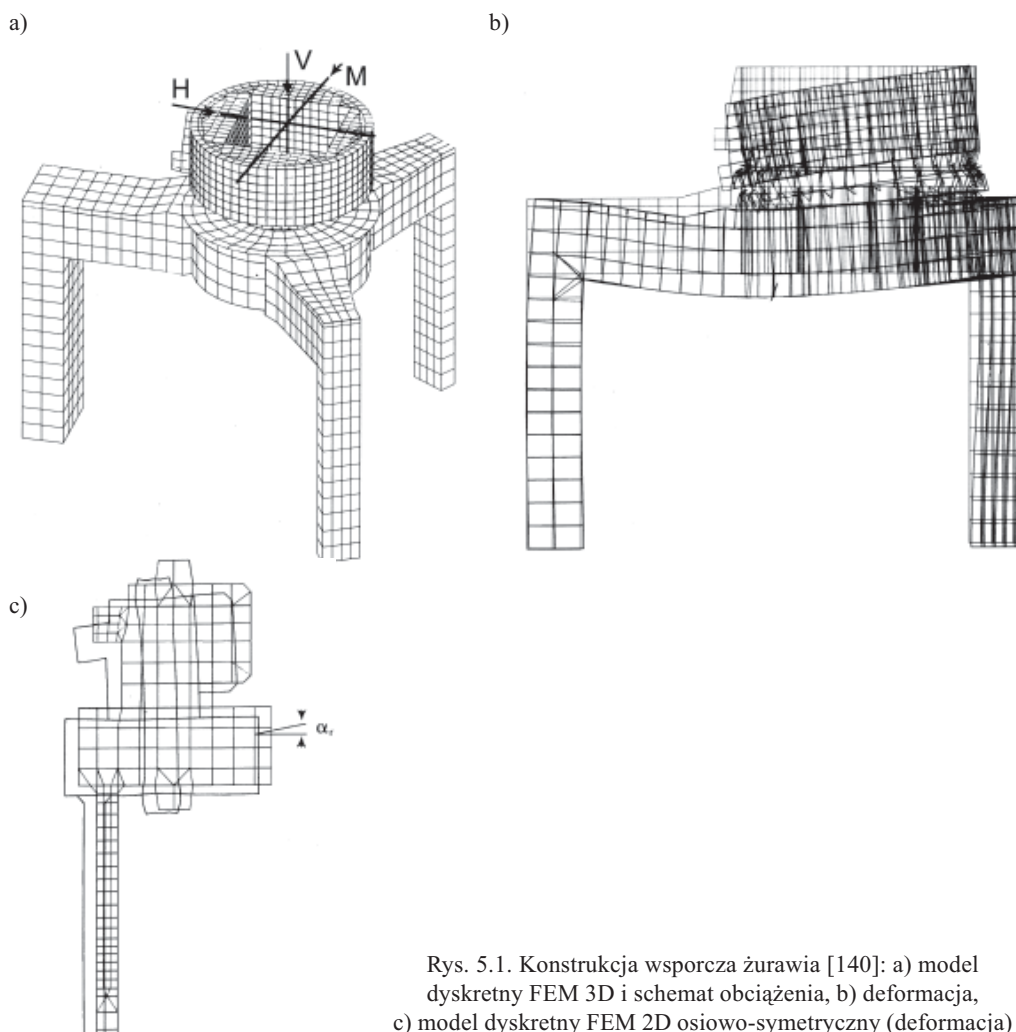
- podatność konstrukcji wsporczych,
- zmienność kąta działania elementu tocznego,
- imperfekcję kształtu,
- nieliniową, asymetryczną charakterystykę sztywności układu *element toczny-bieżnia*.

Zrealizowanie tego metodami analitycznymi nie jest możliwe. Do tego celu najbardziej adekwatna, ze względu na jej zaawansowanie, uniwersalność i dostępność programów narzędziowych, jest metoda elementów skończonych FEM [81, 142, 147, 148, 185, 169].

Ze względu na zalety metoda elementów skończonych była stosowana do analizy rozkładów obciążeń w łożysku przez Brändleina [13, 14], Dellingera [28], a w Polsce przez Marcińca [49, 102, 103] i Mazanka [109]. Na rysunku 5.1 podano przykład zastosowania metody elementów skończonych do analizy konstrukcji wsporczej żurawia.

Modele FEM łożysk wielkogabarytowych dotychczas stosowane charakteryzowały się dużymi uproszczeniami. W najbardziej zaawansowanych modelach elementy toczne zastępowano elementami skończonymi uwzględniającymi wyłącznie nieliniowość charakterystyki układu *element toczny-bieżnia*, ale pomijającymi dużą zmienność kąta działania elementów tocznych [13, 28, 42, 111, 140]. Za pomocą tych modeli było możliwe wyznaczenie deformacji konstrukcji wsporczych, a nie określenie dystrybucji obciążeń. Podobne modele stosowano w analizie sztywności prowadnic tocznych [10]. Inne prace sprowadzały modele FEM jedynie do roli pomocniczej, wyłącznie do wyznaczenia sztywności konstrukcji wsporczych [102, 103], a dalsze obliczenia wykonywano już bez wykorzystania FEM.

Wytyczne do sformułowania rozwiązania wyłącznie przez metodę elementów skończonych zaproponowano w pracy [146]. Przedstawiona tam w zarysie kompleksowa metoda analizy wielkogabarytowego łożyska tocznego polega na wydzieleniu układu *element toczny-bieżnia*, wyznaczeniu dla tego układu potrzebnych do dalszej analizy charakterystyk, a następnie ich zaaplikowaniu przez nowo wprowadzony specjalny superelement [162] do modelu globalnego konstrukcji wsporczej i łożyska.



Rys. 5.1. Konstrukcja wsporcza żurawia [140]: a) model dyskretny FEM 3D i schemat obciążenia, b) deformacja, c) model dyskretny FEM 2D osiowo-symetryczny (deformacja)

## 5.1. Superelement układu element toczny–bieżnia

Model strefy styku jednego elementu tocznego z bieżnią o dostatecznej dokładności zawiera od kilkanastu do kilkudziesięciu tysięcy stopni swobody, a łożyska wielkogabarytowe mają od kilkudziesięciu do kilkuset elementów tocznych. Z różnicy skali układu *element toczny–bieżnia* i konstrukcji wsporczej wynikają trudności w budowie modelu oraz w uzyskaniu odpowiedniej dokładności obliczeń i osiągnięciu zbieżności rozwiązania numerycznego, ponieważ istnieje zbyt duża różnica sztywności między poszczególnymi elementami skończonymi.

Wyznaczenie rozkładu jest możliwe dopiero po zastosowaniu elementów zastępczych, upraszczających budowę modelu i ograniczających liczbę stopni swobody układu.

Wprowadzenie takich elementów umożliwia kompleksową analizę konstrukcji wsporczych łożyskowanych członów razem z łożyskiem.

Można wyróżnić elementy zastępcze proste oraz złożone o strukturze superelementu. Najprostszym rozwiązaniem jest wprowadzenie elementu w postaci sprężyny o nieliniowej charakterystyce siła–ugięcie [3, 20, 81]. Takie rozwiązanie można spotkać w pracach [38, 39, 40, 41, 78]. Niemożliwa jest jednak weryfikacja stanu układu element toczny–bieżnia (kontakt–brak kontaktu) i dlatego element taki można stosować do modelowania łożysk jednorzędowych, na sztywnych konstrukcjach wsporczych o małym mimośrodku działania siły osiowej, gdy wszystkie lub prawie wszystkie elementy uczestniczą w przenoszeniu obciążenia.

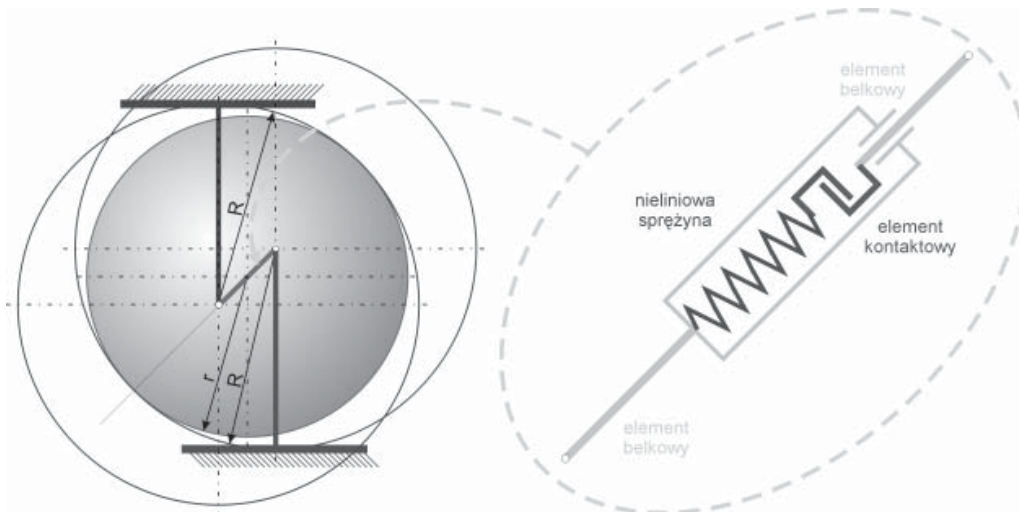
Aby zamodelować brak przenoszenia obciążenia przez elementy toczne, po zwiększeniu odległości między pierścieniami konieczne jest zastosowanie podatnych elementów kontaktowych [88, 126]. Można wówczas także uwzględnić tarcie między elementem tocznym a bieźnią. Taki element zastępczy układu element toczny–bieżnia nadaje się dobrze do budowy modeli łożysk wałeczkowych oraz kulowych, w których nie występują znaczne zmiany kąta działania poszczególnych elementów tocznych.

Wprowadzenie nowego, oryginalnego superelementu układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* (BEB) umożliwia uwzględnienie wszystkich zjawisk istotnie wpływających na dystrybucję obciążenia w łożysku.

Schemat ideowy superelementu BEB pokazano na rys. 5.2. Element ten ma początkową długość  $l_{\text{BKB}}$  równą:

$$l_{\text{BKB}} = r_{b_1} + r_{b_2} - d, \quad (5.1)$$

gdzie:  $r_{b_i}$  – promień bieżni,  $d$  – średnica kuli.



Rys. 5.2. Schemat ideowy superelementu *bieżnia–element toczny–bieżnia*

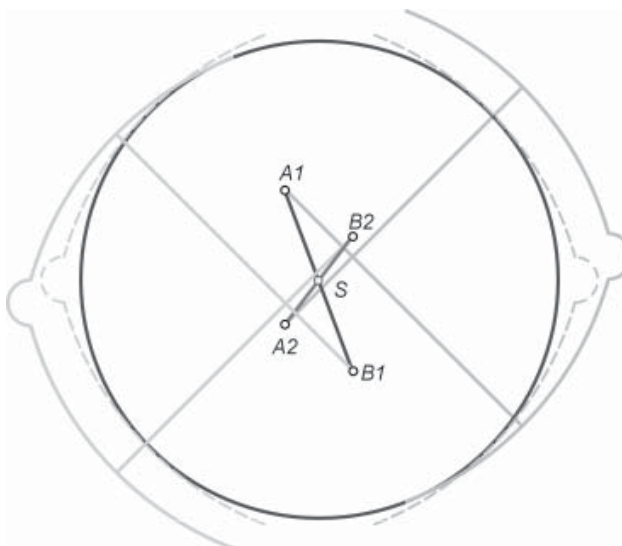
Do budowy elementu wykorzystano elementy skończone belkowe z przegubami (*beam*) [60, 131, 181], sprężynę o nieliniowej charakterystyce *siła–ugięcie* (*nonlinear spring*) [3] oraz element kontaktowy (*gap*) [88, 126]. Wszystkie elementy powinny być dostosowane do analizy nieliniowej geometrycznie. Procedury rozwiązywania układu powinny być sterowane przyrostem siły z iteracjami na każdym kroku, realizowanymi metodą Newtona–Raphsona [4, 82]. Możliwe jest także wykorzystanie bardziej złożonych elementów skończonych mających właściwości superelementu BEB. W przegubach superelementu możliwe jest wprowadzenie tarcia, odpowiadającego tarcia tocznemu kuli na bieżni.

Na rysunku 5.3 przedstawiono schemat ideowy superelementu do modelowania kuli w łożysku czteropunktowym.

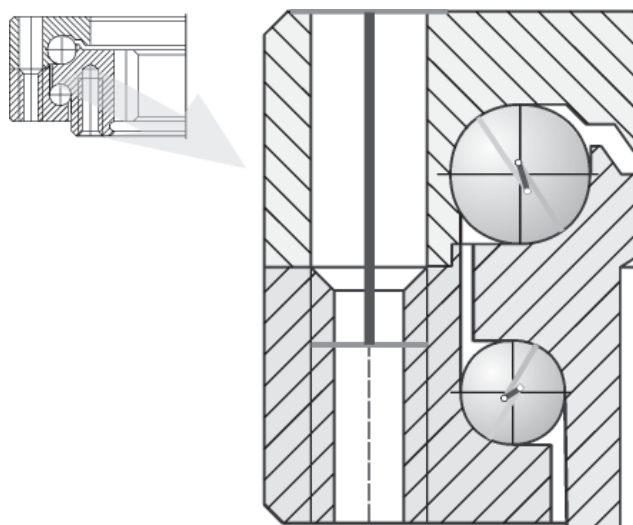
Przykłady zastosowania superelementu BEB do modelowania wieńcowych łożysk kulowych dwurzędowych, jednorzędowych czteropunktowych oraz kulowego łoża dwuszeregowego pokazano na rys 5.4–5.6. Do zamodelowania śrub łączących pierścienie zewnętrzne można wykorzystać elementy skończone typu sprężyna z napięciem wstępnym.

Elementy toczne w postaci wałeczka są zastępowane przez nieliniowe elementy sprężyste lub też przez układ dwóch elementów sprężystych i dwóch elementów prętowych, co umożliwia zamodelowanie niesymetrycznego przenoszenia obciążenia przez wałeczki.

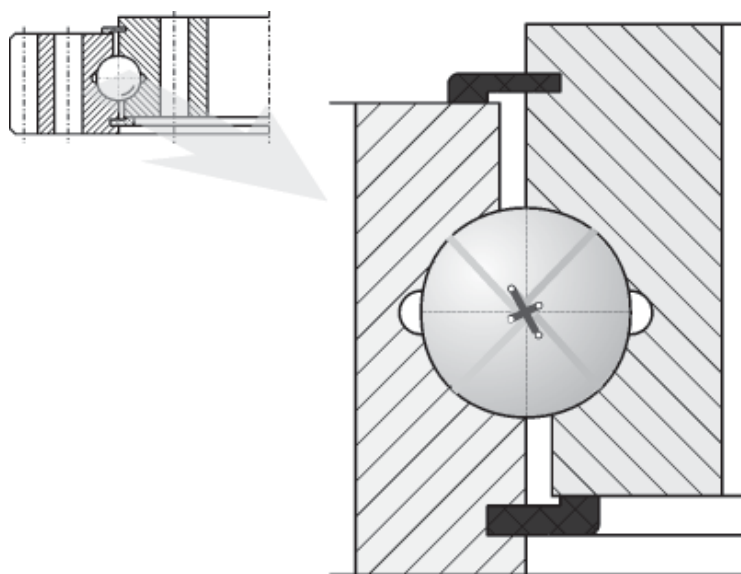
Elementy zastępcze wprowadza się w podziałce odpowiadającej podziałce elementów tocznych w łożysku, co umożliwia dowolne położenie nadwozia względem podwozia (z krokiem równym podziałce łożyska), dowolne obciążenie oraz imperfekcje bieżni (błędy wykonania, montażu, nierównomierne zużycie).



Rys. 5.3. Schemat ideowy superelementu do modelowania jednorzędowego łożyska czteropunktowego

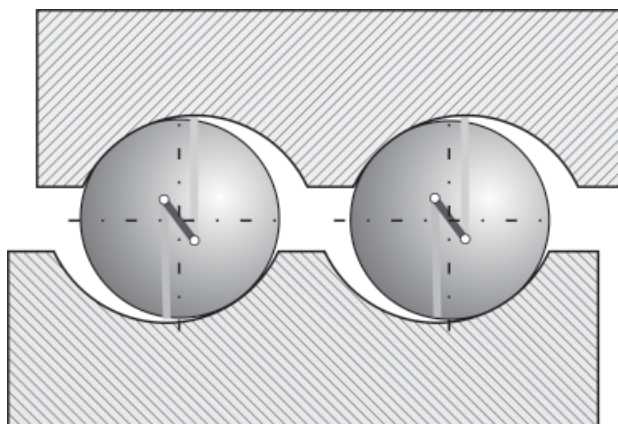


Rys. 5.4. Zastępcze elementy toczne w łożysku dwurzędowym



Rys. 5.5. Zastępcze elementy toczne w jednorzędowym łożysku czteropunktowym

Pierścienie łożyskowe, w zależności od rodzaju łożyska i struktury konstrukcji wsporczej, są modelowane za pomocą różnych elementów. Gdy model dyskretny konstrukcji wsporczej składa się z elementów powierzchniowych (elementy powłokowe) lub liniowych (belki i ciągnia), wówczas pierścienie łożyska zazwyczaj dyskretyzowane są elementami belkowymi. Wierne modelowanie kształtu pierścieni za pomocą elementów bryłowych (*solid*) jest stosowane rzadziej. Gdy model konstrukcji wsporczej jest odwzo-

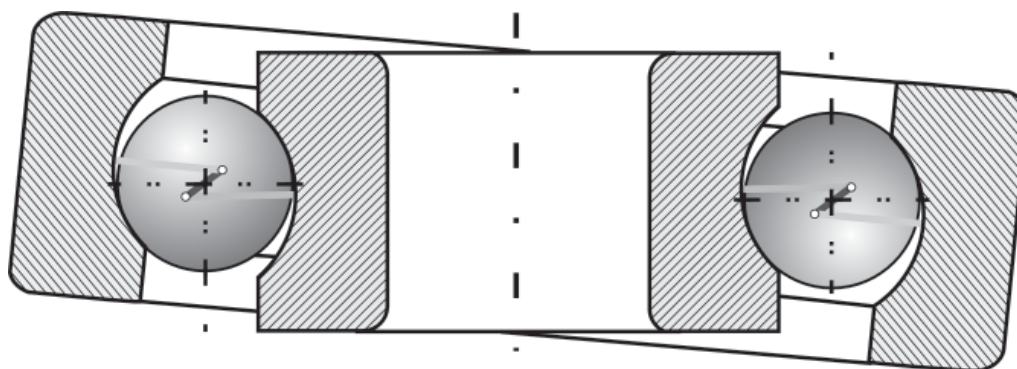


Rys. 5.6. Zastępcze elementy toczone w kulowym łożu dwuszeregowym

rowany elementami bryłowymi, wówczas i pierścienie łożyska wymagają takiego odwzorowania.

Odrębnym problemem jest połączenie elementów liniowych modelujących elementy toczone z elementami bryłowymi pierścieni łożyska. Konieczna jest wówczas znajomość rozmiaru siatki elementów skończonych porównywalna z przeciętnymi rozmiarami strefy kontaktu między elementem tocznym a bieżnią. Podczas łączenia elementów belkowych o 6 stopniach swobody w węzle (3 przemieszczenia liniowe i 3 obroty) konieczne jest wprowadzenie dodatkowych powiązań między węzłem belki a sąsiednimi węzłami bryły.

Dla typowych łożysk tocznych istnieją dobre rozwiązania teoretyczne wyprowadzone dla założenia sztywnych giętnie i skrętnie pierścieni łożyskowych. W przypadku małej sztywności zabudowy tego typu łożyska można jednakże wykorzystać opisane elementy zastępcze. Na rys. 5.7 pokazano elementy zastępcze w modelu kulowego łożyska poprzecznego.



Rys. 5.7. Elementy zastępcze w kulowym łożysku zwykłym



## 5.2. Charakterystyka elementu zastępczego

Element zastępczy musi odwzorowywać charakterystykę *siła–ugięcie* układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*. Charakterystykę tę można wyznaczyć teoretycznie na podstawie wzorów (4.6–4.8) dla styku punktowego i dla styku liniowego (4.23 lub 4.24), doświadczalnie lub na drodze numerycznej, co pokazano w rozdziale 6.

W zależności od początkowego luzu lub zacisku (można przyjąć, że zacisk jest to luz ujemny) pierwotna charakterystyka ulega przesunięciu (rys. 5.8)

$$F = F(\delta - l). \quad (5.2)$$

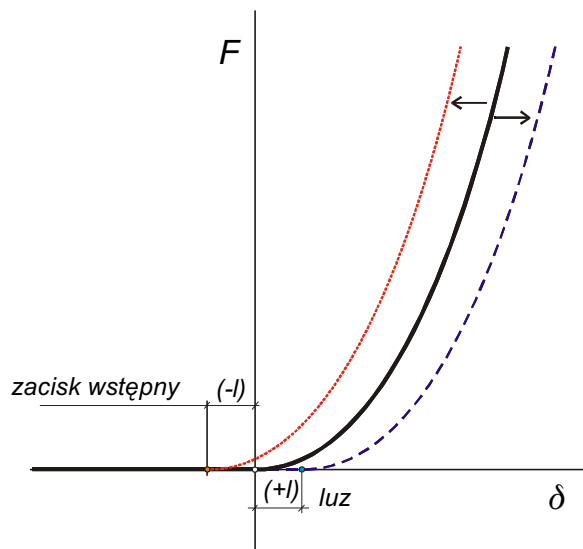
Aby właściwie wprowadzić charakterystykę elementu tocznego dla pierścieni modelowanych elementami bryłowymi, należy zauważyć, że ugięcie układu element toczny–bieżnia  $\delta_{BE}$  jest sumą ugięć elementu tocznego  $\delta_E$  i bieżni  $\delta_B$ :

$$\delta_{EB} = \delta_E + \delta_B. \quad (5.3)$$

Model bryłowy pierścienia powtórnie wprowadza podatność pierścienia łożyskowego. Błędem byłoby wtedy nie skorygowanie tego w charakterystyce układu *element toczny–bieżnia*. Podatność modelu pierścienia dla obciążenia siłą punktową wynika z jego kształtu, gęstości siatki elementów skończonych oraz ich rodzaju.

Algorytm korekcji jest następujący: na modelu bryłowym pierścienia obciążonym siłą punktową wyznacza się sztywność pierścienia dla obciążenia siłą pionową:

$$k_{FEM_B} = \frac{F}{\delta_{FEM_B}}.$$



Rys. 5.8. Przesunięcie charakterystyki siła–ugięcie w zależności od luzu (zacisk wstępny)

Łączne ugięcie elementu zastępczego *bieżnia–element toczny–bieżnia*  $\delta_{\text{BEB}}$  pod wpływem działania siły  $F$  musi być równe podwojonemu ugięciu układu kula–bieżnia z odjętym ugięciem modeli dyskretnych obydwu pierścieni:

$$\delta_{\text{BEB}} = 2\delta_{\text{BE}}(F) - \frac{F}{k_{\text{FEM}_{B1}}} - \frac{F}{k_{\text{FEM}_{B2}}}. \quad (5.4)$$

Jeżeli pierścienie modelowane są elementami powierzchniowymi lub liniowymi, to korekcja nie jest potrzebna.

### 5.3. Macierz sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*

Macierz sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*  $[\mathbf{K}]$  można zapisać jako sumę macierzy sztywności dwóch elementów belkowych o dużej sztywności z przegubami  $[\mathbf{k}_{Bp}]$  (bieżnia od strony podwozia) i  $[\mathbf{k}_{Bn}]$  (bieżnia od strony nadwozia) oraz elementu prętowego uwzględniającego nieliniową charakterystykę styku element toczny–bieżnia  $[\mathbf{k}_K]$ :

$$[\mathbf{K}] = [\mathbf{k}_{Bp}] + [\mathbf{k}_K] + [\mathbf{k}_{Bn}]. \quad (5.5)$$

Na rysunku 5.9 pokazano schemat ideowy elementu, na którym zaznaczono stopnie swobody w układzie  $r\theta z$ . Element ma cztery węzły, oznaczone na rysunku jako P, P-K, N-K, N. Elementy belkowe mają po sześć stopni swobody w każdym z węzłów (3 przemieszczenia i 3 obroty). Element prętowy ma tylko 3 stopnie swobody w węźle. Aby umożliwić wzajemny obrót pierścieni łożyskowych osi łożyska zastosowano rozprężenie stopnia swobody  $u_\theta$  w węźle N-K na  $u_{\theta+}$  od strony nadwozia i  $u_{\theta-}$  od strony podwozia. Jednocześnie wprowadzono dodatkowe równanie:

$$u_{\theta_{N-K-}} = u_{\theta_{P-K}} \quad (5.6)$$

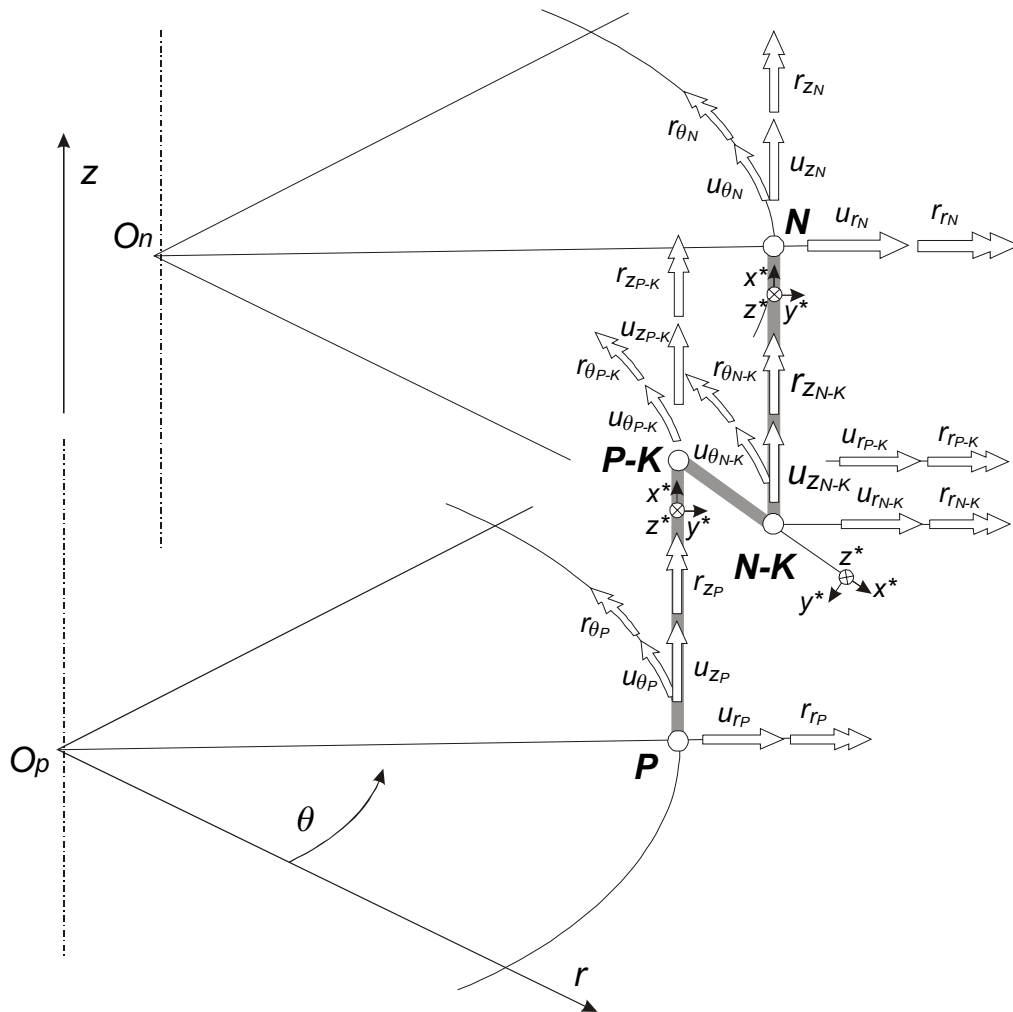
Element układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* posiada ogółem 25 stopni swobody w tym 12 zewnętrznych (dla węzłów P i N), łączących się z innymi elementami skończonymi:

$$\{u\} = [u_{r_p}, u_{\theta_p}, u_{z_p}, r_{r_p}, r_{\theta_p}, r_{z_p}, u_{r_{p+k}}, u_{\theta_{p+k}}, u_{z_{p+k}}, r_{r_{p+k}}, r_{\theta_{p+k}}, r_{z_{p+k}}, u_{r_{n+k}}, u_{\theta_{n+k}}^{(1)}, u_{\theta_{n+k}}^{(2)}, u_{z_{n+k}}, r_{r_{n+k}}, r_{\theta_{n+k}}, r_{z_{n+k}}, u_{r_n}, u_{\theta_n}, u_{z_n}, r_{r_n}, r_{\theta_n}, r_{z_n}]^T. \quad (5.7)$$

Wektor sił węzłowych ma postać:

$$\{F\} = [F_{r_p}, F_{\theta_p}, F_{z_p}, M_{r_p}, M_{\theta_p}, M_{z_p}, F_{r_{p+k}}, F_{\theta_{p+k}}, F_{z_{p+k}}, 0, 0, 0, F_{r_{n+k}}, 0, 0, F_{z_{n+k}}, 0, 0, 0, F_{r_n}, F_{\theta_n}, F_{z_n}, M_{r_n}, M_{\theta_n}, M_{z_n}]^T. \quad (5.8)$$





Rys. 5.9. Schemat elementu układu bieźnia–element toczny–bieźnia, stopnie swobody

Siły węzłowe w przegubach oznaczono przez zera.

Cząstkowe macierze sztywności dla elementów belkowych są powszechnie znane [142, 161]. W układzie lokalnym elementu skończonego mają one postać:



$$[\mathbf{k}] = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} a^2 & ab & ac & -a^2 & -ab & -ac \\ & b^2 & bc & -ab & -b^2 & -bc \\ & & c^2 & -ac & -bc & -c^2 \\ & & & a^2 & ab & ac \\ & sym & & & b^2 & bc \\ & & & & & c^2 \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

Wystarczy teraz zaaplikować charakterystyki sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*  $F(\delta)$  w postaci funkcji sztywności  $k_{\text{BEB}}(F)$  (5.4) i otrzymuje się chwilową wartość macierzy sztywności (macierz styczną) elementu prętowego uwzględniającego nieliniową charakterystykę styku *element toczny–bieżnia*  $[\mathbf{k}_K]$ :

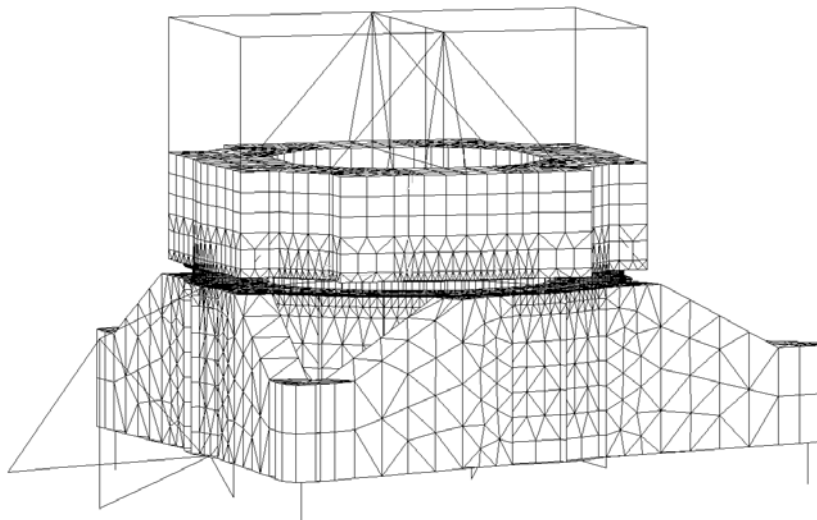
$$[\mathbf{k}_K(\gamma_r, \gamma_\theta, \gamma_z)] = k_{\text{BEB}}(F) \begin{bmatrix} a^2 & ab & ac & -a^2 & -ab & -ac \\ & b^2 & bc & -ab & -b^2 & -bc \\ & & c^2 & -ac & -bc & -c^2 \\ & & & a^2 & ab & ac \\ & sym & & & b^2 & bc \\ & & & & & c^2 \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

Po agregacji macierzy sztywności ze wzorów (5.9) i (5.12) przetransformowanych do układu cylindrycznego uzyskuje się macierz sztywności układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*, łatwy do aplikacji w programach metody elementów skończonych. Z profesjonalnych systemów obliczeniowych opartych na elementach skończonych możliwe jest wykorzystanie elementów predefiniowanych, jeżeli spełniają podane równania. We wzorze (5.13) macierz sztywności układu *bieżnia–kula–bieżnia* zapisano w cylindrycznym układzie współrzędnych. Funkcja sztywności  $k_{\text{BEB}}(F)$  jest zależna od wartości siły w elemencie tocznym, a kosinusy kierunkowe  $a = \cos \gamma_r$ ,  $b = \cos \gamma_\theta$ ,  $c = \cos \gamma_z$  zależą od kierunku działania elementu tocznego. W macierzy uwzględniono zależność (5.6).

#### 5.4. Przykłady modeli dyskretnych łożysk

Opisane elementy zastępcze umożliwiają budowanie modeli dyskretnych łożysk wielkogabarytowych.

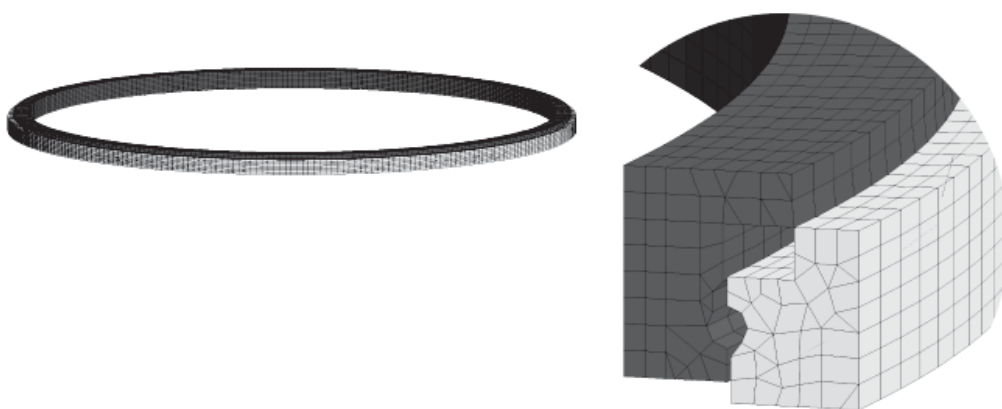
Na rysunku 5.10 pokazano model dyskretny łożyska zwałowarki ZGOT 12500.75 [63]. Łoże kulowe zwałowarki ma średnicę podziałową 10 000 mm. Elementami tocznymi jest 188 kul o średnicy 150 mm. Współczynnik przystawania  $s$  jest równy 0,96.



Rys. 5.10. Model dyskretny łożyska zwałowarki ZGOT 11500.100

Model konstrukcji wsporczych zbudowano z elementów powierzchniowych (powłoki) oraz liniowych (belki). Pierścienie łożyska zamodelowano jako elementy belkowe. Jako elementy zastępcze wykorzystano superelementy BEB.

Na rysunku 5.11 pokazano model dyskretny katalogowego dwurzędowego łożyska wałeczkowo-kulowego o średnicy podziałowej 5008 mm, przeznaczonego do zwałowarki 4420.61. Dyskretyzację pierścieni łożyska wykonano elementami bryłowymi (*solid*). Rząd górny (wałeczki) zastąpiono nieliniowymi sprężynami o charakterystykach skorygowanych, a rząd dolny (kule) zastąpiono superelementami BEB.



Rys. 5.11. Model łożyska wałeczkowo-kulowego obrotu nadwozia zwałowarki

## 5.5. Porównanie różnych modeli łożyska

Porównano różne modele układu *element toczny-bieżnia* oraz pokazano przykładowe rozkłady obciążeń z symulacji numerycznych.

Dla łożyska zwałowarki ZGOT 12500.75 zbudowano trzy różne modele dyskretne:

- uproszczony model konstrukcji wsporczych oparty na elementach belkowych, superelement BEB (rys. 5.2) – ozn. **F1**,
- model konstrukcji wsporczych oparty na elementach powłokowych (rys. 5.10), superelement BEB (rys. 5.2) – ozn. **F2**,
- model konstrukcji wsporczych oparty na elementach powłokowych (rys. 5.10), sztywny superelement BEB (rys. 5.2), który przenosi ściskanie, ale nie odkształca się – ozn. **F3**.

Wszystkie trzy modele umożliwiają zmianę kąta działania poszczególnych elementów tocznych.

Dla porównania prowadzono obliczenia za pomocą zmodyfikowanego modelu Ohnricha (patrz rozdział 4.2.2) – ozn. **O**.

Dokonano analizy rozkładu obciążenia dla najbardziej niekorzystnego przypadku położenia nadwozia względem podwozia (obróconego o kąt  $\alpha = 60^\circ$ ) i zestawu obciążeń dla jazdy maszyny po łuku. Przypadek ten charakteryzuje się złożonym zestawem obciążeń, a jednocześnie jest przypadkiem występującym podczas normalnej eksploatacji.

W tabeli 5.1 zestawiono podstawowe cechy poszczególnych modeli: maksymalne obciążenie elementu tocznego o wartościach bezwzględnych i w odniesieniu do powłokowego modelu konstrukcji wsporczych z superelementem BEB.

Prowadzono obliczenia rozkładu sił na elementy toczne łożyska dla różnych modeli układu *element toczny-bieżnia* i dla różnych modeli konstrukcji wsporczych. Punktem odniesienia do oceny wyników był z jednej strony model teoretyczny według Ohnricha, zakładający nieodkształcalność giętą pierścieni łożyskowych, z drugiej strony model wykorzystujący oryginalny superelement *bieżnia-kula-bieżnia* (BKB), z uwzględnieniem sztywności konstrukcji wsporczych, które zamodelowano elementami powierzchniowymi. Model ten uwzględnia najwięcej zjawisk zachodzących w łożysku i najlepiej odzwierciedla rzeczywisty rozkład sił na poszczególne elementy toczne.

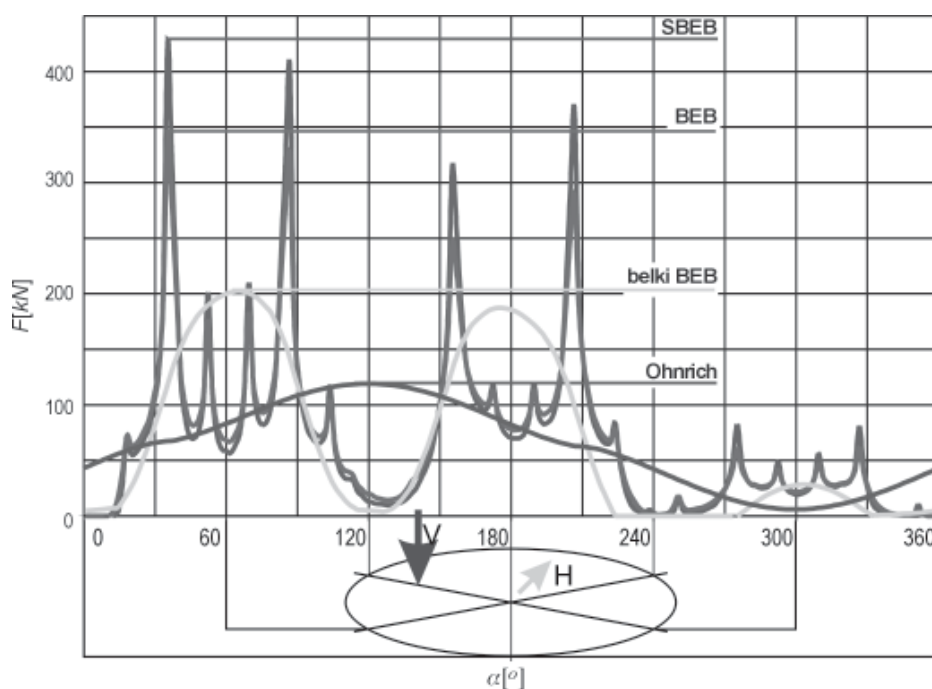
Na rysunku 5.12 przedstawiono rozkład obciążenia na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska dla opisanych modeli.

Z porównania jakościowego jest widoczna nieprzydatność modelu teoretycznego. Model konstrukcji wsporczych z wykorzystaniem elementów liniowych prawidłowo „rozpoznaje” globalne punkty sztywne (podpory), ale lokalne już nie (przepony, żebra itp.). Najbardziej zbliżony do modelu odniesienia jest model o sztywnych elementach tocznych SBKB, umożliwiających jednak na wzajemne poprzeczne przesuwanie się pierścieni łożyskowych.

Pod względem ilościowym dla analizowanego łożyska model teoretyczny ma zaniżone maksymalne wartości sił o 70%, model z konstrukcją wsporczą modelowaną ele-

Tabela 5.1. Porównanie modeli łożyska

Oznaczenie	Model zmodyfikowany Ohnricha	Model FEM		
	O	F1	F2	F3
Model konstrukcji wsporczych	sztynny	belkowy	powłokowy	
Model układu kula-bieżnia	Hertz	BEB		sztynny BEB
Przewyższenie	-	-	+	+
Twarde punkty globalne	-	+	+	+
Twarde punkty lokalne	-	-	+	+
Nieliniowa charakterystyka sztywności element toczny-bieżnia	+	+	+	-
Maksymalna siła na element toczny: wartość bezwzględna i odniesiona do modelu F2 $F$ [kN] / $(F/F_{F2})$ [-]	98/29,4%	205/60,3%	340/100%	430/126%



Rys. 5.12. Rozdział sił na poszczególne elementy toczne po obwodzie łożyska. Oznaczono kierunek mimośrodu działania siły pionowej  $V$  i kierunek działania siły poziomej  $H$

mentami 1D o 40%, a model powierzchniowy o sztywnych elementach tocznych zawyżone o 25%.

Z analizowanego przykładu wynika jednoznacznie, że do analiz jakościowych, a także do wstępnych analiz ilościowych dopuszczalne jest pominięcie sztywności układu kula-bieżnia, ale konieczne trzeba uwzględnić zjawisko przewyższenia i strukturę konstrukcji wsporczych przez zastosowanie modeli powierzchniowych. W obliczeniach sprawdzających konieczna jest aplikacja do modelu charakterystyki układu *element toczny-bieżnia*. Stosowanie metod tradycyjnych opartych na modelu teoretycznym nie zapewnia dostatecznych informacji do oceny jakości przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych.

Jednocześnie przykład ten pokazuje, że dominujący wpływ na dystrybucję obciążenia poszczególnych elementów tocznych ma względne przemieszczanie się pierścieni łożyska po kierunku poprzecznym i to zjawisko przede wszystkim należy uwzględnić.

## 6. Zjawiska na styku *element toczny–bieżnia* – modele dyskretne

Elementy toczne łożysk wielkogabarytowych są poddane znacznie większym obciążeniom właściwym w stosunku do elementów tocznych typowych łożysk stosowanych w budowie maszyn. W łożyskach tych stosuje się też znacznie większe współczynniki przystawania kuli do bieżni. Wskutek tego zarówno materiałowe, jak i geometryczne założenia teorii Hertza nie są spełnione [62,183]. Wyznaczenie dokładniejszych charakterystyk *sila–ugięcie* oraz ocena wyężenia elementów tocznych wymaga budowy modeli numerycznych [23, 75]. Liczne publikacje na ten temat dotyczą jednak układów o stosunkach wymiarowych lub danych materiałowych [27] odmiennych od spotykanych w łożyskach wielkogabarytowych. Wynikła stąd potrzeba budowy własnych modeli dyskretnych w celu:

- stwierdzenia granic stosowalności teorii Hertza w modelowaniu łożysk wielkogabarytowych,
- rozpoznania wpływu stałych materiałowych (granica plastyczności materiału) na charakterystykę *sila-ugięcie*, rozkład nacisków, wielkość odkształceń plastycznych, pole naprężeń,
- wyznaczenie zastępczych charakterystyk układu *element toczny–bieżnia* przez aproksymowanie wyników funkcjami ciągłymi,
- porównania uzyskanych wyników z dotychczas stosowanymi miarami wyężenia układu.

### 6.1. Styk punktowy

Zbudowano modele dyskretne 3D układu *kula–bieżnia* różniące się geometrią styku, parametrami materiału i modelem materiału bieżni.

Przyjęto dwie wartości współczynników przystawania kuli do bieżni  $s = 0,96$  i  $0,99$  (oznaczenia przypadków **96** i **99**). Pierwsza wartość jest typowa dla łożysk obrotu głównego maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego, druga odpowiada maksymalnej wartości spotykanej w łożyskach wieńcowych.

Zastosowano dwa modele materiału bieżni: liniowo-sprężysty oraz sprężysto-plastyczny (oznaczenia przypadków **e** i **ep**). Model materiału sprężysto-plastycznego przyjęto za bilinearny [66, 79]. Ze względu na znacznie lepsze właściwości wytrzymałościowe kuli materiał kuli przyjęto jako liniowo-sprężysty.



Tabela 6.1. Modele dyskretne układu kula–bieżnia. Zestawienie parametrów

Oznaczenie	Współczynnik przystawania $s$ [-]	Model materiału bieżnia	Granica plastyczności materiału bieżnia $R_{e0,2}$ [MPa]	Model materiału kuli
modele hertzowskie				
H96	0,96	sprężysty	–	sprężysty
H99	0,99			
modele FEM				
e96	0,96	sprężysty	–	sprężysty
ep96-400		plastyczny	400	
ep96-533			533	
e99	0,99	sprężysty	–	
ep99-400		plastyczny	400	
ep99-533			533	

Obliczenia dla modelu sprężysto-plastycznego wykonano dla dwóch różnych wartości granicy plastyczności materiału bieżnia  $R_e = 400$  i  $533$  MPa (oznaczenie **400** i **533**). Jednocześnie z modelem FEM wykonano obliczenia na modelach hertzowskich według wzorów zamieszczonych w rozdziale 4 (oznaczenie **H**).

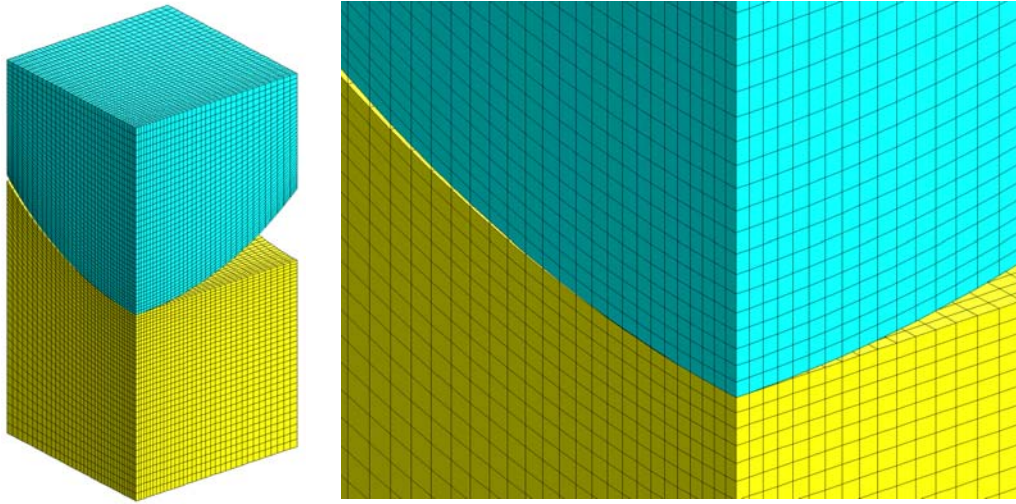
Parametry modeli zestawiono w tabeli 6.1.

W sposób dokładny zamodelowano strefę styku wraz z otoczeniem, w którym koncentrują się zjawiska nieliniowe (od punktu początkowego kontaktu – środka styku  $\Delta a \geq 2/3r_k$  w każdym kierunku). Sztywność pozostałych stref uwzględniono przez wprowadzenie na brzegach elementów powłokowych o adekwatnej grubości. Cały model składał się z kilkudziesięciu tysięcy elementów skończonych bryłowych typu *solid*. Interakcję między bryłami zrealizowano za pomocą elementów kontaktowych. Siatkę elementów skończonych pokazano na rys. 6.1.

Obciążenie właściwe kuli  $p_w = F/d^2$  zwiększano od 0 do wartości 25 MPa z krokiem 0,5 MPa. Ze względu na nieliniowość geometryczną (kontakt) i fizyczną, na każdym kroku prowadzono iteracje metodą Newtona–Raphsona [82, 168, 181]. Z obliczeń uzyskano pola przemieszczeń, odkształceń i naprężeń oraz kształt i wielkość stref plastycznych.

### Przemieszczenia

Na rysunku 6.2 pokazano wykres względnego przemieszczenia środka kuli  $\delta/d$  w funkcji obciążenia właściwego  $p_w$  odniesionego do modułu sprężystości podłużnej  $E$  dla modelu teoretycznego według Hertza (ozn. H) oraz modeli FEM. Wpływ zjawisk plastycznych można zaobserwować dla różnych wartości obciążenia (od  $p_w = 5$  MPa dla  $s = 0,96$  i od  $p_w = 7$  MPa dla  $s = 0,99$ ).



Rys. 6.1. Model dyskretny układu kula-bieżnia. Współczynnik przystawania  $s = 0,96$

Z obliczeń metodą elementów skończonych wyznaczono charakterystyki układu *element toczy-bieżnia*. Aproxymowano uzyskane wyniki pod kątem zastosowania do modeli teoretycznych funkcją potęgową postaci (wzór (4.8)):

$$\frac{\delta}{d} = C \left( \frac{p_w}{E} \right)^\eta, \quad (6.1)$$

a po uwzględnieniu definicji obciążenia właściwego kuli:

$$\frac{\delta}{d} = C \left( \frac{F}{d^2 E} \right)^\eta. \quad (6.2)$$

Wprowadzenie takiej postaci funkcji aproksymującej, gdzie zarówno przemieszczenie względne po lewej stronie równania, jak i obciążenie względne kuli po stronie prawej występują w postaci bezwymiarowej, powoduje, że wyznaczane współczynniki  $C$  i  $\eta$  są niezależne od wielkości kuli i modułu sprężystości podłużnej. Uzyskane wyniki zestawiono w tabeli 6.2.

W tej postaci nadają się one do wykorzystania w modelach teoretycznych. Stwierdzono dobre dopasowanie tak wyznaczonych funkcji do danych obliczeniowych. Wartość regresji  $R$ -kwadrat jest nie mniejsza niż 0,996. Wartość wykładnika  $\eta$  zwiększa się od hertzowskiej wartości  $2/3$  w kierunku wartości dla styku liniowego, szczególnie dla współczynnika przystawania  $s = 0,99$ . Z uzyskanych wzorów aproksymacyjnych wynika, że modele FEM wykazują mniejszą nieliniowość niż teoretyczne modele hertzowskie.

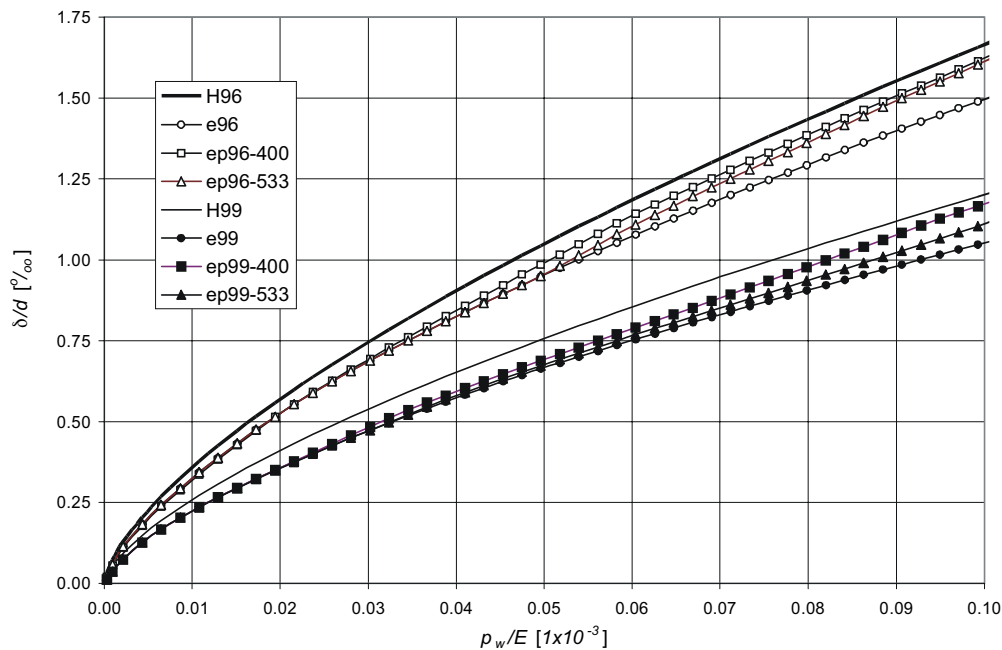
Tabela 6.2. Wyniki aproksymacji względnego przemieszczenia środka kuli

Postać funkcji	Model	$C$	$\eta$	$R^2$
$\frac{\delta}{d} = C \left( \frac{p_w}{E} \right)^\eta$	H96	0,77256	2/3	1,0000
	e96	0,90530	0,6925	0,9977
	ep96-533	1,09390	0,7084	0,9986
	ep96-400	1,32658	0,7265	0,9986
	H99	0,55738	2/3	1,0000
	e99	0,80698	0,7174	0,9960
	ep99-533	0,93558	0,7300	0,9970
	ep99-400	1,08916	0,7420	0,9977

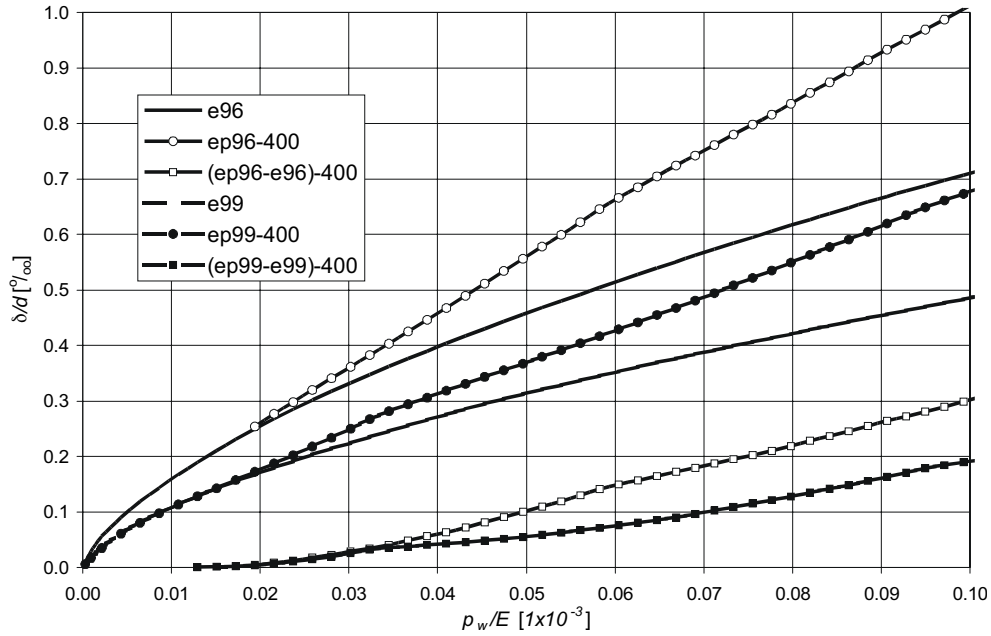
Wykres względnego przemieszczenia środka kuli  $\delta/d$  w funkcji obciążenia właściwego odniesionego do modułu sprężystości podłużnej  $p_w/E$ , dla modeli hertzowskich (linie bez znaczników) oraz modeli FEM (znaczniki „puste” – współczynnik przystawania  $s = 0,96$ ; znaczniki „pełne” – współczynnik przystawania  $s = 0,99$ ) przedstawiono na rys. 6.2. Modele FEM wykazują większą sztywność strefy styku niż modele hertzowskie, co jest zgodne z wynikami eksperymentów (porównaj rys. 4.1).

Wykonano także wykresy dla przemieszczeń punktu centralnego styku (rys. 6.3 i 6.4). Na wykresach naniesiono ugięcie plastyczne bieżni wyznaczone jako różnicę między ugięciami z modelu sprężysto-plastycznego i z modelu sprężystego:

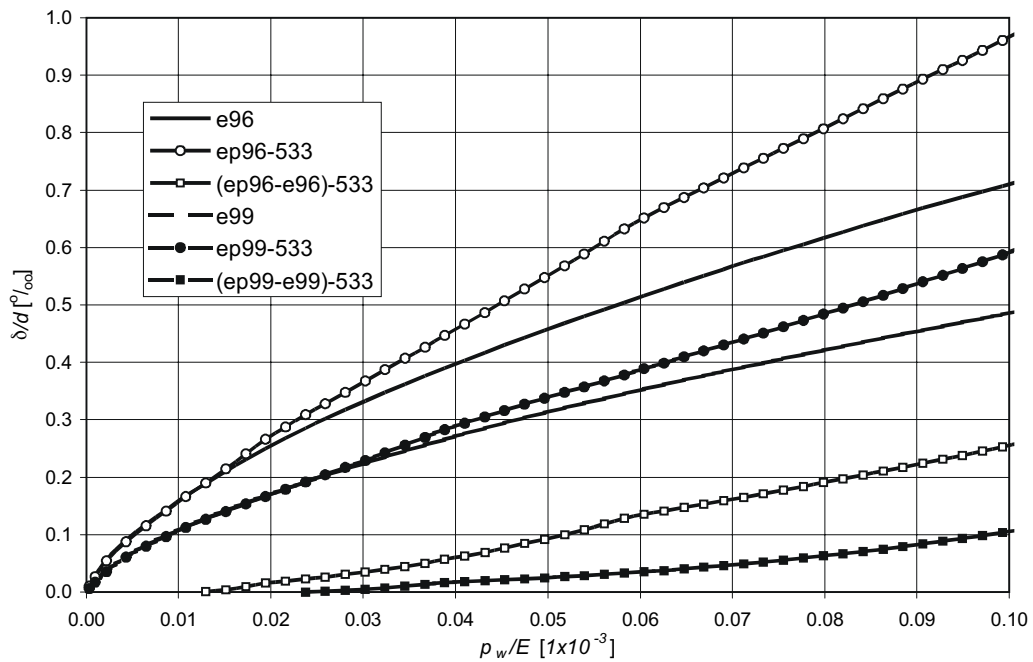
$$\delta = \delta_{ep} - \delta_e. \quad (6.3)$$



Rys. 6.2. Przemieszczenia względne środka kuli w funkcji obciążenia właściwego



Rys. 6.3. Przemieszczenia względne środka styku w funkcji obciążenia właściwego – ugięcia trwałe dla materiału bieżni  $R_{e0,2} = 400$  MPa



Rys. 6.4. Przemieszczenia względne środka styku w funkcji obciążenia właściwego – ugięcia trwałe dla materiału bieżni  $R_{e0,2} = 533$  MPa

### Naprężenia

Wyznaczono pola naprężeń dla różnych wartości obciążenia. Na rysunku 6.5 zestawiono warstwicę naprężeń zredukowanych dla modeli sprężystych o współczynnikach przystawania  $s = 0,96$  i  $0,99$  (e96 i e99) oraz warstwicę intensywności naprężeń dla modelu sprężysto-plastycznego (ep96-400) dla obciążenia właściwego kuli  $p_w = 16$  MPa. Decydujący wpływ na charakter pola naprężeń ma współczynnik przystawania. Wraz z jego wzrostem wydłuża się strefa styku po kierunku poprzecznym i przekształca się w styk liniowy. Uplastycznienie materiału bieżni powoduje lepsze dopasowanie kuli do bieżni i na skutek czego maleje wyteżenie kuli. Na rys. 6.6 pokazano dla modeli warstwicę naprężeń głównych  $\sigma_3$ . Najbardziej wyteżone miejsca znajdują się na pewnej głębokości pod powierzchnią kuli (bieżni), co jakościowo zgodne jest z metodami analitycznymi [7].

Podczas zwiększania obciążenia właściwego kuli materiał bieżni ulega uplastycznieniu, a najbardziej wyteżony punkt przemieszcza się w głąb materiału. Rozwój strefy plastycznej w materiale bieżni zaprezentowano na rys. 6.7. Na powierzchni bieżni strefa uplastycznienia jest stosunkowo niewielka.

Wraz ze wzrostem obciążenia właściwego wartość nacisku w centralnym punkcie styku zmienia się nieliniowo (rys. 6.8). Po uplastycznieniu materiału bieżni następuje wolniejsze zwiększanie nacisku (od  $p_w = 4$  MPa dla granicy plastyczności  $R_e = 400$  MPa i  $s = 0,96$  oraz od  $p_w = 7$  MPa dla  $s = 0,99$ ).

Na rysunku 6.9 pokazano rozkłady nacisków wzdłuż przekroju poprzecznego bieżni dla modeli sprężystych (e96, e99) i sprężysto-plastycznych (ep96-400 i ep99-400). Wykresy wykonano dla trzech poziomów obciążenia właściwego  $p_w = 4; 8; i 12$  MPa. Na osi odciętych zamieszczono odległość od punktu centralnego styku w odniesieniu do średnicy kuli  $a/d_k$ , a na osi rzędnych wartość nacisku  $p_{max}$ .

Widoczna jest zasadnicza różnica między rozkładami dla różnych współczynników przystawania, między materiałem sprężystym a sprężysto-plastycznym natomiast jest niewielka. Wynika to stąd, że podczas uplastycznienia strefa styku rozszerza się przede wszystkim w kierunku wzdłużnym (toczenia kuli).

### Obciążenia dopuszczalne

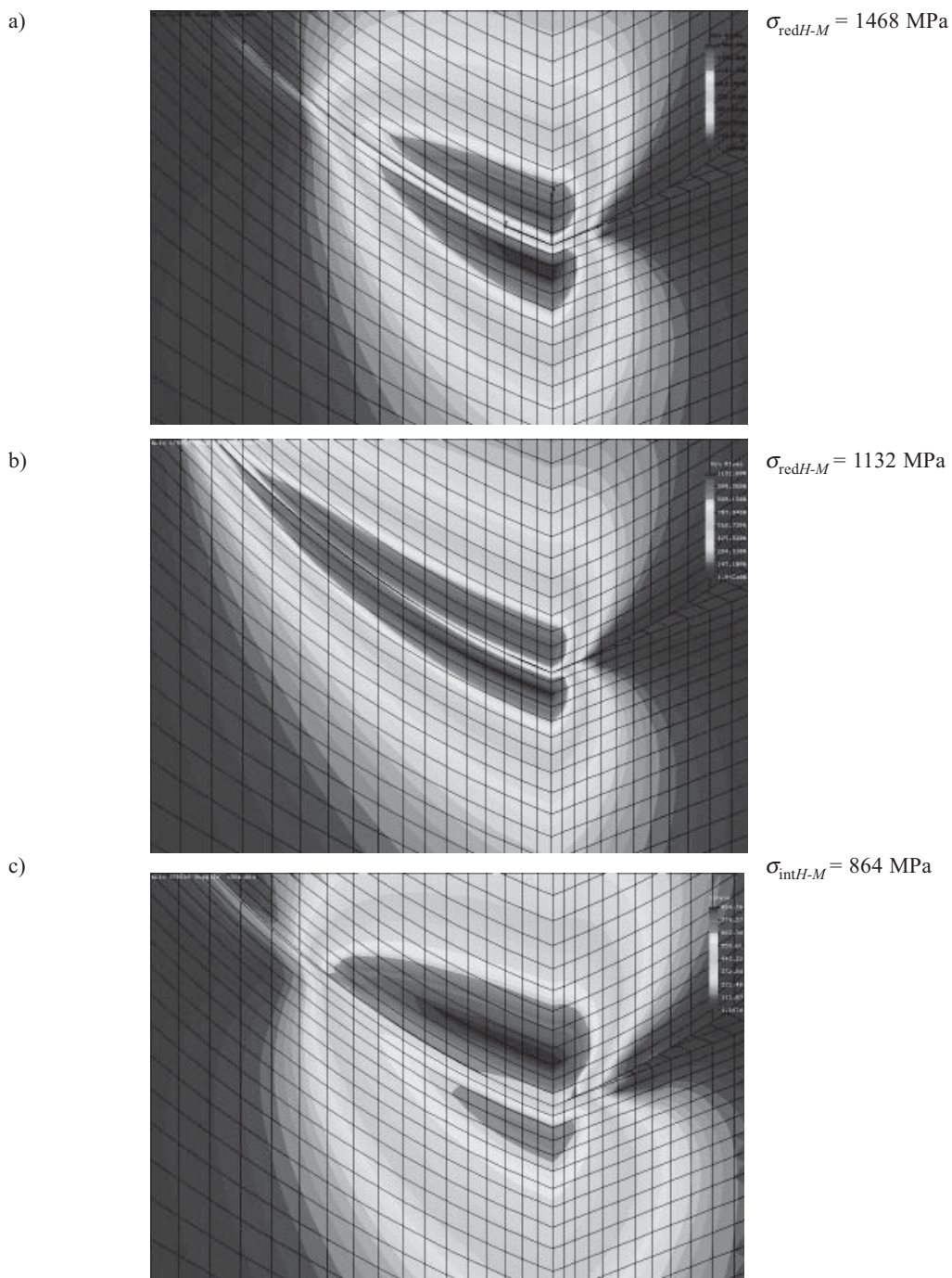
W praktyce wyznaczania obciążeń dopuszczalnych dla łożysk stosuje się dwa kryteria określające nośność graniczną pary *element toczny-bieżnia*:

- względne odkształcenia plastyczne, przy których łożysko może pracować w sposób prawidłowy,
- maksymalne naciski na powierzchni styku lub odpowiadające im obciążenie właściwe kuli.

Liczne prace przyjmują, że wartość graniczna względnego dopuszczalnego odkształcenia plastycznego  $(\delta_p/d)_{dop}$  mieści się w zakresie  $(0,5-2) \cdot 10^{-4}$  [115].

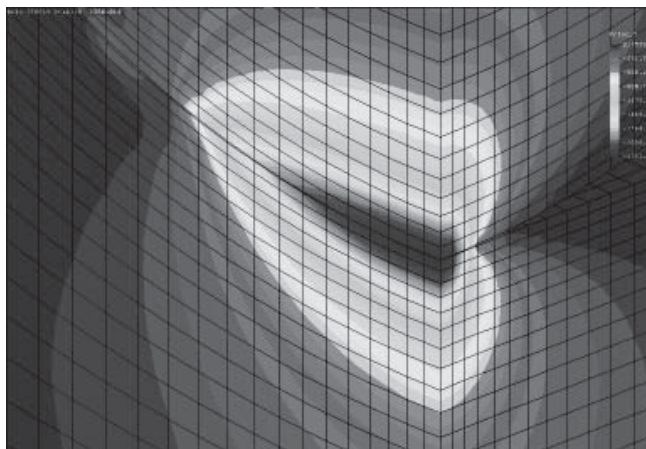
W tabeli 6.3 zestawiono wartości dopuszczalne względnego odkształcenia plastycznego według różnych źródeł.





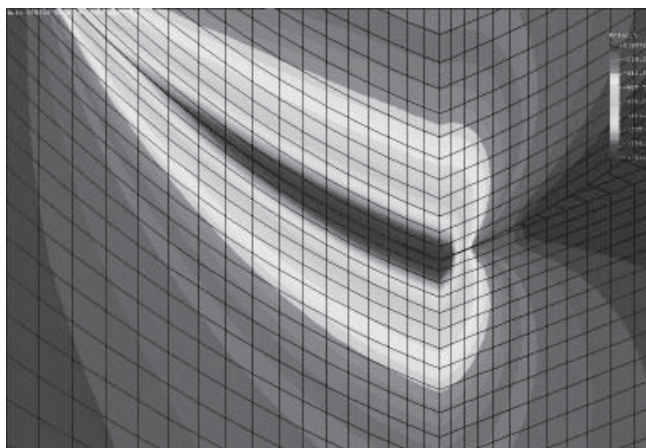
Rys. 6.5. Warstwy naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera–Misesa przy obciążeniu właściwym kuli  $p_w = 16 \text{ MPa}$  dla współczynnika przystawania a)  $s = 0,96$ ; b)  $s = 0,99$ ; c) warstwy intensywności naprężeń dla  $s = 0,96$ ;  $R_e = 400 \text{ MPa}$

a)



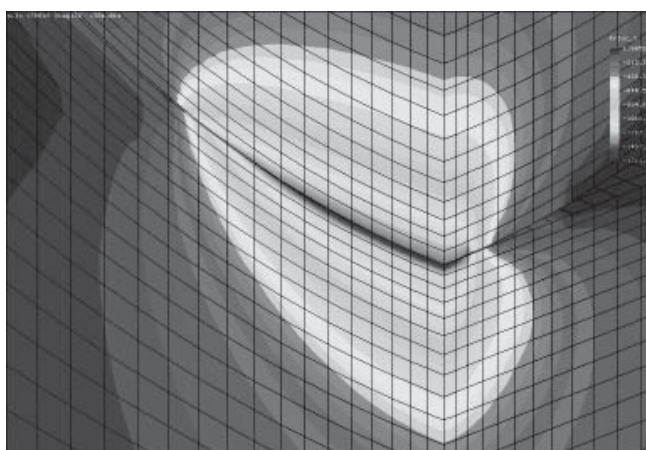
$$\sigma_{3\min} = 2353 \text{ MPa}$$

b)



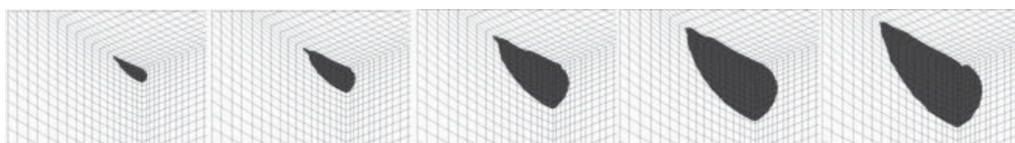
$$\sigma_{3\min} = 1781 \text{ MPa}$$

c)

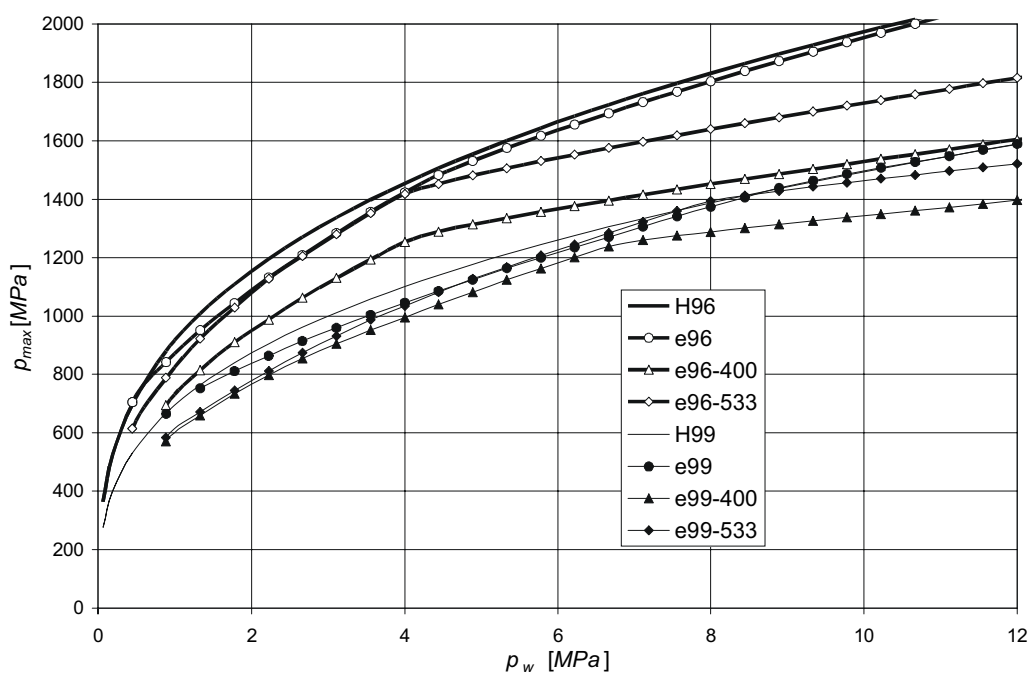


$$\sigma_{3\min} = 1711 \text{ MPa}$$

Rys. 6.6. Warstwyce naprężeń głównych  $\sigma_3$  przy obciążeniu właściwym kuli  $p_w = 16 \text{ MPa}$  dla współczynnika przystawania: a)  $s = 0,96$ ; b)  $s = 0,99$ ; c)  $s = 0,96$ ;  $R_e = 400 \text{ MPa}$



Rys. 6.7. Rozwój strefy plastycznej w bieźni – obciążenia właściwe kuli  
 $p_w = 2,22; 4; 8; 12; 16$  MPa

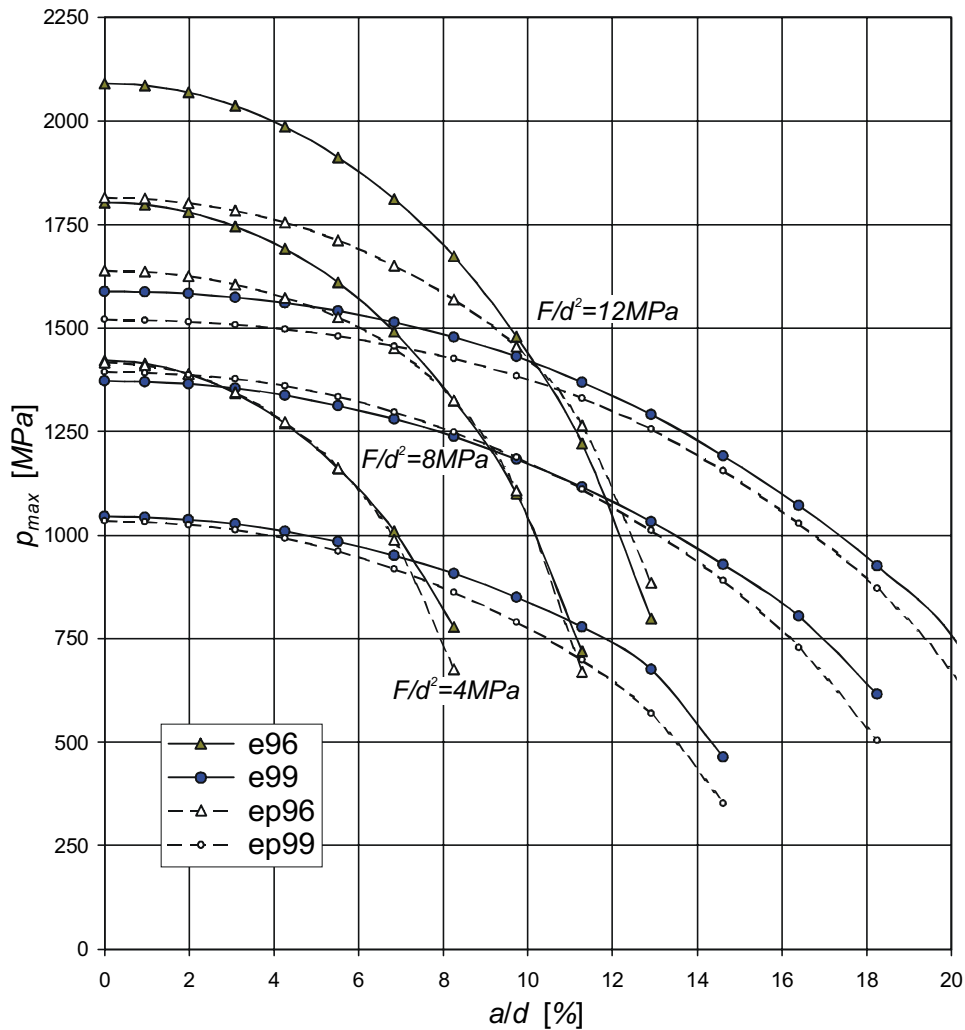


Rys. 6.8. Wartość nacisku w środku styku w funkcji obciążenia właściwego

Uzyskane z obliczeń wartości względnych odkształceń plastycznych  $\delta_p/d$  w badanym zakresie nie przekraczają wartości dopuszczalnych, ponieważ w obiekcie rzeczywistym następuje kumulacja odkształceń plastycznych przez kilkanaście pierwszych cykli obciążenia. W przypadku bieźni miękkich (wykonanych ze stali węglowych normalizowanych) znacznie obciążonych może zaistnieć ciągły przyrost odkształceń plastycznych (rozwałcowywanie bieźni). Uzyskana wartość odkształcenia zależy istotnie od dokładności odwzorowania charakterystyki  $\sigma(\epsilon)$  materiału bieźni i jego zdolność do umocnienia pod wpływem odkształcenia. Dlatego kryterium to nadaje się bardziej do analizy wyników badań eksperymentalnych niż uzyskanych pośrednio z modeli teoretycznych lub też modeli FEM.

Dopuszczalne odkształcenia plastyczne można próbować przeliczyć za pomocą wzorów empirycznych na obciążenie właściwe elementu toczonego [12, 109]:





Rys. 6.9. Rozkłady nacisków wzdłuż przekroju bieżni w kierunku poprzecznym dla obciążeń właściwych  $p_w = 4, 8$  i  $12$  MPa ( $a$  – odległość od punktu centralnego styku)

$$(p_w)_{\text{dop}} = \frac{116 \cdot 10^3 \mu \kappa \left( \frac{HV}{750} \right)^2}{\sqrt[3]{d(\rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22})}}, \quad (6.4)$$

gdzie  $HV$  – twardość materiału (pozostałe oznaczenia jak w rozdz. 4).

W przypadku obliczeń metodą elementów skończonych lepszym kryterium wydaje się względna grubość warstwy uplastycznionej (rozmiar strefy plastycznej), która jest mniej czuła na postać przyjętej charakterystyki  $\sigma(\varepsilon)$  materiału bieżni.

Tabela 6.3. Zestawienie dopuszczalnych odkształceń plastycznych

Źródło	Dopuszczalne względne odkształcenie plastyczne	Uwagi
Palmgren [86, 125]	$1 \cdot 10^{-4}$	Seryjne łożyska toczne
Ohnrich [120]	$(0,5-2,0) \cdot 10^{-4}$	Łożyska seryjne
	$(15-25) \cdot 10^{-4}$	Wieńcowe dwurzędowe
Matthias [150]	$(1-2) \cdot 10^{-4}$	Mniejsze wartości, gdy wymagany spokojny bieg
Cvekl [24]	$(10-20) \cdot 10^{-4}$	Łożyska firmy Rothe Erde
Pallini [123, 124]	$2,1 \cdot 10^{-4}$	Przeliczone w pracy [4]
Brändlein [12]	$(0,5-2,0) \cdot 10^{-4}$	Łożyska firmy FAG
Mazanek [109]	$2,0 \cdot 10^{-4}$	
Krzemiński-Freda [86]	$1 \cdot 10^{-4}$	Dla zapewnienia spokojnego biegu

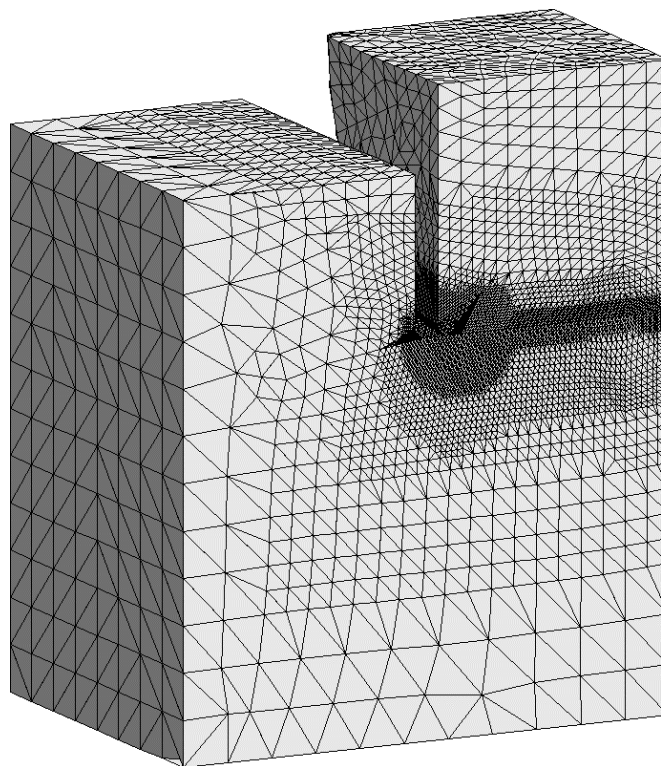
## 6.2. Styk liniowy

Wiele publikacji opisuje modele FEM dla styku liniowego (układ *wałeczek-bieżnia*). Większość stanowią modele 2D [12, 78, 153, 186] ze względu na prostotę modelu i znacznie mniejszy rozmiar zadania. Modele te jednak nie uwzględniają zjawisk występujących na krawędziach wałeczka, co znacznie zmniejsza ich przydatność do analizy wyężenia elementów układu. Podobne wyniki można także uzyskać dla modeli elasto-ptycznych [48]. Najbardziej zaawansowane są modele 3D, które wymagają jednak bardzo dużych mocy obliczeniowych (rys. 6.10).

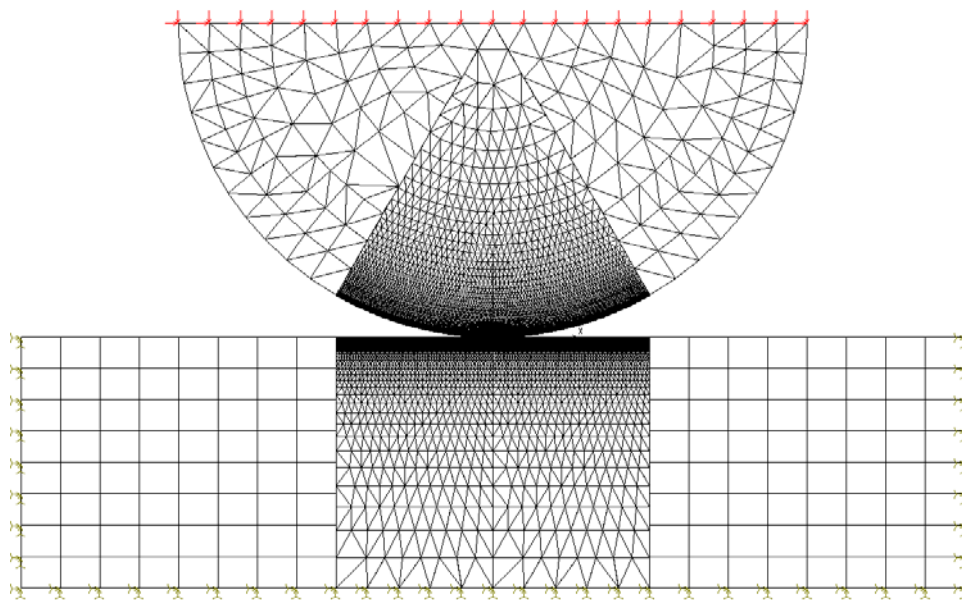
Podobnie jak dla styku punktowego zbudowano model dyskretny układu *wałeczek-bieżnia*. Do dyskretyzacji korzystano z elementów tarczowych trójkątnych i czworokątnych typu TRIANG i PLANE2D. Kontakt następował przez elementy typu GAP z możliwością odwzorowania tarcia. W strefach mniej istotnych zastosowano rzadszą siatkę elementów skończonych. Na rys. 6.11 pokazano siatkę FEM oraz schematycznie sposób obciążenia i podparcia. Zablokowano możliwość obrotu środka wałeczka w wyniku działania sił poziomych. Zbudowane modele obliczeniowe uwzględniają sprzężenie cienne pomiędzy stykającymi się ciałami, które ma istotny wpływ na naprężenia w warstwie przypowierzchniowej [85]. Przyjęto współczynnik tarcia między materiałem bieżni a wałeczkiem równy 0,14.

Obliczenia wykonano dla trzech modeli obliczeniowych:

- model **E** – materiał sprężysty, obciążenie siłą pionową  $F$ ,
- model **ET** – materiał sprężysty, obciążenie siłą pionową  $F$  i składową poziomą równą  $0,12F$ ,
- model **EP** – materiał bieżni sprężysto-ptyczny, model bilinearny, obciążenie siłą pionową  $F$ ,
- model **EPT** – materiał bieżni sprężysto-ptyczny, model bilinearny, obciążenie siłą pionową  $F$  i składową poziomą równą  $0,12F$ .



Rys. 6.10. Model dyskretny 3D 1/8 układu bieżnia-wałeczek-bieżnia



Rys. 6.11. Model dyskretny układu wałeczek-bieżnia, siatka FEM, warunki brzegowe

Obciążenie liniowe wałeczka zmieniano w zakresie:

$$q = \frac{F}{l} = 0 \div 20000 \frac{\text{N}}{\text{mm}},$$

co odpowiada obciążeniu właściwemu przekroju wałeczka (dla średnicy  $d = 200$  mm):

$$p_{dxl} = 0 - 100 \text{ MPa}.$$

Obciążenie właściwe przekroju wałeczka  $p_{dxl}$  jest określane jako siła przez iloczyn średnicy wałeczka  $d$  i jego długości efektywnej  $l_{ef}$ .

Z obliczeń uzyskano pola przemieszczeń, odkształceń i naprężeń oraz kształt i wielkość stref plastycznych.

### Przemieszczenia

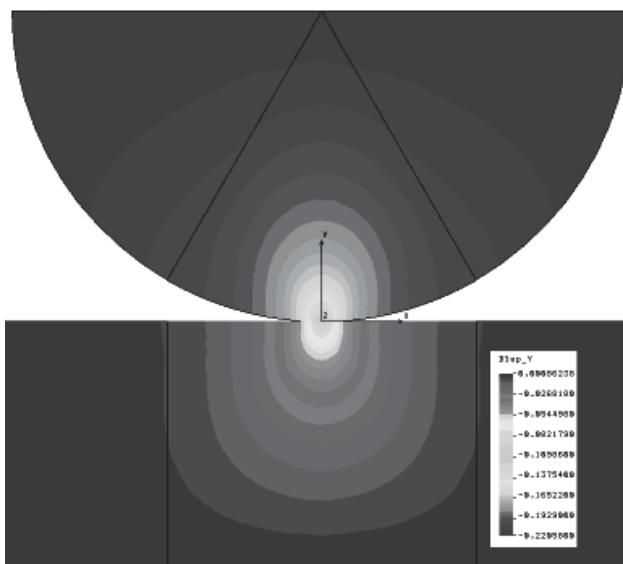
Głównym celem obliczeń było określenie charakterystyki sztywnościowej układu. Na rys. 6.12 pokazano przykładowe warstwy przemieszczeń pionowych.

Przemieszczenia punktu środka styku oraz punktu na osi wałeczka w funkcji obciążenia przekrojowego zamieszczono na wykresach (rys. 6.13 i 6.14). Aproksymowano funkcjami potęgowymi w postaci:

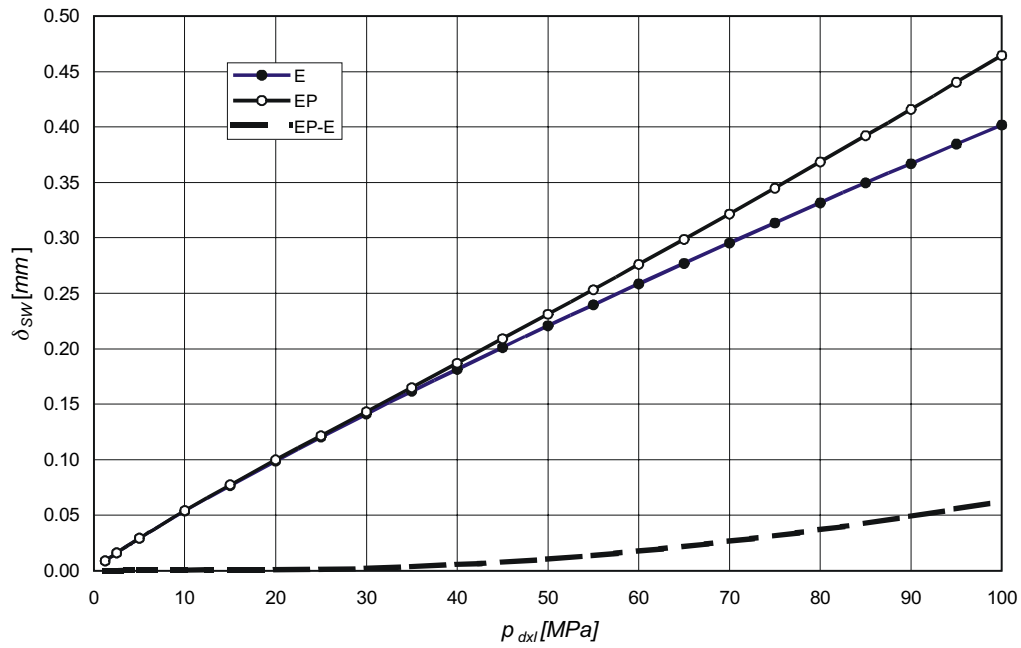
$$\delta = Cp_{dxl}^{\eta} \quad (6.5)$$

oraz funkcjami liniowymi. Stwierdzono dobre odwzorowanie za pomocą funkcji potęgowej.

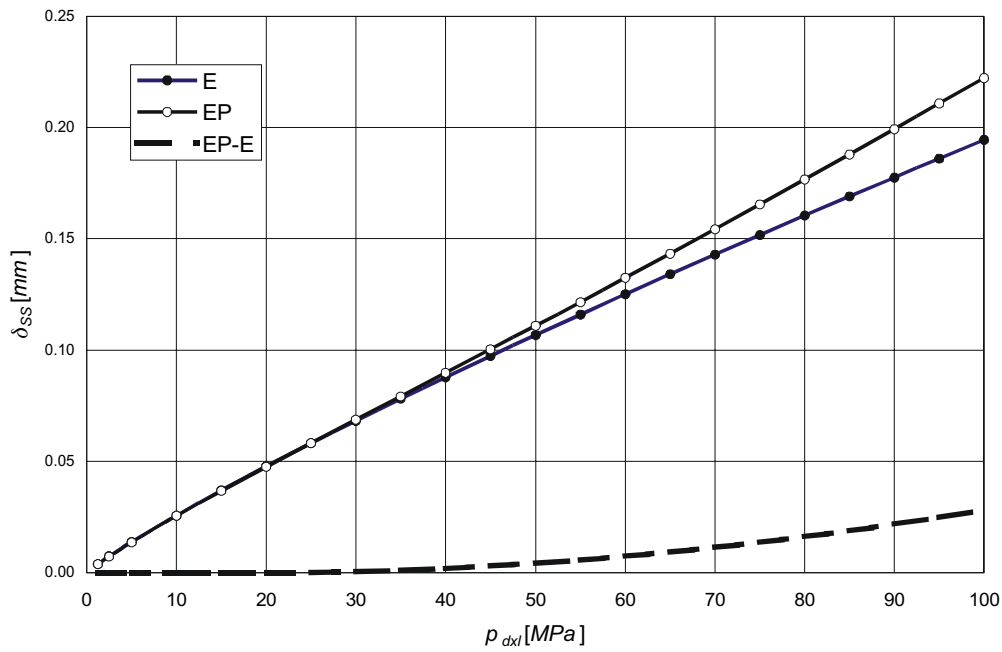
Wyniki zestawiono w tabeli 6.4. W przypadku modelu sprężysto-plastycznego nieliniowość w wyniku uplastycznienia materiału działa korygująco i dobre odwzorowa-



Rys. 6.12. Warstwy przemieszczeń pionowych – model E,  $p_{dxl} = 20$  MPa



Rys. 6.13. Ugięcie punktu na osi wałeczka dla modelu sprężystego (E) i sprężysto-plastycznego (EP) oraz różnica między nimi (EP – E) w funkcji obciążenia właściwego wałeczka



Rys. 6.14. Ugięcie linii środkowej styku dla modelu sprężystego (E) i sprężysto-plastycznego (EP) oraz różnica między nimi (EP – E) w funkcji obciążenia właściwego wałeczka

Tabela 6.4. Wyniki aproksymacji ugięcia środka wałeczka i linii środka styku oraz ugięcia plastycznego

Postać funkcji	Opis – model	$C$	$\eta$	$R^2$
$\delta = Cp_{d\lambda}^\eta$	ugięcie środka wałeczka – E	0,0072	0,8727	1,0000
	ugięcie linii środka styku – E	0,0033	0,8908	0,9999
		$A$	$B$	$R^2$
$\delta = Ax$	ugięcie środka wałeczka – E	0,0042		0,9920
	ugięcie środka wałeczka – EP	0,0046		0,9992
	ugięcie linii środka styku – E	0,002		0,9923
	ugięcie linii środka styku – EP	0,0022		0,9993
$\delta_p = Ap_{d\lambda}^2 + Bp_{d\lambda}$	ugięcie plastyczne środka wałeczka – EP	$8 \cdot 10^{-6}$	0,0002	0,9992
	ugięcie plastyczne linii środka styku – EP	$4 \cdot 10^{-6}$	0,0001	0,9998

$p_{d\lambda}$  w [MPa],  $\delta$  i  $\delta_p$  w [mm] wyznaczone dla wałeczka o średnicy  $d = 200$  mm dla obciążeń  $p_{d\lambda}$  od 0 do 100 MPa.

nie zapewnia już funkcja liniowa. Dlatego w czasie budowy modelu całego łożyska wałeczkowego nie popełnia się znacznego błędu przez zastosowanie zastępczych elementów sprężystych o charakterystyce liniowej.

Wykonano także aproksymację ugięć plastycznych za pomocą funkcji kwadratowych. Stwierdzono dobre odwzorowanie tym typem funkcji.

Uzyskane wzory nie są bezwymiarowe. Aby przeliczyć je dla wałeczków innych rozmiarów, należy uwzględnić średnicę wałeczka  $d$ . Należy jednak zauważyć, że dla modelu obciążenie jednostkowe po długości wałeczka wywołuje zawsze takie same ugięcie sprężyste układu, niezależne od średnicy wałeczka (patrz rozdział 4). Gdy uwzględnimy, że:

$$p_{d\lambda} = \frac{q}{d}, \quad (6.6)$$

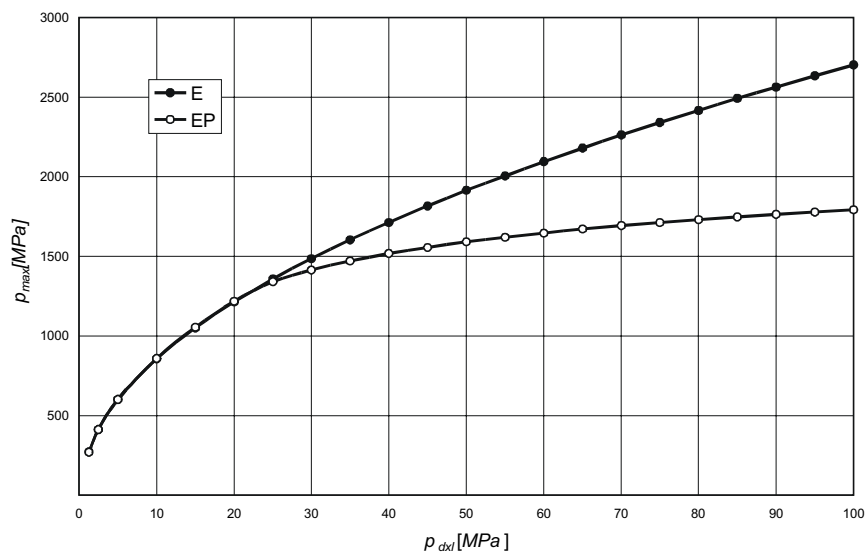
wówczas można wzór (6.5) zapisać w postaci:

$$\delta = C \left( \frac{q}{d} \right)^\eta. \quad (6.7)$$

### Naprężenia

Wyznaczono pola naprężeń dla różnych wartości obciążenia. Wraz ze wzrostem obciążenia właściwego zmienia się nieliniowo wartość nacisku na linii środka styku (rys. 6.15) ze względu na zwiększanie się powierzchni kontaktu. Po uplastycznieniu materiału bieżni następuje wolniejsze zwiększanie się wartości nacisku. Dla przyjętych danych materiałowych następuje to dla wartości obciążenia właściwego równej 25 MPa. Krzywą dla modelu sprężystego aproksymowano funkcją potęgową. Uzyskano wzór:

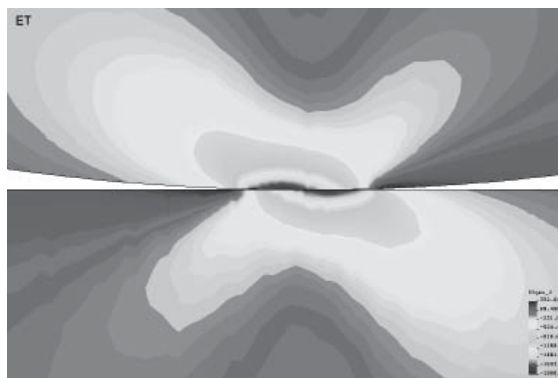
$$p_{\max} = 255,66 p_{d\lambda}^{0,5145}, \quad (6.8)$$



Rys. 6.15. Ciśnienie na linii środkowej styku w funkcji obciążenia właściwego przekroju wałeczka

a wartość  $R_2$  była równa 0,9993. W przeciwieństwie do równania (6.7) zależność (6.8) jest niezmienna ze względu na średnicę wałeczka. Przy innych modułach sprężystości podłużnej wartości współczynników ulegną zmianie.

Składowa styczna obciążenia przenoszona przez tarcie na powierzchni styku powoduje asymetrię kształtu izolinii naprężeń. Strefa największego wyężenia zmienia kształt i układu się po kierunku działania siły wypadkowej. Maksymalna wartość naprężenia wzrasta o około 5%. Nie jest jednak groźne. W wyniku działania siły stycznej na powierzchni wałeczka i bieżni poza powierzchnią kontaktu pojawiają się strefy silnego rozciągania (rys. 6.16). W mikropeknięcia materiału rozciąganego wnika środek smary, który podczas przetaczania wałeczka zostaje ściśnięty i przez działanie hydrostatyczne powoduje dalsze poszerzenie pęknięć.



Rys. 6.16. Warstwy naprężeń w kierunku stycznych – model z tarcieniem  $\mu = 0,14$

## 7. Konstrukcje wsporcze

Sztywność własna pierścieni łożyskowych jest bardzo mała. Konieczne jest zastosowanie konstrukcji wsporczych łożyska od strony obydwu łożyskowanych względem siebie zespołów maszyny. Konstrukcje wsporcze pełnią następujące funkcje:

- stanowią bazę do montażu łożyska,
- wprowadzają (przejmują) obciążenie do (z) pierścieni łożyskowych,
- zabezpieczają przed nadmiernymi deformacjami w celu zapewnienia odpowiedniej geometrii łożyska,
- stanowią konstrukcję wsporczą dodatkowych mechanizmów (jazdy, wysięgu itp.)

W zależności od przeznaczenia, wielkości obiektu, rodzaju i wielkości przenoszonych obciążeń konstrukcje wsporcze mogą przyjmować różną postać konstrukcyjną.

W obecnie produkowanych maszynach można wyróżnić trzy podstawowe postaci konstrukcji wsporczej łożyska:

- słup, gdy łożysko posadowione jest na rurze z grubościennym kołnierzem, o wysokości co najmniej równej jej średnicy,
- dźwigar pierścieniowy,
- struktura grubościenna.

Konstrukcja wsporcza w postaci słupa jest stosowana zazwyczaj do katalogowych łożysk wieńcowych, np. w żurawiach portowych, siłowniach wiatrowych itp. Podobnie zastosowanie grubościennych struktur ogranicza się do łożysk niewielkich. Klasycznym przykładem jest tu łożyskowanie wieżyczki czołgu.

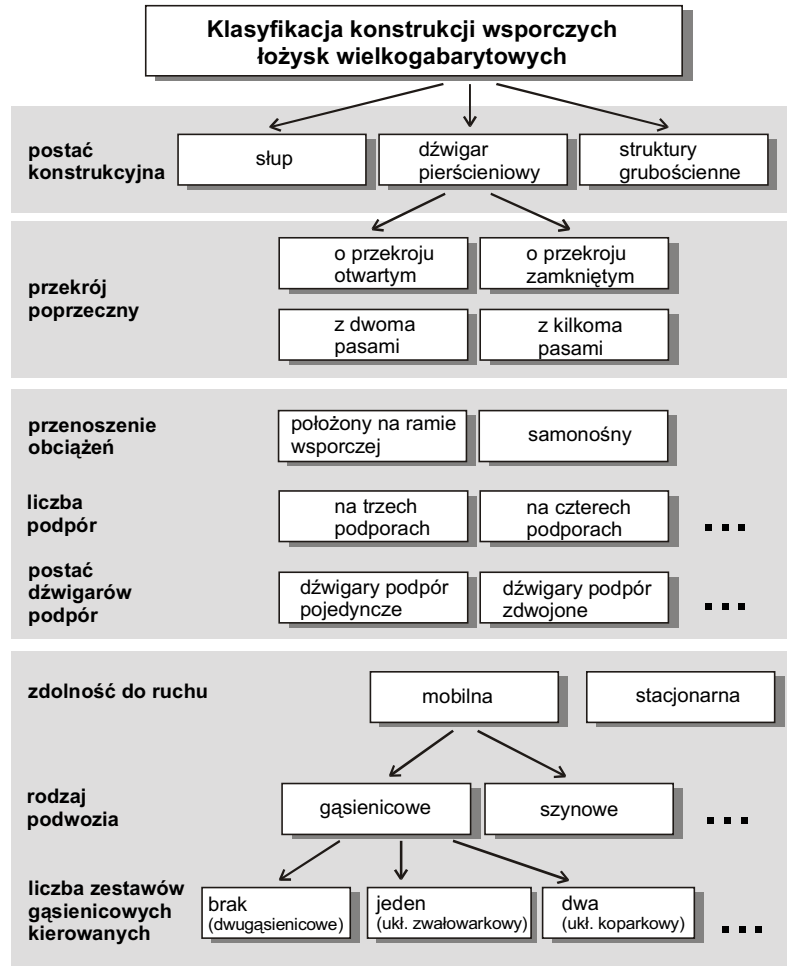
W przypadku dużych łożysk do ich posadowienia wykorzystuje się wyłącznie dźwigary pierścieniowe wykonane najczęściej w postaci blachownicy lub rzadziej w postaci przestrzennej ramy. Podział konstrukcji wsporczych łożysk wielkogabarytowych pokazano na rys. 7.1.

Przekrój poprzeczny dźwigara pierścieniowego może być otwarty, zamknięty lub otwarto-zamknięty, jedno- lub wieloobwodowy. Przekrój otwarty jest korzystny pod względem wytrzymałościowym ze względu na znacznie mniejsze wyciężenie od nieswobodnego skręcania [161], ale jednocześnie wykazuje duże deformacje promieniowe ze względu na małą sztywność skrętną, co jest niekorzystne dla łożyska.

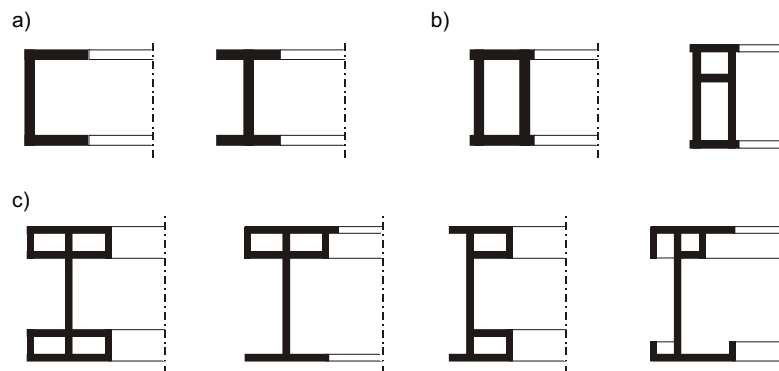
Dźwigary mogą się różnić liczbą pasów. Przykładowe postaci przekrojów poprzecznych pokazano na rys. 7.2.

Dźwigar pierścieniowy może być samonośny. Wówczas poddany jest on działaniu dużych momentów gnących [34]. Innym rozwiązaniem jest położenie dźwigara pierścieniowego o mniejszej sztywności na ramie wsporczej na planie wielokąta.



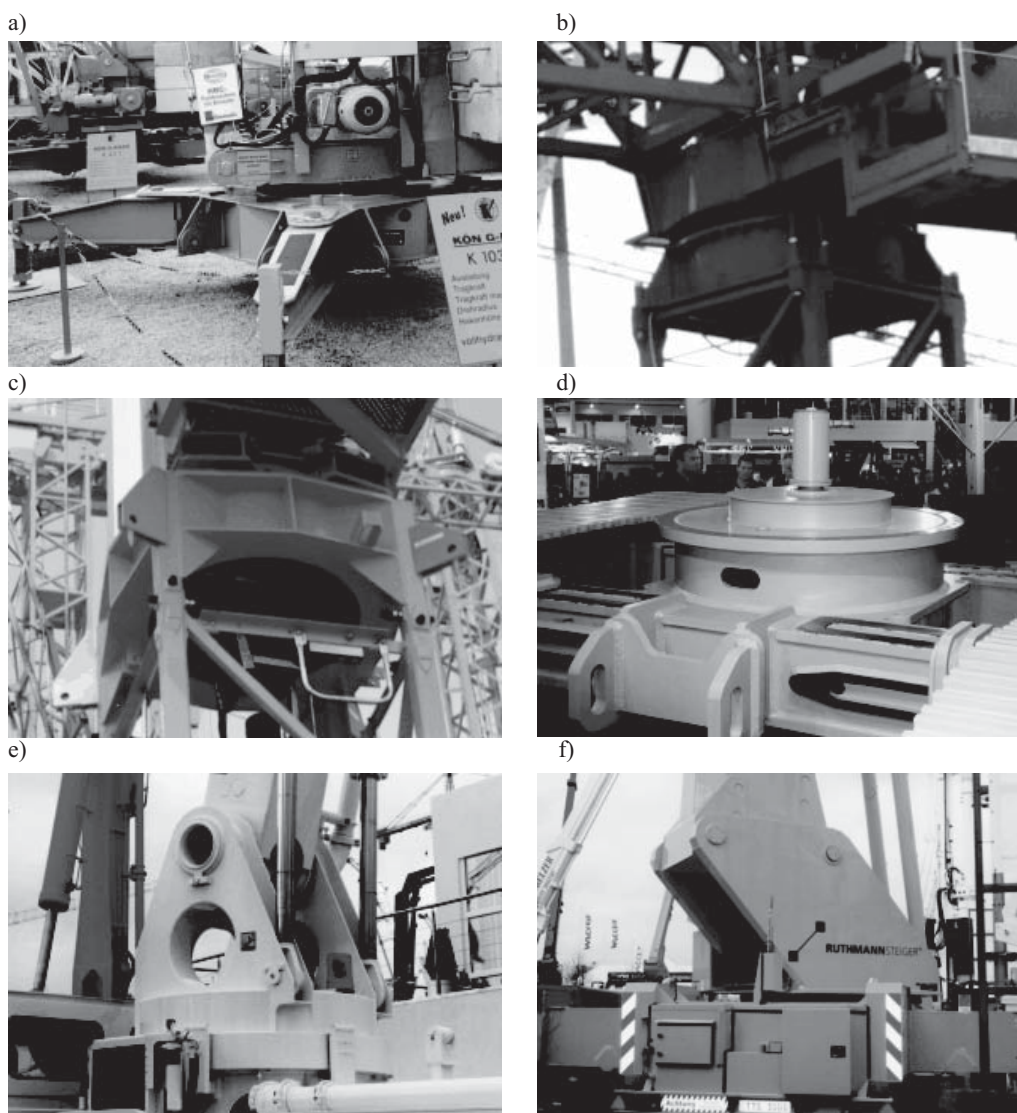


Rys. 7.1. Klasyfikacja konstrukcji wsporczych łożysk wielkogabarytowych

Rys. 7.2. Przykłady przekrojów poprzecznych dźwigara pierścieniowego:  
a) otwarty, b) zamknięty, c) otwarto-zamknięty

Niezależnie od liczby punktów podparcia może być różna liczba ramion łączących je z dźwigarem pierścieniowym. Dodatkowo strefy przepływu obciążenia w podwoziach gąsienicowych są związane z mechanizmem skrętu i jazdy. Ich liczba i położenie zależą od liczby zestawów gąsienicowych oraz rozwiązania konstrukcyjnego mechanizmu skrętu (liczba zestawów kierowanych).

Struktury nadwozi maszyn roboczych mają wyraźną oś wzdłużną, np. w koparce kołowej wysięgnik urabiający–wysięgnik przeciwwagi. Wynika stąd duża trudność w kształtowaniu przejściu z dźwigara pierścieniowego w dalszy ustrój nośny nadwozia.



Rys. 7.3. Przykłady konstrukcji wsporczych łożysk wieńcowych w maszynach budowlanych i do robót ziemnych

W dużych koparkach kołowych z mostem przeładunkowym dźwigar pierścieniowy nadwozia jest zintegrowany w wielu, mniej więcej równomiernie rozłożonych po obwodzie węzłach, z sztywną ramą środkowej części nadwozia [1, 22, 35, 118, 141]. Zapewniona jest wówczas duża sztywność giętna dźwigara. W tych maszynach sztywność konstrukcji wsporczej łożyska od strony nadwozia jest większa niż sztywność ramy portalowej podwozia. Obciążenia od nadwozia wpływają na dźwigar pierścieniowy w wielu punktach. Podobne rozwiązanie można zaobserwować w zwałowarkach [1, 5].

Różnice w postaci nadwozia: w geometrii i rozkładzie sił, skutkują różnymi postaciami deformacji nadwozia, co wpływa decydująco na dystrybucję obciążenia na poszczególne elementy toczne.

Konstrukcje wsporcze łożysk wielkogabarytowych w maszynach budowlanych występują w dwóch postaciach: konstrukcji spawanej lub przy dużych obciążeniach grubościennego odlewu. Przykłady konstrukcji wsporczych maszyn budowlanych pokazano na rys. 7.3.

Konstrukcje wsporcze łożysk wielkogabarytowych, aby prawidłowo realizować swoje funkcje powinny charakteryzować się odpowiednią sztywnością i wytrzymałością.

## 7.1. Modele dyskretne konstrukcji wsporczych

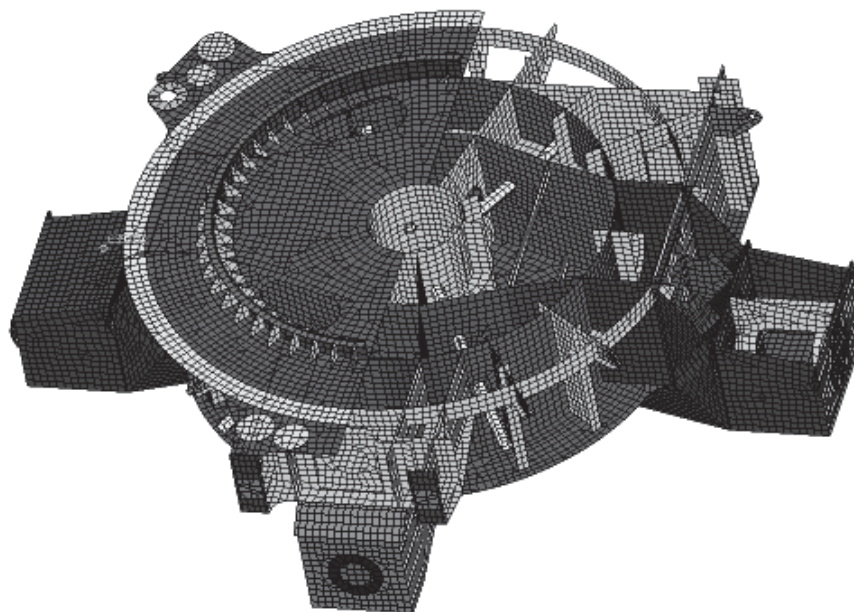
Obecnie do analizy wytrzymałościowej w modelach dyskretnych ustrojów nośnych maszyn roboczych spawanych z blach standardem jest stosowanie elementów powierzchniowych (powłoki). Jedyne do modelowania elementów pomocniczych stosuje się elementy liniowe (belki i pręty). Podstawową zasadą jest stosowanie doboru elementów, gęstości siatki oraz adekwatne do potrzeb uszczegółowienia. W przypadku gdy głównym celem jest określenie wyteżenia, powinno się wiernie oddać kształt karbów. Wówczas pożądane jest stosowanie elementów wyższego rzędu, ale gdy jest wymagana tylko znajomość pola przemieszczeń można stosować elementy o prostych funkcjach kształtu i rzadszą siatkę.

Poniżej przedstawiono autorskie modele dyskretne wybranych konstrukcji wsporczych łożysk wielkogabarytowych oraz przykładowe wyniki analiz numerycznych.

### 7.1.1. Przykłady wybranych konstrukcji wsporczych – modele dyskretne

#### Zwałowarka 4420.61

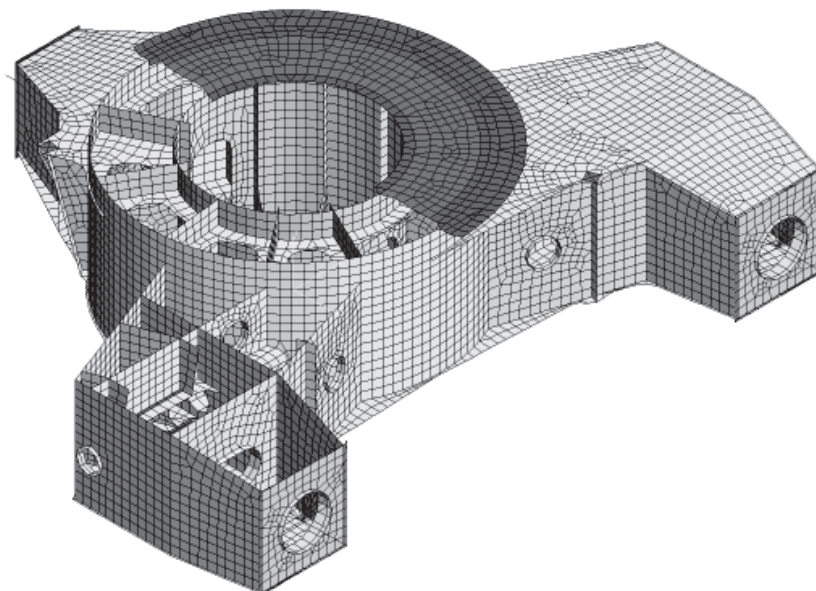
Podwozie zwałowarki 4420.61 jest dwugąsienicowe. Portal podparty jest poprzez dwa czopy na zestawach gąsienicowych. Trzecią podporę stanowi wahacz. Na rysunku 7.4. pokazano model dyskretny w półprzekroju. Powierzchnia wsporcza pod dwurzędowe łożysko wałeczkowo-kulowe została wyniesiona ponad pas górny. Średnica łożyska wynosi  $\varnothing 5$  m, masa nadwozia około 570 Mg. Charakterystyczny dla tego ustroju nośnego jest przecinający dźwigar pierścieniowy, poprzeczny dźwigar łączący czopy.



Rys. 7.4. Model dyskretny ramy portalowej podwozia zwałowarki 4420.61 (półprzekrój)

### Koparka KWL 700

Dźwigar pierścieniowy ma przekrój dwuobwodowy zamknięty i składa się z 12 segmentów rozdzielonych przeponami (rys. 7.5). Powierzchnia wsporcza pod dwurzędowe łożysko wałeczkowo-kulowe została wyniesiona ponad główny pas ramy portalo-

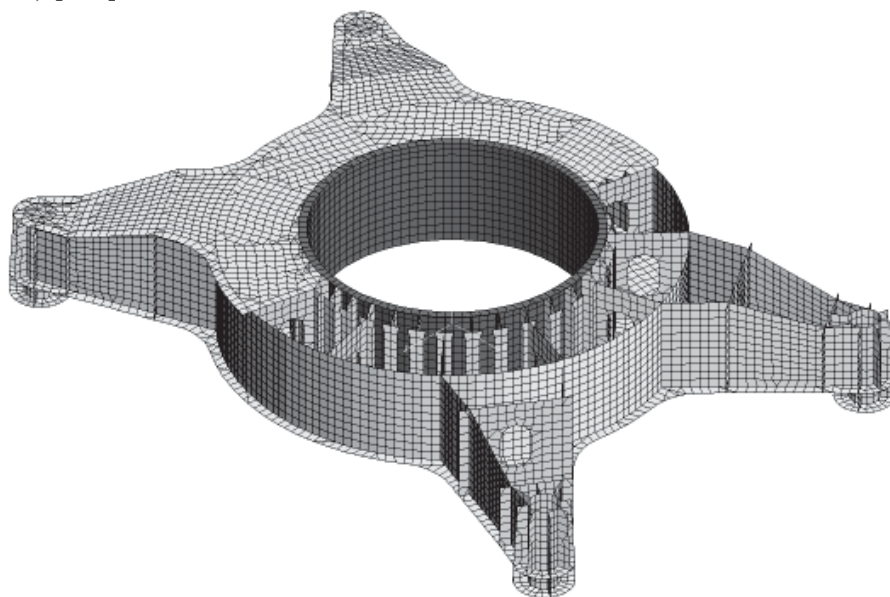


Rys. 7.5. Model dyskretny ramy portalowej podwozia koparki kompaktowej KWL 700 (półprzekrój)

wej. Nadwozie jest wsparte na łożysku dwubieżniowym kulowym o średnicy  $\varnothing 5,5$  m, z hakiem tocznym, masa nadwozia około 570 Mg.

#### **Ładowarko-zwałowarka ŁZKS 1600.33**

Ładowarko-zwałowarka ŁZKS 1600.33 ma podwozie szynowe. Powierzchnia wsporcza pod łożysko kulowe z hakiem tocznym została wyniesiona ponad pas górny. Średnica łożyska wynosi  $\varnothing 4,485$  m, masa nadwozia około 560 Mg. Dźwigar pierścieniowy o przekroju zamkniętym, o 12 segmentach, wspiera się na czterech podporach (rys. 7.6) [173].



Rys. 7.6. Model dyskretny ramy portalowej podwozia ładowarko-zwałowarki ŁZKS 1600.33 (półprzekrój)

#### **Zwałowarka ZGOT 10000.100**

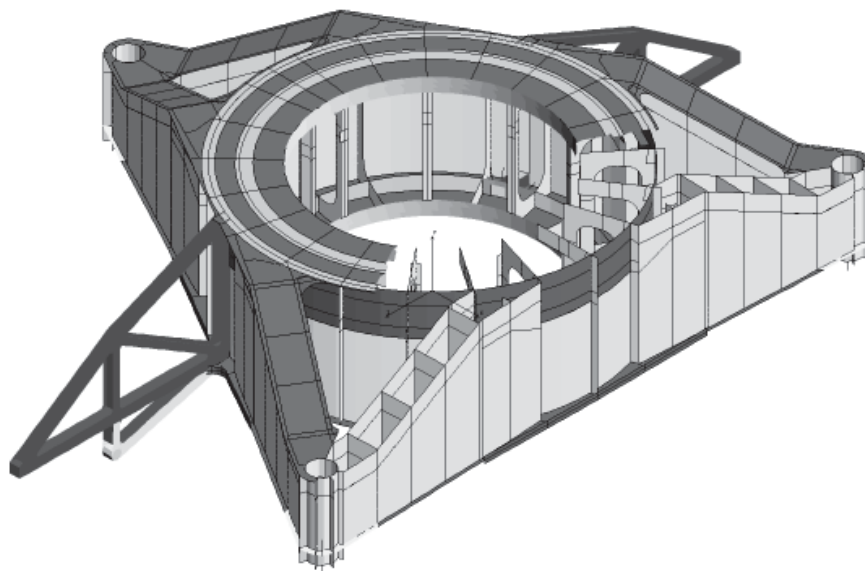
Podwozie zwałowarki ZGOT 10000.100 składa się z dźwigara pierścieniowego o przekroju otwartym, wspartego na 3 zestawach gąsienicowych przez 6 ramion (rys. 7.7). Dźwigar pierścieniowy jest usztywniony przez 12 przepon i 9 żeber. Wyrowadzone z niego zostały dwa wsporniki dyszli niekierowanych zestawów gąsienicowych. Średnica łożyska wynosi  $\varnothing 10$  m, masa nadwozia około 970 Mg.

Dźwigar pierścieniowy nadwozia ma przekrój otwarty i jest zintegrowany z przestrzenną ramą części środkowej nadwozia.

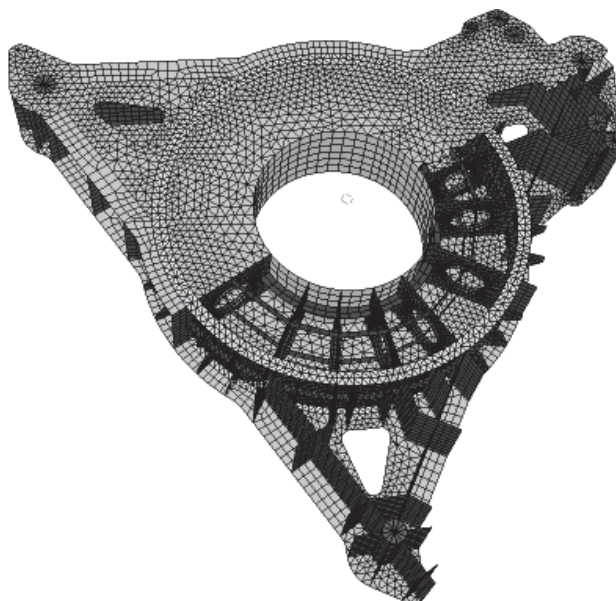
#### **Koparka BWE700L**

Dźwigar pierścieniowy podwozia ma przekrój zamknięty i składa się z 16 segmentów rozdzielonych przeponami. Wspiera się na 3 zestawach gąsienicowych przez 6 ramion (rys. 7.8). Łożysko kulowe, zintegrowane z hakiem, ma średnicę  $\varnothing 8$  m.



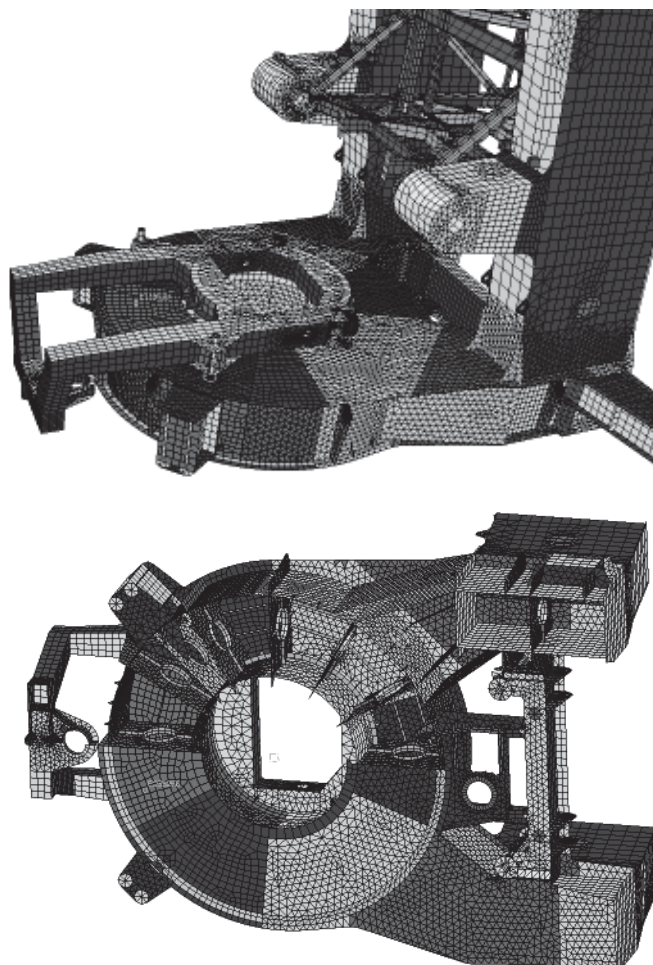


Rys. 7.7. Model dyskretny ramy portalowej podwozia zwałowarki ZGOT 10000.100 (półprzekrój)



Rys. 7.8. Model dyskretny ramy portalowej podwozia koparki BWE 700L (półprzekrój)

Masa nadwozia (rys. 7.9) wynosi około 1040 Mg. Dźwigar pierścieniowy nadwozia ma przekrój zamknięty i składa się z 14 segmentów. Łączy się on z pylonami nadwozia poprzez dwa wsporniki. Na górnym pasie dźwigara pierścieniowego znajduje się łożysko obrotu wysięgnika zrzutowego.



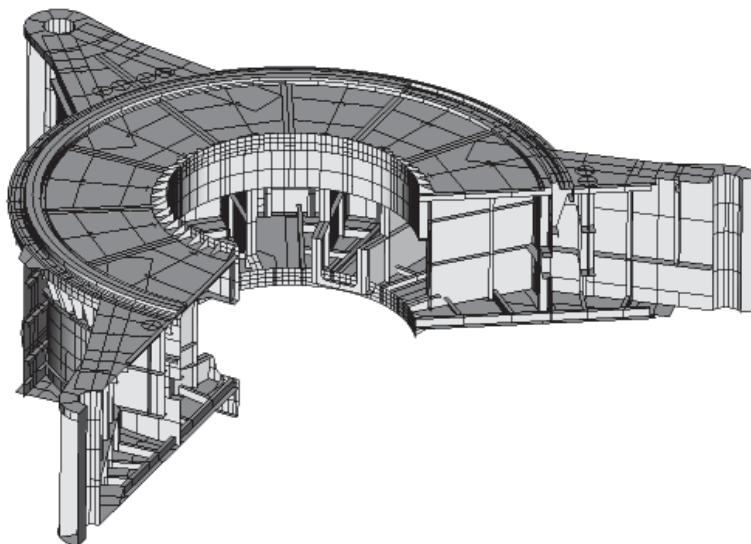
Rys. 7.9. Model dyskretny środkowej części nadwozia koparki BWE 700L  
– widok z dołu w półprzekroju

### **Koparka SchRs 4600.30**

Dźwigar pierścieniowy ma przekrój zamknięty i składa się z 12 segmentów rozdzielonych przeponami (rys. 7.10). Z dźwigara wyprowadzone są trzy ramiona podpór o przekroju skrzynkowym. Nadwozie wsparte jest na łożysku dwuszeregowym kulowym, o średnicy  $\varnothing 12$  m, masa nadwozia około 2600 Mg.

### **Zwałowarka A2RsB 5000**

Rama podwozia zwałowarki A2RsB 5000 w widoku z góry ma postać trójkąta równobocznego. Dźwigary o przekroju dwuteowym zostały na 1/3 długości stężone, w wyniku czego powstała struktura w postaci sześciokąta foremnego, na którym spoczywa podparty w 12 punktach, będący bezpośrednią ostoją łożyska, niski dźwigar pier-



Rys. 7.10. Model dyskretny ramy portalowej podwozia koparki SchRs 4600.30

ścieniowy (rys. 7.11). Nadwozie wsparte jest na łożysku jednoszeregowym łożu kulkowym, o średnicy  $\varnothing 10$  m. Masa nadwozia wynosi około 600 Mg.

Rama nadwozia ma postać niskiego dźwigara pierścieniowego zintegrowanego z ramą środkowej części nadwozia (rys. 7.11).

### 7.1.2. Wybrane wyniki analiz numerycznych

Z analiz numerycznych metodą elementów skończonych konstrukcji wsporczych łożysk wielkogabarytowych uzyskuje się standardowe wyniki:

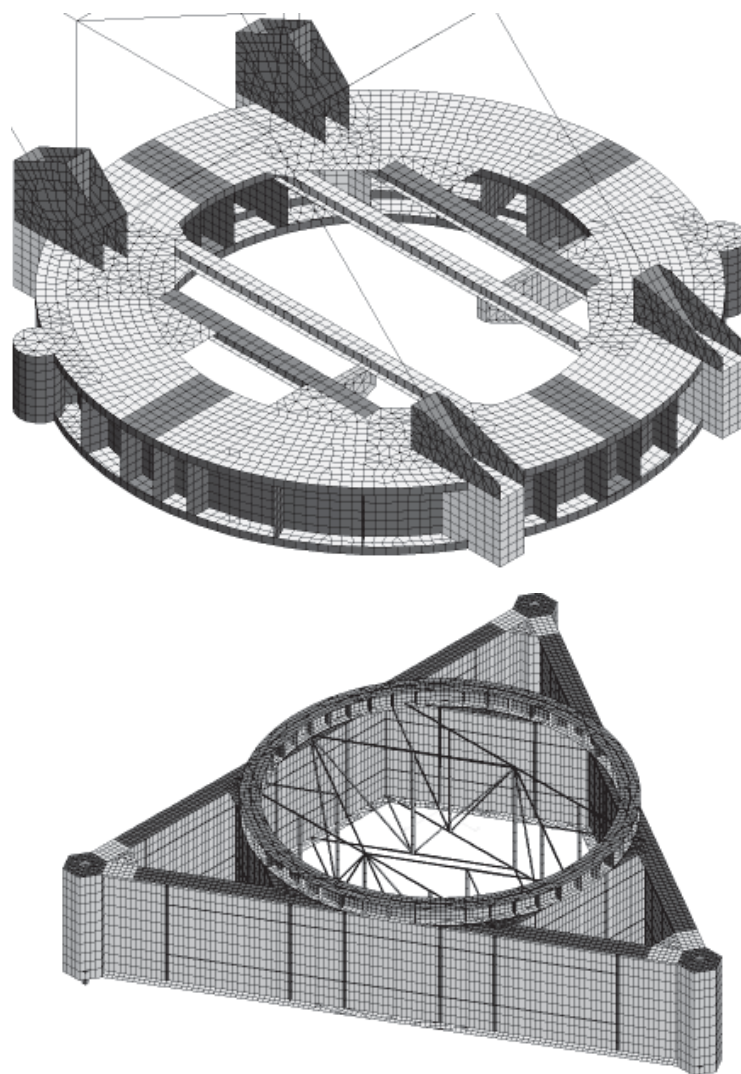
- pole przemieszczeń,
- pole naprężeń (odkształceń).

Identyfikacja stanu naprężeń (rys. 7.12) jest istotna dla wytrzymałości, nie ma jednak bezpośredniego wpływu na dystrybucję obciążenia na elementy toczne.

Do określenia jakości konstrukcji wsporczej pod kątem warunków pracy łożyska najistotniejsze jest wyznaczenie pola przemieszczeń. Na rys. 7.13 pokazano przykładową zdeformowaną siatkę elementów skończonych podwozia zwałowarki, a na rys. 7.14 warstwicę przemieszczeń pionowych (osiowych) dla podwozia koparki.

Tego typu wyniki są bardzo wygodne do analizy jakościowej. Aby przeprowadzić analizę ilościową, należy zauważyć, że przemieszczenia dźwigara pierścieniowego jako bryły sztywnej nie mają wpływu na rozkład obciążenia. Całkowity wektor przemieszczenia punktu  $\mathbf{u}$  jest sumą wektora przemieszczenia punktu bryły sztywnej  $\mathbf{u}_s$  oraz przemieszczenia w wyniku deformacji  $\mathbf{u}_d$ . Aby uzyskać przemieszczenia w wyniku deformacji, należy wyznaczyć przemieszczenia i obroty bryły sztywnej i odjąć je od pola przemieszczeń.





Rys. 7.11. Model dyskretny ramy portalowej podwozia oraz nadwozia zwałowarki A2RsB 5000

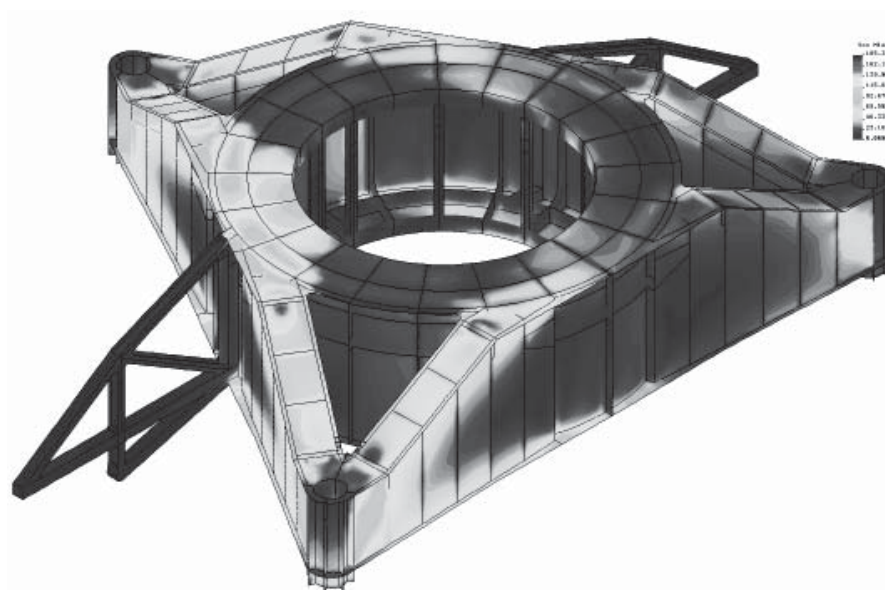
Dla tak zredukowanego pola przemieszczeń ważne są dwie wielkości:

- maksymalna amplituda przemieszczeń

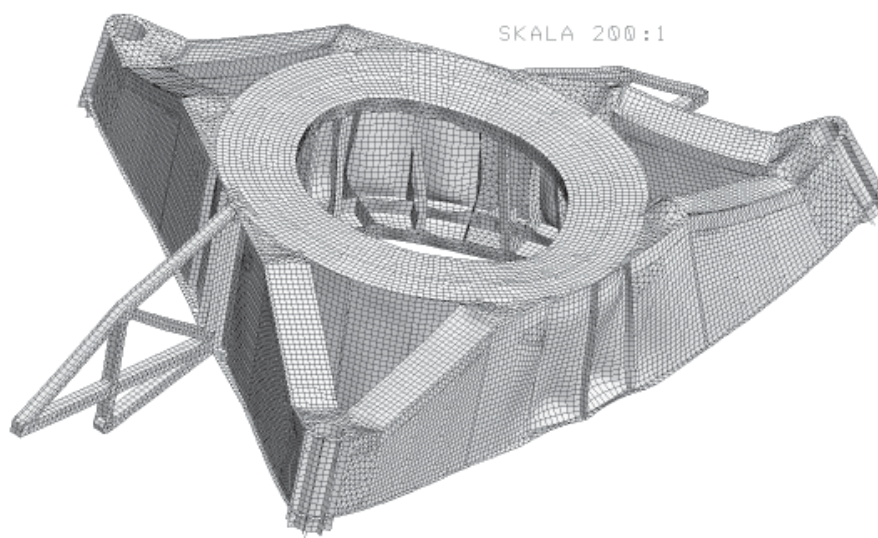
$$\Delta u_d = u_{d \max} - u_{d \min}, \quad (7.1)$$

- gradient przemieszczenia po obwodzie dźwigara

$$u'_d = \frac{\partial u_d}{\partial \theta} \quad (7.2)$$

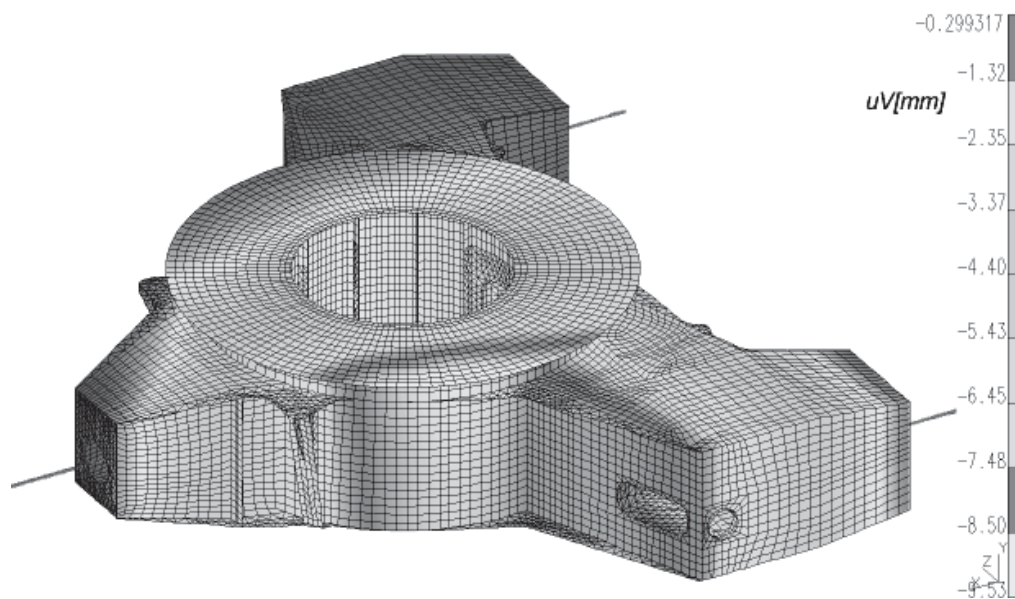


Rys. 7.12. Warstwy naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera–Misesa w podwoziu zwałowarki ZGOT 10000.100 w [MPa]

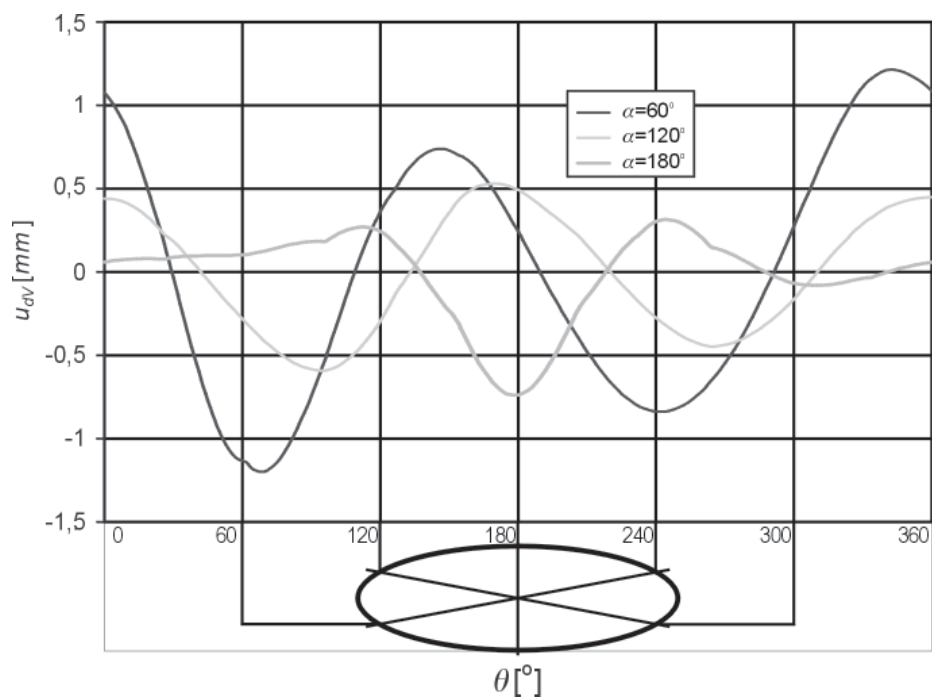


Rys. 7.13. Model zdeformowany w skali 200:1 podwozia zwałowarki ZGOT 10000.100

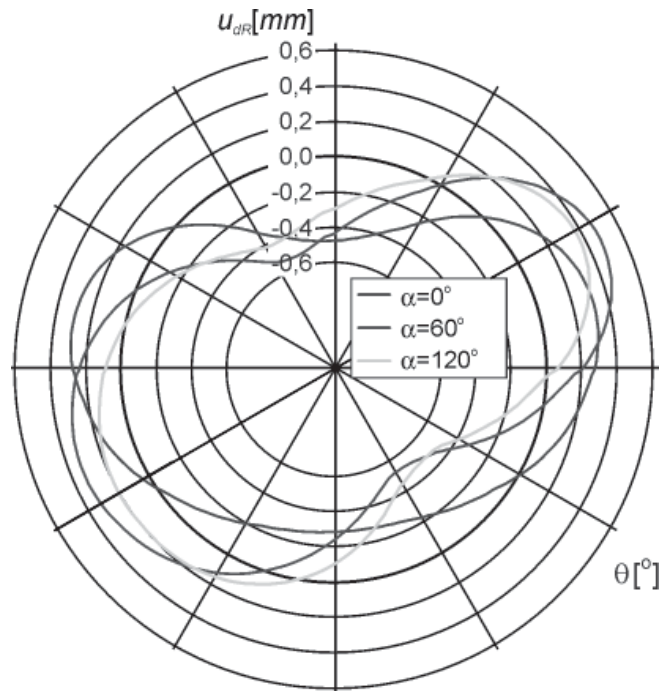
Wartości te wyznacza się odrębnie dla przemieszczeń osiowych  $u_V$  (rys. 7.15) i dla przemieszczeń promieniowych  $u_R$  (rys. 7.16). Istotna jest zarówno deformacja po kierunku pionowym, jak i deformacja po kierunku promieniowym, wywołująca podjazd kuli na ściankę boczną bieżni.



Rys. 7.14. Warstwy przemieszczeń poosiowych w podwoziu koparki KWL700 w [mm]



Rys. 7.15. Rozkład przemieszczeń poosiowych w wyniku deformacji dźwigara pierścieniowego koparki KWL700 po obwodzie łożyska dla trzech położen nadwozia względem podwozia



Rys. 7.16. Rozkład przemieszczeń promieniowych po obwodzie łożyska koparki KWL700 dla trzech położzeń nadwozia względem podwozia

## 7.2. Modele obliczeniowe – warunki brzegowe

Modele obliczeniowe powstają przez wprowadzenie do modelu dyskretnego warunków brzegowych: obciążeń i wymuszeń kinematycznych (podpory). Prawidłowe określenie warunków brzegowych jest najtrudniejszym etapem budowy modelu obliczeniowego.

Model obliczeniowy powinien zostać podparty w sposób wykluczający powstanie mechanizmu (macierz sztywności jest wtedy osobliwa) i jednocześnie zapobiegający przesztynieniu modelu (przesztywnienie podpór względem siebie ograniczone jest jedynie sztywnością struktury), co najlepiej odzwierciedla pracę rzeczywistej konstrukcji podwozia.

### 7.2.1. Obciążenia

Obciążenia konstrukcji wsporczej nadwozia pochodzą od wszystkich obciążeń głównych maszyny roboczej [29, 73], które można zredukować w płaszczyźnie łożyska do (rys. 7.17):

- przyłożonej mimośrodowo względem osi łożyska siły pionowej  $V$ ,
- poziomej siły  $H$ ,
- sił na parach zębatych mechanizmu obrotu.

Kąt działania siły pionowej  $V$  (kąt mimośrodowy) oznaczony przez  $\alpha$  oraz kąt  $\beta$  działania siły poziomej  $H$  są niezależne, ale najgorszym przypadkiem obciążenia zarówno ze względu na wytrzymałość, jak i sztywność okazuje się boczne działanie sił poziomych [25, 63], gdy:

$$\alpha = \beta \pm (90 \div 120^\circ) .$$

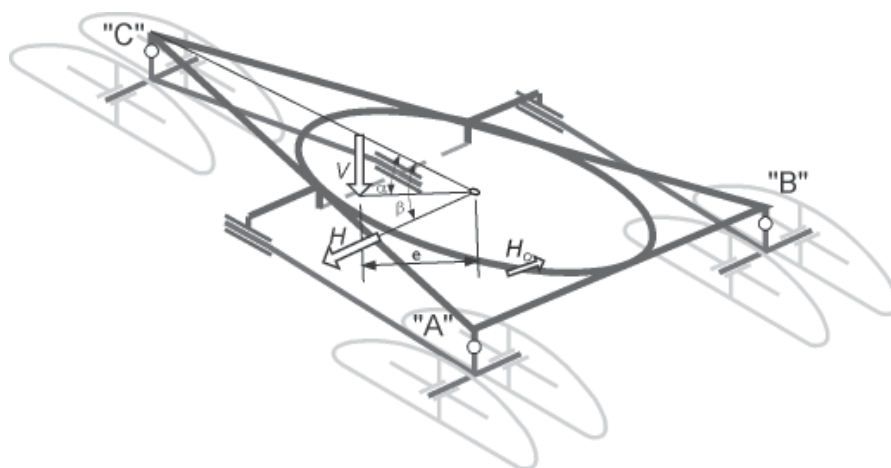
Na ramę konstrukcji nośnej podwozia działają trzy rodzaje obciążeń:

- wymienione obciążenia od nadwozia przenoszone przez łożysko wieńcowe oraz mechanizm obrotu nadwozia;
- obciążenia od jazdy i skrętu zestawów gąsienicowych;
- obciążenia własne.

Na schematach, na przykładzie trójśladowego podwozia zwałowarki, przedstawiono poszczególne rodzaje obciążeń. Aby zachować przejrzystość, zaznaczono tylko te siły, które wynikają z danego przypadku obciążenia. Oczywiście podczas ruchu maszyny mogą wystąpić wszystkie rodzaje obciążeń.

#### Obciążenia od nadwozia

Schemat obciążeń pochodzących od nadwozia pokazano na rys. 7.17. Od wielkości sił  $V$  i  $H$ ,  $H_0$  oraz ich położenia (określonego przez  $e$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ ) zależy rozkład sił w łożysku kulowym. W obliczeniach wytrzymałościowych podwozia oraz określaniu jego sztywności wystarczająco dokładna jest dystrybucja sił określona według metod opisanych w rozdziale 4. Do tych celów możliwa jest także kompleksowa analiza całej maszyny przy zastąpieniu elementów tocznych sprężynami o charakterystyce liniowej.



Rys. 7.17. Obciążenie ramy podwozia siłami od nadwozia

#### Obciążenia od zestawów gąsienicowych

Podczas jazdy maszyny na jej portal działają siły wywierane przez dysze zestawów gąsienicowych. W zależności od kierunku jazdy można wyróżnić dwa zestawy sił:



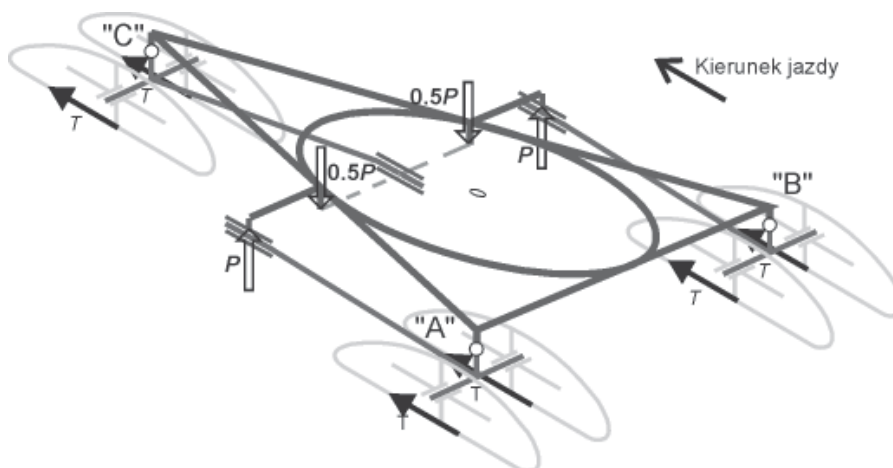
- siły działające na portal podczas jazdy na wprost,
- siły działające na portal podczas jazdy po krzywiźnie.

Dodatkowo należy wziąć pod uwagę możliwość awarii jednego z zestawów, wówczas poza wymienionymi siłami działają również siły od wleczenia (wyciągania) jednego zestawu przez dwa pozostałe.

#### Siły działające na ramę podwozia podczas jazdy na wprost

Podczas jazdy na wprost, między każdą napędzaną gąsienicą a podłożem powstaje siła tarcia  $T$ , wywołana przyczepnością między podłożem a gąsienicą. Siła ta działa na napędzaną gąsienicę w kierunku jazdy (rys. 7.18) i przez dyszel przenosi się na ustrój podwozia.

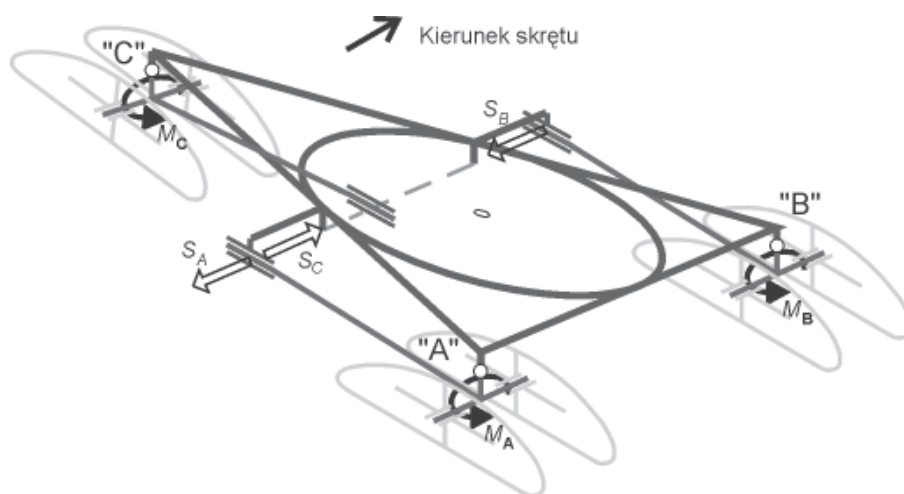
Siła  $P$  pochodząca od sterowanego zestawu gąsienicowego działa na portal przez śrubowy mechanizm skrzętu. Śruba mocowana jest do portalu na swoich końcach, dlatego też siła  $P$  rozkłada się na dwie siły działające w punktach mocowania śruby. Podczas jazdy na wprost siły te są równe  $0,5P$ .



Rys. 7.18. Obciążenie ramy podwozia od jazdy na wprost

#### Siły boczne działające na ramę podwozia podczas jazdy po łuku

Podczas jazdy po łuku, oprócz sił  $P$  występujących podczas jazdy na wprost, powstają dodatkowe siły pochodzące od sił bocznych działających na zestawy gąsienicowe podczas skrętu. Opór jazdy gąsienic po łuku składa się z oporów ścinania podłoża wskutek obrotu zagłębionego w nim wózka gąsienicowego oraz z oporu tarcia gąsienicy o podłoże w czasie przejazdu po zakrętach. Siły oporu tarcia gąsienicy o podłoże są proporcjonalne do obciążenia pionowego zestawu gąsienic, siły oporów ścinania podłoża natomiast są niezależne od tego obciążenia. Podane siły oporu można zastąpić wypadkowymi momentami oporowymi, działającymi na gąsienice między gruntem a gąsienicą, odniesionymi do środka obrotu gąsienic (rys. 7.19). Momenty te wywierają, poprzez dyszle, siły  $S$  działające na portal. Wywierana przez zestaw sterowany siła  $S_A$  jest przy-

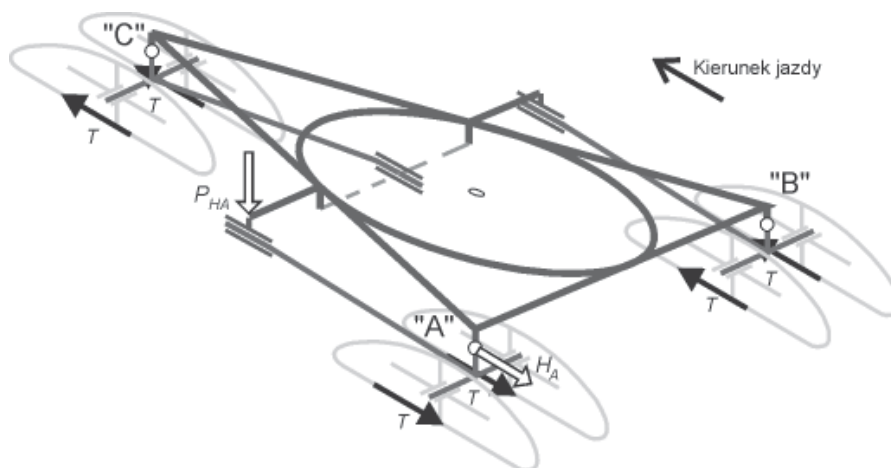


Rys. 7.19. Obciążenie portalu siłami bocznymi od jazdy po krzyżźnie

łożona w tym łożyskowanym końcu śruby mechanizmu skrętu, w którym znajduje się łożysko wzdłużne.

#### Siły działające na ramę podwozia podczas awarii jednego z zestawów gaśnicowych (wleczenie)

Podczas awarii jednego z zestawów gaśnicowych niekiedy niezbędne jest wycofanie maszyny z frontu robót w celu wykonania niezbędnych napraw. Wówczas dwa pozostałe zestawy muszą wyciągnąć uszkodzony zestaw. Najbardziej niekorzystnym dla konstrukcji nośnej jest wleczenie zestawu nieskręcanego, gdyż podczas wleczenia zestawu skręcanego obciążenie rozkłada się równomiernie na dwa pozostałe zestawy (rys. 7.20).



Rys. 7.20. Obciążenie ramy podwozia siłami od wleczenia zestawu gaśnicowego

Siła tarcia między uszkodzonym zestawem a podłożem działa w kierunku przeciwnym do kierunku jazdy i przenosi przez dyszel, działa w ten sposób na portal siłą  $P_{HA}$ .

Poza wymienionymi siłami na portal działają również obciążenia od nadwozia. Siła  $H_A$  przyłożona w podporze  $A$  powoduje powstanie momentu skręcającego maszynę i dlatego nawet podczas jazdy na wprost działają siły  $S$ .

### Obciążenia własne

Obciążenie własne stanowi ciężar ustroju nośnego portalu oraz wszystkie mechanizmy, urządzenia i pozostały osprzęt mocowany do ramy podwozia.

### 7.2.2. Obciążenia konstrukcji wsporczych – symulacje numeryczne

Spośród wszystkich obciążeń działających na konstrukcję wsporczą podwozia najtrudniejsze do wyznaczenia są siły oddziaływania między gaśienicą i gruntem. Najprostszym rozwiązaniem tego problemu jest przyjęcie stałego współczynnika przyczepności gaśienicy do podłoża. Rozróżnia się wówczas składową stałą niezależną od obciążenia danego zestawu (ściananie gruntu) oraz składową zmienną proporcjonalną do obciążenia pionowego zestawu gaśienicowego (tarcie). Jest to jednak ujęcie uproszczone, ponieważ nie uzależnia sił na gaśienicy od poślizgu względem podłoża [70, 179].

Obecnie najbardziej zaawansowane możliwości oferuje system analizy dynamicznej i kinematycznej DADS [26], który dysponuje bogatą biblioteką połączeń i sposobów obciążenia z uwzględnieniem elementów hydraulicznych, zjawiska tarcia i kontaktu. System ten korzysta z wprowadzonych danych geometrycznych i masowych oraz charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących do budowy oraz z równań Lagrange'a drugiego rodzaju, opisujących ruch obiektu. W wyniku ich numerycznego rozwiązania otrzymujemy przebiegi czasowe położenia, prędkości oraz przyspieszenia wszystkich elementów składowych analizowanego obiektu. Program wyznacza również wartości sił i momentów działających między elementami składowymi modelu.

Moduł TRACK umożliwia symulację pracy zawieszonych poszczególnych kół jezdnych z uwzględnieniem nieliniowych charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących oraz współpracy gaśienicy z podłożem, w tym z odkształcalności podłoża oraz sił stycznych między gaśienicą a podłożem.

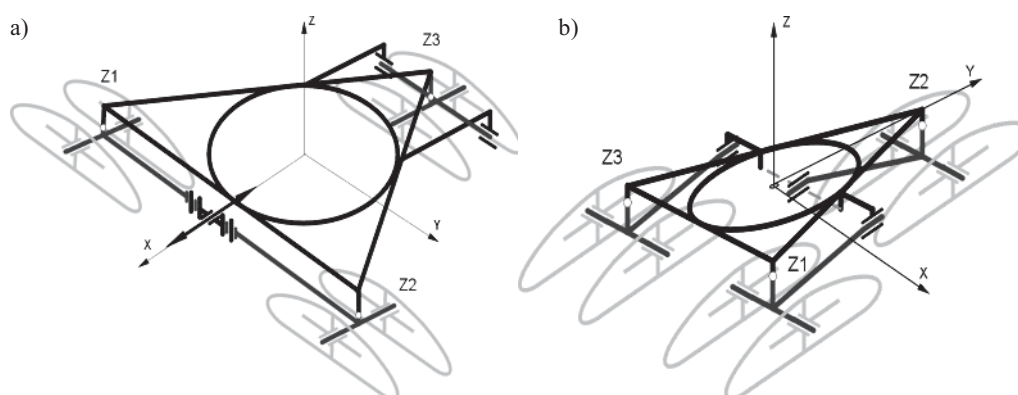
W zwałowarkach i w koparkach stosowane są podobne rodzaje i układy podwozi i mechanizmów jazdy [6]:

- dwuśladowe stosowane w koparkach kołowych (rys. 7.21a),
- trójśladowe mające częstsze zastosowanie w zwałowarkach lub koparko-zwałowarkach (rys. 7.21b).

Wykonano analizę porównawczą tych dwóch schematów rozwiązania mechanizmu jazdy, zachowując wszystkie wymiary geometryczne, masy oraz obciążenia poszczególnych podzespołów takie same dla obu modeli.

Opracowano modele w systemie DADS do analizy dynamicznej (rys. 7.22) [83]. Niektórym z elementów modelu odpowiada złożony element obiektu, jednak odpowiednie dobranie parametrów dynamicznych elementów modelu, takich jak masa i moment bez-





Rys. 7.21. Schemat kinematyczny podwozia gąsienicowego:  
a) dwuśladowego (koparka) model 2s, b) trójśladowego (zwałowarka) model 3s

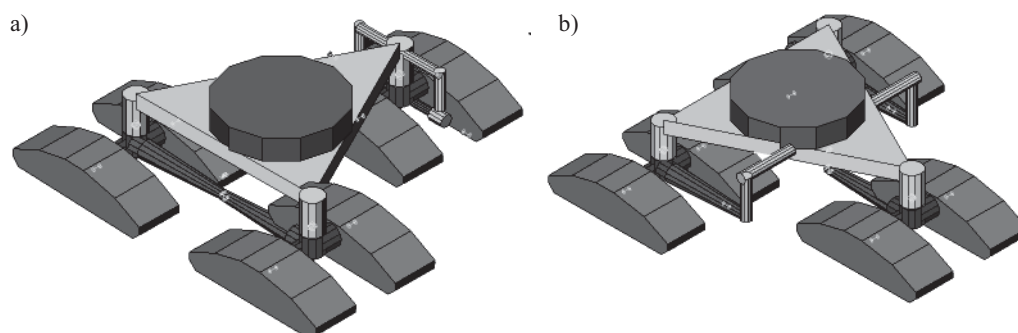
władności sprawia, że ze względu na dynamikę obiekt rzeczywisty i element modelu są sobie równoważne. W obiekcie rzeczywistym każdy element jest ciałem podatnym. W modelu zastąpiono je elementami sztywnymi, ponieważ mimo dużej mocy obliczeniowej rozwiązanie układu o tak dużej złożoności z uwzględnieniem podatności elementów byłoby niemożliwe.

Podstawowe dane modelu zestawiono w tabeli 7.1. Analizowano trzy przypadki obciążenia:

- p1 – jazda na wprost,
- p2 – jazda po łuku,
- p3 – wleczenie (wyciąganie) jednego zestawu przez dwa pozostałe.

Dla wszystkich przypadków działania siły pionowej mimośród był równy  $e = 0,42$ .

Głównym celem symulacji dynamicznej jazdy podwozia było uzyskanie obciążenia ramy podwozia pochodzącego od zestawów gąsienicowych w funkcji czasu w warunkach normalnych i specjalnych (np. podczas awarii jednego z podzespołów podwozia).



Rys. 7.22. Modele gąsienicowych podwozi maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego do symulacji w systemie DADS: a) dwuśladowe (koparki) 2s, b) trójśladowe (zwałowarki) 3s

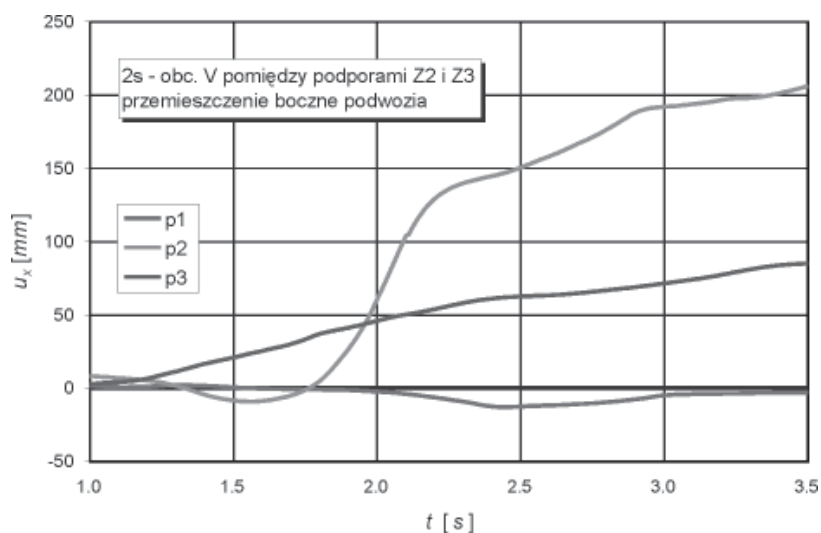
Tabela 7.1. Podstawowe dane modelu

Parametr konstrukcyjny	Jednostka	Wartość parametru
Liczba gąsienic	szt.	6
Masa nadwozia	kg	970 000
Masa własna ramy podwozia z osprzętem	kg	230 000
Masa dźwigara z gąsienicą	kg	45 000
Długość gąsienicy	m	9,492
Szerokość gąsienicy	m	2,966
Promień koła napędowego gąsienicy	m	0,9
Promień koła jałowego gąsienicy	m	0,9
Prędkość jazdy	m/s	0,15

Obciążenia te wpływają na deformacje gięte powierzchni pod łożysko wielkogabarytowe.

Na podstawie obliczeń dynamicznych podwozia koparki i zwałowarki określono następujące wnioski:

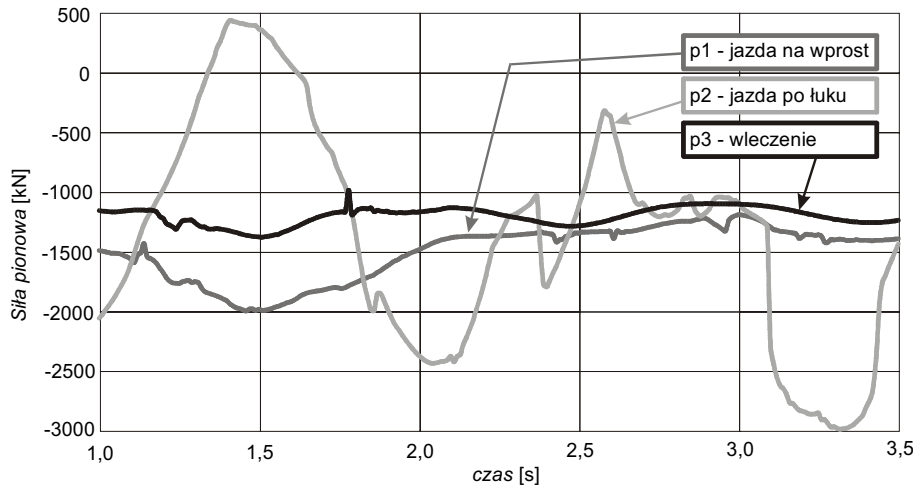
Największe siły wywierane są na ramę podwozia przez uszkodzony zestaw gąsienicowy podczas wleczenia (p3). Kierunek tych sił jest przeciwny do kierunku jazdy, a wartości średnie sił dla różnych położen nadwozia względem podwozia oraz modeli podwozia (2s, 3s) wynosiły ok. 5000 kN. Siła ta powoduje powstanie momentu skręcającego maszynę i dlatego nawet podczas jazdy na wprost pojawiają się siły w kierunku bocznym dodatkowo obciążające układ gąsienicowy, a także zmieniające tor ruchu (na rys. 7.29 pokazano przykładowy wykres przemieszczeń bocznych środka portalu).



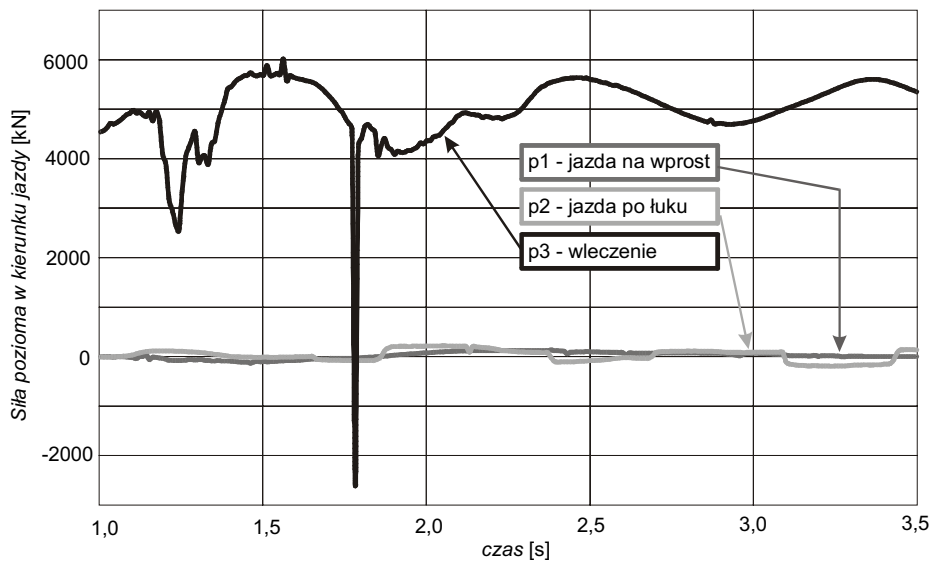
Rys. 7.23. Przemieszczenie środka koparki po kierunku poprzecznym do kierunku jazdy, podwozie 2s model 1

Wartość średnia sił w kierunku bocznym wleczonego zestawu jest szczególnie duża w przypadku podwozia trójśladowego (3s).

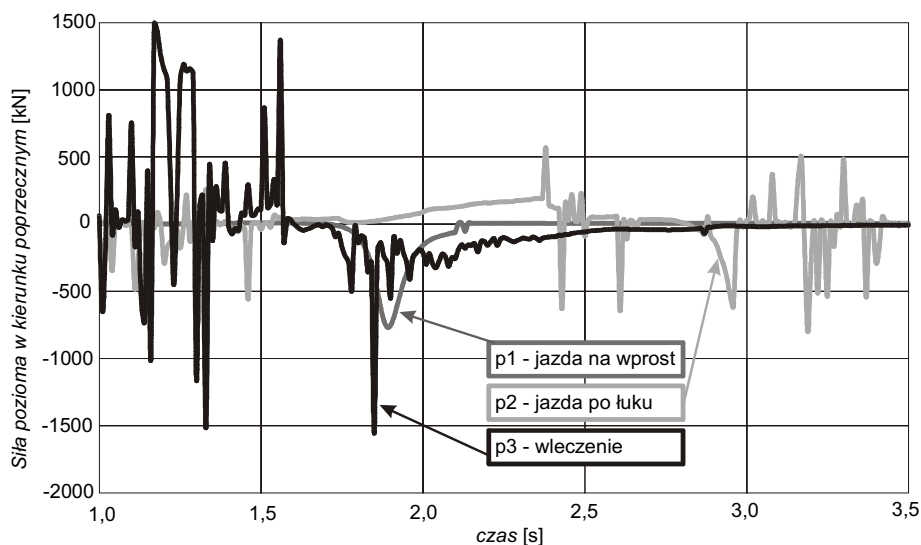
Na rysunkach 7.24–7.26 pokazano przykładowe przebiegi czasowe sił dla wleczonego zestawu gąsienicowego, a na rysunkach 7.27–7.29 zestawiono średnie wartości bezwzględne sił dla wszystkich modeli.



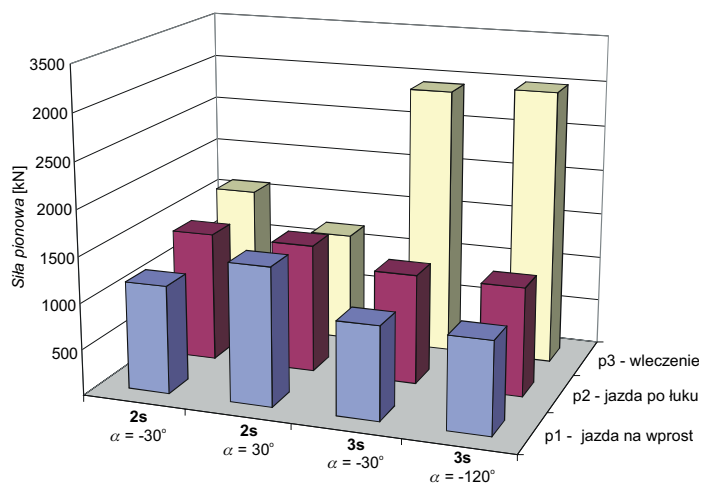
Rys. 7.24. Siła pionowa wywierana przez zestaw gąsienicowy Z3 – podwozie 2s, obciążenie  $V$  między podporami Z2 i Z3



Rys. 7.25. Siła pozioma w kierunku jazdy wywierana przez zestaw gąsienicowy Z3, przypadek 2s, obciążenie  $V$  między podporami Z2 i Z3

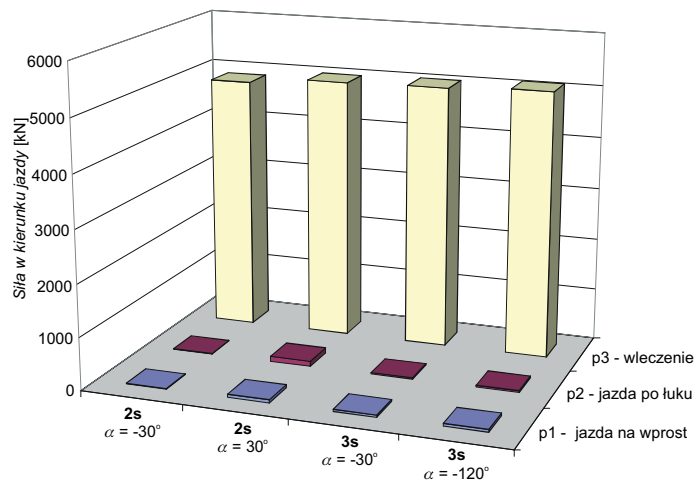


Rys. 7.26. Siła pozioma w kierunku poprzecznym wywierana przez zestaw gašnicowy Z3, przypadek 2s, obciężenie  $V$  między podporami Z2 i Z3

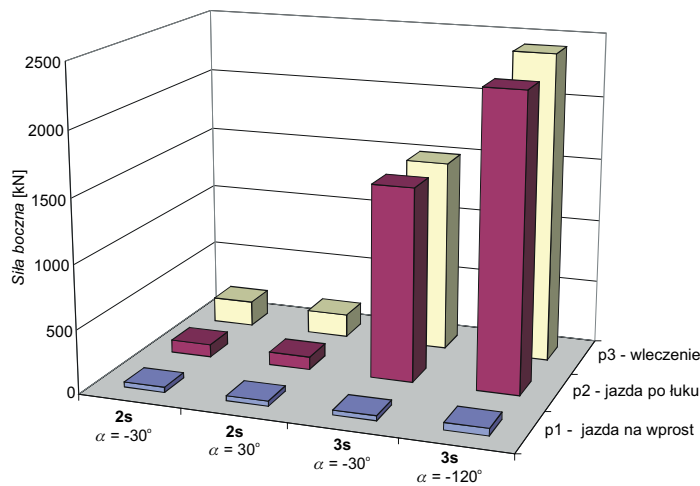


Rys. 7.27. Porównanie wartości średniej modułu siły pionowej wywieranej przez zestaw gašnicowy Z3

Najmniejsze siły wywierane przez zestawy gašnicowe na portal występowały podczas jazdy na wprost (tylko siły pionowe na wspornikach dyszli). Tor ruchu podczas jazdy na wprost w wyniku niesymetrycznego obciężenia od nadwozia nie jest idealnie prostoliniowy. Z analizy obliczeniowej wynika, że przemieszczenie boczne środka ciężkości portalu może wynosić od 5 mm do 15 mm w ciągu 3 sekund jazdy. Taki stan rzeczy powoduje, że operator maszyny podczas jazdy na wprost musi wykonywać skręty korygujące, co powoduje powstawanie dodatkowego obciężenia.



Rys. 7.28. Porównanie wartości średniej modułu siły poziomej w kierunku jazdy wywieranej przez zestaw gąsienicowy Z3



Rys. 7.29. Porównanie wartości średniej modułu siły poziomej w kierunku bocznym wywieranej przez zestaw gąsienicowy Z3

Podczas jazdy po łuku, oprócz sił pionowych występujących podczas jazdy na wprost, powstają dodatkowe siły pochodzące od sił bocznych działających na zestawy gąsienicowe podczas skrętu.

Uzyskane wartości sił zaaplikowano jako obciążenia do modelu FEM podwozia zwałowarki (rys. 7.7). Dla jazdy po łuku stwierdzono wzrost deformacji giętych po kierunku poosiowym o wartość od 8 do 15%, w zależności od położenia nadwozia. Podczas wleczenia zestawu gąsienicowego powiększenie deformacji giętych wyniosło aż 30%.

### 7.3. Modele parametryczne

Istotnym problemem w konstruowaniu ustrojów nośnych pod łożyska wielkogabarytowe jest pogodzenie sprzeczności wynikającej z jednej strony z warunków wytrzymałościowych dla ustroju nośnego i warunku sztywności ze względu na trwałość łożyska, a z drugiej strony z warunku stateczności globalnej maszyny oraz minimalizacji jej masy.

Wstępny dobór parametrów geometrycznych prowadzony był dotychczas w sposób uproszczony oparty na nabytym przez konstruktora doświadczeniu oraz prostych obliczeniach. Następnie po przyjęciu podstawowych wymiarów wykonano dokładniejsze obliczenia metodami tradycyjnymi lub numerycznymi.

Nowoczesne metody obliczeniowe umożliwiają skuteczne rozwiązanie tego problemu. Po przyjęciu założeń dotyczących kształtu można zastosować metodę doboru właściwych wymiarów geometrycznych, polegającą na parametryzacji ustroju nośnego podwozia. Parametryczne modele geometryczne portalu w przypadku małych nakładów pracy umożliwiają generację całego spektrum modeli dyskretnych. Z każdego modelu dyskretnego uzyskuje się przebiegi składowych przemieszczeń i odkształceń powierzchni pod łożysko wielkogabarytowe, rozkłady naprężeń w konstrukcji, masę własną ustroju nośnego itp. Na ich podstawie można zbudować wykresy wybranych wielkości bezwzględnych i względnych w funkcji parametrów geometrycznych. Uzyskane wyniki umożliwiają optymalizację wymiarów projektowanego podwozia, a także wstępny dobór wymiarów podobnych konstrukcji, oczywiście pod warunkiem zachowania takich samych stosunków składowych obciążeń. Parametryczne modele geometryczne pozwalają także na natychmiastową generację modelu dyskretnego dla dowolnych wartości parametrów, co może być przydatne w projektowaniu całego typoszeregu maszyn.

Opisany sposób postępowania zastosowano do analizy opisanej wcześniej ramy podwozia zwałowarki ZGOT 10000.100. Zbudowany został parametryczny model geometryczny ramy [9], który pokazano na rys. 7.30. Podstawowe parametry zestawiono w tabeli 7.2.

Na bazie utworzonego modelu geometrycznego rozpięto model dyskretny. Do dyskretyzacji zastosowano powierzchniowe elementy skończone. Analizę prowadzono dla wymiarujących przypadków obciążenia:

- jazdy po łuku (Z1),
- zwałowania (Z2),
- wleczenia zestawu gąsienicowego (Z3).

Analizę wykonano dla dwóch głównych parametrów:  $V$  – wysokość dźwigara pierścieniowego portalu oraz  $R$  – średnica wewnętrzna pierścienia, dla ustalonej wartości pozostałych, ponieważ zwiększanie liczby zmienianych parametrów pociąga za sobą potęgowy wzrost liczby możliwych kombinacji ich wartości.

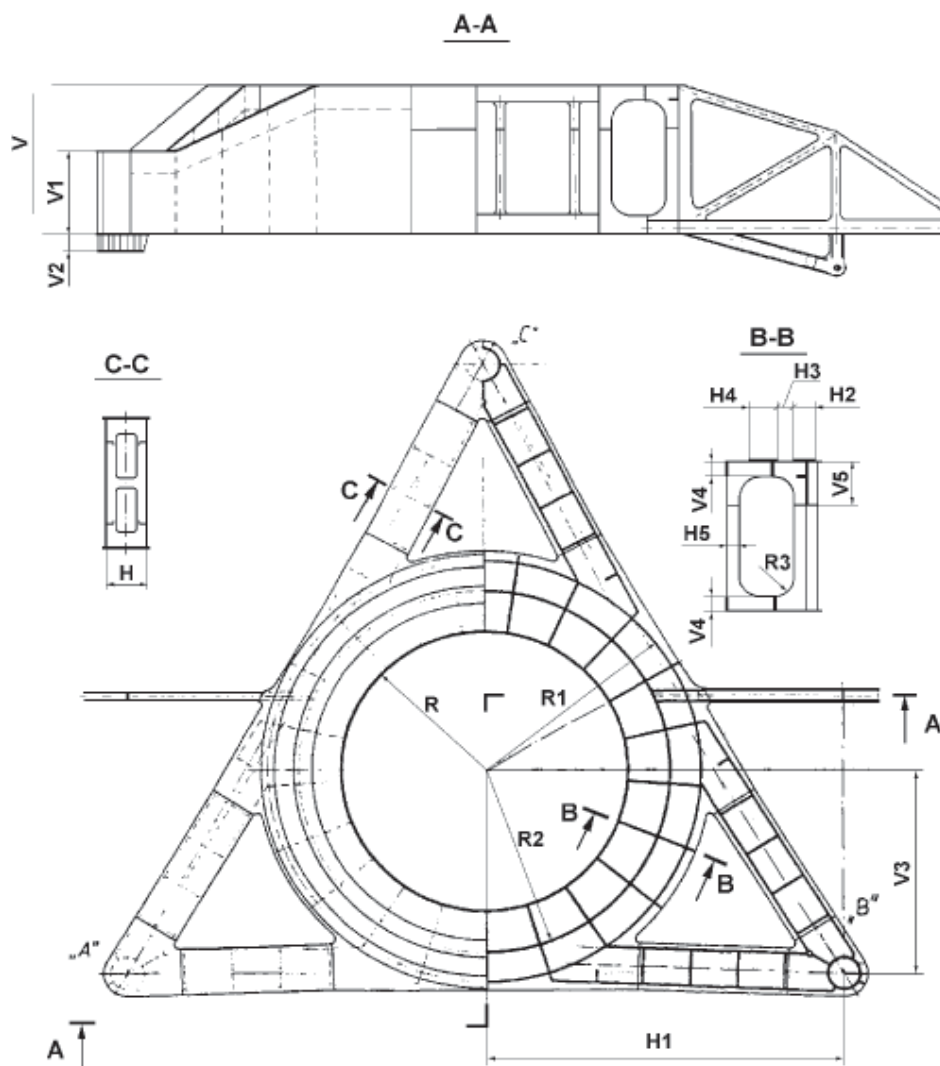
Przyjęto zmienność parametrów w zakresie:

$$V = 85\%V_o \div 115\%V_o, \quad R = 100\%R_o \div 115\%R_o,$$

gdzie indeksem  $o$  oznaczono w tekście wstępnie przyjęte wymiary portalu.

Tabela 7.2. Zestawienie najważniejszych parametrów zastosowanych w modelu

Parametr	Opis
$R$	Promień wewnętrzny dźwigara pierścieniowego
$R1$	Promień zewnętrzny dźwigara pierścieniowego
$V$	Wysokość portalu
$V1$	Wysokość podpory
$V2$	Wysokość tulei
$V5$	Wysokość wzmocnionego płaszcza bocznego



Rys. 7.30. Rama podwozia zwalówki – wymiary parametryzowane



Wartości parametrów zmieniano w podziałce 5%. Dla każdego przypadku wykonano obliczenia metodą elementów skończonych. Masa ustroju nośnego portalu dla podanej zmienności parametrów  $V$  i  $R$  zmieniała się w zakresie:

$$m = 94,3\%m_o \div 105,7\%m_o.$$

Naprężenia zredukowane w najbardziej wyteżonych miejscach zmieniały się w zakresie:

$$\sigma_{zred} = 89,2\%(\sigma_{zred})_o \div 114,5\%(\sigma_{zred})_o \text{ (podczas jazdy po łuku),}$$

$$\sigma_{zred} = 87,8\%(\sigma_{zred})_o \div 118,4\%(\sigma_{zred})_o \text{ (podczas postoju maszyny),}$$

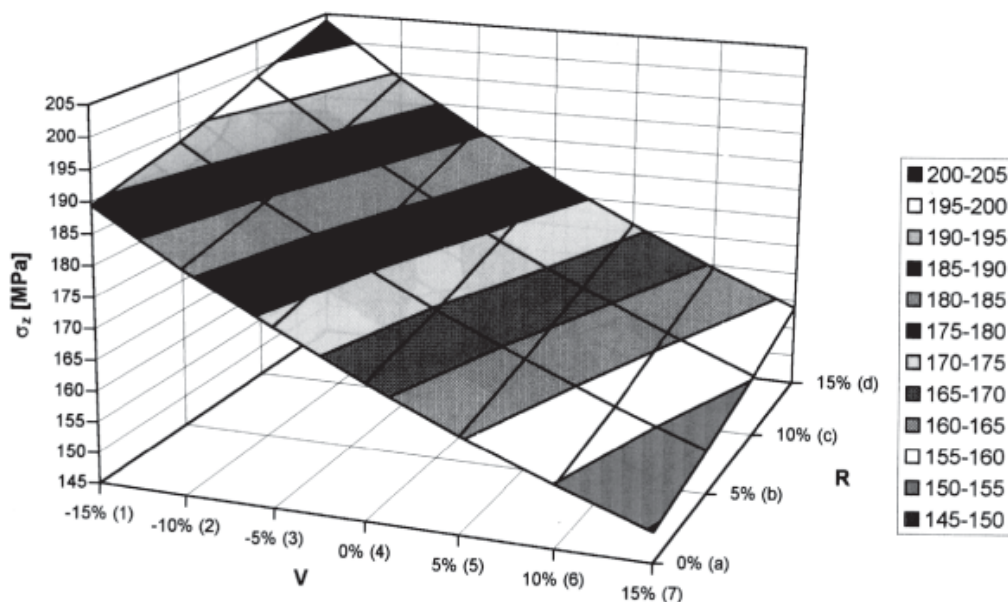
$$\sigma_{zred} = 89,2\%(\sigma_{zred})_o \div 114,5\%(\sigma_{zred})_o \text{ (podczas wleczenia zestawu gaśnicowego).}$$

Na rysunku 7.31 pokazano przykładowy wykres zmienności naprężeń zredukowanych dla jazdy po łuku.

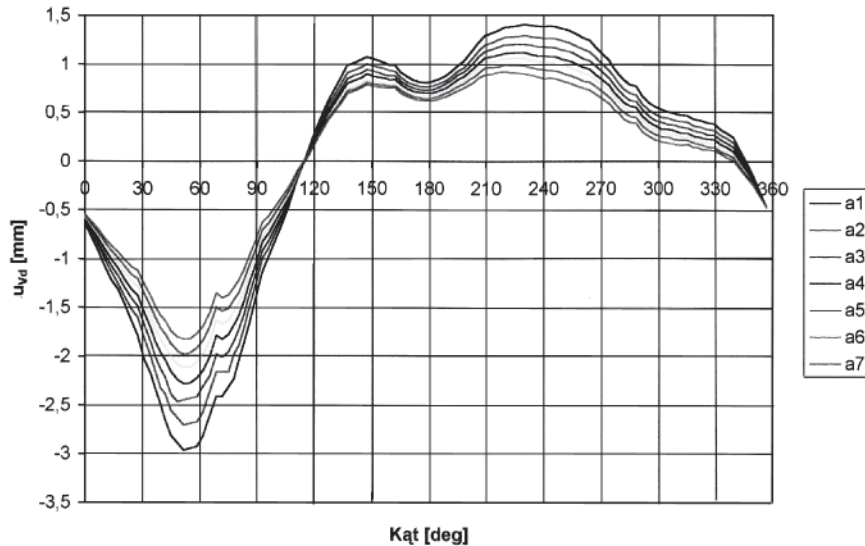
Dla trwałości łożyska wieńcowego najbardziej istotne są deformacje powierzchni pod łożysko. Dla poszczególnych przypadków obciążenia oraz kombinacji parametrów geometrycznych uzyskano wykresy zredukowanych przemieszczeń pionowych i poziomych wzdłuż wylwki pod łożysko. Przykładowe wykresy dla zmiany parametru  $V$  od wartości 85% do 115% wartości początkowej zestawiono na rys. 7.32 i 7.33.

Na rys. 7.34 pokazano wykres maksymalnych różnic przemieszczeń poosiowych w funkcji parametrów  $R$  i  $V$ . Stwierdzono, iż masa portalu zmienia się liniowo. Wyznaczono równanie płaszczyzny:

$$m = 128,83 - 0,271R + 0,477V \quad |\Delta m|_{max} = 0,15 \cdot 10^3 \text{ kg.}$$



Rys. 7.31. Wykres zmienności naprężeń zredukowanych w funkcji parametrów



Rys. 7.32. Zredukowane przemieszczenia pionowe powierzchni pod łożysko w zależności od parametru  $V$  (podczas jazdy po łuku)

Wpływ zmian wysokości  $V$  portalu na masę jest prawie dwukrotnie większy niż wpływ promienia  $R$ .

Stwierdzono, iż każdorazowo zwiększenie wysokości portalu  $V$  powoduje zmniejszenie naprężeń, a zmniejszenie wysokości – zwiększenie naprężeń. Zwiększenie promienia  $R$  natomiast (zmniejszenie szerokości pierścienia) dla zestawów obciążeń Z1 i Z2 powoduje zwiększenie naprężeń, a dla Z2 – zmniejszenie naprężeń. Dla Z3 podczas zmniejszania masy portalu zwiększenie promienia  $R$  prawie nie wpływa na wartość naprężenia. Gdy zwiększa się wysokość  $V$ , zmniejszenie naprężeń jest dwukrotnie mniejsze niż w wyniku zwiększania promienia  $R$ .

Dla każdego z zestawów obciążeń wyznaczono zależność naprężenia w funkcji parametrów  $R$  i  $V$ :

$$\text{Z1: } \sigma_{\text{zred}} = 166,542 + 0,606R - 1,314V + 0,011R^2 - 0,012RV + 0,013V^2$$

$$|\Delta\sigma_{\text{zred}}|_{\text{max}} = 0,53 \text{ MPa}$$

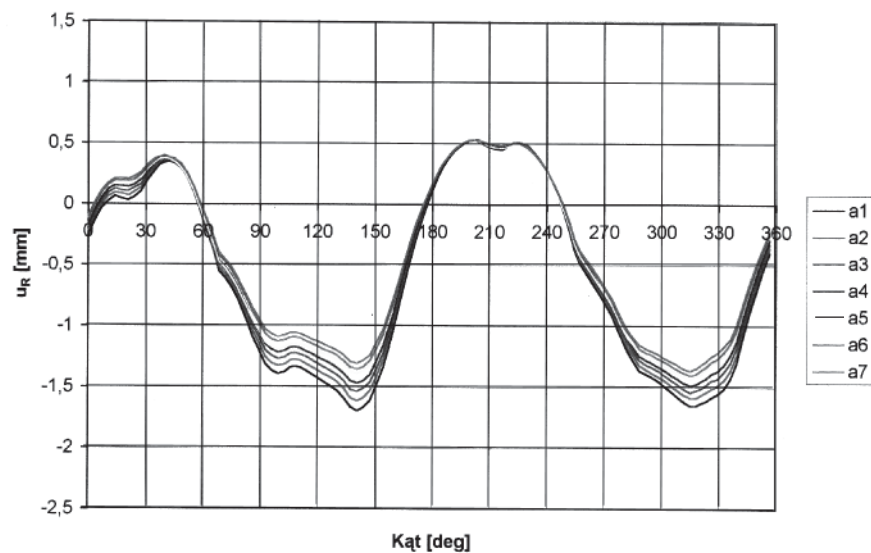
$$\text{Z2: } \sigma_{\text{zred}} = 160,692 - 1,073R - 1,563V + 0,01RV + 0,019V^2$$

$$|\Delta\sigma_{\text{zred}}|_{\text{max}} = 1,29 \text{ MPa}$$

$$\text{Z3: } \sigma_{\text{zred}} = 331,755 + 0,49R - 1,599V + 0,03R^2 + 0,046RV + 0,06V^2$$

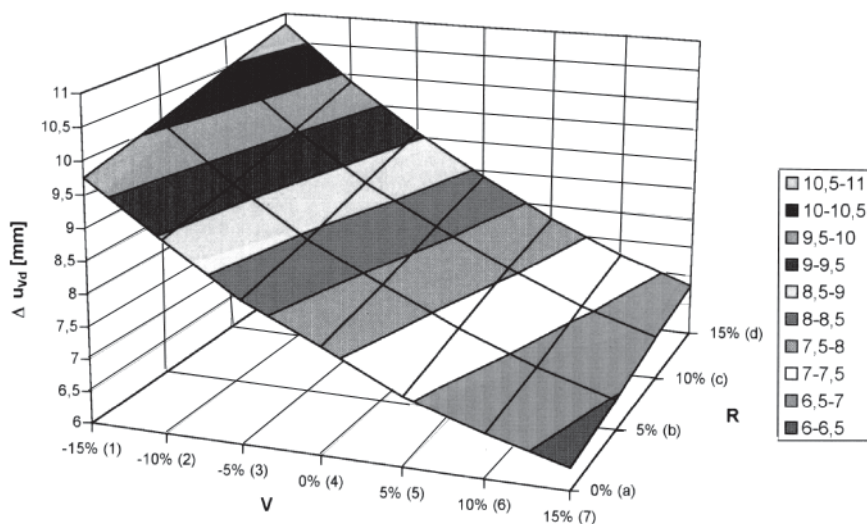
$$|\Delta\sigma_{\text{zred}}|_{\text{max}} = 4,34 \text{ MPa}$$

Zmniejszanie masy portalu powoduje przyrost przemieszczeń pionowych  $u_{Vd}$  dla wszystkich zestawów obciążeń. Zmniejszanie wysokości  $V$  powoduje 25% zwiększenie przemieszczeń  $u_{Vd}$ , zwiększenie promienia  $R$  natomiast powoduje różne przyrosty



Rys. 7.33. Zredukowane przemieszczenia promieniowe wylewki pod łożysko w zależności od parametru  $V$  (podczas jazdy po łuku)

przemieszczeń w zależności od zestawu obciążenia (dla Z1 – najmniejszy 10%, dla Z2 – największy 20%). Zwiększenie wysokości  $V$  powoduje zmniejszenie przemieszczeń  $u_{Vd}$  o około 8%.



Rys. 7.34. Wykres maksymalnych różnic przemieszczeń poosiowych w funkcji parametrów  $R$  i  $V$  (podczas jazdy po łuku)

Równania zależności przemieszczeń  $u_{Vd}$  od  $V$  i  $R$ :

$$\begin{aligned} \text{Z1: } u_{Vd} &= 7,594 + 0,048R - 0,113V - 0,001RV + 0,002V^2 \\ |\Delta u_{Vd}|_{\max} &= 0,12 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Z2: } u_{Vd} &= 4,327 + 0,044R - 0,061V - 0,001RV + 0,001V^2 \\ |\Delta u_{Vd}|_{\max} &= 0,13 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Z3: } u_{Vd} &= 7,733 + 0,1R - 0,114V + 0,001R^2 - 0,002RV + 0,002V^2 \\ |\Delta u_{Vd}|_{\max} &= 0,16 \text{ mm} \end{aligned}$$

Zmniejszanie masy portalu powoduje zwiększenie przemieszczeń promieniowych  $u_R$  dla wszystkich zestawów obciążeń. Zwiększenie wysokości  $V$  powoduje 9% zwiększenie przemieszczeń  $u_R$ , natomiast zwiększenie promienia  $R$  powoduje zwiększenie przemieszczeń  $u_R$  o 50%, a dla zestawu Z1 nawet o 70%. Zwiększenie wysokości  $V$  powoduje zmniejszenie przemieszczeń  $u_R$  o około 8%.

Równania zależności przemieszczeń  $u_R$  od  $V$  i  $R$ :

$$\text{Z1: } u_R = 1,988 + 0,095R - 0,011V \quad |\Delta u_R|_{\max} = 0,08 \text{ mm}$$

$$\text{Z2: } u_R = 2,512 + 0,078R - 0,018V \quad |\Delta u_R|_{\max} = 0,06 \text{ mm}$$

$$\text{Z3: } u_R = 6,158 + 0,204R - 0,035V \quad |\Delta u_R|_{\max} = 0,14 \text{ mm}$$

## 8. Zastosowanie modeli numerycznych – analiza dystrybucji obciążeń

Modele dyskretne łożyska łączące modele zastępcze układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* z modelami dyskretnymi konstrukcji wsporczych stanowią nową jakość w metodach analizy łożyska. Wszystkie istotne zjawiska, zachodzące zarówno w skali makro (analiza całej konstrukcji), jak i mikro (analiza styku elementu tocznego i bieżni) mogą zostać tą metodą zamodelowane. Spełnione są wytyczne budowy modelu łożyska określone w rozdziale 5.4. Modele dyskretne łożyska opracowane na bazie elementów zastępczych uwzględniają:

- deformację konstrukcji wsporczych,
- niejednorodne wprowadzanie (wyprowadzanie) obciążenia w strefę (ze strefy) łożyska,
- dowolne położenie łożyskowanych zespołów (nadwozia i podwozia),
- wstępną deplanację i owalizację pierścieni w wyniku błędów wykonania i montażu,
- luz (zacisk wstępny) w układzie *element toczny–bieżnia*,
- zmienny kąt działania elementów tocznych (przewyższanie),
- dowolną charakterystykę siła – ugięcie w układzie *element toczny–bieżnia*,
- zmienną geometrię bieżni: konstrukcyjną np. w miejscu łączenia segmentów lub eksploatacyjną w miejscu zwiększonego zużycia.

Dzięki tym modelom możliwa jest:

- łączna analiza łożyskowanych zespołów maszyny,
- określenie obciążenia (wytężenia) i kierunku działania dla każdego elementu tocznego i każdego miejsca na obwodzie bieżni dla łożysk jedno- i wielobieżniowych,
- przeanalizowanie wpływu poszczególnych parametrów geometrycznych konstrukcji wsporczych na współpracę elementów tocznych i bieżni,
- wprowadzanie korekcji dźwigarów pierścieniowych i bieżni łożyska na podstawie wyników ilościowych, a nie tylko jakościowych,
- symulacja długotrwałej pracy łożyska, określenie wpływu zużycia na dystrybucję obciążenia.

Wcześniej stosowane modele nie dawały możliwości tak zaawansowanych rodzajów analizy lub pozwalały na nią w bardzo ograniczonym zakresie.

Bezsporną zaletą stosowanych modeli jest także możliwość stosowania do budowy modelu łożyska tych samych modeli dyskretnych konstrukcji nośnych, co stosowane do analizy wytrzymałościowej FEM.

### 8.1. Współpraca elementów toczyńch i bieźni

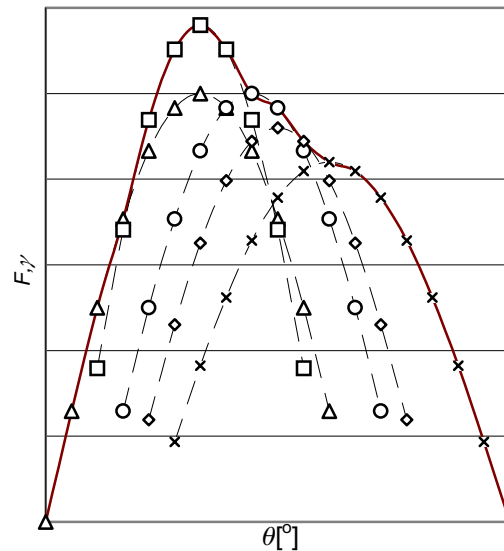
Położenie elementów toczyńch w łożysku jest uwarunkowane charakterystyką konstrukcji wsporczyńch, ich wzajemnym położeniem i chwilowym układem obciążeń. Kąty działania poszczególnych elementów toczyńch różnią się, wskutek czego różne są kierunki siły przenoszonej przez te elementy. Wpływa to także na dystrybucję obciążeń. Prowadzone symulacje numeryczne wykazują odchyłki kątów działania od kierunku siły wypadkowej nawet o kilkanaście stopni, a wartości sił mogą być nawet trzykrotnie wyższe niż wynikające z modelu o sztywnych konstrukcjach wsporczyńch i stałym kącie działania elementów toczyńch.

Identyfikacja funkcji dystrybucji obciążeń w łożysku polega na określeniu:

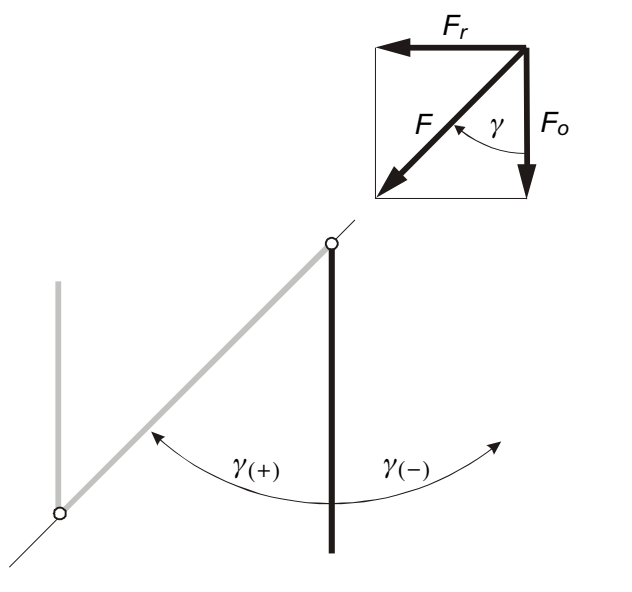
- wartości obciążenia poszczególnych elementów toczyńch  $F_i$ ,
- kierunków działania elementów toczyńch  $\gamma_i$ .

Dystrybucję taką dla łożyska  $m$ -bieźniowego, o  $z_j$  elementach toczyńch, dla chwilowego położenia nadwozia względem podwozia można zapisać w postaci macierzy:

$$\Psi_F = \begin{bmatrix} F_{11} & F_{12} & \cdots & F_{1z_1} \\ \gamma_{11} & \gamma_{12} & \cdots & \gamma_{1z_1} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ F_{m1} & F_{m2} & \cdots & F_{mz_m} \\ \gamma_{m1} & \gamma_{m2} & \cdots & \gamma_{mz_m} \end{bmatrix} \quad (8.1)$$



Rys. 8.1. Sposób wyznaczenia obwiedni na podstawie wyników dla różnych położeń nadwozia względem podwozia



Rys. 8.2. Sposób wyznaczenia kąta działania elementu toczonego

Ponieważ nadwozie obraca się względem podwozia, a więc do obliczeń trwałościowych łożyska istotne jest wyznaczenie obwiedni obciążeń maksymalnych dla różnych położeń:

$$\max \Psi_F = [\max F_{ij}, (\min \gamma_{ij}, \max \gamma_{ij})]. \quad (8.2)$$

Graficzny sposób wyznaczenia obwiedni pokazano na rys. 8.1. Należy zauważyć, że obwiednie są różne dla bieżni nadwozia i podwozia. Zazwyczaj do analizy przyjmuje się kolejne położenia nadwozia względem podwozia obrócone o podziałkę elementów toczyńnych. Między punktami wyznaczania maksimum stosuje się linearyzację.

Kąty działania elementu toczonego  $\gamma$  wyznacza się na podstawie znajomości siły  $F$  w przegubie elementu belkowego z układu *bieżnia–element toczyński–bieżnia* oraz składowej osiowej  $F_o$ . Gdy siła jest zerowa, nie oznacza się kąta działania elementu toczonego:

$$\gamma = \arccos \frac{F_o}{F} \text{ dla } F_o > 0. \quad (8.3)$$

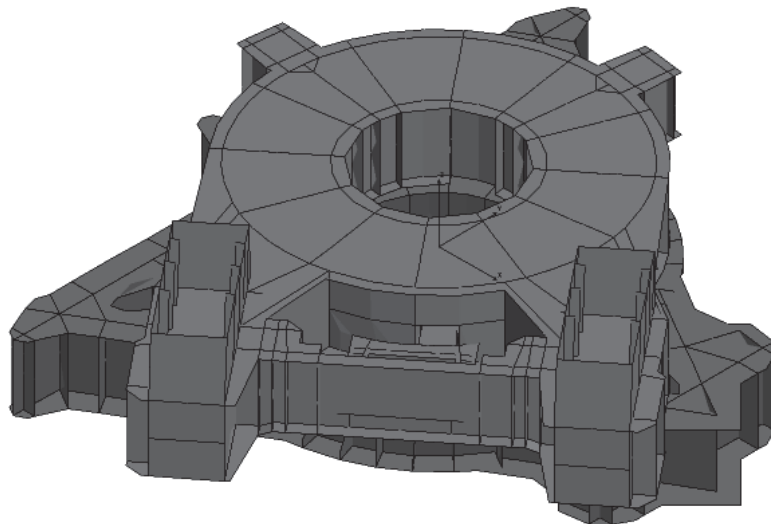
Zaprezentowano przykładowe modele obliczeniowe (rys. 8.3) i wyniki analizy dystrybucji obciążeń dla dwóch maszyn: koparki i zwałowarki.

Podstawowe dane maszyn zestawiono w tabeli 8.1. Maszyny te różnią się typem przekroju poprzecznego dźwigara pierścieniowego. W zwałowarce jest to przekrój otwarty, a w koparce mamy do czynienia z cienkościennym przekrojem zamkniętym.

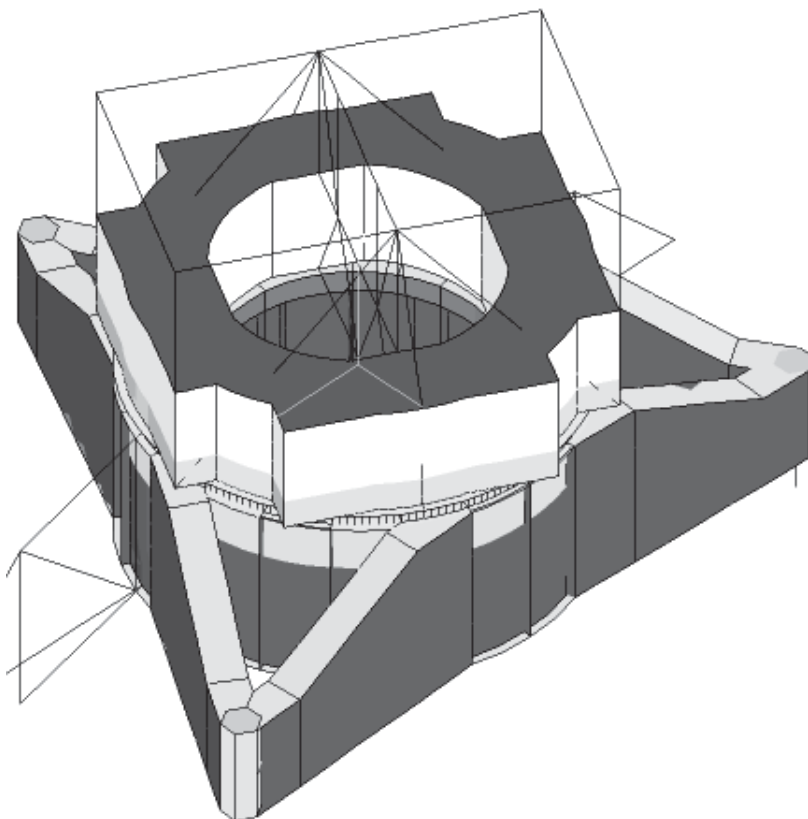
Dla wybranych zestawów obciążeń łoża kulowego (tab. 8.2. i 8.4) wyznaczono zmodyfikowaną metodą Ohnricha maksymalne wartości sił w elemencie toczyńnym  $F_{\max}$



a)



b)



Rys. 8.3. Model dyskretny łożysk z konstrukcjami wsporczymi:  
a) koparka BWE700L, b) zwalówka ZGOT 10000.100

Tabela 8.1. Podstawowe dane maszyn i łożysk, dla których określono dystrybucję obciążenia

Rodzaj maszyny	Koparka kołowa BWE700L	Zwałowarka ZGOT 11000.100 [141]
Pojemność czerpaka [dm <sup>3</sup> ]/Wydajność teoretyczna [10000 m <sup>3</sup> /h]	700	10000
Masa nadwozia [Mg]	1037	970
Średnica łożyska [mm]	8000	10000
Liczba kul	105	188
Średnica kul	200	150
Maksymalny mimośród obciążenia pionowego [mm]	3100	2960

Tabela 8.2. Obciążenia łoża kulowego koparki od nadwozia według normy ISO 5049/1

Nr	Opis przypadku	Grupa kojarzenia obciążeń	$\beta_z$ [°]	$V$ [kN]	$e$ [m]	$H$ [kN]	$\beta_H - \alpha_V$ [°]
1	1/2 nosiwa nominalnego i sił kopania, bez pochyleń i wiatru		45	10641	1,18	0	-160,0
3a	Nosiwo i siły kopania nominalne, pochYLENIE robocze wzdłużne na koło	I	90	10888	2,24	544	-137,6
8	Nosiwo maksymalne, siły kopania nominalne, pochYLENIE robocze, wiatr roboczy z boku	II	90	11007	2,75	760	-121,3
13	Nosiwo i siła kopania nominalne, pochYLENIE robocze, wiatr roboczy od czoła i częściowe oparcie koła	III	0	11669	3,1	684	-90

Tabela 8.3. Obciążenia kul łożyska podporowego koparki wyznaczone zmodyfikowaną metodą Ohnricha

Nr	$\bar{e}$ [-]	$\beta_{\max}$ [°]	$F_V$ [kN]	$F_{V\max}$ [kN]	$F_{\max}/d^2$ [MPa]	$F_{H\max}$ [kN]	$F_{V\max}/d^2$ [MPa]	$\cos(\beta_H - \alpha_V)$ [-]	$p_{w\max}$ [MPa]
1	0,295	180	101,3	164,2	4,10	0	0	-0,94	4,10
3a	0,560	180	103,7	232,8	5,82	11,32	0,28	-0,74	5,82
8	0,688	130	104,8	281,3	7,03	15,81	0,40	-0,52	7,03
13	0,775	104	111,1	352,3	8,81	14,23	0,36	-0,00	8,81

i obciążenia właściwego  $p_{w\max}$  (tab. 8.3. i 8.4). Oznaczenia w tabelach są zgodne z rozdziałem 4.2. Schemat kątów działania obciążenia osiowego  $V$  i poziomego  $H$  zamieszczono na rys. 7.17. Kąt między wysięgnikiem rzutowym a wysięgnikiem przeciwwagi w koparce został oznaczony jako  $\beta_z$ .

Wartości wyznaczone tą metodą, zakładającą sztywne konstrukcje wsporcze, stanowią punkt odniesienia dla wyników z obliczeń numerycznych oraz mogą być porów-

Tabela 8.4. Wartości obciążeń łożyska zwalówki i kul łożyska zmodyfikowaną metodą Ohnricha

Nr	$V$ [kN]	$e$ [m]	$H$ [kN]	$F_V$ [kN]	$F_{V_{\max}}$ [kN]	$F_{H_{\max}}$ [kN]	$\cos(\beta_H - \alpha_V)$ [-]	$F_{\max}$ [kN]	$p_{w_{\max}}$ [MPa]
I	9700	2,1	1300	51,6	98,9	15,1	0	100	4,4
II	9700	2,53	1780	51,6	108,6	20,7	0	110,6	4,9
III	10080	2,15	1140	57,4	111,4	13,2	0	112,2	5,0
IV	10080	2,96	1890	57,4	131,7	22,0	0	133,5	5,9

nywane z wartościami dopuszczalnymi obciążeń właściwych elementów tocznych uzyskanych na podstawie wieloletniej eksploatacji.

### 8.1.1. Łoże kulowe zwalówki

Rama portalowa podwozia zwalówki (rys. 8.3b i 7.12) składa się z dźwigara pierścieniowego oraz podpór. Wysoki dźwigar pierścieniowy (stosunek wysokości  $h$  do średnicy  $D$  wynosi 0,38) ma przekrój otwarty, ceowy. Jest usztywniony przez 21 równomiernie rozmieszczonych przepon. Podpory o przekroju skrzynkowym zamkniętym są wprowadzane w dźwigar pierścieniowy na całej wysokości. Ścianki boczne podpór zbiegają się z płaszczem dźwigara pierścieniowego w miejscach przepon. Dźwigar pierścieniowy nadwozia jest wielopunktowo zintegrowany ze sztywną ramą nadwozia.

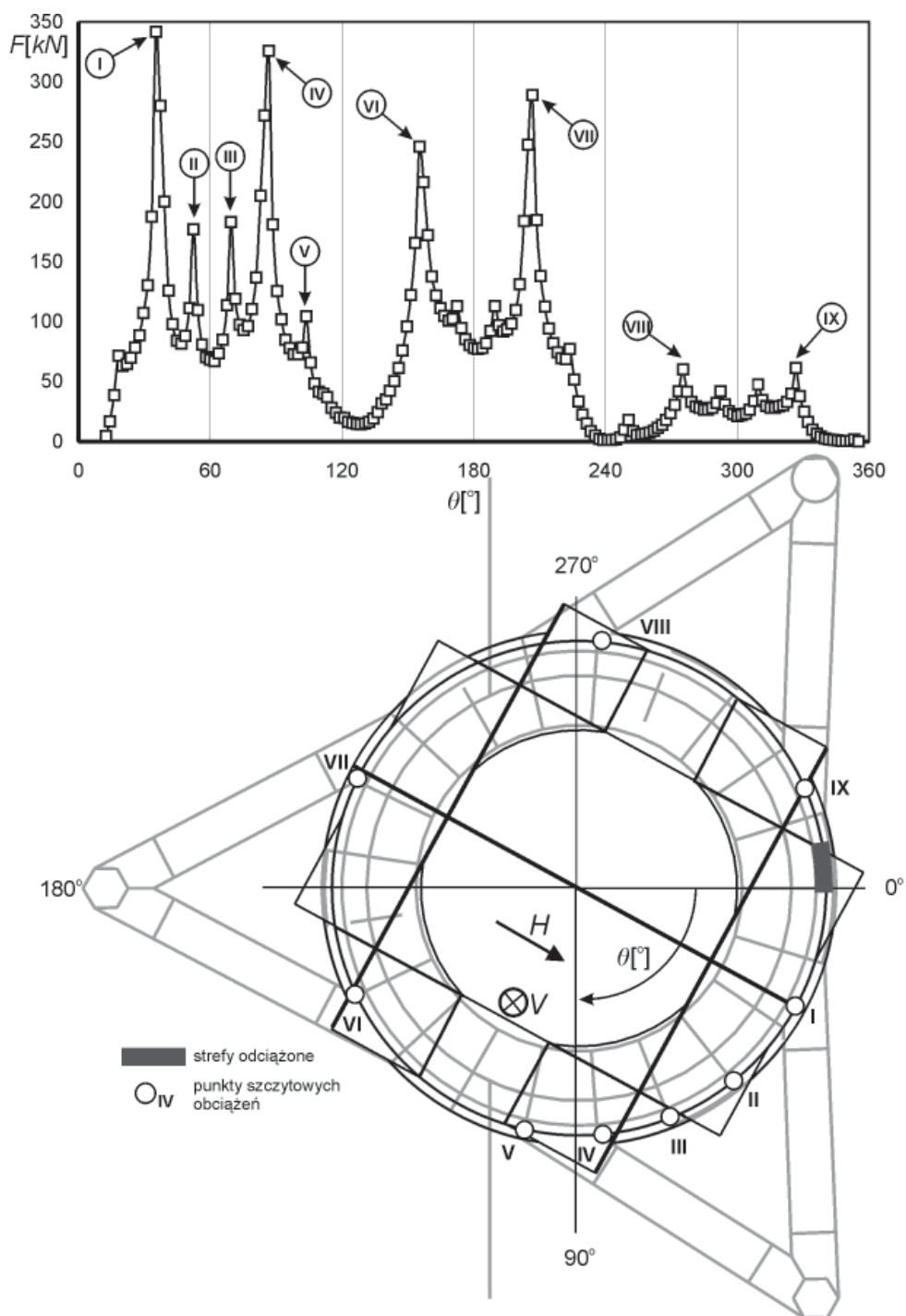
Na rysunku 8.4 zamieszczono przykładową dystrybucję obciążenia na poszczególnych elementach tocznych po obwodzie łożyska dla pokazanego położenia nadwozia względem podwozia oraz kierunku mimośrodowo siły pionowej  $V$ . Siła pozioma  $H$  działa pod kątem  $90^\circ$  od kierunku działania mimośrodowo siły pionowej. Do dyszli sterowania zestawów gaśnicowych są przyłożone siły od jazdy po łuku. Kąt położenia kuli  $\theta$  jest określany zgodnie ze schematem.

Miejsca występowania szczytowych obciążeń oznaczono na wykresie dystrybucji oraz schemacie układu cyframi rzymskimi. Punkty I, IV, V, VI, VII, VIII i IX znajdują się w miejscach wnikania ramion podpór w dźwigar pierścieniowy. Są to globalne punkty „twarde”, czyli miejsca, przez które obciążenie pochodzące od nadwozia jest odbierane z dźwigara pierścieniowego podwozia przez podpory. W tych punktach występuje największe wyężenie kul. Obciążenie najbardziej wyężonej kuli wyznaczone za pomocą FEM jest około 3,5 razy większe niż wyznaczone za pomocą modelu o sztywnych giętnie pierścieniach łożyska i sztywnych konstrukcjach wsporczych.

Drugą grupę stanowią punkty (II, III, V) związane z lokalnymi usztywnieniami dźwigara pierścieniowego. Dla tych punktów obciążenie właściwe kuli okazuje się większe niż wyznaczone dla sztywnych konstrukcji wsporczych 1,75 razy.

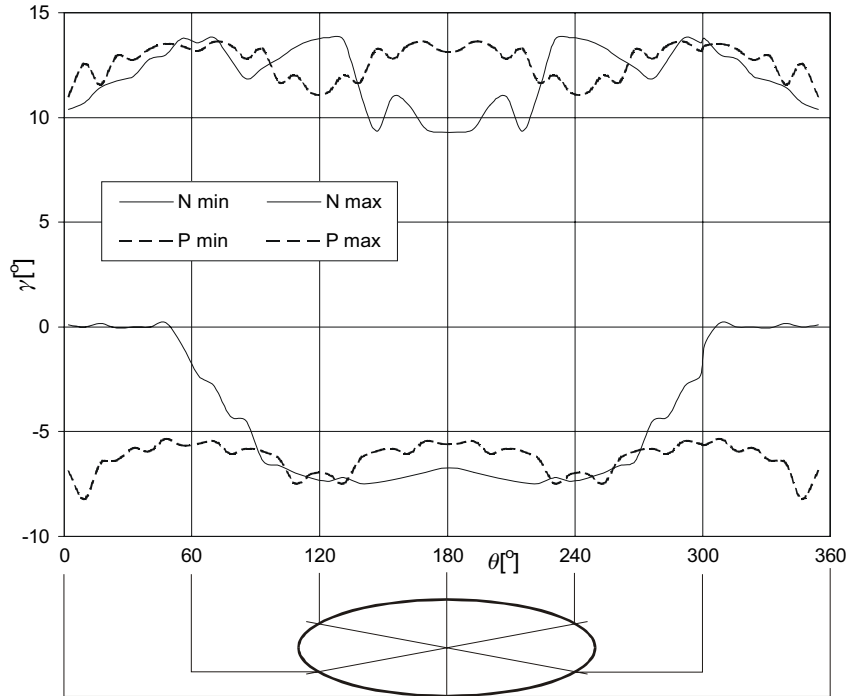
Widoczne jest bardzo duże zróżnicowanie między wartościami sił nad przeponami i w punktach leżących między nimi. Stosunek wartości sił wynosi w niektórych miejscach nawet 3,5:1.

Dla tego samego obciążenia powtórzono wyznaczenie dystrybucji dla różnych położenia nadwozia względem podwozia (z podziałką elementu tocznego, co  $1,9^\circ$ ). Uzy-



Rys. 8.4. Funkcja dystrybucji obciążeń w łożu kulowym zwałowarki dla obciążenia siłą  $V$  i  $H$  – położenie punktów szczytowych i stref odciążonych





Rys. 8.6. Maksymalne i minimalne wartości kąta działania elementów toczyńnych w łożu kulowym zwalówarki: dla bieżni nadwozia N i podwozia P

Uzyskane funkcje dystrybucji obciążeń pokazano na rysunku 8.7. Kierunki zmian oznaczono strzałkami. Maksymalne wartości odniesiono do wartości siły nominalnej (rys. 8.8):

$$F_n = \frac{V}{z}, \quad (8.4)$$

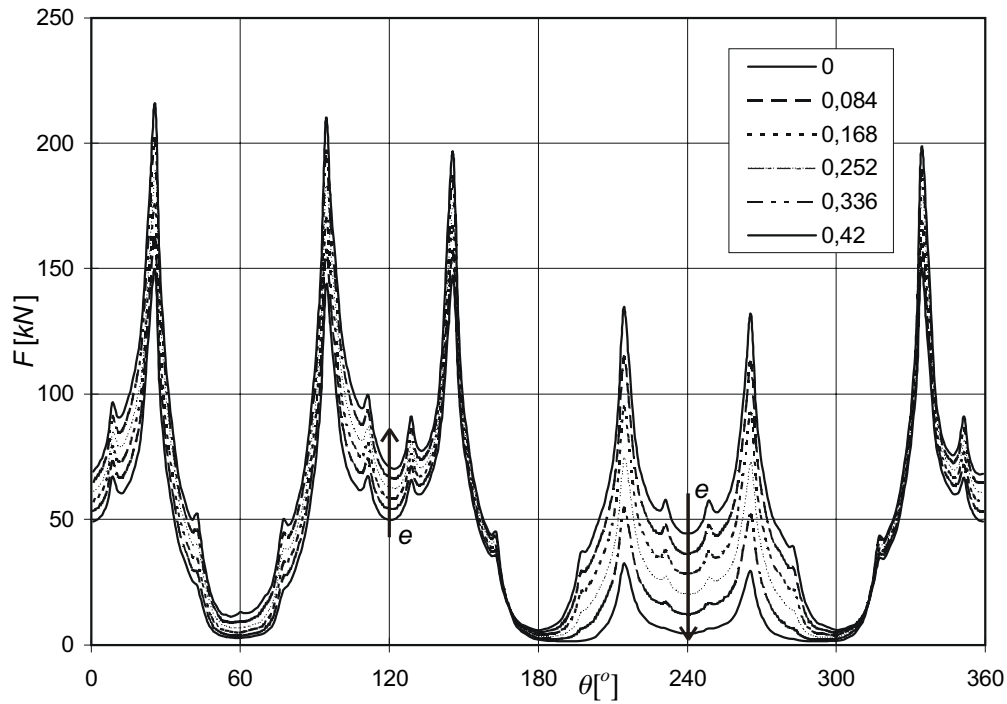
gdzie:  $V$  – obciążenie osiowe (pionowe),  $z$  – liczba elementów toczyńnych.

Stwierdzono, że w badanym zakresie od 0 do  $0,6R$  wpływ wartości mimośrodów jest liniowy. Prześladowano także wpływ wielkości mimośrodu na zakres kąta działania elementów toczyńnych (rys. 8.9).

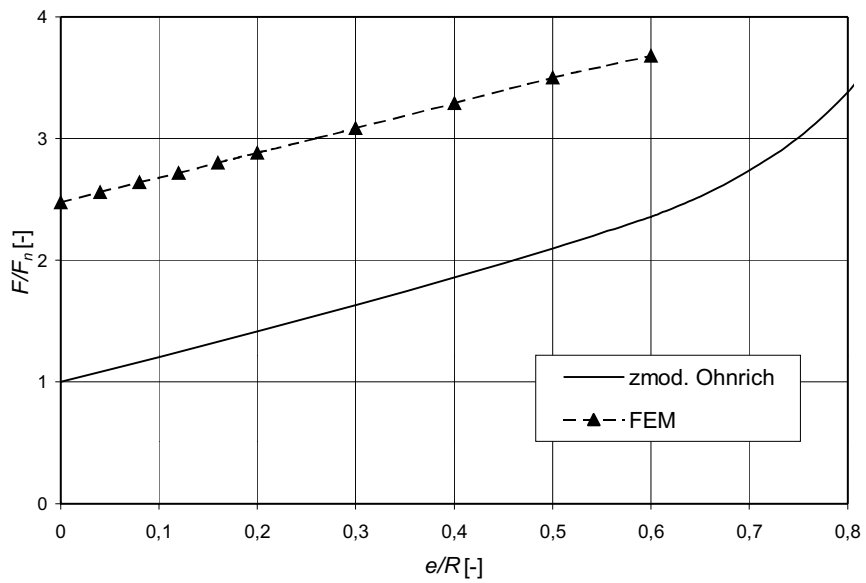
Dla mimośrodu  $e = 0$  sprawdzono także wpływ siły bocznej na dystrybucję obciążenia. Obliczenia wykonano dla

$$H = 0; 6,67; 13,3; \text{ i } 20\%V.$$

Stwierdzono bardzo duży wpływ siły bocznej w obrębie usztywnień (rys. 8.10) i znacznie mniejszy między usztywnieniami. Wynika to stąd, że dla przekroju otwartego, ze względu na jego dużą podatność skrętną, strefy między przeponami mają małą zdolność przenoszenia sił poprzecznych. W miejscach usztywnionych powstają znaczne przewyższenia (rys. 8.11).

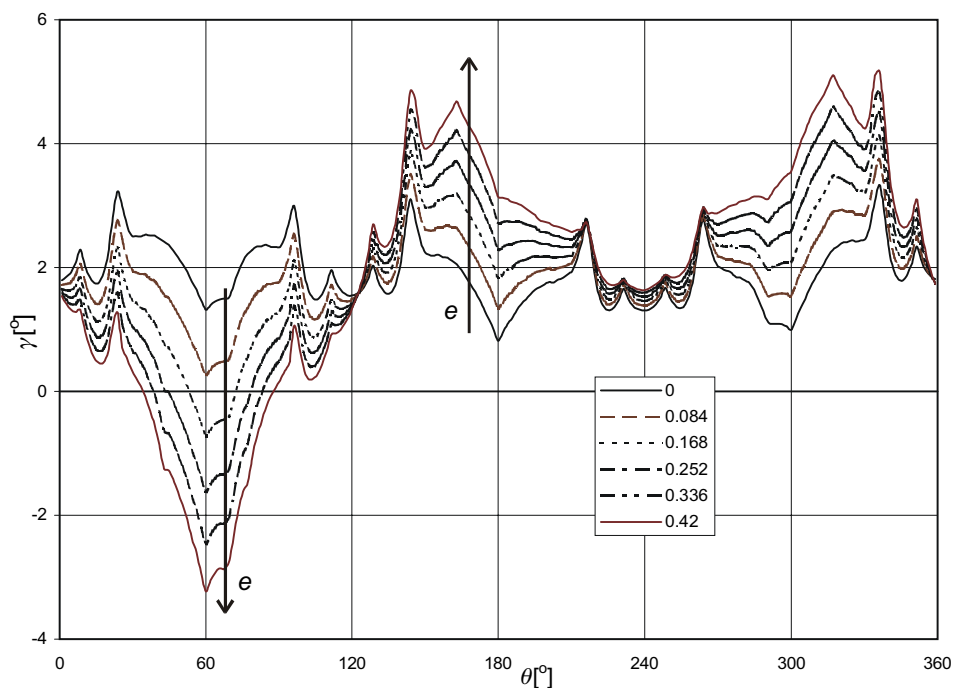


Rys. 8.7. Łoże kulowe zwałowarki – zmiana dystrybucji obciążenia wywołana zmianą mimośrodu obciążenia pionowego  $e$

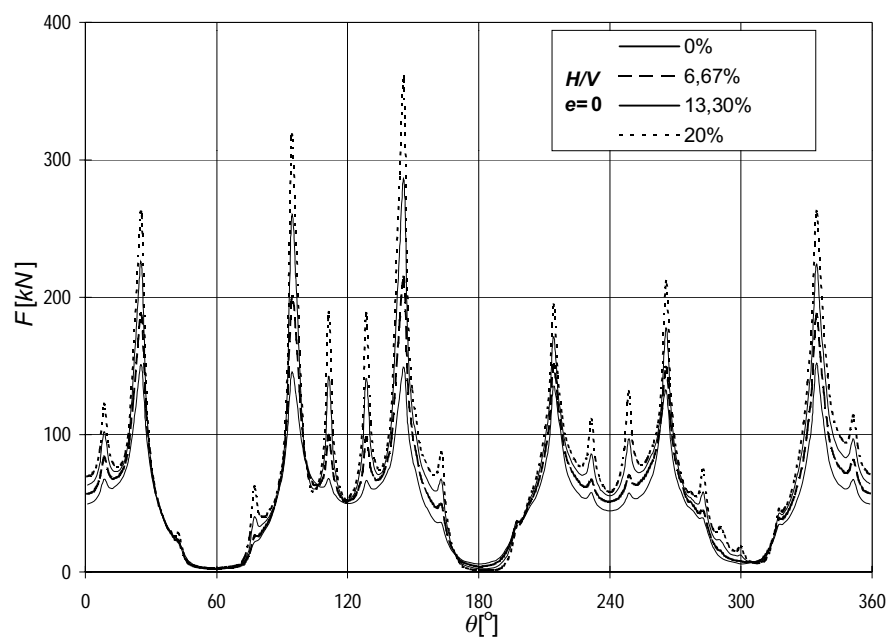


Rys. 8.8. Wykres stosunku siły maksymalnej do nominalnej w funkcji mimośrodu działania siły pionowej uzyskany dla modelu teoretycznego i FEM

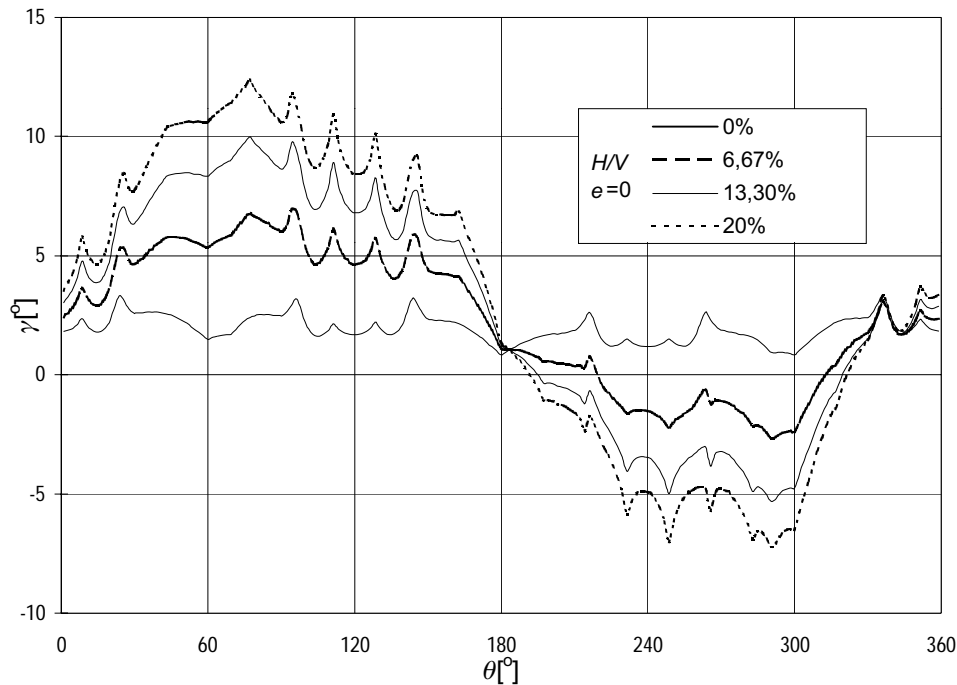




Rys. 8.9. Zmiana kierunku działania elementów toczyń przy zmianie mimośrodu obciążenia pionowego



Rys. 8.10. Wpływ wielkości siły bocznej  $H$  (w odniesieniu do obciążenia pionowego  $V$ ) na dystrybucję obciążenia w łożysku



Rys. 8.11. Wpływ wielkości siły bocznej  $H$  (w odniesieniu do obciążenia pionowego  $V$ ) na kąt działania elementów tocnych

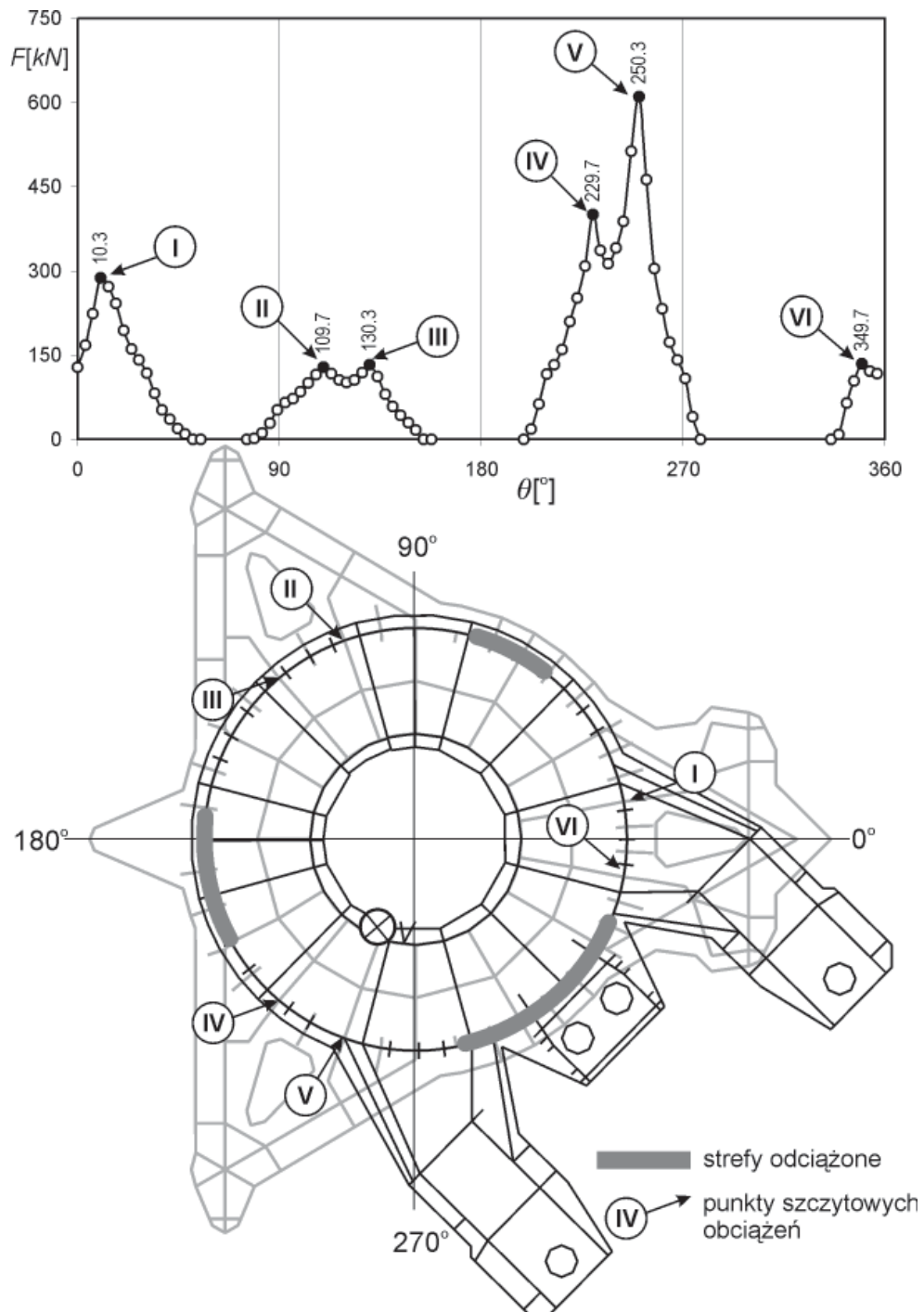
### 8.1.2. Łoże kulowe koparki

Rama portalowa podwozia koparki (rys. 8.3a i 7.13) składa się z dźwigny pierścieniowej oraz podpór. Dźwigny pierścieniowej o przekroju zamkniętym, skrzynkowym jest niski (stosunek wysokości  $h$  do średnicy  $D$  wynosi 0,21). Przepony usztywniające są rozmieszczone po obwodzie w sposób nieregularny, wynikający ze sposobu wprowadzenia podpór. Podpory o przekroju otwartym dwuteowym, w pobliżu płaszcza przechodzą w skrzynkowe. Są one wprowadzane w dźwigny pierścieniowe na całej jego wysokości.

Dźwigny pierścieniowy nadwozia (rys. 7.13) jest niski. Obciążenia od pylonu wprowadzane są poprzez dwa szerokie dźwigny skrzynkowe. Ponadto część obciążenia od wysięgnika zrzutowego jest wprowadzana na górny pas dźwigny pierścieniowej przez łożysko wielkogabarytowe.

W modelu łożyska uwzględniono całą ramę portalową podwozia, a nadwozie zostało zamodelowane do dolnej części pylonów.

Na rysunku 8.12 zamieszczono przykładową dystrybucję obciążenia na elementy tocne po obwodzie łożyska dla pokazanego położenia nadwozia względem podwozia oraz kierunku mimośrodu siły pionowej  $V$ . Siła pozioma  $H$  działa pod kątem  $90^\circ$  od



Rys. 8.12. Funkcje dystrybucji obciążeń w łożu kulowym koparki dla obciążenia siłą  $V$   
 – położenie punktów szczytowych obciążeń i stref odciążonych

kierunku działania mimośrodowo pionowej. Kąt położenia kuli  $\theta$  jest określany zgodnie ze schematem.

Miejsca występowania szczytowych obciążeń oznaczono na wykresie dystrybucji oraz schemacie układu cyframi rzymskimi. Wszystkie te punkty znajdują się w globalnych punktach „twardych”, w miejscu wprowadzenia podpór. Obok punktów podano dokładny kąt określający położenie punktu. Obciążenie najbardziej wyężonej kuli wyznaczone za pomocą FEM jest około 3,6 razy większe niż wyznaczone za pomocą modelu o sztywnych giętnie pierścieniach łożyska i sztywnych konstrukcjach wsporczych.

Na rysunku oznaczono położenie stref, w których nie zachodzi przenoszenie obciążenia. Mimo mniejszego mimośrodowo pionowej ( $e/R = 0,295$ ) rozmiar tych stref jest znacznie większy niż w łożysku zwalowarki. Na wykresie dystrybucji obciążenia nie można zaobserwować lokalnych punktów „twardych”. Zróźnicowanie między wartościami sił nad przeponami i w punktach leżących między nimi jest prawie niewidoczne. Jest to wpływ znacznie większej sztywności skrętnego dźwigara pierścieniowego, co umożliwia bardziej równomierne przenoszenie sił bocznych.

Dla tego samego obciążenia powtórzono wyznaczenie dystrybucji dla kolejnych położen nadwozia względem podwozia (z podziałką elementu tocznego, co  $3,43^\circ$ ). Wartości maksymalnej siły obciążającej element toczny zmieniają się w zależności od położenia nadwozia względem podwozia. Na rys. 8.13 zamieszczono wykresy maksymalnej siły  $F$  w funkcji kąta  $\alpha$  określającego położenie nadwozia (i kierunku mimośrodowo pionowej  $V$ ) dla czterech różnych mimośrodków działania siły  $V$ :

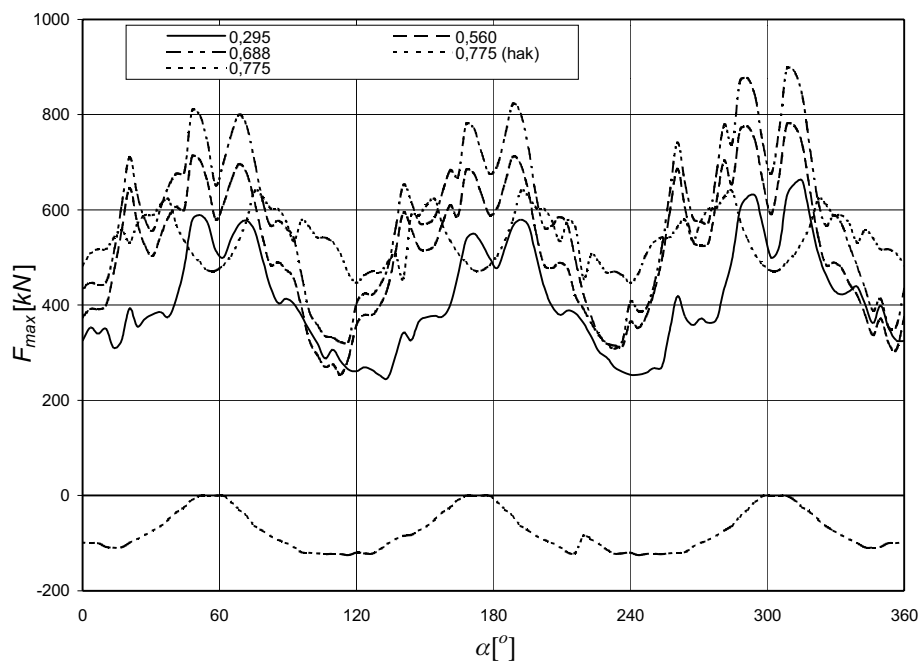
$$e/R = 0,295; 0,560; 0,688; 0,775.$$

Dla mimośrodu równego 0,775 obciążenie przenoszone jest przez elementy toczne i haki podchwytowe (luz na haku  $l = 5$  mm). Na wykresie oprócz wartości siły w kuli podana została także siła przypadająca na wycinek segment haka odpowiadający podziałce elementów tocznych. Na podstawie uzyskanych wykresów można stwierdzić, że gdy punkt „twardy” nadwozia znajduje się nad punktem „twardym” podwozia (położenia wokół  $\alpha = 60^\circ; 180^\circ; 300^\circ$ ) siła w maksymalnie obciążonej kuli jest większa od siły wyznaczonej z modelu ohnrichowskiego np. 3,6 razy dla mimośrodu 0,295. Dla większych mimośrodków wartość mnożnika powoli maleje (2,88 razy dla mimośrodu 0,560). Zadziałanie haków powoduje znaczne odciążenie kul (1,8 razy dla mimośrodu 0,750).

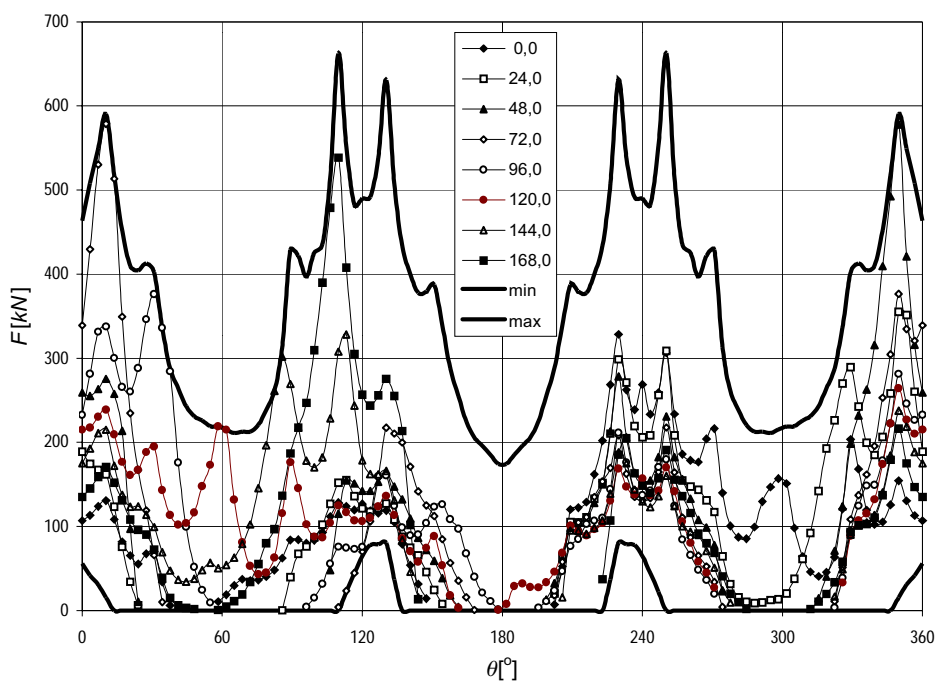
Gdy punkt „twardy” nadwozia znajduje się nad punktem „miękkim” podwozia i odwrotnie (położenia wokół  $\alpha = 0^\circ; 120^\circ; 240^\circ$ ), obciążenie elementów tocznych jest znacznie mniejsze (najwyżej 1,6 razy większe od ohnrichowskiego, a w przypadku zadziałania haka – 2 razy). Dlatego przy wyznaczaniu maksymalnego obciążenia elementu tocznego wystarczające jest wykonanie obliczeń jedynie dla położenia punktu „twardego” nad punktem „twardym”.

Z wykresu na rysunku 8.13 nie można określić, gdzie znajdują się najbardziej wyężone strefy bieźni. Niezbędne jest wyznaczenie obwiedni sił i kątów działania elementów tocznych.

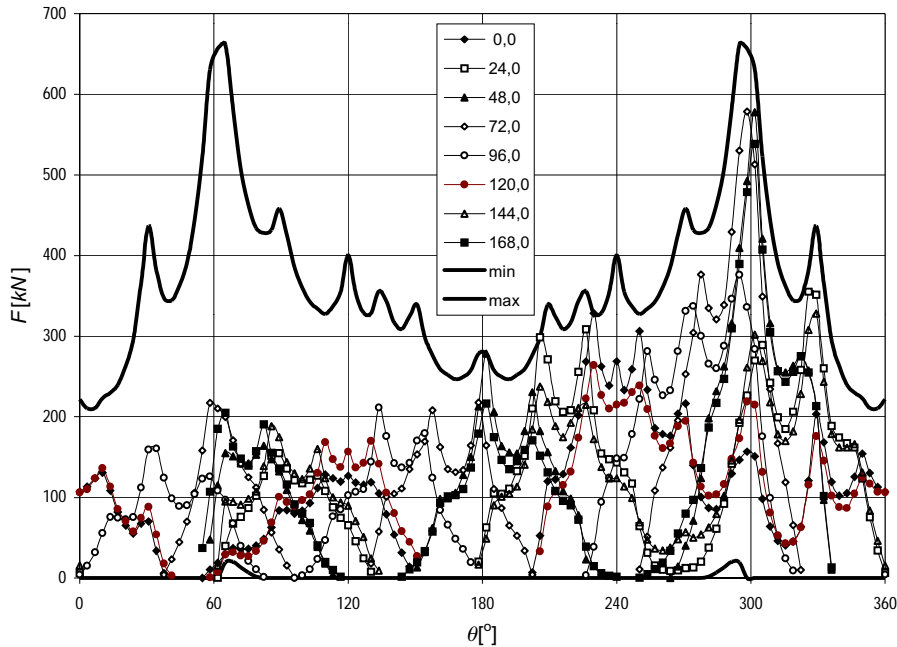
Obwiednie sił  $F_{\max}$  (wartości maksymalne) i  $F_{\min}$  (wartości minimalne) wykreślono na rys. 8.14 dla bieźni podwozia, a na rys. 8.15 dla bieźni nadwozia. Razem z obwie-



Rys. 8.13. Wykres siły maksymalnej  $F_{max}$  w funkcji położenia nadwozia względem podwozia  $\alpha$  dla różnych wartości mimośrodu działania siły pionowej  $e/R$



Rys. 8.14. Funkcje dystrybucji obciążeń w łożysku zwalówki dla wybranych położen nadwozia oraz obwiednia  $\max F$  i  $\min F$ . Układ współrzędnych związany z podwoziem. Obciążenie 1

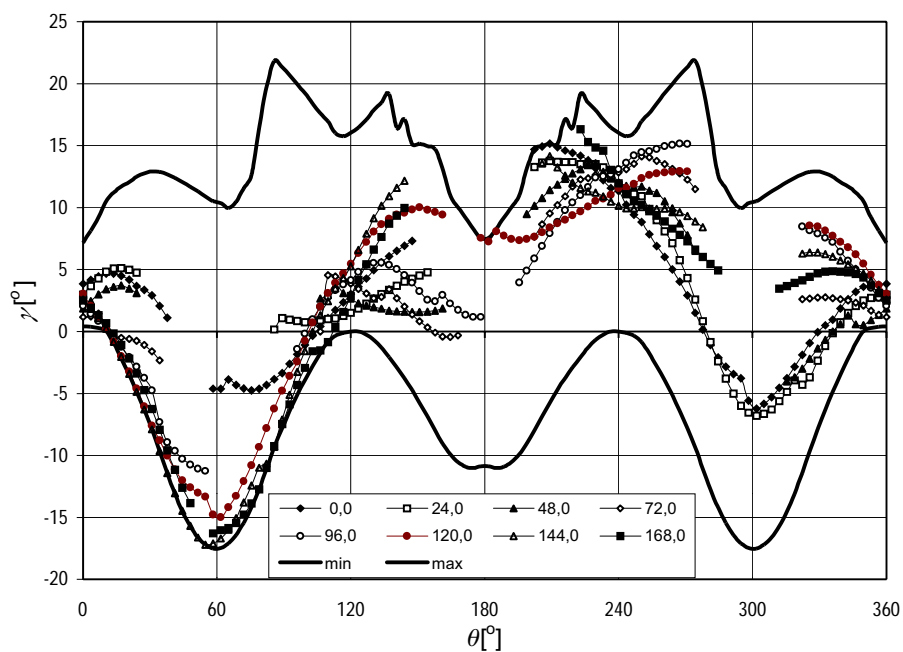


Rys. 8.15. Funkcje dystrybucji obciążeń w łożysku koparki dla wybranych położeń nadwozia oraz obwiednia  $\max F$  i  $\min F$ . Układ współrzędnych związany z nadwoziem. Obciążenie 1

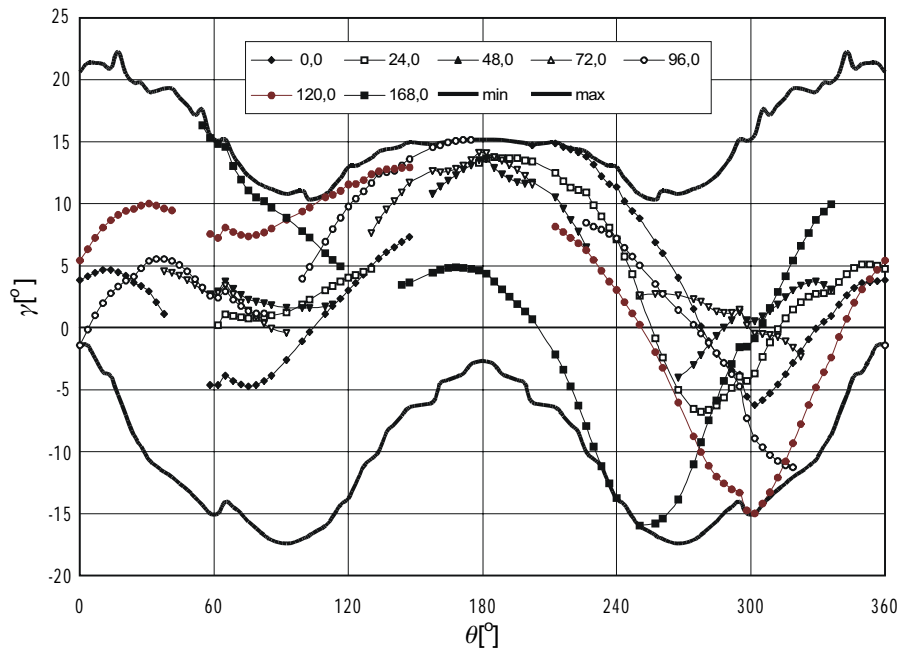
dniami na wykres naniesiono dystrybucje obciążenia dla kąta nadwozia  $\alpha = 0 \div 180^\circ$ , co  $24^\circ$ . Bieżnia podwozia obciążona jest najbardziej w obszarach przyległych do podpór ( $\theta = 0^\circ; 120^\circ; 240^\circ$ ). Widoczny jest negatywny wpływ usztywnień w miejscach połączenia środków podpór z płaszczem dźwigara pierścieniowego. W nadwoziu można wyróżnić dwie strefy bardziej wytężone w miejscach połączenia z pylonem (wokół  $\theta = 60^\circ$  i  $300^\circ$ ).

Kąty działania elementów tocnych zmieniają się w zakresie  $-17,5^\circ \div +22^\circ$  (rys. 8.16 i 8.17). Znacznie większa zmienność kąta działania elementów tocnych  $\gamma$  niż w przypadku zwałowarki wynika z większego udziału sił poprzecznych, jednostronnego ich wprowadzenia w dźwigar pierścieniowy oraz z dużej sztywności skrętnej dźwigara pierścieniowego i giętej w kierunku poprzecznym.

Z wykresów obwiedni nie można wnioskować, jaki jest rozkład obciążeń na danym przekroju poprzecznym bieżni i przy jakim kącie  $\gamma$  działają największe siły. Na podstawie wyników obliczeń dla poszczególnych przypadków możliwe jest wykreślenie wektorów siły wypadkowej obciążającej bieżnię na konturze bieżni osobno dla bieżni dolnej (podwozia) i dla bieżni górnej (nadwozia). Z takich wykresów łączących informację o wartości siły i jej kierunku można odczytać, które strefy bieżni są najbardziej wytężone i jaki jest rozkład tych obciążeń po przekroju poprzecznym bieżni. Na rysunkach 8.18 i 8.19 pokazano przykładowe wykresy. Oprócz ogólnego widoku pokazano powiększenie najbardziej wytężonych stref dla bieżni podwozia w zakresie kąta  $\theta = 126^\circ \div 157^\circ$ ,

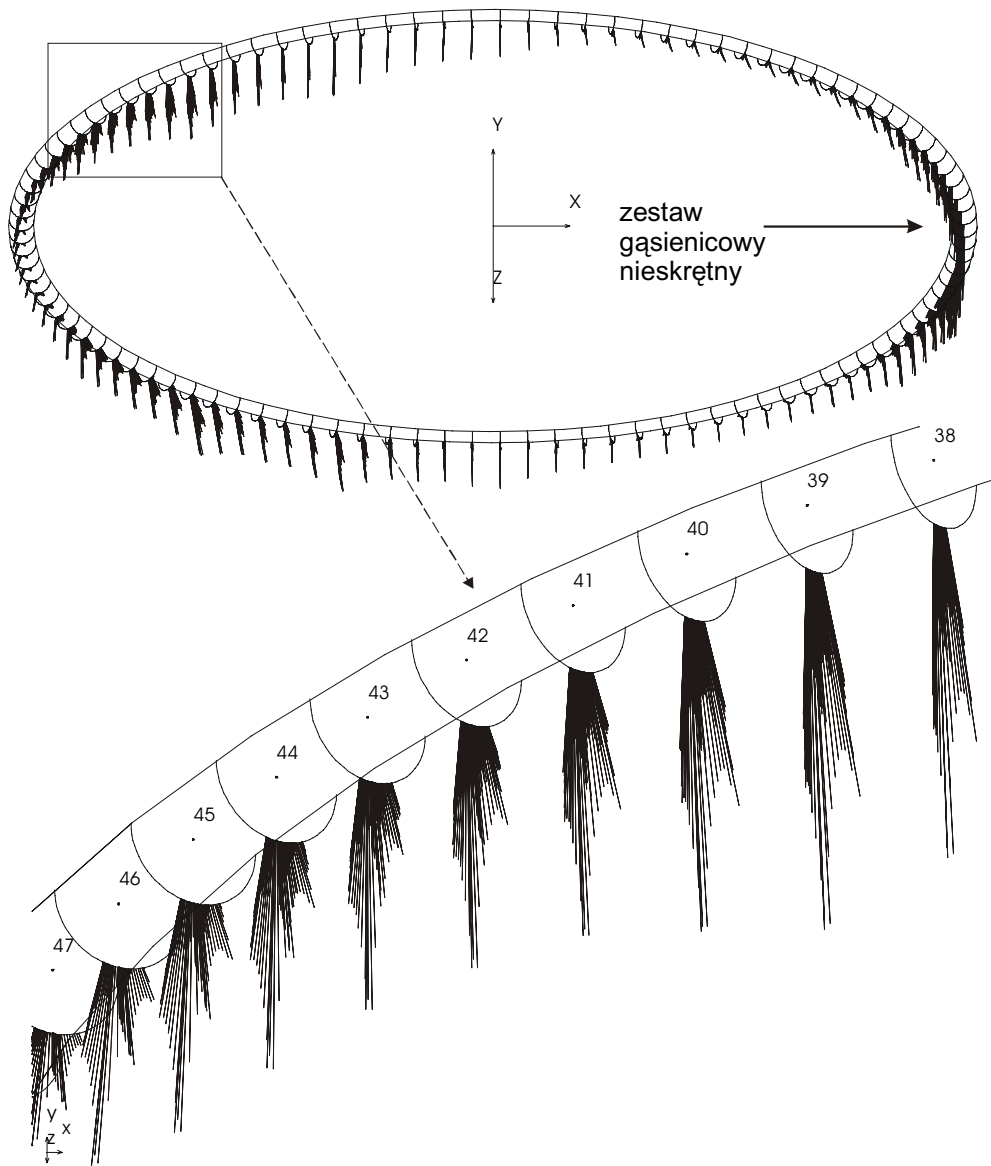


Rys. 8.16. Kierunek działania elementów toczyń w łożysku koparki dla wybranych położeń nadwozia oraz obwiednia  $\max \gamma$  i  $\min \gamma$ . Układ współrzędnych związany z podwoziem. Obciążenie 1



Rys. 8.17. Kierunek działania elementów toczyń w łożysku zwalówki dla wybranych położeń nadwozia oraz obwiednia  $\max \gamma$  i  $\min \gamma$ . Układ współrzędnych związany z nadwoziem. Obciążenie 1



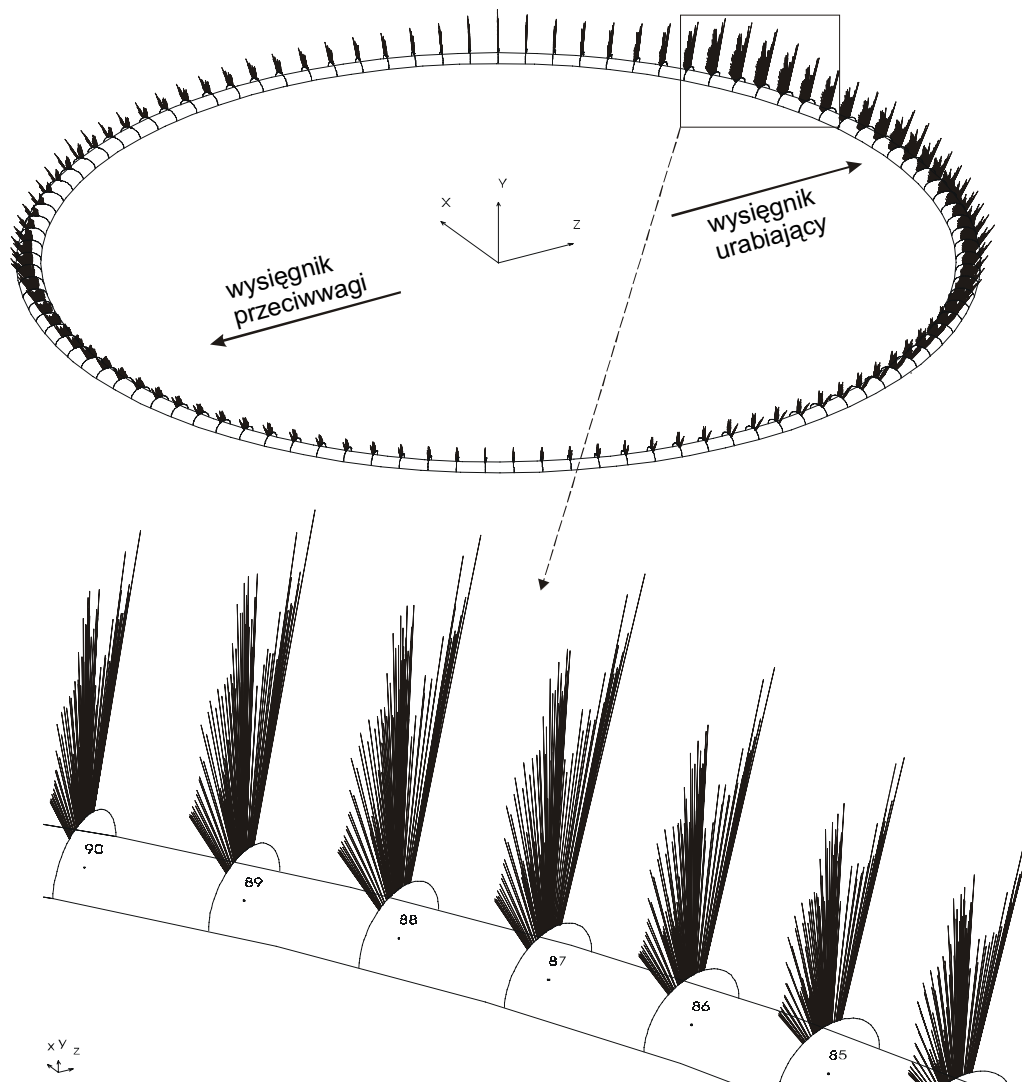


Rys. 8.18. Wektory sił wypadkowych działających na bieżnię dolną (podwozia) łożyska dla różnych położeń nadwozia koparki względem podwozia

a dla bieżni nadwozia w zakresie  $284^\circ \div 305^\circ$ . Poszczególne przekroje zostały ponumerowane. Kąt  $\theta$  odpowiadający  $n$ -temu przekrojowi można obliczyć ze wzoru:

$$\theta = t(n - 1), \quad (8.5)$$

gdzie  $t$  jest podziałką obrotu nadwozia.



Rys. 8.19. Wektory sił wypadkowych działających na bieżnię górną (nadwozia) łożyska dla różnych położenia nadwozia koparki względem podwozia

Z zaprezentowanych wykresów wynika, że w zależności od położenia na obwodzie łożyska możliwe są różne postaci współpracy kuli z bieżnią. W przekroju nr 38 ( $\theta = 126,8^\circ$ ) bieżni dolnej kierunek działania elementów tocznych jest prawie stały, niezależny od położenia nadwozia. Kula toczy się po dnie bieżni. Inaczej jest w przekroju nr 45 ( $\theta = 150,8^\circ$ ), dla którego można zaobserwować szeroki zakres działania elementu tocznego. Punkt nr 38 znajduje się nad miejscem wprowadzenia wewnętrznego średnika podpory (rys. 8.12), a punkt nr 45 nad zewnętrznym średnikiem podpory.

W bieżni dolnej w najbardziej wyężonych przekrojach (punkty nr 87, 88 i 89) można wyróżnić przynajmniej dwa kąty działania elementu tocznego, dla którego wartość siły jest bardzo duża.

W modelu Lundberga i Palmgrena oraz w metodzie SKF, w obliczeniach trwałości lub nośności typowych łożysk tocznych, liczba cykli, którą może przenieść bieżnia jest odwrotnie proporcjonalna do sześcianu siły obciążającej [87]. Aby określić najbardziej prawdopodobne miejsce wystąpienia potencjalnych uszkodzeń, wyznaczona została wartość średnia kąta działania elementu tocznego dla danego miejsca na bieżni:

$$\gamma_{\text{sr}} = \frac{\sum_i \gamma_i F_i^3}{\sum_i F_i^3}. \quad (8.6)$$

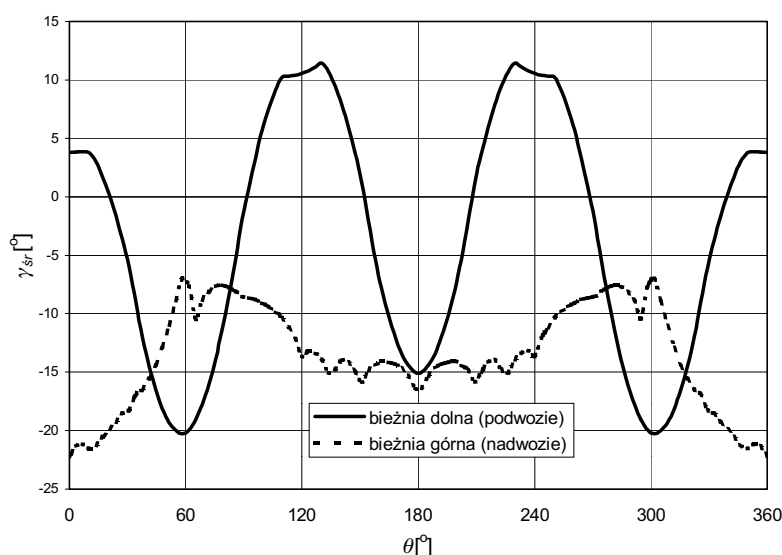
Wykresy dla bieżni górnej i dolnej zestawiono na rys. 8.20.

W celu określenia wpływu wielkości mimośrodu działania siły pionowej na dystrybucję obciążenia wykonano obliczenia dla różnych wartości mimośrodu działania siły pionowej:

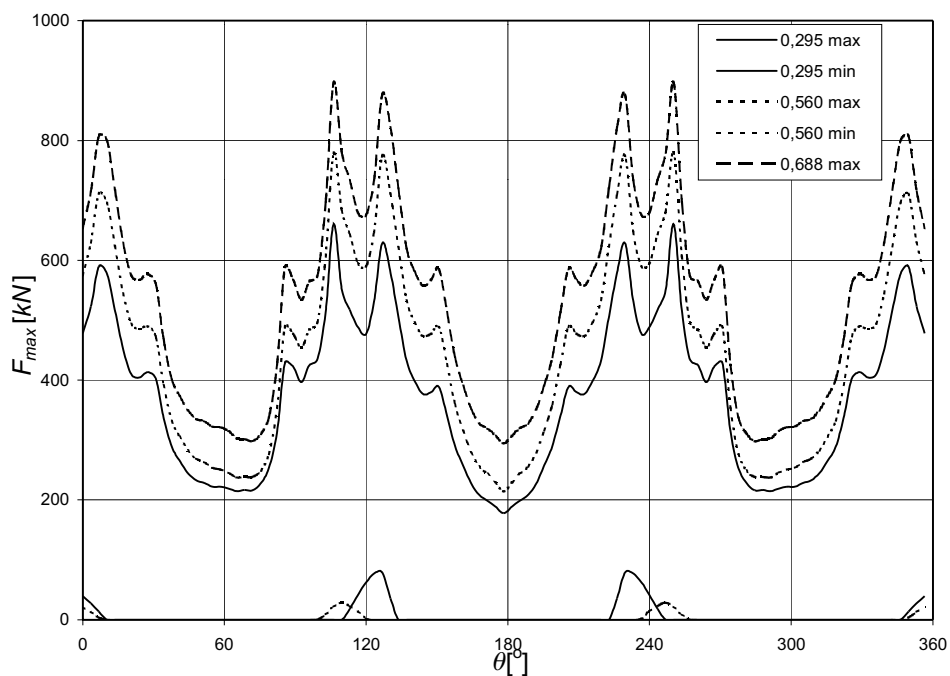
$$e/R = 0,295; 0,560; 0,688$$

dla położzeń nadwozia względem podwozia z podziałką elementu tocznego.

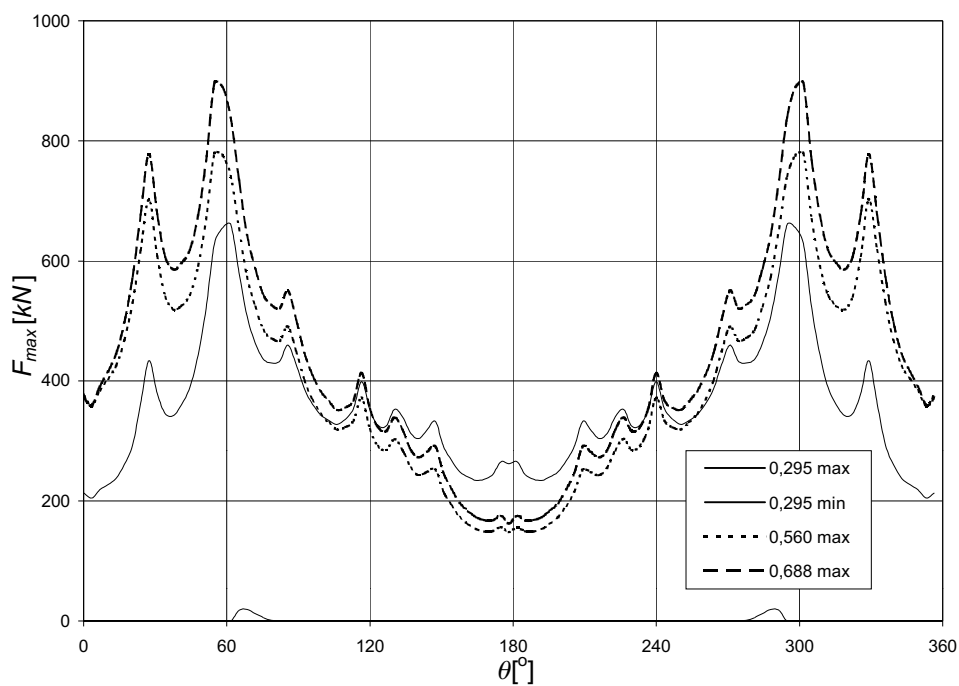
Uzyskane obwiednie pokazano na rys. 8.21 dla bieżni dolnej i na rys. 8.22 dla bieżni górnej. Zwiększanie mimośrodu w bieżni dolnej (podwozia) wywołuje szybkie zwiększenie obciążenia w najbardziej wyężonych strefach, a w strefach o mniejszym obciążeniu tempo wzrostu jest mniejsze. W bieżni górnej, obciążanej momentem o stałym kierunku, w wyniku zwiększania wartości mimośrodu następuje zwiększenie obciążenia po stronie działania siły pionowej i odciążenie po stronie przeciwległej.



Rys. 8.20. Wartości średnie kąta działania elementu tocznego  $\gamma$  dla bieżni górnej i dolnej



Rys. 8.21. Maksymalne i minimalne wartości sił w elementach tocznych dla bieżni podwozia – koparka



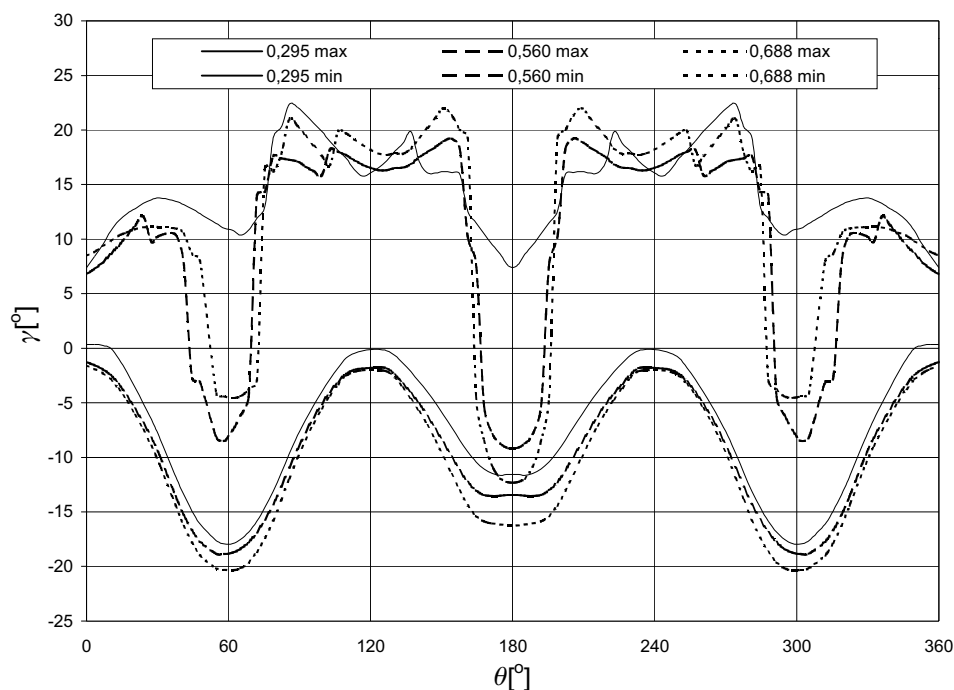
Rys. 8.22. Maksymalne i minimalne wartości sił w elementach tocznych dla bieżni nadwozia – koparka

Na rysunkach 8.23 i 8.24 zamieszczono obwiednie kąta działania elementu tocznego dla bieżni górnej i dolnej. Zwiększenie mimośrodów łączy się z większą nierównomiernością przebiegu obwiedni.

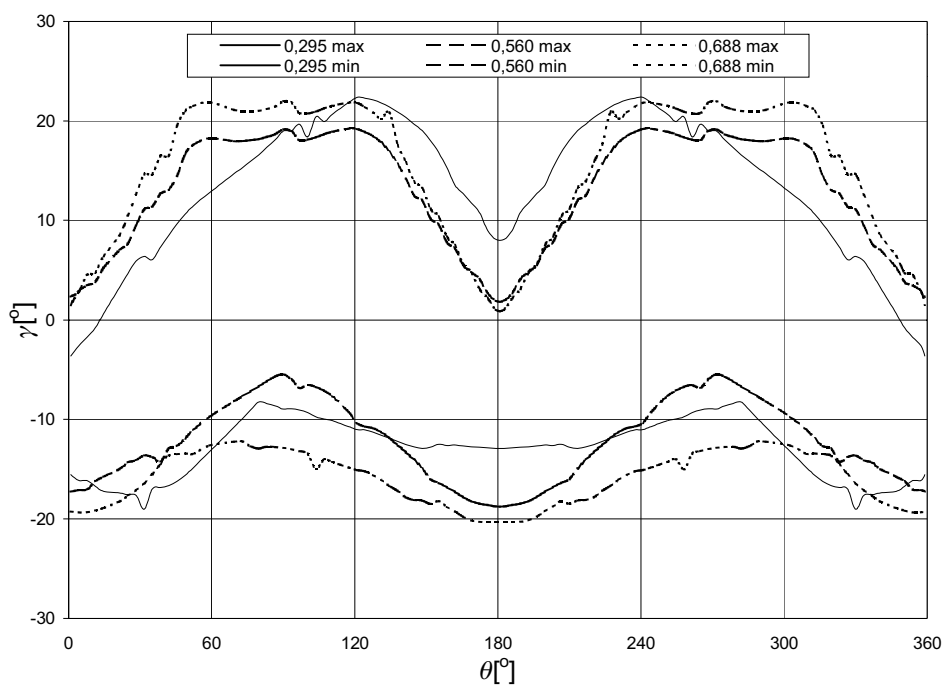
Dla dwóch wybranych położenia nadwozia względem podwozia  $\alpha = 0^\circ$  i  $309^\circ$  wyznaczono wartości siły w najbardziej wyężonym elemencie (odniesionej do siły nominalnej wg wzoru (8.4)), dla zmiennego mimośrodu działania siły  $e = 0-0,9$  (rys. 8.25). W pierwszym położeniu nadwozia względem podwozia „twarde” punkty jednej konstrukcji odpowiadają punktom „miękkim” w drugiej (ozn. T-M). Drugie położenie jest najbardziej niekorzystne, gdyż punkty „twarde” współpracują z „twardymi” (ozn. T-T). Dla porównania na wykresie zamieszczono także wykres uzyskany ze zmodyfikowanego modelu Ohnricha.

Dla kąta  $\alpha = 0^\circ$  obciążenie zwiększa się liniowo w zakresie  $e/R = 0-0,6$ , jest to zgodne z modelem Ohnricha, ale na wyższym poziomie, co można wytłumaczyć lokalnymi rozkładami sztywności. W zakresie  $e/R = 0,6-0,7$  następuje chwilowa stabilizacja wartości, prawdopodobnie w wyniku odciążenia punktu „twardego” wywołanego zbyt dużym przechyleniem nadwozia, by w dalszym zakresie zanotować bardzo szybki wzrost. Dla tego kąta przebieg przypomina przebieg ohnrichowski.

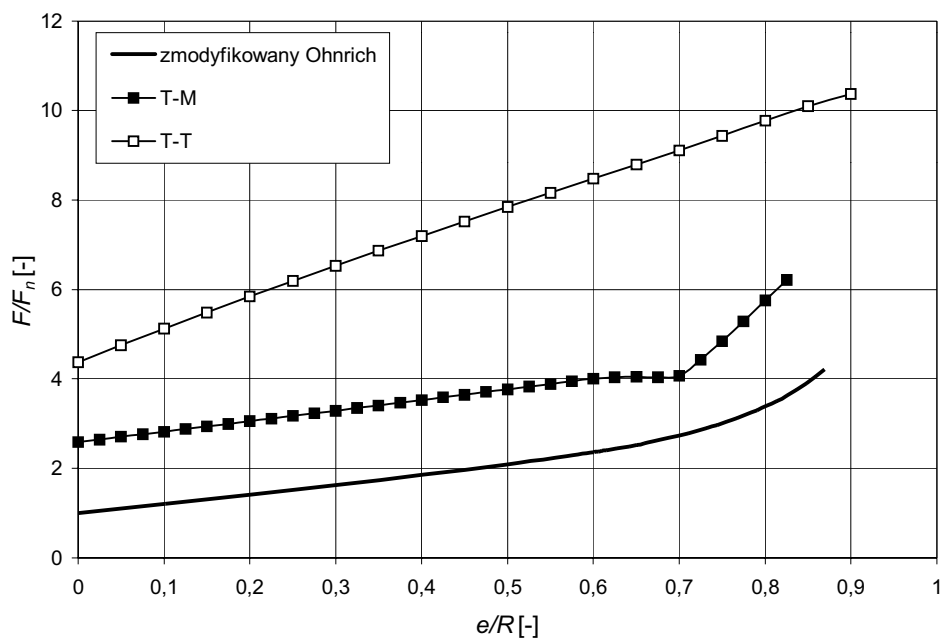
W drugim położeniu ( $\alpha = 309^\circ$ ) siła w badanym zakresie rośnie liniowo w funkcji mimośrodu  $e/R$ . Obciążenia są znacznie większe i takie położenie jest wymiarujące dla łożyska.



Rys. 8.23. Maksymalne i minimalne kąty działania elementów tocznych dla bieżni podwozia – koparka



Rys. 8.24. Maksymalne i minimalne kąty działania elementów toczyńnych dla bieżni nadwozia – koparka



Rys. 8.25. Zmiana stosunku siły maksymalnej do nominalnej w funkcji mimośrodowości działania siły osiowej dla modelu FEM i modelu teoretycznego

## 8.2. Zwiększanie liczby szeregów elementów tocznych

Na nośność łożyska wpływa jego średnica podziałowa oraz rozmiar elementów tocznych. Wielkości te nie zawsze mogą zostać zmienione. Zwiększanie średnicy podziałowej generuje jeszcze szybszy przyrost masy konstrukcji wsporczych, co wynika z konieczności zapewnienia ich odpowiedniej sztywności i wytrzymałości. Maksymalny rozmiar elementów tocznych wynika zarówno z ograniczeń technologicznych (trudność zapewnienia odpowiedniej jakości wykonania elementów tocznych i bieżni), jak i niekorzystnego wpływu na nierównomierność pracy oraz wyczerpanie konstrukcji wsporczych. Obecnie stosuje się elementy toczne do średnicy  $\varnothing 250$  mm, sporadycznie do  $\varnothing 320$  mm. Z tego względu konstruktorzy coraz częściej stosują większą liczbę szeregów elementów tocznych. Przykładem mogą być łożyska w koparkach KWL 700 i SchRs 4600.50, w których zastosowano dwa szeregi kul.

Zaletą tego rozwiązania jest zwiększenie liczby elementów tocznych przenoszących obciążenia. W modelach opartych na założeniu sztywnych giętnie pierścieni łożyskowych obciążenie szczytowej kuli  $F_{\max}$  jest odwrotnie proporcjonalne do liczby kul  $z$ :

$$F_{\max} \sim \frac{1}{z}, \quad (8.7)$$

co sugerowałoby prawie dwukrotne zmniejszenie wyczerpania elementów tocznych przy przejściu z łożyska jednoszeregowego na dwuszeregowe.

Zastosowanie dwóch szeregów kul ma także wady. W łożysku jednoszeregowym dno bieżni prawie zawsze znajduje się nad środkiem dźwigara pierścieniowego. Siły z elementów tocznych nie powodują zginania środka lub zginanie to jest niewielkie. Gdy wprowadzi się dwie bieżnie, elementy toczne w koszykach są rozmieszczone zazwyczaj naprzemiennie (rys. 8.26), a liczba elementów na bieżni zewnętrznej i bieżni wewnętrznej różni się o jeden. W wyniku tego powstaje obustronne skręcanie segmentów bieżni oraz obustronne przeginanie środka. Aby to niekorzystne zjawisko ograniczyć, można odpowiednio dobrać podziałkę oraz średnice bieżni.

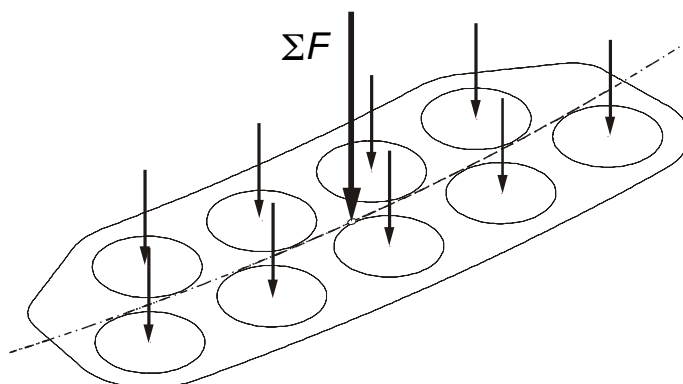
Na przykład przy podziałce elementów tocznych jednego szeregu  $3,13^\circ$  i 9 kulach w koszyku oraz średnicach bieżni  $1,0217D$  i  $0,9873D$  (np. łożysko dwuszeregowe w koparce SchRs 4600.30), wypadkowa sił  $\Sigma F$  znajduje się w płaszczyźnie środka dla założenia, że wartości sił w poszczególnych kulach są równe.

Niestety to założenie w przypadku łożysk posadowionych na wiotkich konstrukcjach wsporczych nie jest spełnione. Zbudowano dwa modele dyskretne łożyska zwałowarki (rys. 8.3b), o średnicy podziałowej  $\varnothing 10$  m:

- łożysko jednoszeregowe 189 kul,
- łożysko dwuszeregowe 378 kul.

Wykonano obliczenia dla wybranego położenia nadwozia względem podwozia  $\alpha = 120^\circ$  (rys. 8.4). Siła w najbardziej obciążonym elemencie tocznym łożyska dwuszeregowego powinna zmniejszyć się o około 50% w stosunku do łożyska jednoszeregowego.

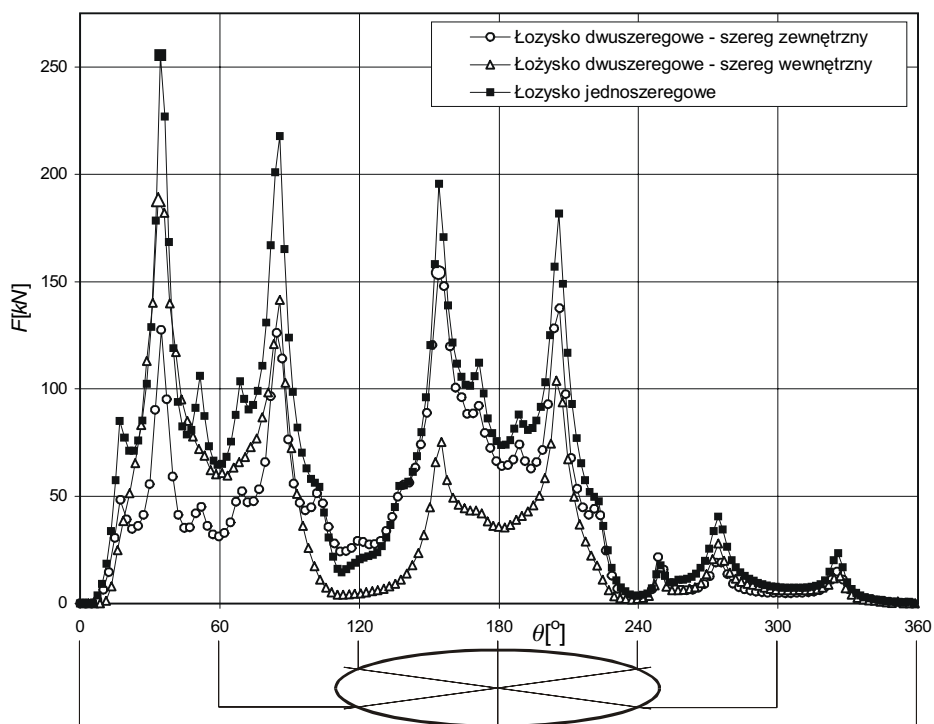




Rys. 8.26. Rozkład elementów tocznych między zewnętrzną a wewnętrzną bieżnię powoduje przeginięcie średnicy dźwigara pierścieniowego

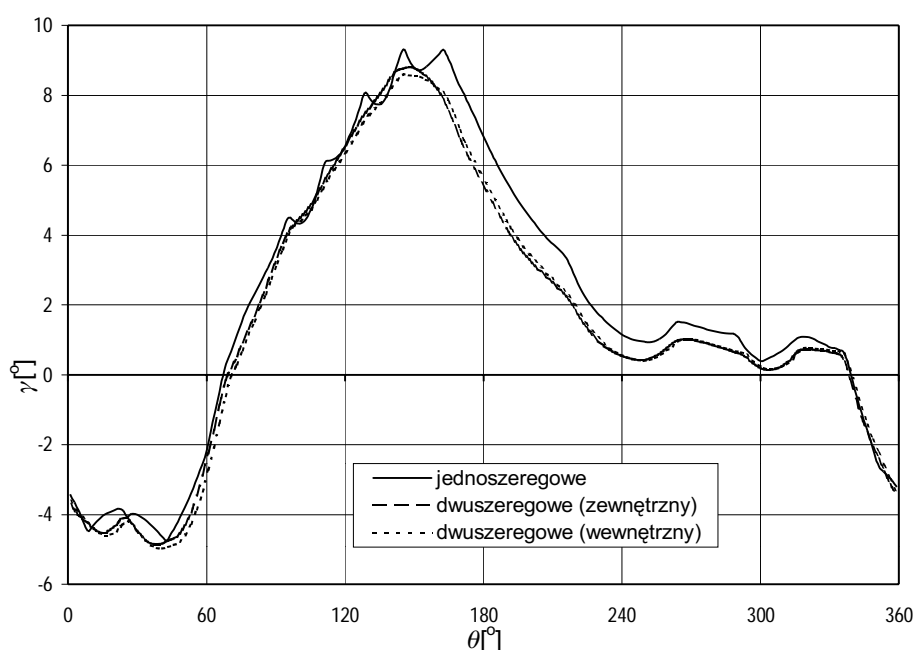
Na rysunku 8.27 oznaczono rozdział sił na poszczególne elementy toczne:

- dla łożyska jednoszeregowego – pełne kwadraty,
- dla szeregu zewnętrznego łożyska dwuszeregowego – puste trójkąty,
- dla szeregu wewnętrznego łożyska dwuszeregowego – puste kółka.



Rys. 8.27. Porównanie rozdziału obciążenia w łożysku jednoszeregowym i dwuszeregowym

W wyniku deformacji skrętnych segmentów bieżni nastąpiła duża nierównomierność w przenoszeniu obciążenia przez kule bieżni zewnętrznej i wewnętrznej. Maksymalne obciążenie kuli w szeregu zewnętrznym wyniosło 0,72 maksymalnego obciążenia dla łożyska jednoszeregowego, co oznacza, że uzyskane obciążenie jest o 44% większe niż się spodziewano. Dla szeregu wewnętrznego maksymalne obciążenie kuli jest równe 0,60 obciążenia dla łożyska jednoszeregowego. Siła w najbardziej obciążonej kuli szeregu zewnętrznego jest prawie 1,45 razy większa od siły w odpowiadającej jej kuli szeregu wewnętrznego. Oznacza to powstawanie bardzo dużego momentu zginającego łożysko.



Rys. 8.28. Porównanie kątów działania elementów tocznych w łożysku jednoszeregowym i dwuszeregowym

Na rysunku 8.28 pokazano przebiegi kątów działania elementów tocznych dla łożyska jednoszeregowego i dwuszeregowego.

Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że podstawową zasadą w kształtowaniu konstrukcji wsporczych dla łożysk dwuszeregowych jest stabilizacja skrętna pasa górnego dźwigara pierścieniowego.

### 8.3. Wpływ sztywności konstrukcji wsporczych na dystrybucję obciążenia

Na podstawie wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych tocznych połączeń obrotowych na wiotkich konstrukcjach wsporczych, w tym łożysk wieńcowych i łożysk kulo-

wych stwierdzono decydujący wpływ sztywności konstrukcji wsporczych na dystrybucję obciążenia w łożysku [12, 15, 80, 115, 123]. Korzystając z analizy obliczeniowej [16, 17, 19, 58, 128, 129, 160, 180] sformułowano dwa wnioski jakościowe:

- im sztywność konstrukcji wsporczych jest większa, tym dystrybucja obciążenia bardziej zbliżona jest do ohnrichowskiej (mniejszy wpływ punktów „twardych”),
- im bardziej równomierna jest sztywność dźwigara pierścieniowego, tym mniejsza jest nierównomierność amplitud dystrybucji obciążenia (likwidacja lokalnych punktów „twardych”).

Wnioski te wyznaczają kierunki konstruowania konstrukcji wsporczych. Nasuwają się jednak pytania ilościowe:

- Jak zmieniają się wartości sił w najbardziej wyłożonych elementach tocznych w funkcji sztywności konstrukcji wsporczych?
- Jakie są wymagane sztywności konstrukcji wsporczych, aby osiągnąć założone wartości sił w elementach tocznych?
- Czy jest to możliwe technicznie i uzasadnione ekonomicznie?
- Czy warto odciążać elementy łożyska kosztem zwiększenia masy, wysokości itp.?
- Jakie jest optymalne skojarzenie sztywności współpracujących konstrukcji wsporczych?
- Czy nie lepiej zwiększyć parametry łożyska (liczba i średnica elementów tocznych, liczba szeregów, średnica łożyska) niż usztywniać konstrukcję wsporczą?

W rozdziale 8.1 zaprezentowano przykładowe wyniki analiz dwóch różnych łożysk dla przyjętych a priori postaci i sztywności konstrukcji wsporczych, określono wpływ wzajemnego położenia, sposobu obciążenia  $V-e-H$  (obciążenie osiowe–mimośród–obciążenie poprzeczne). Aby udzielić choćby częściowej odpowiedzi na zadane pytania, przeprowadzono wirtualne eksperymenty na modelach łożyska koparki kołowej dla następujących założeń:

- za wzorcowy przyjęto model łożyska koparki kołowej wraz z konstrukcjami wsporczymi (rozd. 8.1),
- do analizy przyjęto dwa różne położenia członów maszyny – najbardziej niekorzystne i przeciętne,
- do analizy przyjęto trzy różne wartości mimośrodu działania siły pionowej,
- sztywności konstrukcji wsporczej nadwozia i podwozia zmieniano niezależnie w szerokich granicach.

Parametry sztywności dźwigarów pierścieniowych zestawiono w tabeli 8.5. Sztywność giętna dźwigara w płaszczyźnie obwodowej  $K$  jest proporcjonalna do momentu bezwładności  $I_r$  jego przekroju poprzecznego względem osi promieniowej łożyska przez sześcian średnicy podziałowej łożyska  $D$ :

$$K \sim \frac{I_r}{D^3}. \quad (8.8)$$

Plan analizy zestawiono w tabeli 8.6. Na rysunku 8.29 pokazano schemat modelu obliczeniowego z oznaczonymi sztywnościami podwozia  $K_p$  i nadwozia  $K_n$ . Dla każ-

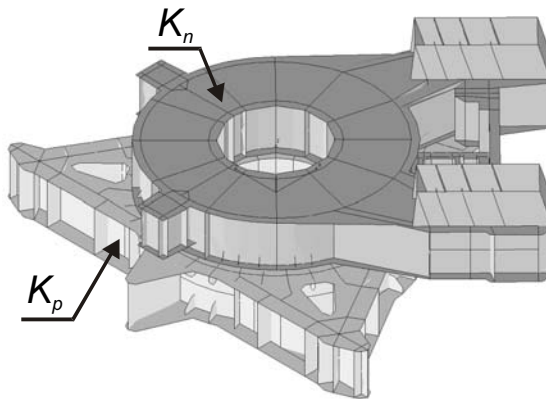
Tabela 8.5. Sztywności dźwigarów pierścieniowych

Dźwigar pierścieniowy	Moment bezwładności $I_r$ [m <sup>4</sup> ]	Sztywność giętna $K \sim I_r/D^3$ [m]	Amplituda przegięcia $\Delta u_g$ [mm]
Podwozia $K_{p0}$	$1,30 \cdot 10^{-1}$	$1,60 \cdot 10^{-4}$	2,50
Nadwozia $K_{n0}$	$8,20 \cdot 10^{-2}$	$2,53 \cdot 10^{-4}$	2,84

$I_r$  – moment bezwładności względem osi promieniowej łożyska,

$D$  – średnica łożyska,

$\Delta u_g$  – amplituda przegięcia łożyska w punktach „twardych”.



Rys. 8.29. Zmiana sztywności nadwozia i podwozia

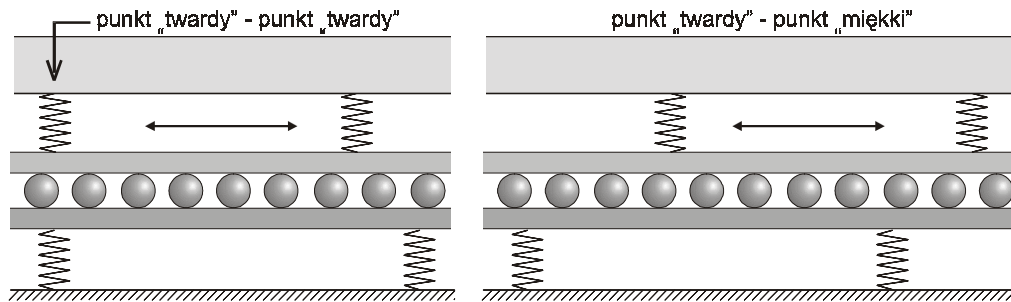
dego przypadku położenia i sztywności zbudowano  $23^2 = 529$  modeli obliczeniowych i wykonano obliczenia. Łącznie daje to 3174 przypadków obliczeniowych.

Przypadki obciążenia nadwozia skojarzone wg normy ISO 5049/1 opisano szczegółowo w tabeli 8.2. Są to obciążenia robocze występujące często podczas eksploatacji maszyny.

Dla każdego przypadku obliczeniowego przyjęto dwa różne położenia nadwozia względem podwozia: ekstremalne, gdy punkt „twardy” nadwozia znajduje się nad punk-

Tabela 8.6. Plan analizy

Położenie		Obciążenie	$e/R[-]$		
			przypadek 1	przypadek 3a	przypadek 8
			0,295	0,560	0,688
T-T	$\alpha_V$ [°] (rys. 8.12)	308÷315	$K_p = K_{p0} \cdot 10^{\frac{i}{10}}$ , $i = -2 \div 20$ , $K_n = K_{n0} \cdot 10^{\frac{j}{10}}$ , $j = -2 \div 20$ ,	$K_p = (0,63 \div 100)K_{p0}$ , $K_n = (0,63 \div 100)K_{n0}$	
T-M		0			

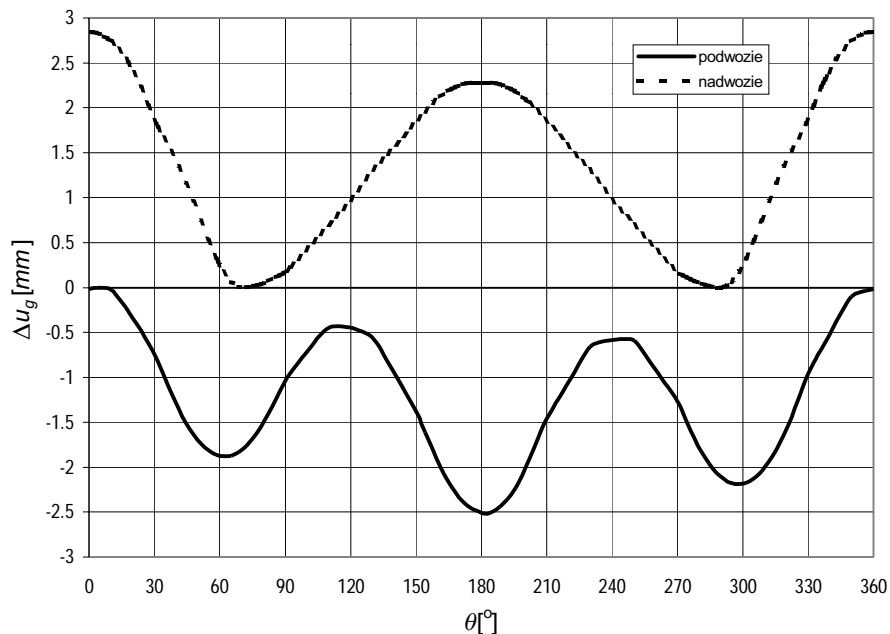


Rys. 8.30. Schematyczne przedstawienie wybranych położenia nadwozia względem podwozia

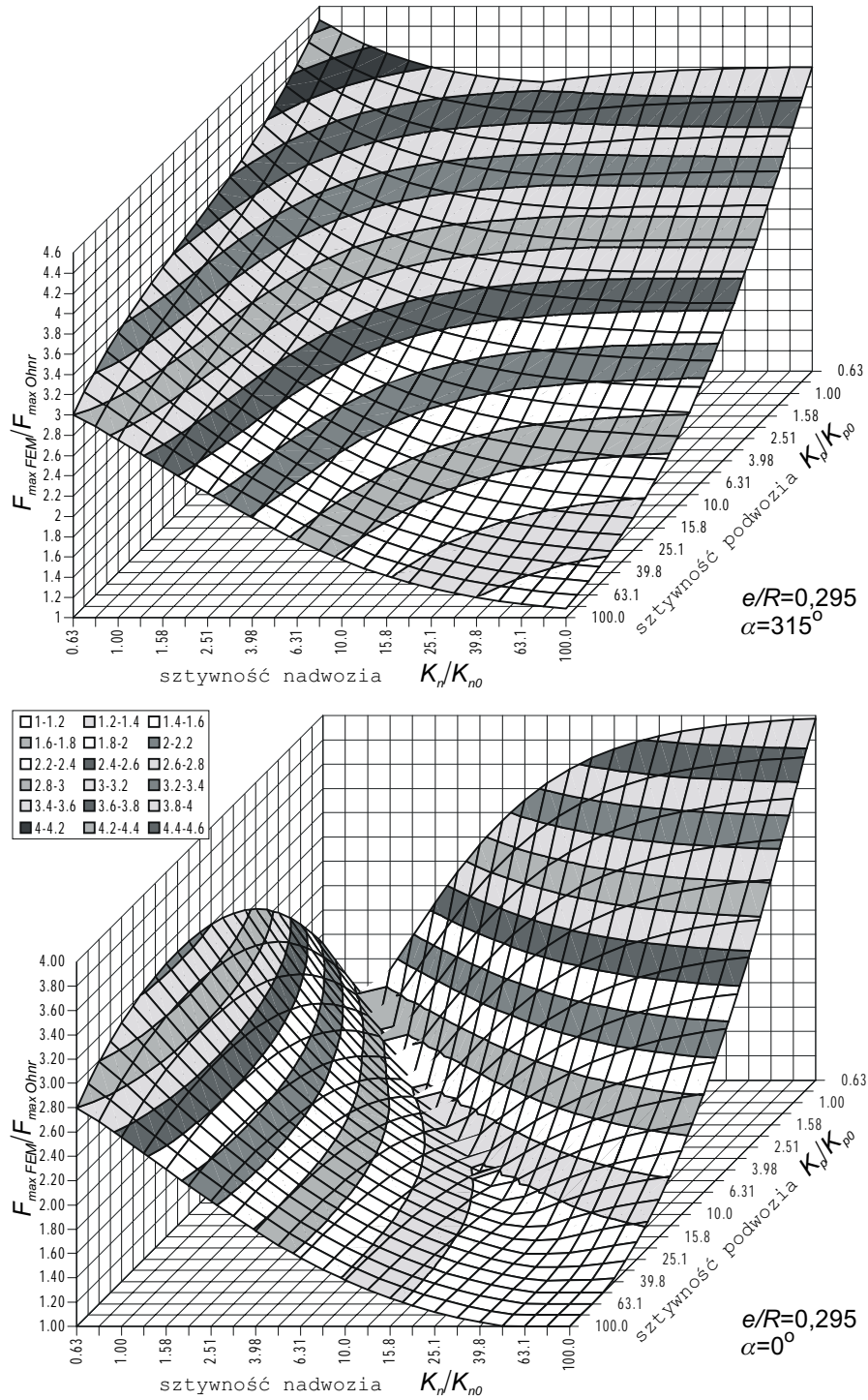
tem „twardym” podwozia oraz nieszczególne, gdy wszystkie punkty „twarde” współpracują z punktami „miękkimi” (rys.8.30).

Punkty „twarde” wyznaczone na podstawie analizy linii ugięcia dźwigarów pierścieniowych podczas obciążenia osiowego równomiernie rozłożonego po obwodzie dźwigara. Na wykresie linii ugięcia giętnego (rys. 8.31) kąt  $\theta$  punktów „twardych” określony jest przez lokalne ekstrema krzywych (minimum dla nadwozia, maksimum dla podwozia). W dźwigarze podwozia można wyróżnić trzy, odpowiadające podporom, punkty „twarde”, a w dźwigarze nadwozia dwa.

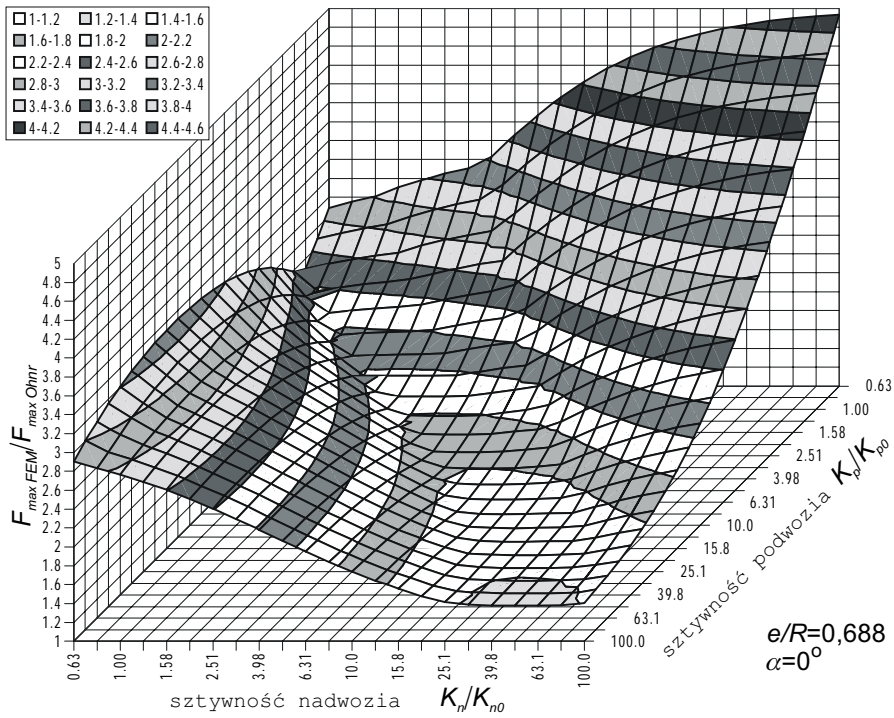
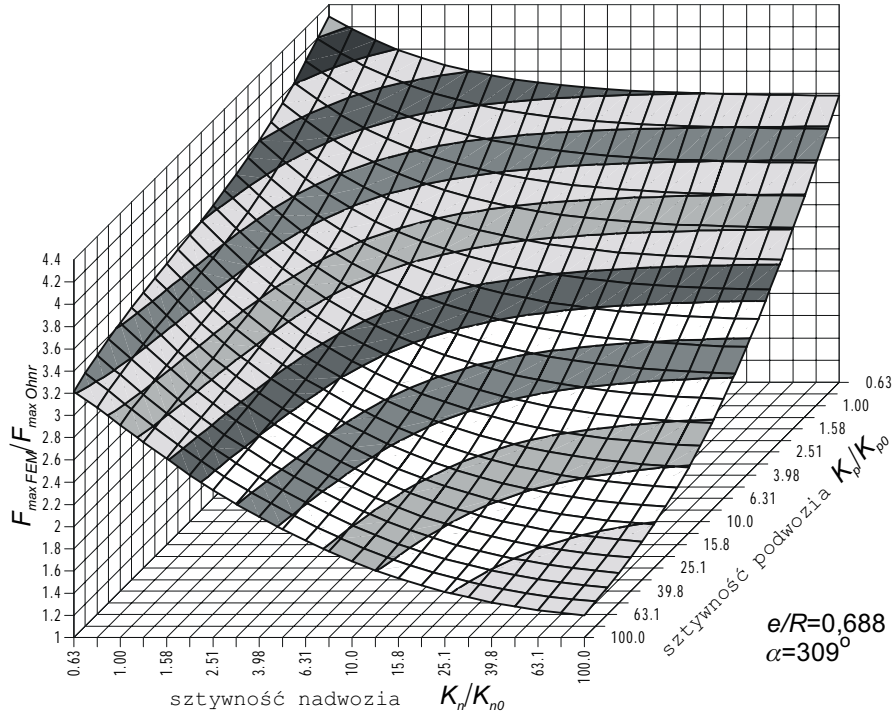
Z obliczeń FEM uzyskano dystrybucję obciążenia dla każdego przypadku i wyznaczono wartość siły w maksymalnie obciążonej kuli. Na podstawie wyników sporządzono wykresy 3D siły maksymalnej odniesionej do siły wyznaczonej z użyciem zmodyfikowanego modelu Ohnricha  $F_{\max}/F_{\max\text{Ohnr}}$  (rys. 8.32–8.34). Na osiach odciętych w układzie



Rys. 8.31. Deformacje giętno-dźwigarów pierścieniowych koparki

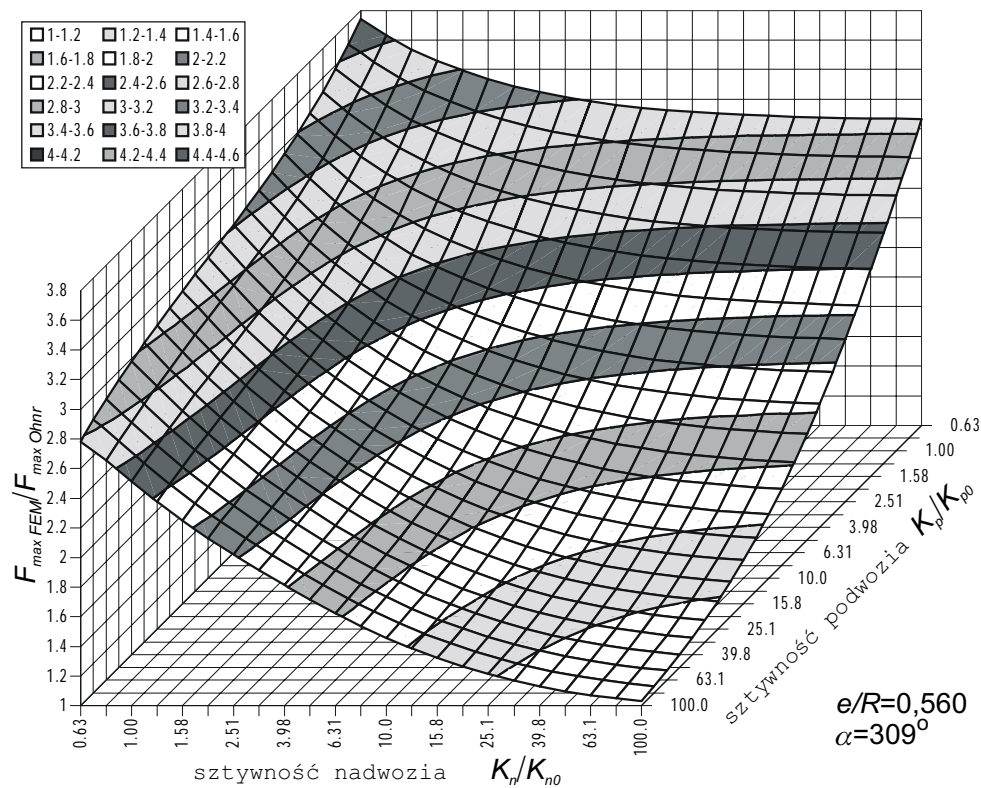


Rys. 8.32. Siła maksymalna w kuli w funkcji sztywności (przypadek 1)



Rys. 8.33. Siła maksymalna w kuli w funkcji sztywności (przypadek 8)





Rys. 8.34. Siła maksymalna w kuli w funkcji sztywności (przypadek 3a)

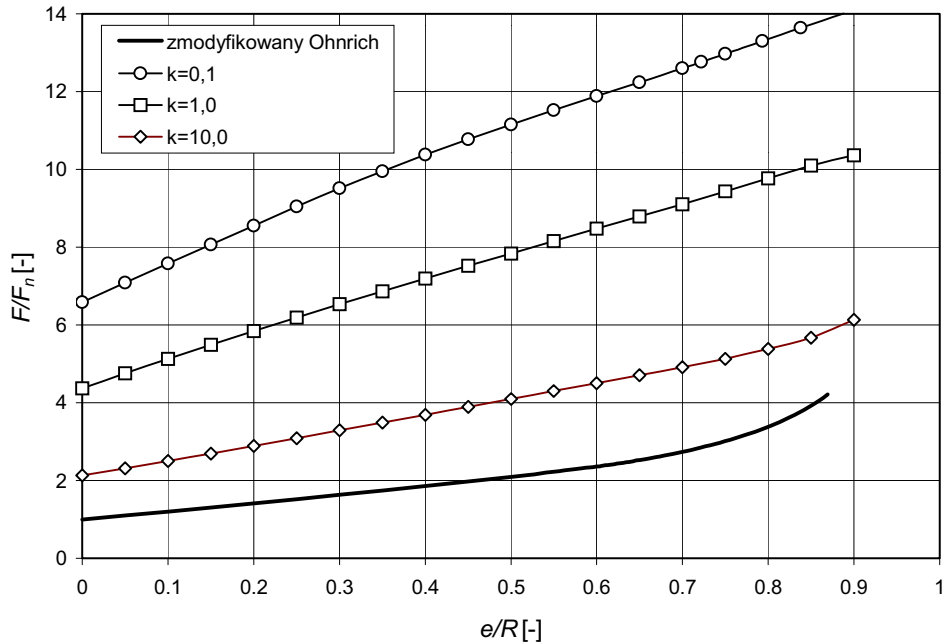
logarytmicznym oznaczono sztywności ustroju nośnego podwozia i nadwozia w odniesieniu do sztywności początkowej  $K_p/K_{p0}$ ,  $K_n/K_{n0}$ .

W przypadku T-T siła maksymalna  $F_{\max}$  maleje podczas zwiększania sztywności zarówno podwozia, jak i nadwozia. Najbardziej korzystne jest jednocześnie zwiększenie obydwu tych sztywności oraz ich wyrównanie. Każda dysproporcja między nimi powoduje zwiększenie siły. Przykładowo dla przypadku obciążenia 1 maksymalna wartość siły wynosi (rys. 8.32):

$$F_{\max} = 3,95 F_{\max \text{Ohnr}}$$

Zmniejszenie wartości siły o 25% wymaga aż 40-krotnego zwiększenia sztywności nadwozia albo zwiększenia sztywności podwozia 3 razy i nadwozia 2,5 razy. Przez zwiększanie wyłącznie sztywności nadwozia nie można osiągnąć zamierzonego celu. Zmniejszenie siły o 50% (przypadek 1) wymaga 10-krotnego zwiększenia sztywności (ok. trzykrotne zwiększenie wysokości dźwigara).

Zupełnie inaczej wygląda wykres funkcji  $F_{\max}$  dla przypadku T-M. Wówczas na wykresie można zaobserwować wyraźny łęk dla równych wartości sztywności nadwozia i podwozia. Każde ich zróżnicowanie powoduje bardzo szybkie zwiększenie war-



Rys. 8.35. Wartość siły w kuli w funkcji mimośrodowości działania obciążenia pionowego, dla różnych sztywności konstrukcji wsporczych

tości siły. Należy jednak zauważyć, że wartości w obrębie linii równej sztywności są mniejsze niż dla przypadku T-T, który jest przypadkiem wymiarującym.

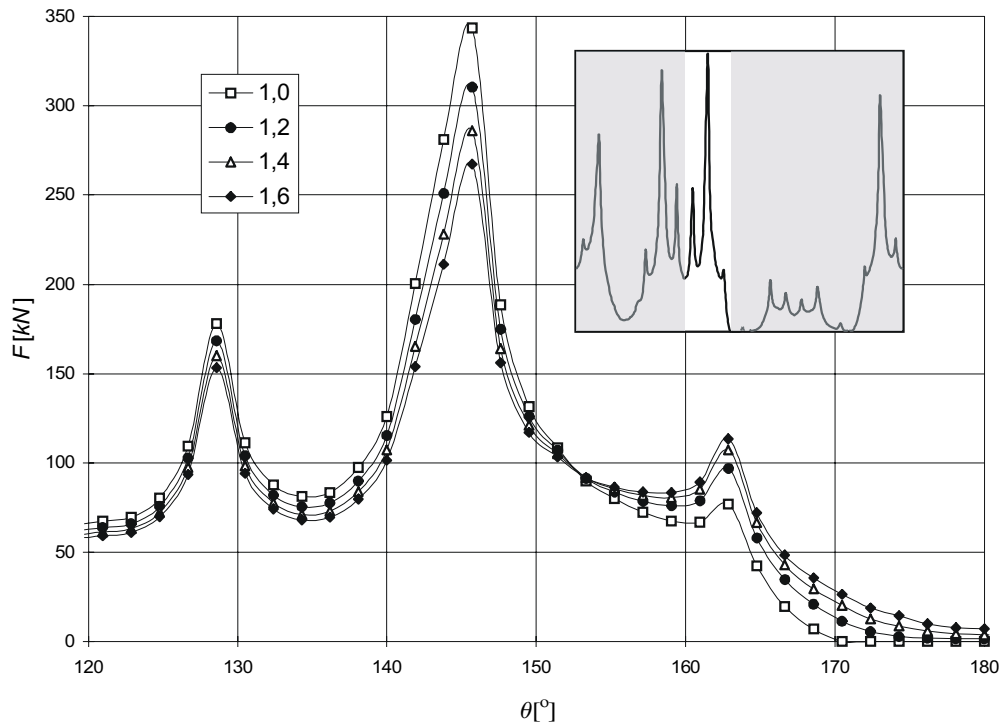
Wykresy  $F_{\max}$  dla różnych mimośrodków  $e/R$  wykazują duże podobieństwo kształtu, niezależnie od położenia. Okazuje się, że zmniejszanie siły wymaga drastycznego zwiększenia sztywności konstrukcji wsporczych, co powoduje zwiększenie masy i trudności z zachowaniem stateczności.

Znacznie skuteczniejszym rozwiązaniem jest zwiększenie liczby elementów toczonego, liczby szeregów elementów toczonego, a nawet zmiana średnicy łożyska. Zwiększenie średnicy łożyska  $D = 2R$  zmniejsza korzystnie mimośród działania siły pionowej  $e/R$  oraz proporcjonalnie zwiększa liczbę elementów toczonego, ale powoduje także zwiększenie rozpiętości niepodpartych odcinków dźwigara.

Na podstawie wyników, które zaprezentowano w rozdziale 8.1 można stwierdzić, że odpowiednie ukształtowanie dźwigara w celu zapewnienia równomiernej sztywności, zwiększenie liczby podpór wychodzących z dźwigara, unikanie lokalnych punktów „twardych” jest znacznie bardziej efektywne niż zwiększanie sztywności.

Podobne analizy przeprowadzono dla innych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego.

Aby stwierdzić jaki jest wpływ różnych mimośrodków działania obciążenia dla różnych sztywności konstrukcji wsporczych, wykonano symulacje numeryczne polegające na osiowym obciążeniu nadwozia maszyny ( $e = 0$ ), wyłącznie siłą pionową  $V$  i na-



Rys. 8.36. Obciążenie elementów toczych dla różnych wysokości dźwigara pierścieniowego ramy portalowej podwozia zwałowarki (pokazano zakres  $\theta = 120^\circ \div 180^\circ$ )

stępnie przemieszczanie tej siły po promieniu do wartości  $e = 0,9R$ . Symulacje przeprowadzono dla trzech poziomów sztywności ( $k = 0,1; 1; 10$  sztywności wzorcowej). Wyniki pokazano na wykresie (rys. 8.35). Wartości odniesiono do siły nominalnej na jeden element toczy  $F_n = V/z$ .

Stwierdzono, że już dla mimośrodów zerowego istnieje duża nierównomierność w przenoszeniu obciążenia. W zakresie  $e = 0-0,8$  wzrost siły jest prawie liniowy. Dla porównania na wykresie oznaczono przebieg według zmodyfikowanego modelu Ohnricha (linia ciągła).

Dla wybranego przypadku wyznaczono dystrybucje obciążenia dla różnych sztywności dźwigara pierścieniowego podwozia zwałowarki ZGOT (rys. 8.4). Wysokość dźwigara zwiększano kolejno do 120, 140 i 160% wysokości nominalnej. Na wykresie (rys. 8.36) pokazano dystrybucje po obwodzie w zakresie  $\theta = 120^\circ \div 180^\circ$  oraz pomniejszoną dystrybucję dla wysokości nominalnej po całym obwodzie.

Przez zwiększenie sztywności dźwigara pierścieniowego uzyskano zmniejszenie maksymalnej wartości siły na kulę o 22%, z 345 kN do 270 kN. W podobny sposób sprawdzono wpływ sztywności dźwigara pierścieniowego nadwozia. Na podstawie wyników oraz analizy wykresu obwiedni stwierdzono nieznaczny wpływ tych zmian sztywności nadwozia na maksymalne wartości sił, co oznacza, że decydujący wpływ na rozkład sił

dla takich rozwiązań konstrukcji wsporczych ma struktura podwozia, gdyż to „punkty twarde” podwozia generują miejsca maksymalnych nacisków. Sztywność nadwozia jest znacznie większa i o wyteżeniu elementów tocznych decyduje „słabsze ogniwo” łańcucha przekazywania siły.

## 8.4. Korekcja łożyska i konstrukcji wsporczych

Nierównomierność obciążenia w łożach kulowych można częściowo poprawić przez zastosowanie korekcji samego łożyska lub też jego konstrukcji wsporczych. Można wyróżnić dwie podstawowe metody korekcji:

- korekcja dna bieżni,
- korekcja geometrii styku.

Jest możliwe jednoczesne stosowanie korekcji dna bieżni i geometrii styku.

### Korekcja dna bieżni

Pomysł korekcji dna bieżni wywodzi się z obserwacji deformacji konstrukcji wsporczej (linii ugięcia powierzchni pod łożysko) pod obciążeniem. Idealna krzywa dna bieżni jest okręgiem (leży na płaszczyźnie). Pod wpływem obciążenia krzywa dna bieżni pierścienia łożyska ulega deplanacji i owalizacji. Amplitudy linii ugięcia są często nawet o rząd większe od ugięcia układu *bieżnia–element toczny–bieżnia*. Ugięcie w strefach „miękkich” jest większe niż w punktach „twardych”, co 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.

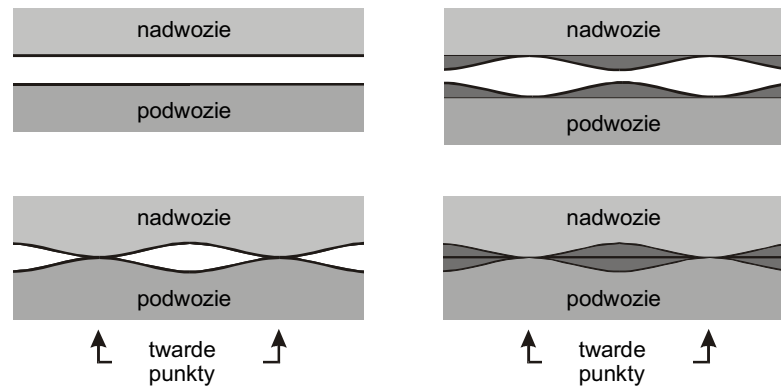
Odciążenie bieżni i elementów tocznych znajdujących się w strefach „twardych” jest możliwe jedynie przez zwiększenie amplitudy obciążenia elementów tocznych znajdujących się w strefach „miękkich”, co osiąga się za pomocą korekcji wzniosu dźwigara pierścieniowego, polegającej na wysunięciu bieżni w strefach miękkich w kierunku płaszczyzny podziałowej łożyska. Schemat działania korekcji pokazano na rys. 8.37.

Do określenia wartości korekcji niezbędne jest wyznaczenie linii deformacji  $u_g$  punktów na okręgu pod łożysko:

$$u_g(\theta) = u(\theta) - \bar{u} - C, \quad (8.9)$$

gdzie:  $u$  – przemieszczenia całkowite w kierunku poosiowym,  $\bar{u}$  – przemieszczenie cząstkowe w wyniku ruchu bryły sztywnej,  $\theta$  – kąt mierzony po obwodzie łożyska,  $C$  – stała wprowadzona, aby uzyskać:

$$\max(u_g) = 0. \quad (8.10)$$



Rys. 8.37. Schemat korekcji głębokości dna bieżni

Ponieważ w przypadku podwozia jest możliwe różne położenie mimośrodowo siły pionowej działającej od nadwozia, linię deformacji wyznacza się dla obciążenia siłą pionową  $V$  działającą w osi łożyska. Dla nadwozia przyjmuje się położenie najbardziej niekorzystne.

Jest możliwe także wyznaczenie linii zastępczej dla kilku różnych stanów. Wówczas zastępcza linia deformacji może być określona przez:

$$u_{g_{zast}} = \min(u_{g_1}(\theta), u_{g_2}(\theta), \dots), \quad (8.11)$$

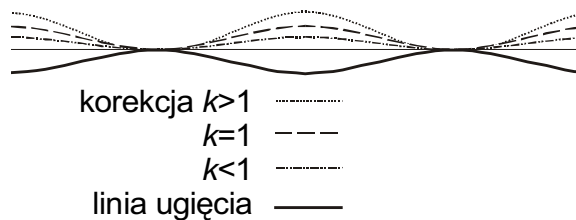
gdzie  $u_{g_i}$  – linia ugięcia dla  $i$ -tego obciążenia.

Linię ugięcia wyznacza się zazwyczaj z modeli FEM zbudowanych do analizy wytrzymałościowej ustroju nośnego.

Linię wstępnej deplanacji dna bieżni  $w(\theta)$  można wyznaczyć jako ujemną krotność linii deformacji:

$$w = -k u_g. \quad (8.12)$$

Miarą korekcji jest wówczas współczynnik korekcji  $k$ . Na rysunku 8.38 pokazano linie korekcji dla trzech wartości współczynnika  $k$ . Im większa jest jego wartość, tym większa jest wstępna deplanacja dna bieżni. Współczynnik korekcji  $k$  powinien być tym większy, im większy jest stosunek mimośrodowo działania siły pionowej  $e$  do promienia podziałowego łożyska  $R$ .



Rys. 8.38. Linia korekcji w odniesieniu do linii ugięcia podczas obciążenia osiowego

Wstępną deplanację linii dna bieżni można uzyskać przez:

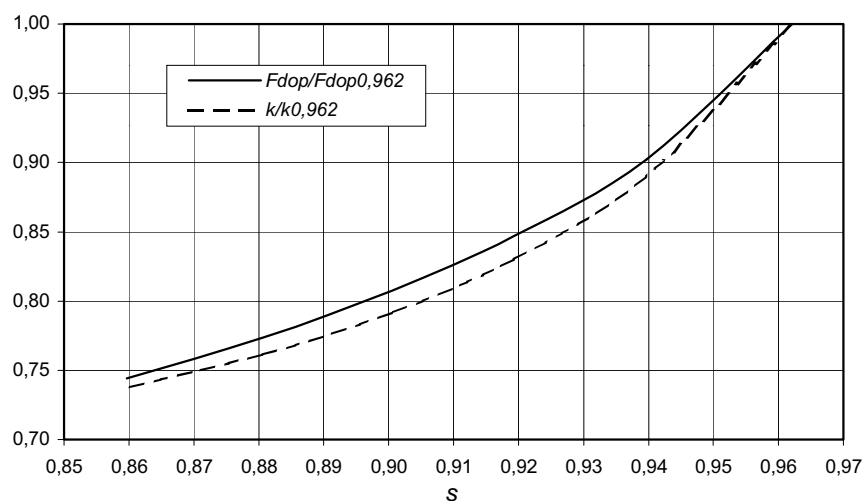
- zastosowanie wylewki pod łożysko o zmiennej grubości,
- zastosowanie podkładek korekcyjnych,
- wykonanie konstrukcji wsporczej z odpowiednio ukształtowanym pasem górnym,
- wykonanie pierścienia łożyskowego lub jego segmentów o zmiennej głębokości dna bieżni.

#### Korekcja geometrii styku

Innym sposobem uzyskania korzystniejszej dystrybucji obciążenia jest wprowadzenie po obwodzie łożyska zmiennej geometrii styku, co jest możliwe w łożyskach kulowych. Rozwiązanie takie stosuje się powszechnie przy łączeniu poszczególnych segmentów łożyska, gdzie stosuje się zwiększenie promienia bieżni i jednocześnie zagłębienie jej dna o wartość około  $0,02 d$ .

Największe obciążenia elementów tocznych występują zawsze w lokalnych punktach „twardych”, tam gdzie konstrukcja wsporcza jest usztywniona przez żebra, przepony itp., które uniemożliwiają przemieszczanie się pierścieni łożyska po kierunku poprzecznym (promieniowym) łożyska. Sztywność układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* jest tym większa, im większy jest współczynnik przystawania kuli do bieżni, co wykazują rozwiązania teoretyczne (rys. 4.20) i numeryczne (rys. 6.2). Wielkość przenoszono obciążenia jest proporcjonalna do sztywności układu. Niestety wraz ze zmniejszającym się współczynnikiem przystawania zmniejsza się też, choć w mniejszym stopniu, dopuszczalne obciążenie układu (rys. 8.39).

Wykorzystanie zjawiska zmienności charakterystyk wraz ze zmianą współczynnika przystawania kuli do bieżni polega na zastosowaniu zwiększonych promieni bieżni w punktach „twardych”. Większy luz poprzeczny zapobiega klinowaniu się kuli między pierścieniami łożyska.



Rys. 8.39. Nośność  $F_{dop}$  i sztywność układu kula–bieżnia  $k$  w funkcji współczynnika przystawania kuli do bieżni  $s$  w odniesieniu do nośności i sztywności dla  $s = 0,962$

W łożyskach o bieżniach miękkich w początkowym okresie eksploatacji następuje samoczynna korekcja profilu bieżni w wyniku uplastycznienia materiału bieżni i jej rozwalowania. Przez pomiary zużycia takich bieżni (zmiana grubości) można określić wymagany przebieg linii korekcji. W łożyskach o bieżniach ulepszanych cieplnie lub hartowanych nie ma takiej możliwości.

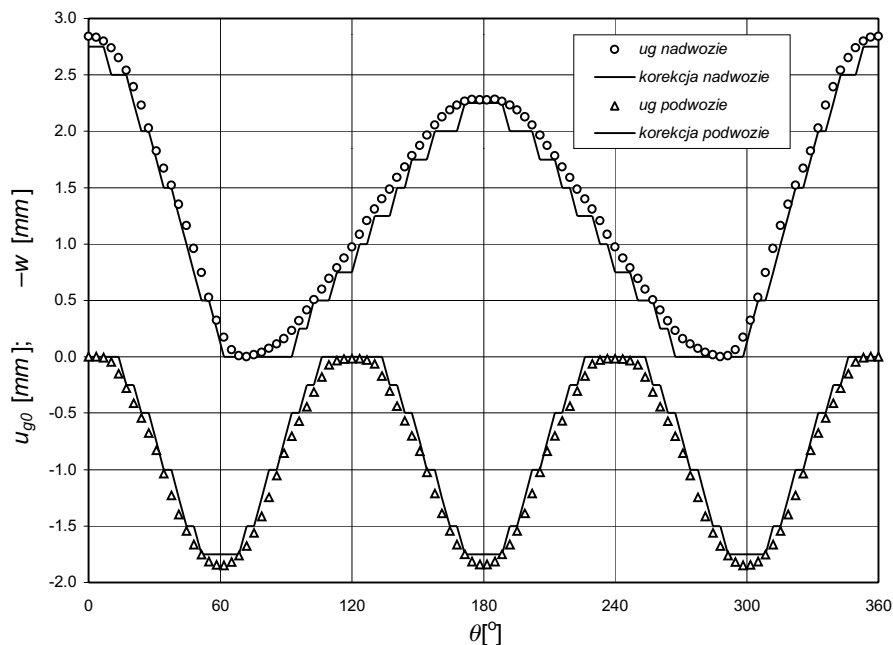
Zamieszczono dwa przykłady liczbowe korekcji łożysk wielkogabarytowych.

Zbudowano model obliczeniowy łożyska i konstrukcji wsporczych. Przeprowadzono symulacje numeryczne FEM dystrybucji obciążenia po zastosowaniu korekcji w postaci podkładek wyrównawczych do łożyska koparki o średnicy podziałowej  $D = 8$  m, średnicy kul  $d = 200$  mm i współczynnika przystawania  $s = 0,96$ . Wyznaczono linie ugięcia dla nominalnego obciążenia osiowego  $V$  ramy portalowej podwozia oraz dla nominalnego obciążenia  $V$  na średnim mimośrodku  $e$  nadwozia.

Na rys. 8.40 naniesiono linię deformacji  $u_g$  punktów na okręgu pod łożysko dla nadwozia (znaczniki kołowe) oraz podwozia (trójkąty). W punktach twardych przyjęto wartość deformacji równą 0. Wyznaczoną krzywą przybliżono linią schodkową, taką że:

$$w(\theta) = -\operatorname{sgn}(u_g) \left[ k \frac{|u_g(\theta)|}{\Delta w} \right] \Delta w, \quad (8.13)$$

gdzie  $\Delta w$  jest skokiem linii (skokiem ciągu grubości podkładek).



Rys. 8.40. Linie deformacji dna bieżni i zastosowana korekcja dla współczynnika korekcji  $k = 1$

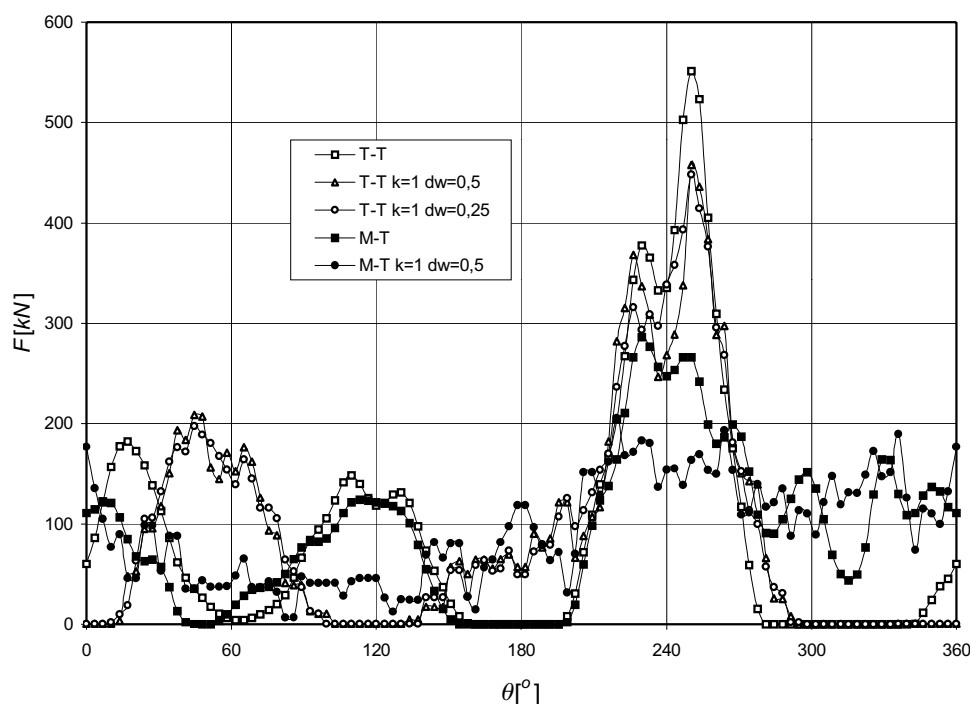


Obliczenia wykonano dla dwóch różnych wartości skoku:  $\Delta w = 0,25$  i  $0,5$  mm. (na rys. 8.40 krzywe schodkowe dla wartości  $0,25$  mm) oraz dla dwóch różnych położeń nadwozia względem podwozia:

T-T – gdy punkt „twardy” nadwozia działa na punkt „twardy” podwozia, ( $\alpha = 92^\circ$ , rys. 8.12)

M-T – gdy punkty „twarde” działają na punkty „miękkie” ( $\alpha = 0^\circ$ ).

Wyznaczone dystrybucje obciążenia dla położenia T-T (znaczniki „puste”) oraz M-T (znaczniki „pełne”) naniesiono na wykresie (rys. 8.41).



Rys. 8.41. Dystrybucja obciążenia w łożysku bez korekcji i z korekcją: T-T – punkt „twardy” nadwozia nad punktem „twardym” podwozia, M-T – punkt „twardy” nadwozia nad punktem „miękkim” podwozia, skok korekcji  $\Delta w = 0,25$  i  $0,5$  mm

Niezależnie od przyjętego skoku korekcji uzyskano zmniejszenie maksymalnej siły w elemencie tocznym o około 20%. W miejscu najbardziej wyciążonym ( $\theta = 240^\circ$ , punkt „twardy” na „twardym”) spłaszczeniu uległ wierzchołek rozkładu. Po przeciwnej stronie dźwigara ( $\theta = 60^\circ$ ), gdzie punkty „twarde” współpracowały z „miękkimi” nastąpiło charakterystyczne odwrócenie rozkładu. W miejsce dwóch wierzchołków powstał jeden leżący między nimi. Ze względu na dokładność korekcji uzyskane rozkłady są bardziej nieregularne.

Jeżeli przyjąć klasyczny model trwałości łożyska, w którym graniczna liczba cykli jest odwrotnie proporcjonalna do obciążenia:

$$\frac{N_k}{N_0} \sim \left( \frac{F_{\max 0}}{F_{\max k}} \right)^3 \approx 1,25^3, \quad (8.14)$$

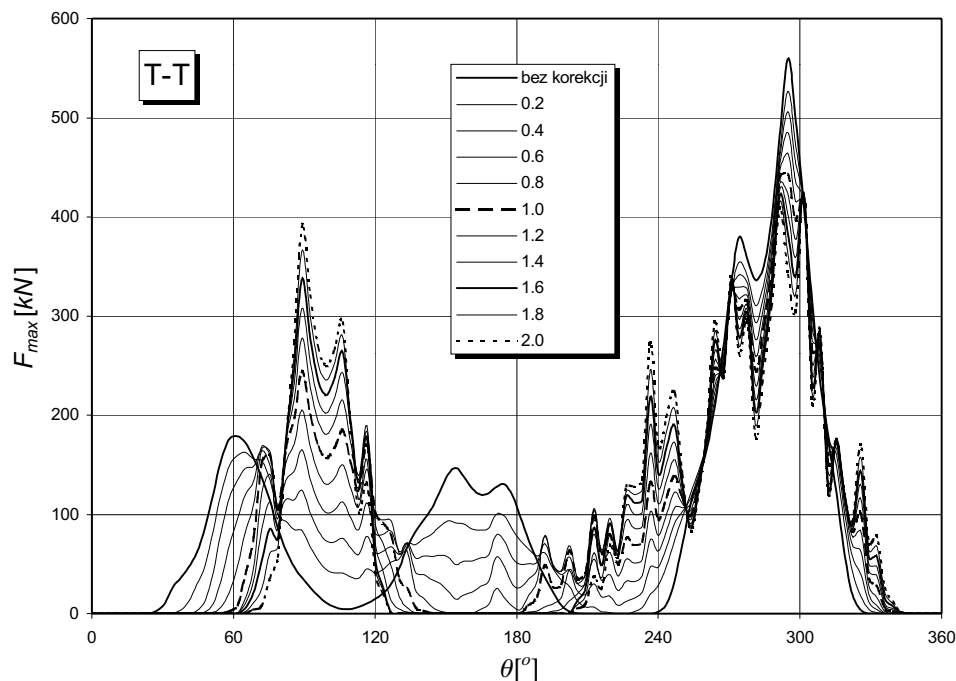
gdzie indeks 0 dotyczy łożyska bez korekcji, a indeks  $k$  łożyska z korekcją, to powinno się uzyskać prawie dwukrotny wzrost trwałości.

Otwartą kwestią jest przyjmowanie stałej korekcji  $k$ . Intuicja podpowiada, że w przypadku większych mimośrodków  $e$  działania siły pionowej  $V$  powinno się stosować większą wartość współczynnika.

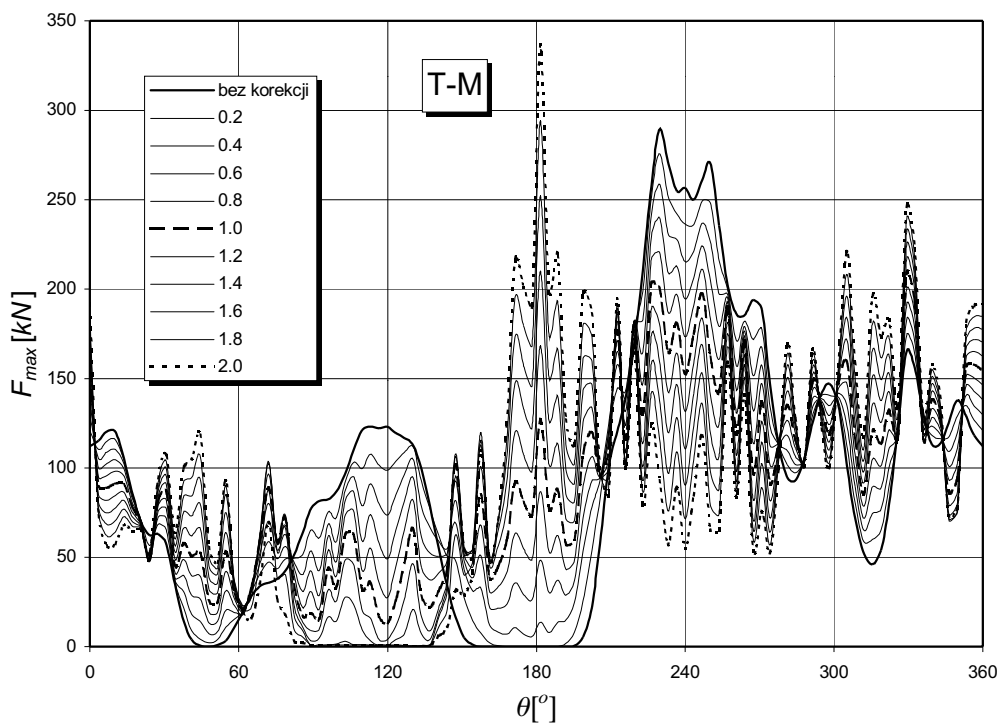
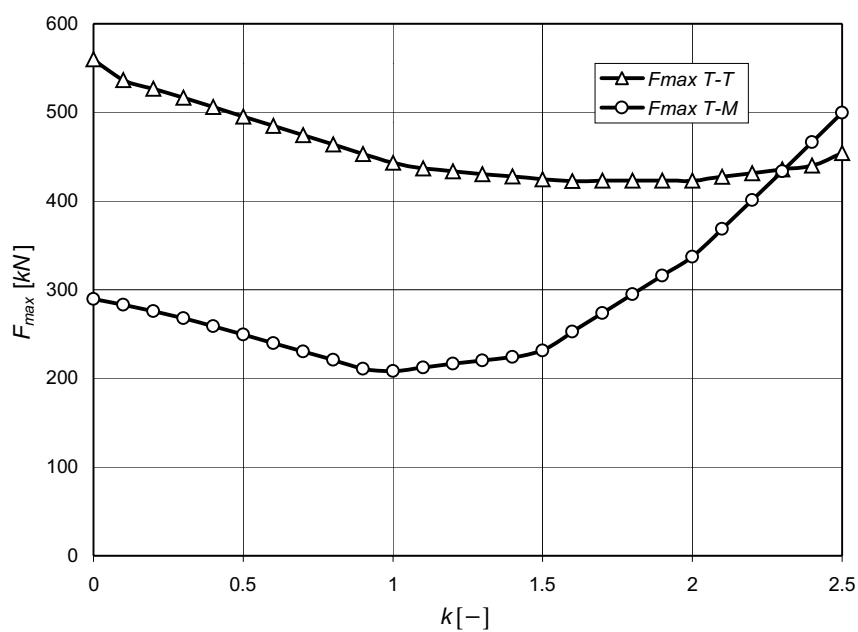
Aby stwierdzić jaką wartość przyjąć w analizowanym przypadku, należy obliczyć współczynnik  $k$  w zakresie od 0 do 2,5, z krokiem 0,1. Na rysunku 8.42 pokazano dystrybucje dla położenia T-T, a na rys. 8.43 dla przypadku M-T.

Stwierdzono, że im większy współczynnik korekcji, tym większa nierównomierność amplitud dystrybucji. Dla najbardziej niekorzystnego położenia (T-T) następuje szybkie zmniejszenie wartości maksymalnej siły w elemencie tocznym do  $k = 1,0$ . Potem spadek jest wolniejszy, a od  $k = 1,6$  następuje stabilizacja wartości siły. Po przeciwległej stronie łożyska następuje odwrócenie rozkładu. Dla położenia M-T minimum wartości siły przypada dla  $k = 1,0$ , ale obciążenia kul są na znacznie niższym poziomie. Wykonano wykres wartości maksymalnych sił w funkcji stałej korekcji (rys. 8.44).

Drugi przykład obliczeniowy dotyczy łożyska zwałowarki o średnicy podziałowej  $D = 10$  m, średnicy kul  $d = 150$  mm i współczynniku przystawania  $s = 0,96$ . Zbudowa-



Rys. 8.42. Dystrybucje obciążenia dla różnych współczynników korekcji  $k$ , położenie T-T

Rys. 8.43. Amplitudy dystrybucji obciążenia dla różnych współczynników korekcji  $k$ , położenie M-T

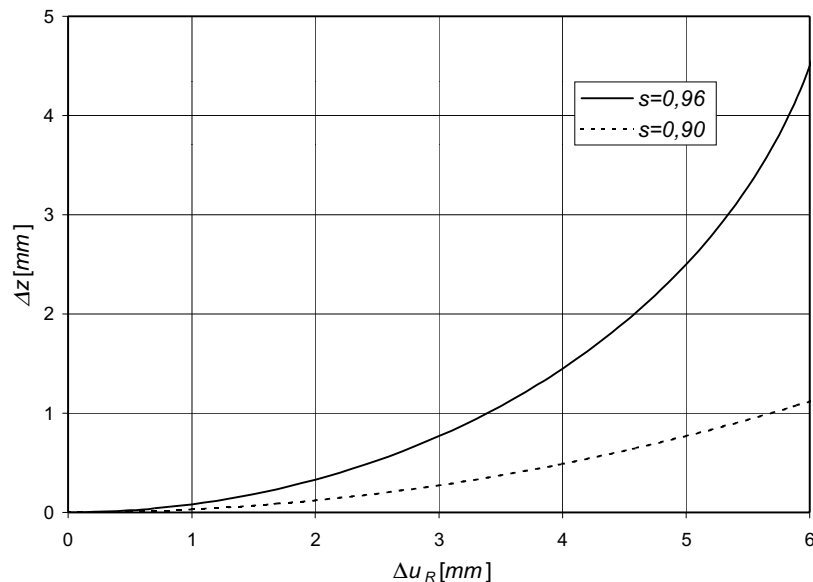
Rys. 8.44. Wartość maksymalnej siły w elemencie tocznym w funkcji stałej korekcji

no model obliczeniowy FEM łożyska. Na podstawie symulacji numerycznej stwierdzono, że duże siły w elementach tocnych wystąpiły wyłącznie w elementach tocnych znajdujących się nad usztywnieniami poprzecznymi dźwigara pierścieniowego (środniki podpór, żebra, przepony itp.). Przyjęto hipotezę, że nadmierne siły wynikają z zakleszczania się elementów tocnych w wyniku względnego ruchu poprzecznego pierścieni nadwozia i podwozia (rys. 8.45). Postanowiono zwiększyć promień bieżni  $r_B$  w tych punktach z wartości nominalnej 78,125 mm do wartości 83,333 mm, co jest równoważne zmniejszeniu współczynnika przystawania kuli do bieżni  $s$  z 0,96 do wartości 0,90. Na rys. 8.46 zamieszczono charakterystyki sztywności układu *bieżnia–kula–bieżnia* dla podanych stosunków wymiarowych. Jeżeli kula znajdowała się między jedną bieżnią zmodyfikowaną a drugą o promieniu nominalnym, to przyjęto charakterystykę w postaci średniej arytmetycznej.

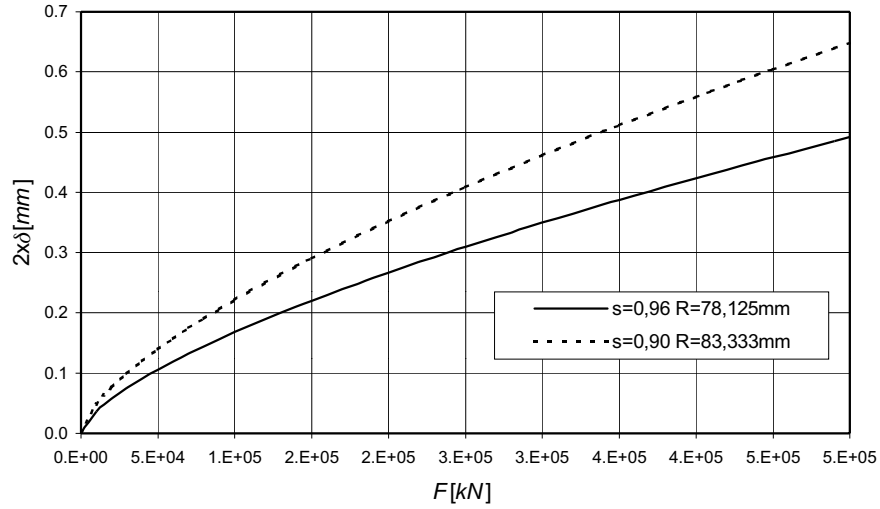
Zmodyfikowane charakterystyki zaaplikowano do modelu obliczeniowego. Uzyskaną dystrybucję obciążenia zestawiono na rys. 8.47 z dystrybucją początkową. Obciążenie najbardziej wyteżonej kuli zmniejszyło się o 37,5%, z wartości  $F_{\max 0} = 343,6$  kN do wartości  $F_{\max k} = 214,1$  kN. Zmniejszenie współczynnika przystawania powoduje jednak zmniejszenie nośności układu *element tocny–bieżnia*  $F_{\text{dop}k}/F_{\text{dop}0}$  do 0,82 początkowej (rys. 8.39) i dlatego realne obciążenie jest równe:

$$\Delta F_{\%} = 100 - \frac{F_{\max k}}{F_{\max 0}} \cdot \frac{F_{\text{dop}k}}{F_{\text{dop}0}}, \quad (8.15)$$

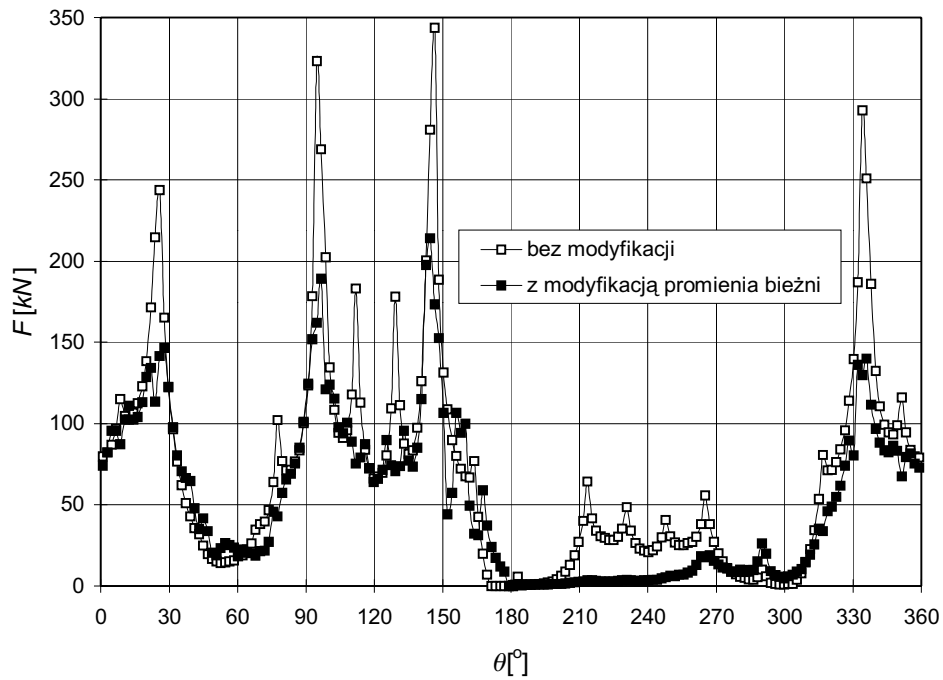
i w tym przypadku wynosi 23%.



Rys. 8.45. Wpływ względnego przemieszczenia poprzecznego pierścieni na przyrost odległości pomiędzy pierścieniami bez odkształcenia kuli i bieżni



Rys. 8.46. Charakterystyka ugięcie–siła układu bieżnia–element toczny–bieżnia dla bieżni nominalnej (linia ciągła) i skorygowanej (linia przerywana)



Rys. 8.47. Dystrybucja obciążenia w łożysku bez korekcji i z modyfikacją promienia bieżni

Podobnie jak w przypadku poprzedniego łożyska powinno to podwoić jego trwałość.

Na podstawie uzyskanych z symulacji wyników można stwierdzić, że korekcja wzniosu dźwigara pierścieniowego oraz geometrii styku w punktach „twardych” powinna być powszechnie stosowana, gdyż znacznie zmniejsza szczytowe obciążenie elementów tocznych i bieżni. Przez niewielkie zmiany uzyskano znaczne zmniejszenie wyężenia łożyska, co powinno wydatnie zwiększyć jego trwałość. Powinno to z nadatkiem zrekompensować trudności technologiczne wykonania korekcji.

Stosowanie korekcji wzniosu dźwigara pierścieniowego jest korzystne dla elementów łożyska, ale może zwiększyć wyężenie konstrukcji wsporczych. Dlatego podczas stosowania korekcji jest niezbędna weryfikacja pola naprężeń w konstrukcjach wsporczych.

## 9. Metoda ewaluacji układu łożysko–konstrukcja wsporcza

Jak wykazano w poprzednich rozdziałach dobór łożyska bez uwzględnienia parametrów konstrukcji wsporczej może nie być poprawny. W wyniku działania koncentratorów – „twardych punktów” konstrukcji wsporczych, uzyskuje się znacznie większe wartości obciążeń maksymalnych elementów tocznych oraz bieżni. Istnieje potrzeba sformułowania metody, która za pomocą prostych, nie wymagających dużego nakładu obliczeń pozwalałaby na:

- wstępną ocenę nośności łożyska dla zadanej konstrukcji wsporczej,
- wstępny dobór parametrów konstrukcji wsporczej tak, aby osiągnąć wymaganą nośność łożyska.

Metoda ta powinna umożliwić analizę porównawczą różnych łożysk w różnych maszynach.

Miarą nośności może być obciążenie właściwe  $p_w$  najbardziej wytężonego elementu tocznego. Na wartość obciążenia właściwego w przypadku łożyska kulowego ma wpływ:

- Geometria łożyska (dla każdego rzędu lub szeregu elementów tocznych):
  - średnica podziałowa elementów tocznych  $D$ ,
  - liczba elementów tocznych  $z$ ,
  - średnica elementów tocznych  $d$ ,
  - w przypadku łożysk wielorzędowych luz  $l$ .
- Obciążenie:
  - obciążenie osiowe  $V$ ,
  - moment poprzeczny  $M$  (mimośród siły wypadkowej obciążenia osiowego  $e$ ),
  - obciążenie promieniowe  $H$ .
- Sztywność konstrukcji wsporczych nadwozia  $K_n$  i podwozia  $K_p$ .

### 9.1. Ocena nośności łożyska dla zadanej konstrukcji wsporczej

Można wyznaczyć obciążenie właściwe kuli dla sztywnych pierścieni wsporczych:

$$p_{w0} = f(D, z, d, l, V, e, H). \quad (9.1)$$

Jeżeli udział sił poziomych jest mały (poniżej 10% obciążenia pionowego), to obciążenie właściwe można zapisać jako iloczyn obciążenia właściwego dla obciążenia siłą osiową  $p_{w(e=0)}$  oraz współczynnika mimośrodu  $f_e(e)$ :

$$p_{w0} = p_{w(e=0)} f_e(e). \quad (9.2)$$



Dla jednorzędowego łożyska kulowego:

$$P_{w(e=0)} = \frac{V}{d^2 z}. \quad (9.3)$$

Współczynniki  $f_e$  wyznaczone zmodyfikowaną metodą Ohnricha pokazano na rys. 4.12 oraz zamieszczono w tabeli 9.1.

Obciążenie właściwe szczytowej kuli  $p_{w\max}$  zależy od wzajemnych relacji między sztywnością konstrukcji wsporczej a sztywnością układu element toczny–bieżnia. Jest ono największe, gdy „twardy punkt” nadwozia znajduje się nad „twardym punktem” podwozia. Dla takiego przypadku można wprowadzić taki współczynnik  $f_K$ , że:

$$P_{w\max} = P_{w0} f_K(K_d, K_n, K_p), \quad (9.4)$$

gdzie  $K_n$  i  $K_p$  są funkcjami sztywności nadwozia i podwozia, a  $K_d$  funkcją sztywności układu *element toczny–bieżnia*. Współczynnik  $f_K$  określa ile razy wzrasta maksymalne obciążenie kuli w wyniku niejednorodnej sztywności konstrukcji wsporczych.

Można przyjąć założenie, że przy zachowaniu stałego stosunku sztywności układu *element toczny–bieżnia* do sztywności konstrukcji wsporczych wartość funkcji  $f_K$  będzie niezmienna.

Jeżeli zastosujemy równanie ugięcia  $\delta$  układu *kula–bieżnia* pod wpływem siły  $F$  w postaci:

$$\frac{\delta}{d} = C \left( \frac{F}{d^2 E} \right)^\eta, \quad (9.5)$$

Tabela 9.1. Maksymalne obciążenie właściwe kuli w funkcji mimośrodu działania siły osiowej

$e/R$	$f_e$	$e/R$	$f_e$	$e/R$	$f_e$	$e/R$	$f_e$
0,00	1,000	0,6001	2,357	0,6799	2,640	0,9254	3,625
0,05	1,105	0,6012	2,360	0,6990	2,695	0,9367	3,752
0,10	1,207	0,6033	2,366	0,6995	2,734	0,9479	3,992
0,15	1,312	0,6064	2,375	0,7104	2,797	0,9599	4,044
0,20	1,419	0,6104	2,399	0,7214	2,944	0,9696	4,212
0,25	1,522	0,6153	2,403	0,7327	2,906	0,9901	4,396
0,30	1,635	0,6210	2,422	0,7441	2,973	0,9903	4,600
0,35	1,743	0,6274	2,443	0,7557	3,046	0,9002	4,926
0,40	1,959	0,6345	2,469	0,7673	3,124	0,9097	5,079
0,45	1,993	0,6423	2,496	0,7790	3,209	0,9199	5,362
0,51	2,112	0,6507	2,527	0,7907	3,300	0,9276	5,693
0,55	2,226	0,6596	2,561	0,9023	3,400	0,9360	6,047
0,60	2,356	0,6690	2,599	0,9139	3,509	0,9439	6,464

to po uwzględnieniu:

$$F = \frac{V}{\pi w_s w_w}, \quad (9.6)$$

i po przekształceniach

$$k_{KB} = \frac{dF}{d\delta} = \frac{E^\eta}{C\eta} \left( \frac{V}{\pi w_w w_s} \right)^{1-\eta} d^{2\eta-1}, \quad (9.7)$$

lub

$$k_{KB} = \frac{E^\eta}{C\eta} \left( \frac{V}{\pi w_w D} \right)^{1-\eta} d^\eta. \quad (9.8)$$

Jeżeli  $\eta = 2/3$ , to wówczas:

$$k_{KB} = \frac{2E^{2/3}}{3C} \left( \frac{V}{\pi w_w w_s} \right)^{1/3} d^{1/3}. \quad (9.9)$$

Po pominięciu stałych uzyskuje się funkcję sztywności układu *element toczny-bieżnia*:

$$K_d = \left( \frac{V}{w_w w_s} \right)^{1/3} d^{1/3}. \quad (9.10)$$

lub po wprowadzeniu  $D$

$$K_d = \left( \frac{V}{w_w D} \right)^{1/3} d^{1/3}. \quad (9.11)$$

Funkcje sztywności  $K_n$  i  $K_p$  wyznacza się na podstawie linii ugięcia konstrukcji wsporczych  $u(\alpha)$  pod działaniem osiowo przyłożonej siły  $V$  po obwodzie łożyska. Ponieważ przemieszczenia konstrukcji wsporczej jako bryły sztywnej nie mają wpływu na dystrybucję obciążenia w łożysku, z linii ugięcia należy wydzielić wyłącznie deformacje giętne (rys. 9.1):

$$u_g(\theta) = u(\theta) - \bar{u}, \quad (9.12)$$

gdzie  $\bar{u}$  jest wektorem średnich uogólnionych przemieszczeń konstrukcji wsporczej.

Dla tak wyznaczonych deformacji giętnych miarodajna jest wartość deformacji giętniej w punktach „twardych”  $\Delta u_g$ , gdzie wartości ugięć są najmniejsze:

$$\Delta u_g = \max(u_{gT}). \quad (9.13)$$

Lokalne duże ugięcia w punktach „miękkich” zwiększają obciążenia najbardziej wyężonych kul w niewielkim stopniu.

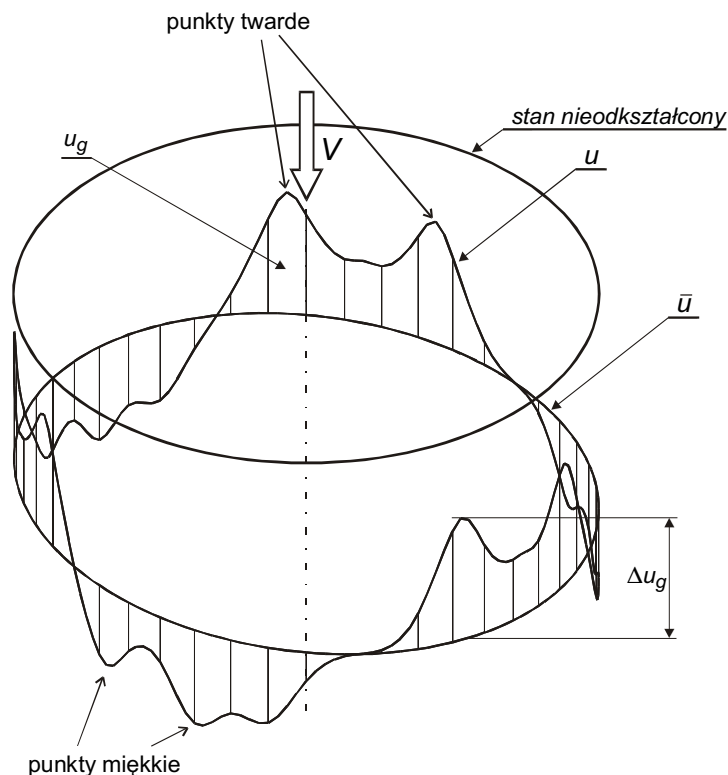
Funkcje sztywności konstrukcji wsporczych można zdefiniować jako:

$$K_W = \min(K_n, K_p) = \min\left(\frac{V}{\Delta u_g}\right). \quad (9.14)$$

Linie ugięcia można wyznaczyć w przybliżeniu metodą analityczną, ale wskazane jest zastosowanie metod numerycznych, np. metody elementów skończonych. Model FEM, najlepiej oparty na elementach powierzchniowych, może mieć mały stopień uszczegółowienia i zgrubną siatkę elementów skończonych, ponieważ służy wyłącznie do określenia pola przemieszczeń.

Zgodnie z przedstawionymi wcześniej założeniami można wyznaczyć wskaźnik sztywności  $W_K$  będący stosunkiem funkcji sztywności konstrukcji wsporczej i układu element toczny–bieżnia:

$$W_K = \frac{K_W}{K_d}. \quad (9.15)$$



Rys. 9.1. Deformacja dźwigara pierścieniowego po kierunku osiowym

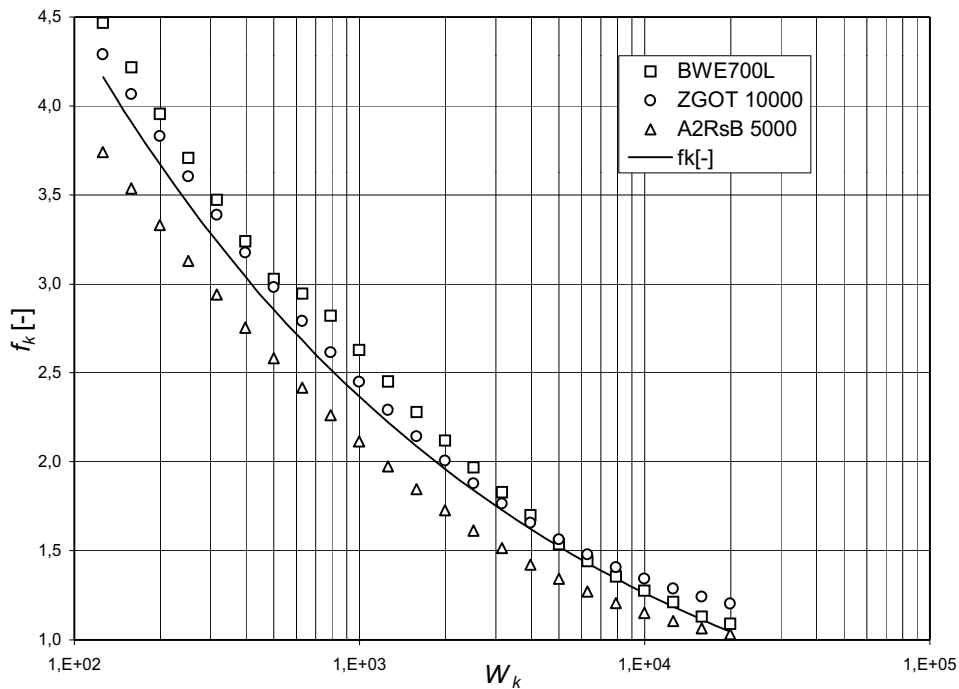
Po uwzględnieniu wzorów (9.10) i (9.14) uzyskuje się:

$$W_K = \frac{1}{\Delta u_g} \sqrt[3]{\frac{V^2 w_w w_s}{d}} \quad (9.16)$$

lub po zastosowaniu (9.11):

$$W_K = \frac{1}{\Delta u_g} \sqrt[3]{\frac{V^2 w_w D}{d^2}} \quad (9.17)$$

Wykonano analizę dystrybucji obciążenia w łożysku metodą elementów skończonych (z zastosowaniem modeli powłokowych konstrukcji wsporczych) dla trzech maszyn górnictwa odkrywkowego: koparki BWE700L (łożysko  $\varnothing 9000$ , 105 kul  $\varnothing 200$ ) oraz zwałowarek ZGOT 11500 (łożysko  $\varnothing 10000$ , 199 kul  $\varnothing 150$ ) i A2RsB5000 (łożysko  $\varnothing 10000$ , 116 kul nośnych  $\varnothing 120$ ) dla różnych sztywności konstrukcji wsporczych. Wyznaczono wartości funkcji  $f_K$  zmiennej  $W_K$ . Stwierdzono zbliżony przebieg funkcji  $f_K$  dla różnych maszyn (rys. 9.2).



Rys. 9.2. Zależność współczynnika  $f_K$  od wskaźnika sztywności  $W_K$  wyznaczona dla łożysk z różnych maszyn

Po aproksymacji funkcją postaci:

$$f_K = cW_K^\zeta \quad (9.18)$$

dla modeli powłokowych podwozia i nadwozia wartość wykładnika  $\zeta$  mieściła się w granicach:

$$\zeta = -0,28 \div -0,25 .$$

Dla funkcji wyznaczonej z modeli belkowych nadwozia i podwozia uzyskano podobne wartości wykładnika, natomiast mniejsze wartości stałej  $c$ .

Modele powłokowe umożliwiają uwzględnienie nie tylko „twardych punktów” globalnych, ale także punkty lokalne wynikające z przepon, żeber itp. Stąd wynikają większe wartości współczynnika  $f_K$ . W modelach belkowych uwzględniane są tylko „twarde punkty” globalne. Można przyjąć, że model powłokowy odzwierciedla dystrybucję obciążenia w łożysku nowym.

W łożyskach o bieżniach „miękkich” w lokalnych „twardych punktach” nastąpi szybkie rozwalcowanie bieżni i rozkład zbliży się do rozkładu uzyskanego z modelu belkowego. W łożyskach o bieżniach „twardych” nie ma możliwości samoistnej korekcji profilu bieżni bez uszkodzenia łoża.

## 9.2. Dobór sztywności konstrukcji wsporczej

Zagadnienie dobrania odpowiedniej sztywności konstrukcji wsporczej tak, aby zachować maksymalne obciążenie właściwe kuli  $p_{w\max}$  w dopuszczalnym zakresie jest często stawiane w praktyce projektowej.

Po założeniu, że znamy wszystkie parametry łożyska: geometryczne i obciążenia, jest możliwe zastosowanie procedury odwrotnej do przedstawionej w punkcie 9.1.

Po przekształceniu równania (9.4) uzyskuje się:

$$f_K = \frac{p_{w\max}}{p_{w0}} \quad (9.19)$$

Można zastosować funkcję odwrotną  $W_K(f_K)$  i podstawić ją do wzoru (9.17). Wówczas:

$$W_K\left(\frac{p_{w\max}}{p_{w0}}\right) = \frac{1}{\Delta u_g} \sqrt[3]{\frac{V^2 w_w D}{d^2}} \quad (9.20)$$

Po przekształceniach uzyskujemy dopuszczalną wartość deformacji giętej konstrukcji wsporczej, którą można przyjąć za miarę podatności:

$$\Delta u_g = \frac{1}{W_K \left( \frac{p_{w_{\max}}}{p_{w0}} \right)} \sqrt[3]{\frac{V^2 w_w D}{d^2}} \quad (9.21)$$

Wymagana sztywność konstrukcji wsporczej jest odwrotnie proporcjonalna do wartości dopuszczalnej deformacji giętej.

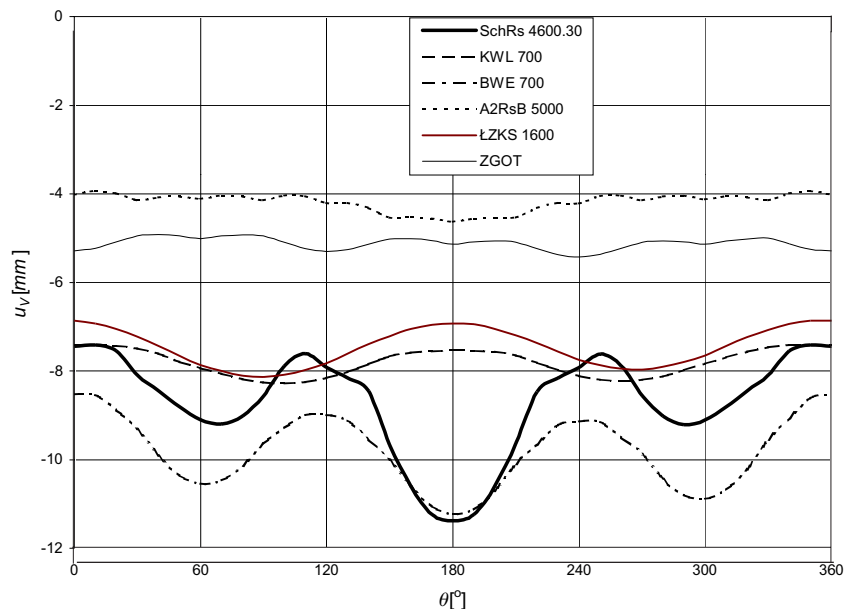
### 9.3. Analiza porównawcza

Na podstawie zależności wyprowadzonych w rozdziale 9.1 wykonano analizę porównawczą łożysk:

- koparek kołowych SchRs 4600.30 (Krupp) z łożyskiem jedno- i dwuszeregowym, BWE700L (Poltegor-Projekt), KWL700 (SKW),
- zwałowarek A2RsB (Köthen), ZGOT 11000 (SKW),
- ładowarko-zwałowarki ŁZKS 1600 (FAMAK – łożysko FAMAGO).

Dane łożysk, warunki brzegowe i wyniki analizy zestawiono w tabeli 9.2.

Po zbudowaniu modeli obliczeniowych konstrukcji wsporczych łożyska wyznaczono metodą elementów skończonych ich linie ugięcia dla zerowego mimośrodu  $e$  siły pionowej  $V$  (rys. 9.3). Wyznaczono deformacje gięte (po odjęciu średnich przemieszczeń i obrotów). Wykresy zestawiono na rys. 9.4.



Rys. 9.3. Wykres ugięć konstrukcji wsporczych po obwodzie łożyska przy obciążeniu siłą pionową o mimośrodzie  $e = 0$  dla różnych maszyn

Tabela 9.2. Zestawienie danych łożysk i konstrukcji wsporczych oraz wyników analizy porównawczej

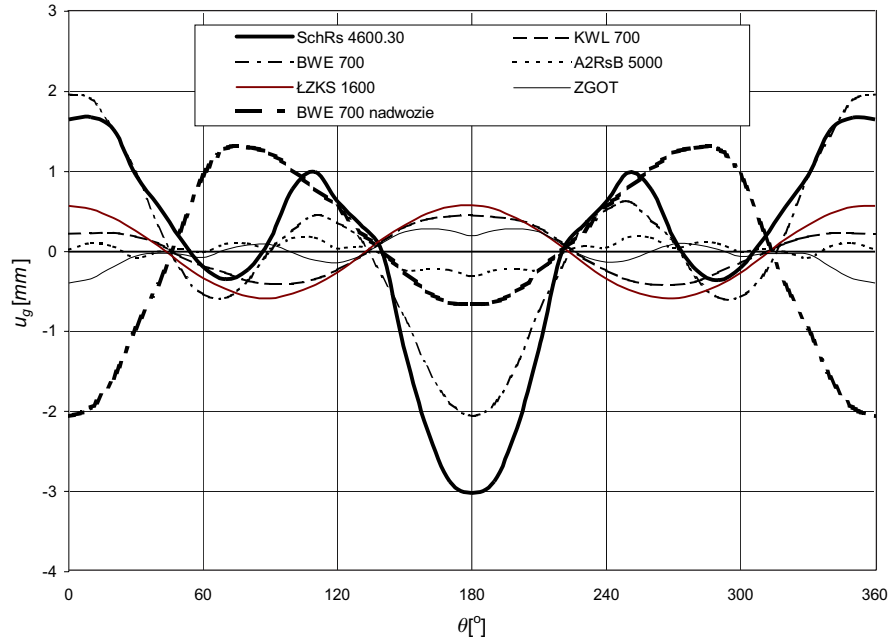
Parametr	SchRs 4600 (1 szereg)	SchRs 4600 (2 szeregi)	KWL 700	BWE 700L podwozie	BWE 700L nadwozie	A2RsB 5000	ŁZKS 1600	ZGOT 11000
Dane geometryczne łożyska								
$D$ [mm]	12000		5500	8000		10000	4495	10000
$d$ [mm]	250		120	200		120	110	150
$z$ [-]	124	209	224	105	116	100	199	
$w_s$ [-]	48,00		45,83	40,00		83,33	40,86	66,67
$w_w$ [-]	0,82	1,39	1,56	0,84	0,44	0,78	0,90	
Obciążenie								
$V$ [kN]	27323		6126	10999		4980	6110	9700
$e$ [-]	0,425		0,5788	0,455		0,42	0,45	0,42
Wyniki z analizy sztywności konstrukcji wsporczych								
$u_{\max}$ [mm]	1,71		0,45	1,97	1,31	0,24	0,57	0,33
$u_{\min}$ [mm]	-3,02		-0,42	-2,06	-2,06	-0,31	-0,59	-0,40
$\Delta u_g$ [mm]	1,46		0,39	1,14	1,67	0,27	0,57	0,31
Analiza porównawcza								
$p_{w(e=0)}$ [MPa]	3,53	2,09	1,90	2,59		2,99	5,05	2,29
$f_e$ [-]	1,91	1,93	2,23	1,92		1,90	1,99	1,90
$p_{w0}$ [MPa]	6,73	4,03	4,24	4,99		5,66	10,01	4,35
$W_k$ [kN–mm]	335,58	399,61	712,65	236,60	161,60	737,54	385,41	1078,55
$f_k$ [-] (model powłokowy)	3,19	3,04	2,59	3,50	3,89	2,57	3,07	2,32
$f_k$ [-] (model belkowy)	1,50	1,43	1,22	1,65	1,83	1,21	1,45	1,09
$p_{\max}$ [MPa] (model powłokowy)	21,44	12,24	10,99	17,49	18,39	14,55	30,70	10,09
$p_{\max}$ [MPa] (model belkowy)	14,29	8,16	7,33	11,65	12,93	9,70	20,47	6,72

Do obliczeń przyjęto obciążenie pionowe (siła  $V$  i mimośród  $e$ ) odpowiadające obciążeniom głównym zgodnie z normą [73].

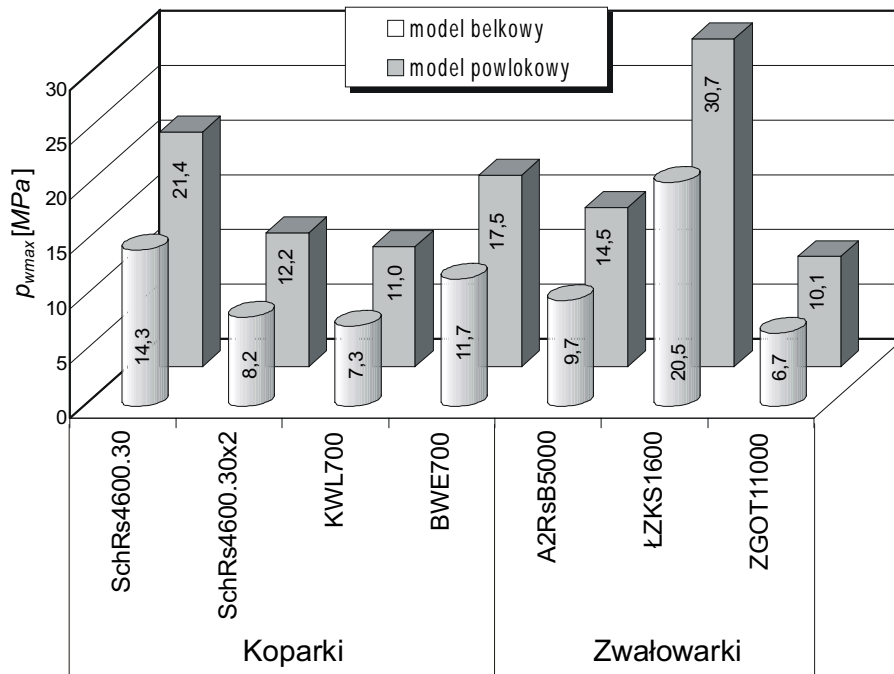
Wyznaczone obciążenie właściwe kul wykazało znaczne przeciążenie łożysk dwóch maszyn: koparki kołowej SchRs 4600.30 z łożyskiem jednoszeregowym oraz ładowarko-zwałowarki ŁZKS 1600 (rys. 9.5).

W przypadku koparki SchRs 4600.30 uzyskane wyniki potwierdzone zostały w eksploatacji. W maszynach tych dochodziło do rozwalcowania bieżni w stopniu unie-





Rys. 9.4. Wykres deformacji giętych konstrukcji w kierunku poosiowym po obwodzie łożyska przy obciążeniu siłą pionową o mimośrodku  $e = 0$ , dla różnych maszyn



Rys. 9.5. Analiza porównawcza wyteżenia elementu tocznego – zestawienie wyników

możliwiającym dalszą pracę (zakleszczanie koszyków), co wymuszało częstą wymianę segmentów łożyska.

W przypadku ładowarko-zwałowarki ŁZKS 1600 także zanotowano częste uszkodzenia łożyska, mimo iż jest to maszyna o małym natężeniu pracy (eksploatowana na składowisku), a charakter pracy łożyska w zwałowarkach jest odmienny niż w koparkach, gdzie mamy do czynienia ze znacznie większą liczbą przetoczeń oraz dużymi siłami dynamicznymi z urabiania.

## 10. Doświadczalna ocena stanu łożyska oraz szacowania dystrybucji obciążenia

Elementy łożysk wielkogabarytowych są znacznie bardziej obciążone niż elementy typowych łożysk tocznych stosowanych w budowie maszyn, a występująca w nich dystrybucja obciążenia w wyniku małej sztywności konstrukcji wsporczych, zmiennej po obwodzie łożyska, charakteryzuje się silnym zróżnicowaniem. Pod działaniem tego i innych niekorzystnych czynników w łożyskach następuje nasilenie wielu niesprzyjających zjawisk. Szczególnie widoczne jest to w przypadku łożysk o bardzo dużych średnicach, eksploatowanych w trudnych warunkach. Uzyskanie wiarygodnych danych do modeli numerycznych jest możliwe tylko na podstawie analizy już istniejących łożysk i ich konstrukcji wsporczych poddanych wieloletniej eksploatacji. Nowoczesne metody doświadczalne w połączeniu z technikami numerycznymi umożliwiają bardziej efektywne niż kiedykolwiek wcześniej rozpoznanie tych zjawisk na obiektach rzeczywistych.

Badania doświadczalne łożysk wielkogabarytowych oprócz bezpośrednich korzyści użytkowych mają także duże korzyści poznawcze.

Cele użytkowe dotyczą bezpośrednio badanego łożyska i są to:

- ocena stanu technicznego łożyska, w tym stopnia zużycia oraz uszkodzeń (**badanie**),
- określenie przyczyn takiego stanu technicznego (**diagnoza**),
- opracowanie procedur eksploatacyjnych lub naprawczych zapewniających dalszą eksploatację badanego łożyska lub jego zamiennika (**recepta**).

Cele poznawcze wynikają z uogólnienia uzyskanych wyników na całą klasę podobnych łożysk i ich konstrukcji wsporczych, i są to:

- rozszerzenie wiedzy o zużyciu i uszkodzeniach łożysk wielkogabarytowych oraz obserwacja zjawisk zachodzących w tych łożyskach (**informacja**),
- potwierdzenie istnienia zjawisk zaobserwowanych na modelach wirtualnych (**uwiarygodnienie jakościowe modeli**),
- doświadczalne potwierdzenie wyników analitycznych i numerycznych (**uwiarygodnienie ilościowe modeli**),
- dostarczanie warunków brzegowych do dalszych analiz metodami analitycznymi i numerycznymi (**dostrajanie modeli**).

W skład oceny stanu technicznego wchodzi:

- identyfikacja stanu powierzchni elementów łożyska (ogłędziny),
- identyfikacji uszkodzeń podpowierzchniowych (metody nieniszczące),
- identyfikacja zmian w geometrii łożyska (pomiary geometrii).

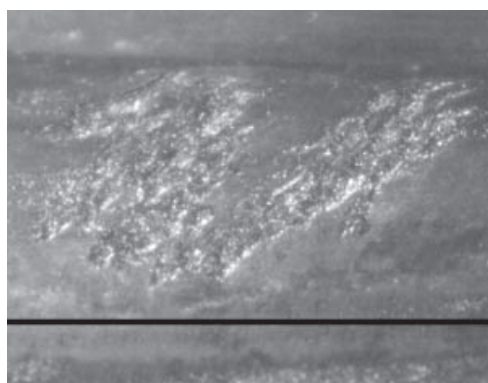
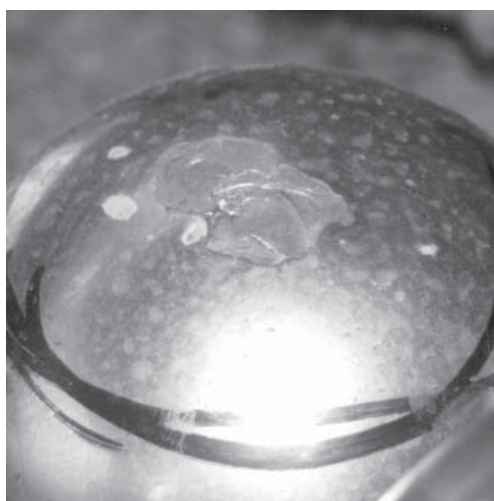
### 10.1. Typowe uszkodzenia w wielkogabarytowych łożyskach tocznych

W łożyskach wielkogabarytowych występują uszkodzenia typowe dla kół zębatach, łożysk i innych węzłów tocznych, związane z mechanizmem kontaktu hertzowskiego. Czas pracy tego typu łożysk, odmiennie niż dla typowych łożysk maszynowych, jest często określany przez kryterium funkcjonalne (dopóki łożysko, nawet uszkodzone, spełnia swoje funkcje). Ze względu na długi czas eksploatacji łożyska już uszkodzonego jest konieczne określenie wpływu zmian w geometrii łożyska na dystrybucję obciążenia w łożysku.

Podstawowym uszkodzeniem występującym w tej klasie obiektów jest pitting materiału bieżni lub elementów tocznych. Zjawisko pittingu polegające na odpajaniu płatków bieżni (elementu tocznego) jest opisane w literaturze [12, 52, 98, 134]. Punkt inicjacji uszkodzenia znajduje się najczęściej pod powierzchnią styku, w strefie wokół najbardziej wyteżonego punktu [7, 133] lub na powierzchni wokół strefy styku, w miejscu, w którym na powierzchni pojawiają się naprężenia rozciągające. Na rys. 10.1 pokazano przykłady pittingu elementów tocznych i bieżni łożyska.

Drugim zjawiskiem w silnie obciążonych połączeniach kontaktowych jest fretting powstający w wyniku poślizgów na styku *element toczny–bieżnia* powodowanych zmianą obciążenia układu, ale bez toczenia [48, 133].

W zależności od rodzaju obróbki cieplnej bieżni zjawisko pittingu występuje w różnym natężeniu. W łożyskach o bieżniach „twardych” – hartowanych lub ulepszanych cieplnie, które potencjalnie powinny mieć większą nośność ze względu na lepsze parametry wytrzymałościowe, wystąpienie pittingu i wykruszenie materiału w dowolnym miejscu powoduje bardzo szybką degradację pozostałych elementów łożyska. Częściowo można temu zaradzić przez przepływowe smarowanie łożyska olejem poddawanym filtracji, który unosi produkty pittingu, zamiast stosowania smaru stałego.



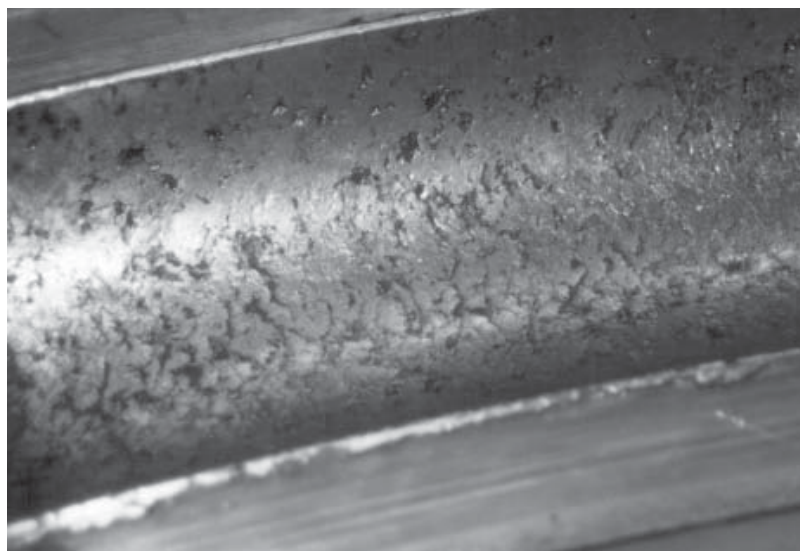
Rys. 10.1. Przykłady pittingu w kuli oraz w łożu kulowym obrotu nadwozia koparki kołowej SRs 2000 o bieżniach ulepszanych cieplnie, kula  $\varnothing 150$

W łożyskach o bieżniach normalizowanych „miękkich” następuje systematyczne zawalcowywanie powstających na bieżni pęknięć, a nawet produktów pittingu przez elementy toczne. Jest to okupione jednak szybką degradacją geometrii łożyska w wyniku rozwalcowania. Roczny ubytek grubości bieżni w silnie obciążonych łożyskach „miękkich” może osiągać wartość nawet do 3 mm [35]. Na rys. 10.2 pokazano przykład zawalcowanych produktów pittingu w silnie zdegradowanym łożu kulowym obrotu nadwozia koparki łańcuchowej. Na krawędziach widoczny jest materiał, który został wyciśnięty ponad górną powierzchnię bieżni. Podczas eksploatacji łożyska materiał wypływek utrudniał ruch koszyków i powodował ich uszkodzenie, w związku z czym kilkakrotnie był on usuwany, a koszyki pocieniane.

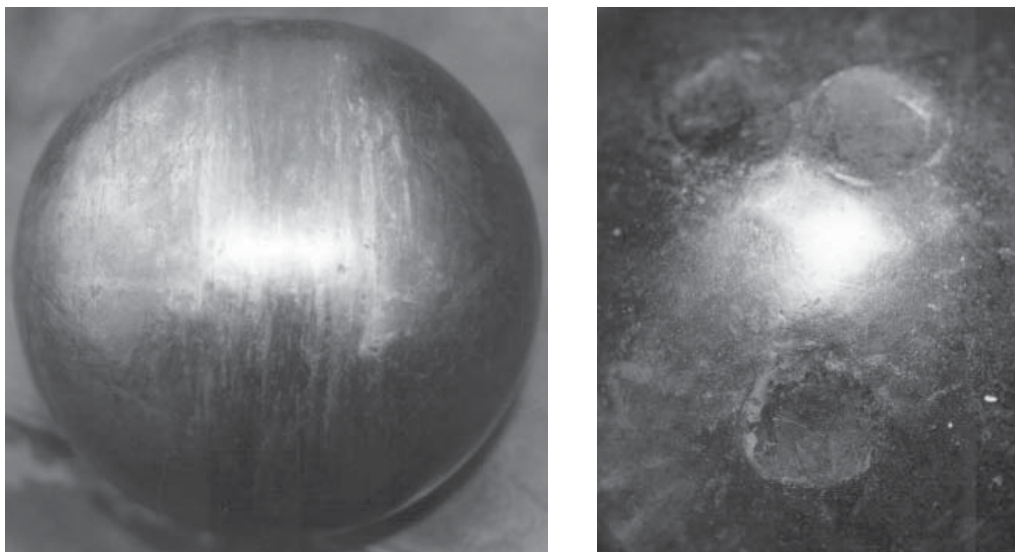
Pierwotne uszkodzenia bieżni pojawiają się prawie wyłącznie w strefach twardych bieżni nadwozia mimo tożsamy wartości maksymalnego obciążenia dla bieżni nadwozia i podwozia. Wynika to ze znacznie większego natężenia pracy stref twardych bieżni nadwozia (relatywnie większa liczba cykli o dużej amplitudzie, położenie środka ciężkości, często niewyważonego nadwozia maszyny, stale po tej samej stronie łożyska). Zazwyczaj, w nowoczesnych konstrukcjach dwa punkty twarde nadwozia współpracują z czterema, a nawet sześcioma punktami twardymi podwozia.

Wtórne uszkodzenia bieżni spowodowane produktami pittingu koncentrują się prawie wyłącznie na bieżni dolnej.

W łożyskach „miękkich” elementy toczne rzadko ulegają uszkodzeniom ze względu na ich znaczną trwardość, co wiąże się także z większą wytrzymałością oraz wysokim poziomem technologii ich wytwarzania. Najbardziej niszczone są elementy w łożyskach bezkoszykowych. W wyniku wzajemnego tarcia podczas toczenia oraz uderzania na-



Rys. 10.2. Zawalcowane produkty pittingu w silnie zdegradowanym łożu kulowym obrotu nadwozia koparki łańcuchowej Rs560 – widoczne wypływki materiału bieżni



Rys. 10.3. Zmiana geometrii elementu tocznego w wyniku wytarcia (łożysko bez koszyków zwałowarki A2RsB 5000)

stepuje uszkodzenie ich powierzchni oraz dystorsja kształtu (rys. 10.3). Możliwe jest także powstawanie wklęsłych wytarć w kulach o mniejszej średnicy, które zawieszają się na kulach sąsiednich (rys. 10.3). Stan powierzchni elementów tocznych pozycjonowanych w koszykach jest zazwyczaj lepszy. Uszkodzeniom w wyniku wzajemnych zderzeń podlegają natomiast koszyki, szczególnie w przypadku elementów tocznych o dużej masie (masa kuli  $\varnothing 120$  mm wynosi 7,12 kg, a kuli  $\varnothing 250$  mm wynosi 63,5 kg).

Widma obciążeń poszczególnych elementów tocznych są podobne, ponieważ przemieszczają się po obwodzie łożyska zarówno względem pierścienia dolnego, jak i górnego. Dlatego uszkodzeniu ulega element toczny najsłabszy, a nie ze względu na położenie (kryterium „słabego ogniwa”, a nie kryterium „miejsca”).

## 10.2. Zmiana geometrii łożyska w wyniku eksploatacji

Początkowa geometria łożyska charakteryzuje się dystorsjami wynikającymi przede wszystkim z tolerancji wykonania konstrukcji wsporczej (wylewki) oraz w mniejszym stopniu samego łożyska. Podczas eksploatacji w wyniku działania obciążenia i ścierania zmienia się geometria bieżni w skali całego łożyska (położenie dna rowka bieżni) oraz w skali lokalnej (kształt przekroju poprzecznego bieżni). Następstwem zmiany parametrów układu *bieżnia–element toczny–bieżnia* jest zmiana dystrybucji obciążenia przenoszonego przez poszczególne elementy toczne. Zmiany geometrii bieżni zależą od położenia po obwodzie łożyska i są większe w strefach silnie obciążonych (strefy „twarde”).

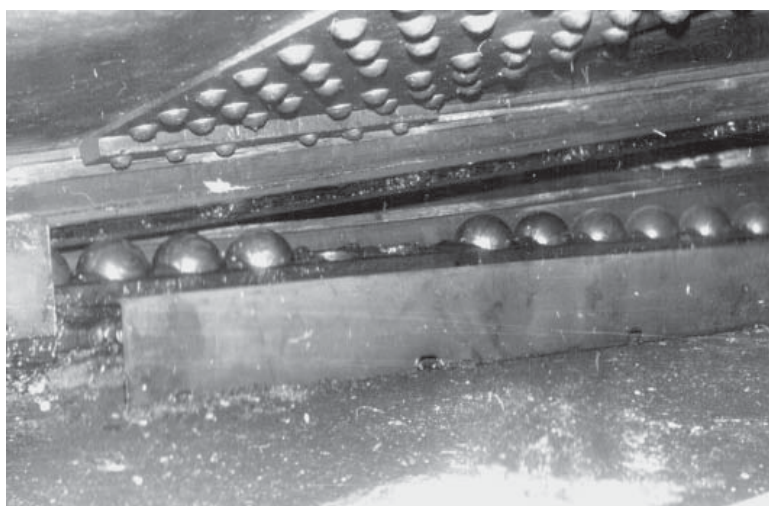


W łożyskach o bieżniach „miękkich” (niehartowanych), w których materiał bieżni zachowuje dobre właściwości plastyczne, wystąpienie początkowych zmian geometrii uzyskane drogą odkształceń plastycznych, ale bez utraty ciągłości materiału (bez pęknięć, wykruszeń itp.), nie jest zjawiskiem wyłącznie negatywnym. Stanowią one samoistną korekcję, powodującą zmniejszenie sił działających na elementy toczne oraz bieżnię w strefach twardych. Już pierwszych kilkadziesiąt cykli obciążenia (przetoczeń) wywołuje mierzalne odkształcenia trwałe materiału bieżni (doświadczenia Prebila i Kunca, rys. 3.11). Warunkiem uznania początkowych zmian geometrii łożyska za korzystne jest jednak późniejsze zatrzymanie tempa zmian i ustabilizowanie się wartości zużycia. Dla łożysk obrotu nadwozia maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowe-

a)



b)



Rys. 10.4. Rozwarcie łoża kulowego koparki SRs1200: a) widok ogólny maszyny, b) zniszczony hak podchwytowy, ścięte dwie kule

go, o bieżniach wykonanych z normalizowanej stali niestopowej, o zawartości węgla około 0,4%, wartość graniczną stanowi obciążenie elementu tocznego liczone według modelu Ohnricha równe 4 MPa [35, 131]. Większe obciążenie właściwe prowadzi do szybkiej degradacji łożyska.

### 10.2.1. Metody pomiaru postaci i wielkości zużycia bieżni

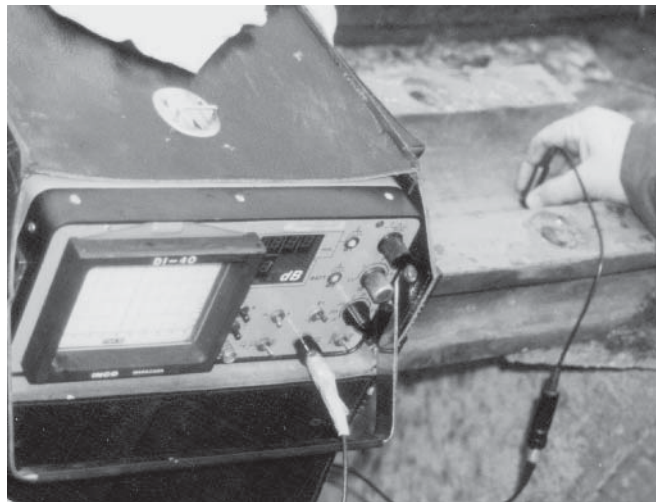
Tradycyjną metodą pomiaru geometrii bieżni jest pomiar za pomocą czujników zegarowych. Bazą pomiarową w kierunku poposiowym jest wówczas górna powierzchnia bieżni, a w kierunku promieniowym ścianka bieżni zewnętrzna lub wewnętrzna. W przypadku łożysk długo eksploatowanych w trudnych warunkach lub silnie obciążonych powierzchnia segmentów bieżni bardzo często ulega uszkodzeniu. W przypadku braku możliwości demontażu pierścieni (segmentów pierścieni) z maszyny dla łożysk spoczywających na wylewce lub korygowanych, ze względu na zmienną grubość wylewki (podkładek), jest niemożliwe dokładne określenie bazy pomiarowej. Aby zidentyfikować zmiany w geometrii łożyska w warunkach poligonowych, niezbędne jest zastosowanie nowoczesnych metod pomiarowych.

#### Identyfikacja położenia dna rowka bieżni

Zagłębienie dna rowka bieżni, przy znajomości wymiarów nominalnych łożyska, można określić przez pomiar grubości pierścienia łożyska. Wielkość zużycia określa wówczas wzór:

$$\delta_g = g_0 - g, \quad (10.1)$$

gdzie:  $\delta_g$  – zagłębienie dna bieżni,  $g_0$  – grubość nominalna pierścienia (segmentu),  $g$  – zmierzona grubość pierścienia (segmentu).



Rys. 10.5. Pomiar grubości bieżni metodą ultradźwiękową



W przypadku łożysk dużych, w których zagłębienie dna rowka wynosi od kilku do kilkunastu milimetrów, wygodną i dającą wystarczająco dokładne wyniki jest metoda ultradźwiękowa (rys. 10.5) [165, 166]. Metoda ta polega na wprowadzeniu w materiał bieżni fali ultradźwiękowej i badaniu zjawiska odbicia o przeciwległą ściankę pierścienia. Źródłem fal jest czujnik piezoelektryczny. Uzyskiwana dokładność wynosi około 0,5 mm.

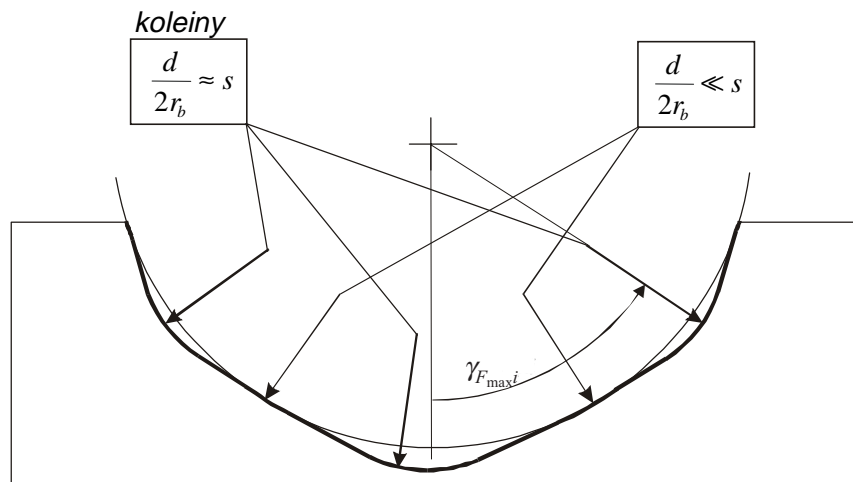
Wykorzystywanie bardziej dokładnych przyrządów do pomiaru grubości jest niecelowe, gdyż istnieje trudność w dokładnym określeniu punktu pomiaru (położenie dna bieżni) oraz kierunku pomiaru. W łożyskach o dużym stopniu degradacji utrudnieniem w pozycjonowaniu czujnika jest nieregularność powierzchni bieżni. Podczas pomiaru grubości bieżni w przypadku znacznych różnic w wartości między sąsiednimi punktami pomiarowymi należy wprowadzić punkty pośrednie.

#### Identyfikacja geometrii przekroju poprzecznego bieżni

Znacznie bardziej złożone jest określenie zmian geometrii przekroju poprzecznego bieżni. W wyniku nierównomiernego oddziaływania elementów toczonej zmiany ulegają lokalne promienie krzywizny. Oprócz zużycia ściernego na kątach działania maksymalnych obciążeń  $\gamma_{F_{max}i}$ , w wyniku odkształceń plastycznych, pojawiają się koleiny (rys. 10.6). W tych miejscach współczynnik przystawania kuli do bieżni jest bliski wartości nominalnej  $s$ :

$$\frac{d}{2r_b} \approx s, \quad (10.2)$$

gdzie:  $d$  – średnica kuli z uwzględnieniem zużycia,  $s$  – nominalny współczynnik przystawania kuli do bieżni,  $r_b$  – lokalny promień krzywizny bieżni w przekroju poprzecznym.



Rys. 10.6. Powstawanie kolein na najbardziej obciążonych kątach działania łożyska

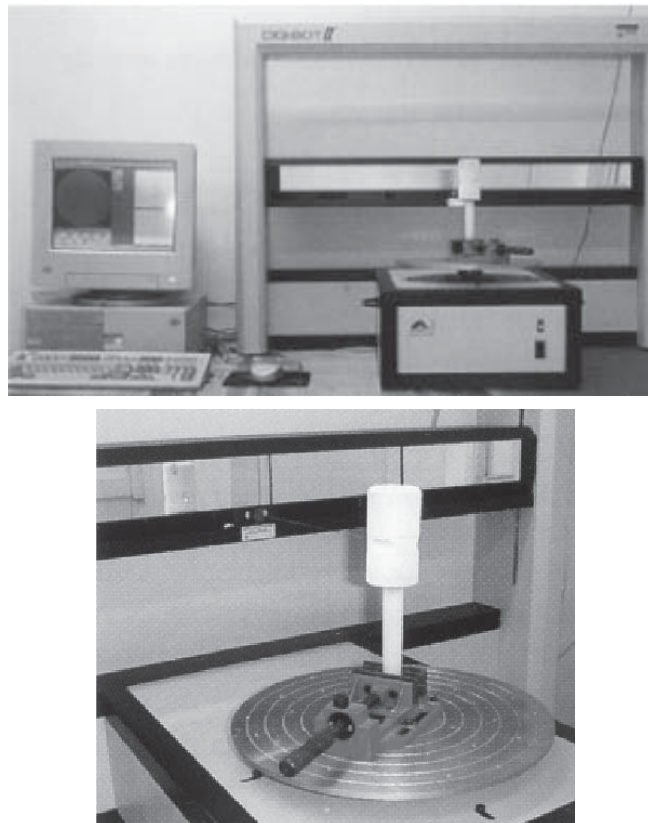
Krzywa przekroju poprzecznego zachowuje swoją wklęsłość i dlatego między kątami działania maksymalnych obciążeń pojawiają się strefy o znacznie większych promieniach krzywizny, w których zachodzi:

$$\frac{d}{2r_b} \ll s. \quad (10.3)$$

Podobnie jak podczas określania wielkości zagłębienia dna bieżni zastosowanie metod tradycyjnych jest najczęściej niemożliwe. Wymagana jest w tym przypadku znacznie większa dokładność pomiaru, którą można osiągnąć przez zastosowanie nowoczesnych metod digityzacji, np. techniki RE (*Reverse Engineering*). Metody te umożliwiają mapowanie powierzchni zewnętrznej dowolnych brył i późniejszą konwersję jej do postaci dyskretnej. Obecnie najczęściej jest stosowana digityzacja wiązką lasera.

Zasada działania laserowego digityzera (rys. 10.7) jest następująca:

Digitalizowany przedmiot umieszcza się na stole obrotowym, który obraca się z zadaną prędkością. Poziomy suport wykonuje w osi z ruch pionowy, po tym suporcie zaś poziomo (oś  $y$ ) przemieszcza się głowica lasera emitująca wiązkę światła służącą do



Rys. 10.7. Laserowy digityzer brył DIGIBOT II [21]

pomiaru położenia punktów leżących na powierzchni bryły. Pomiar jest realizowany warstwami wraz z rosnącą współrzędną osi  $z$  modelu. W jednym cyklu pomiarowym otrzymuje się kontur bryły na zadanej wysokości, określonej rzędną  $z$ . W wyniku digitalizacji całej bryły otrzymuje się współrzędne tzw. chmury punktów (kilkaset tysięcy, a nawet więcej), z których każdemu przypisuje się trzy współrzędne [21].

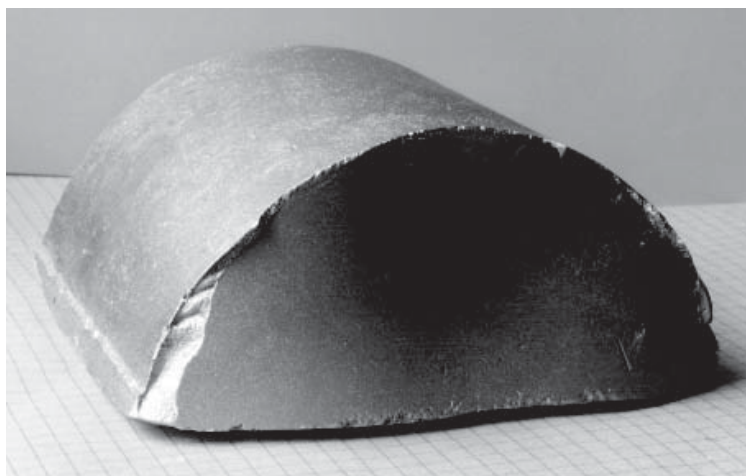
Skanowanie oryginalnego fragmentu bieżni jest możliwe jedynie w przypadku łożysk wycofanych z eksploatacji. Dodatkowym ograniczeniem ze względu na możliwości urządzeń pomiarowych jest masa badanych fragmentów. W przypadku dużych łożysk masa fragmentu bieżni o długości odpowiadającej średnicy kuli osiąga nawet rząd 100 kg!

Rozwiązaniem jest wówczas wykonanie negatywu powierzchni bieżni w postaci odlewu. Materiał używany do wykonania odlewu, aby zapewnić dobre odwzorowanie, musi charakteryzować się małym skurczem i krótkim czasem wiązania. Ponadto powinien mieć małą adhezję do materiału bieżni i dobre właściwości mechaniczne. Na rysunku 10.8 pokazano odlew bieżni łożyska zwałowarki.

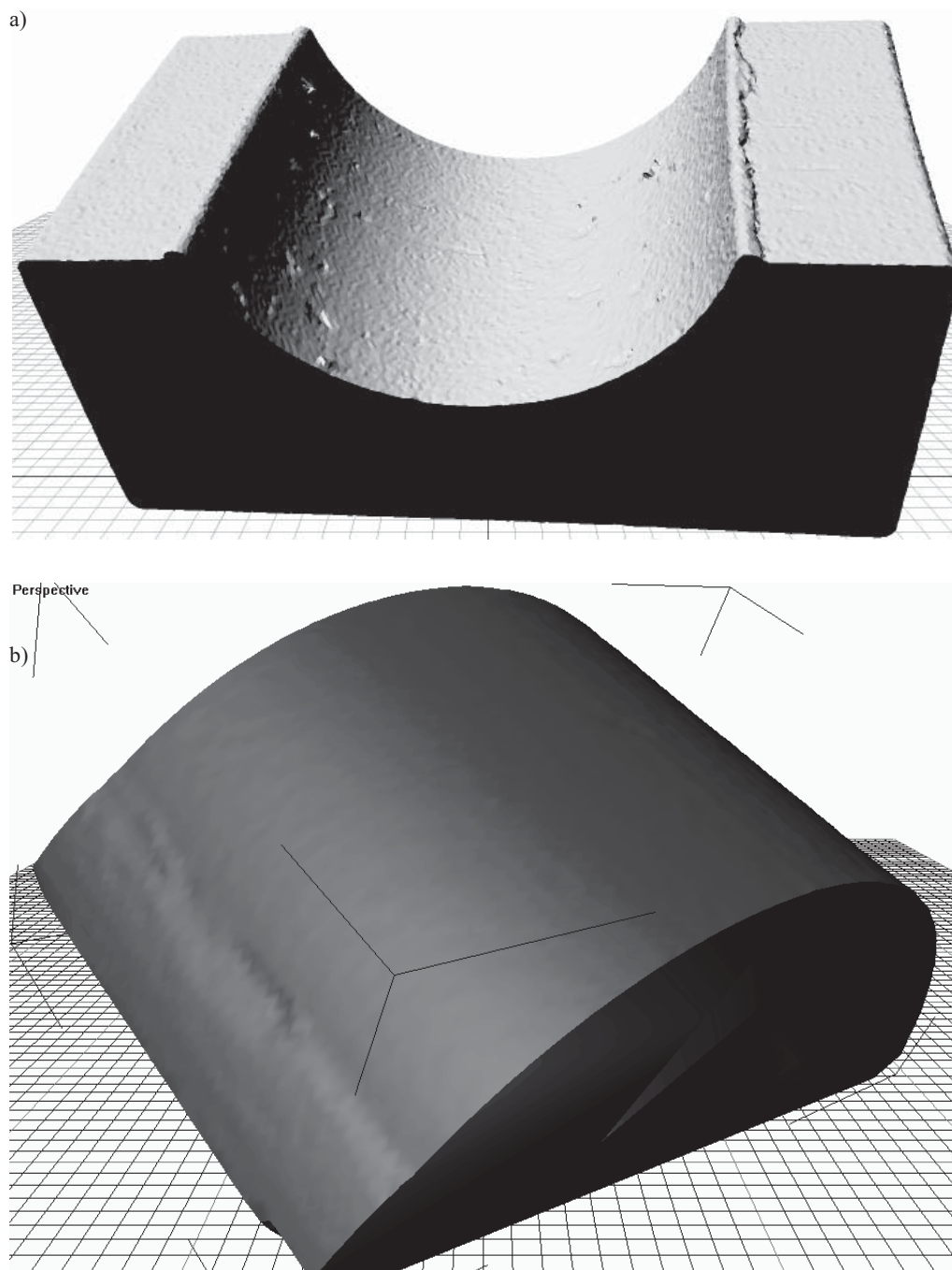
Wynikiem skanowania jest dyskretny obraz powierzchni bieżni składający się z punktów pomiarowych leżących na powierzchni oraz rozpiętej na nich siatki elementów powierzchniowych. Dokładność pomiaru jest rzędu 0,01 mm. Zaletą metody jest możliwość uzyskania dużej liczby punktów pomiarowych. Dla typowego odlewu bieżni liczba punktów potrzebnych do osiągnięcia wymaganej dokładności wynosi kilkadziesiąt tysięcy, dla fragmentu bieżni jest to już kilkaset tysięcy. Uzyskane wyniki muszą być poddane analizie geometrycznej i statystycznej. Na rys. 10.9 pokazano kopie wirtualne bieżni i kopie odlewu bieżni.

Wyznaczenie geometrii bieżni przebiega w następujących etapach:

- zorientowanie modelu w przestrzeni,
- wykonanie korekcji w celu otrzymania równoległych przekrojów poprzecznych (usuwanie krzywizny promieniowej łożyska),



Rys. 10.8. Odlew bieżni łożyska zwałowarki (średnica elementów tocznych  $\varnothing 110$  mm)



Rys. 10.9. Kopie wirtualne powierzchni bieżni uzyskane metodą skanowania wiązką lasera:  
a) bieżnia łożyska  $\varnothing 3100$  mm obrotu nadwozia koparki – kule  $\varnothing 110$  mm, b) odlew bieżni  
łożyska  $\varnothing 10\,000$  mm obrotu nadwozia koparki – kule  $\varnothing 110$  mm

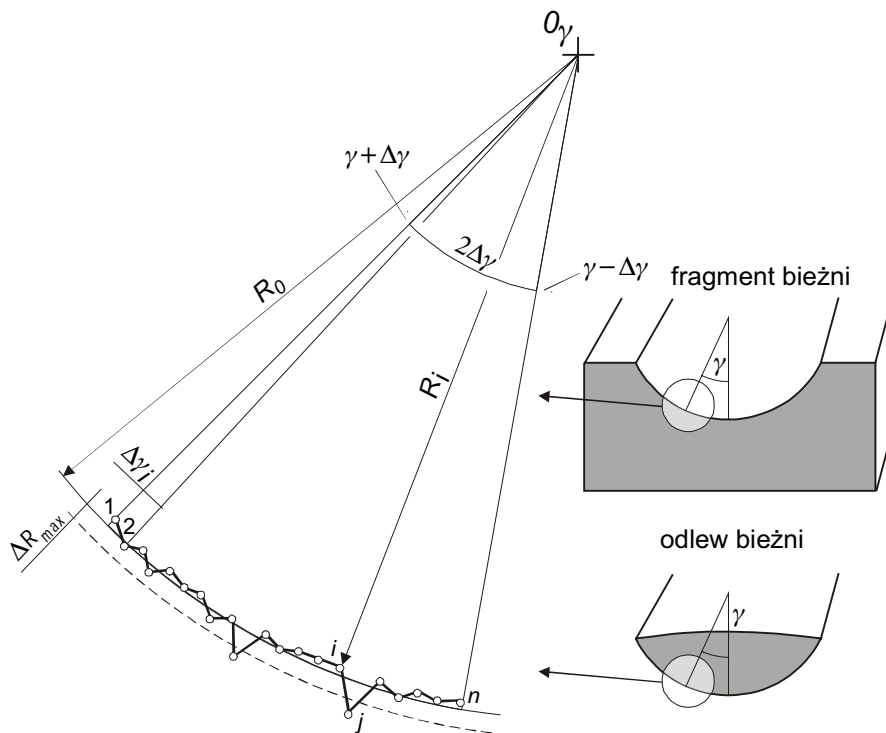
- eliminacja przekrojów o dużych uszkodzeniach,
- wyznaczenie lokalnych promieni krzywizny dla wybranych kątów działania elementu tocznego na podstawie serii punktów w jego otoczeniu, dla poszczególnych przekrojów poprzecznych,
- obróbka statystyczna wyników w celu określenia wartości średnich dla danego kąta działania.

Zasadę wyznaczania promienia krzywizny pokazano na rys. 10.10. W wybranym przekroju, dla wybranego kąta działania elementu tocznego  $\gamma$ , wybiera się zbiór  $P_\gamma$  punktów  $p_i$ , zawierających się w zakresie  $\gamma \pm \Delta\gamma$ . Oprócz promienia  $R$ , nie jest znane także położenie środka krzywizny  $O_\gamma$ . Dlatego niezbędne jest przeprowadzenie procedury iteracyjnej w przestrzeni  $\Pi(R, O_\gamma)$ . Podczas iteracji dla każdego wybranego punktu  $O_\gamma$  wyznaczana jest średnia wartość promienia  $R_0$ . Niezbędne jest odrzucenie niektórych punktów. W przypadku bieżni są to punkty znajdujące się w głębokich ubytkach, pęknięciach, a w przypadku odlewu potencjalne pustki odlewnicze. Można to zapisać dla bieżni:

$$P = P_\gamma - p_i \notin [0, R_0 + \Delta R], \quad (10.4)$$

a dla odlewu:

$$P = P_\gamma - p_i \notin [R_0 - \Delta R, \infty]. \quad (10.5)$$



Rys. 10.10. Zasada wyznaczenia promieni krzywizny

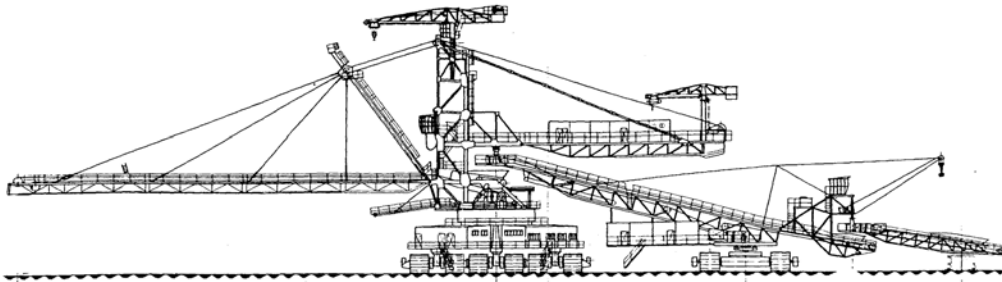
Kryterium iteracji jest minimum odchyłki kwadratowej promienia punktów pomiarowych  $R_i$  od promienia okręgu o zadanym środku:

$$R \in [R - \Delta R, R + \Delta R] : \sum_{i=1}^n (R_i - R)^2 = \min . \quad (10.6)$$

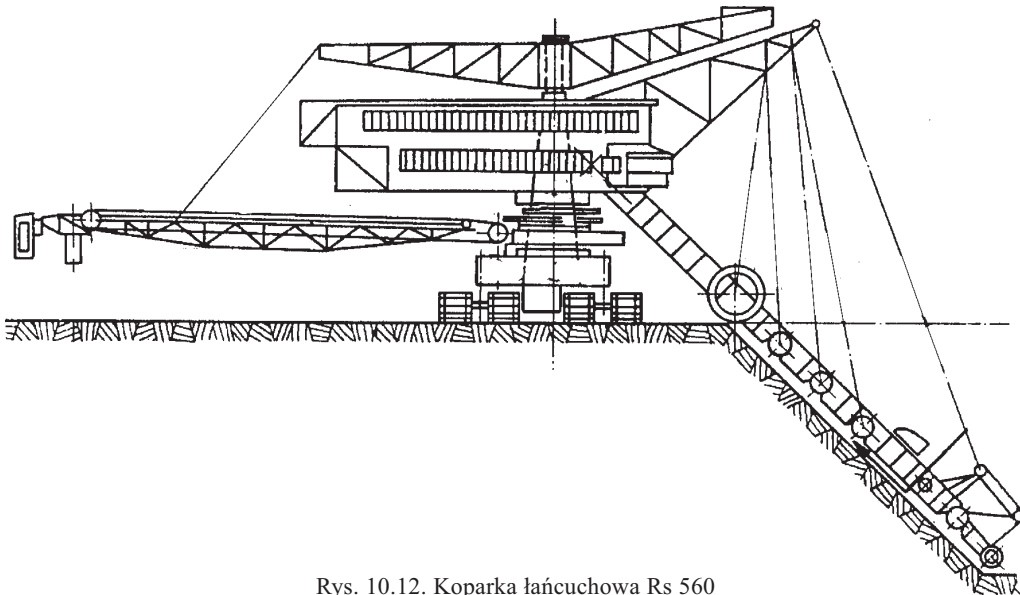
### 10.2.2. Zmiana geometrii bieżni – badania doświadczalne

Na podstawie metody opisanej w punkcie 10.2.1 dokonano oceny stanu oraz pomiaru geometrii łożysk obrotu nadwozia wybranych maszyn po długoletniej eksploatacji. Ze względu na charakter pracy w przypadku maszyn urabiających cechujących się bardzo dużym udziałem sił dynamicznych, w przypadku maszyn zwałujących – spokojny, zaprezentowano wyniki dla dwóch typów maszyn:

- zwałowarki A2RsB 5000 (rys. 10.11),
- koparki łańcuchowej Rs 560 (rys. 10.12).



Rys. 10.11. Zwałowarka A2RsB 5000



Rys. 10.12. Koparka łańcuchowa Rs 560



Obydwa łożyska mają postać łoża kulowego. Łożysko zwałowarki przenosi przede wszystkim obciążenia pionowe, udział sił bocznych jest niewielki, jest możliwy duży mimośród działania obciążenia pionowego. Łożysko koparki łańcuchowej ze względu na inny sposób rozwiązywania węzła obrotu przenosi osiowe siły pionowe oraz duże siły boczne. W tabeli 10.1 zestawiono podstawowe dane dotyczące łożysk dla podanych maszyn.

Tabela 10.1. Podstawowe dane badanych łożysk

Parametry łożyska		A2RsB 5000	Rs 560
Średnica podziałowa łożyska $D$	[mm]	10000	3100
Średnica kul $d$	[mm]	120	110
Liczba kul $z$	[-]	232	75
Promień bieżni $r_b$	[mm]	63	57
Nominalna grubość bieżni $g$	[mm]	55	71 / 52
Nominalny współczynnik przystawania $s$	[-]	0,952	0,9645
Liczba segmentów pierścienia	[-]	8	2
Masa nadwozia	[Mg]	499	449

### Łożyska zwałowarki A2RsB 5000

Zbadano dwa łożyska: pierwsze (ozn. 100) łożysko po 18 letniej eksploatacji (około 100 tys. h), drugie (ozn. 30) po 5 latach eksploatacji (ok. 30 tys. h).

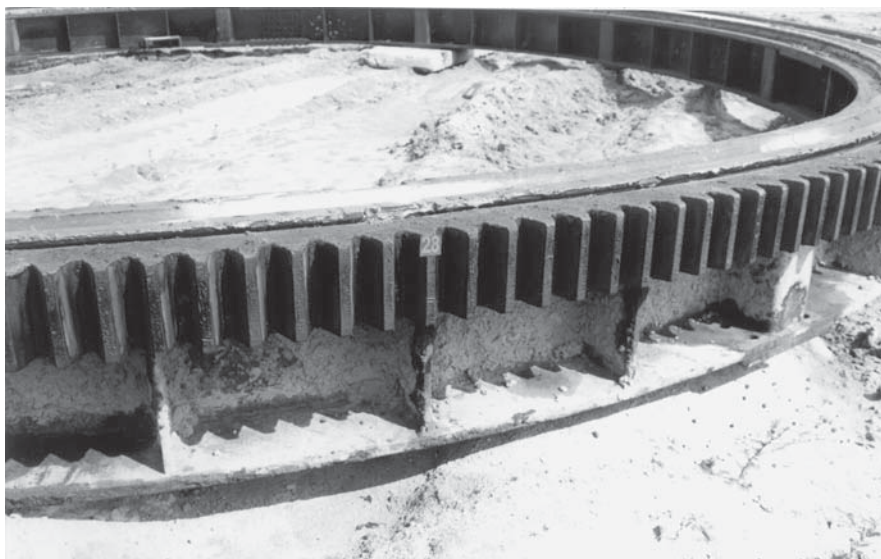
Podwozie zwałowarki zbudowane na planie trójkąta równobocznego składa się z trzech dźwigarów głównych spiętych trzema ścianami, co daje sześciokątną, foremną konstrukcję wsporczą. Bezpośrednią ostoją łożyska jest niski dźwigar pierścieniowy (rys. 10.13) wsparty na ustroju nośnym podwozia w 12 punktach.

W łożysku 100 poprzez oględziny stwierdzono dobry stan bieżni, nieliczne ubytki, siateczkę drobnych spękań i rozwalcowanie bieżni w małym stopniu (materiał nie „wypłynął” poza górną krawędź bieżni) lub średnim (nieznaczne wypłynięcie) [158]. Widoczne były ślady kul (koleiny) na bokach bieżni (rys. 10.14). W łożysku 30 wystąpiły nieliczne uszkodzenia powierzchni.

Badania wykonano w celu identyfikacji uszkodzeń podpowierzchniowych. Podstawowymi metodami stosowanymi w diagnozowaniu pęknięć podpowierzchniowych są metody oparte na zaburzeniu pola magnetycznego powodowane w materiałach ferromagnetycznych przez nieciągłości [164]. W łożysku badanym metodą magnetyczno-proszkową nie stwierdzono występowania znaczących pęknięć. Co więcej, w wyniku długoletniej eksploatacji nastąpiło zwałowanie styku między segmentami bieżni, na tak dużą głębokość, że zastosowanie podanej metody nie wykazywało już szczeliny! Potwierdza to zasadność stosowania łożysk z bieżniami nie hartowanymi.

Znaczej degradacji uległy kule. Prowadzone pomiary średnicy wykazały zużycie średnicowe około 0,7 mm i owalizację 0,5 mm.





Rys. 10.13. Dźwigar pierścieniowy bieźni dolnej z wieńcem zębatym



Rys. 10.14. Powierzchnia bieźni dolnej – punkt 35 – łożysko 100

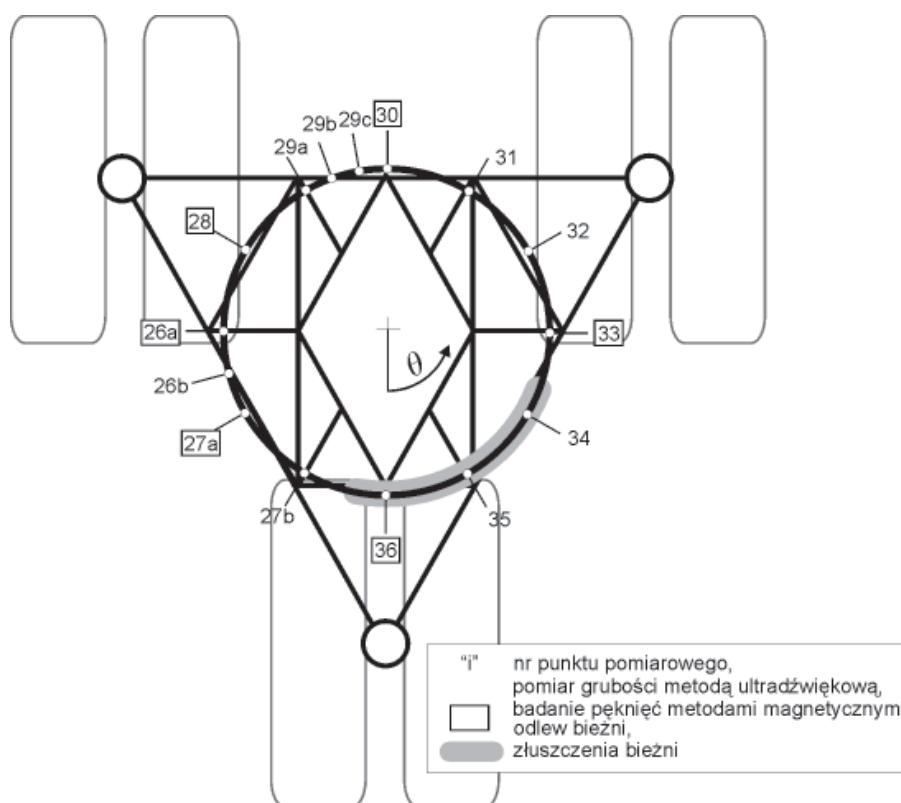
Prowadzono pomiary grubości bieźni górnej i dolnej metodą ultradźwiękową. Dokładność odczytu wynosiła 0,5 mm. Prowadzono kontrolę na wybranym przekroju bieźni – uzyskano zgodność z dokładnością pomiaru. Na rysunku 10.15 pokazano rozmieszczenie punktów pomiarowych dla bieźni dolnej. Wartość obniżenia dna rowka bieźni nadwozia i podwozia zestawiono na wykresie (rys. 10.16). Bieźnię nadwozia zmierzono w 27 punktach.

Uzyskane wartości zagłębienia dna rowka potwierdzają znacznie większe wyężenie bieżni górnej od bieżni dolnej. Ubytek grubości bieżni dolnej jest bardziej równomierny. Stosunek wartości maksymalnej do minimalnej jest mniejszy od 2, dla bieżni górnej natomiast kształtuje się w proporcji 8:1. Wartości maksymalne dla bieżni górnej są 1,8 razy większe niż dla bieżni dolnej.

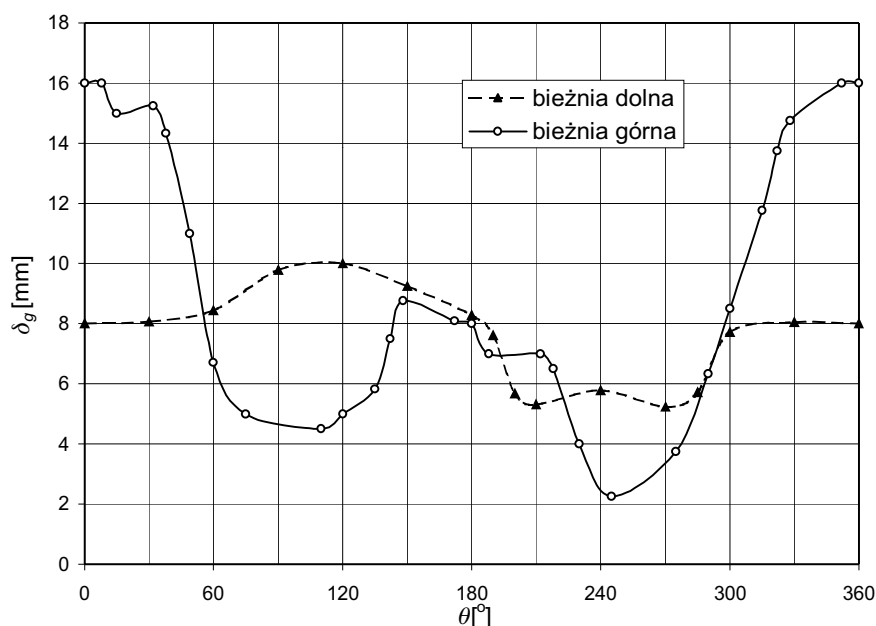
Widoczne dla bieżni dolnej różnice wartości w rozmieszczonych po obwodzie łożyska, podobnych geometrycznie punktach, wynikają prawdopodobnie z długotrwałej intensywnej eksploatacji zwałowarki z wysięgnikiem zrzutowym znajdującym się w zakresie  $\theta = 60 \div 180^\circ$  lub wynikają z początkowych dystorsji.

Ubytek grubości dla bieżni górnej jest ściśle związany z położeniem twardych punktów na dźwigarze pierścieniowym nadwozia, co dowiedziono w rozdziale 10.4. Duże wartości zagłębienia dna rowka potwierdzają obserwacje eksploatacyjne z prac [35, 136]. Nie stwierdzono skokowych zmian zużycia np. w płaszczyznach przepon.

Prowadzono porównawcze pomiary dla bieżni dolnej łożyska eksploatowanego przez 30 tys. godzin. Uzyskano podobne wartości mimo krótszego czasu pracy łożyska (rys. 10.18). Na tej podstawie można przypuszczać, że największa prędkość zagłębienia dna rowka bieżni wystąpiła na początku eksploatacji. Duża nierównomierność zu-



Rys. 10.15. Punkty pomiaru grubości bieżni oraz punkty wykonania odlewów



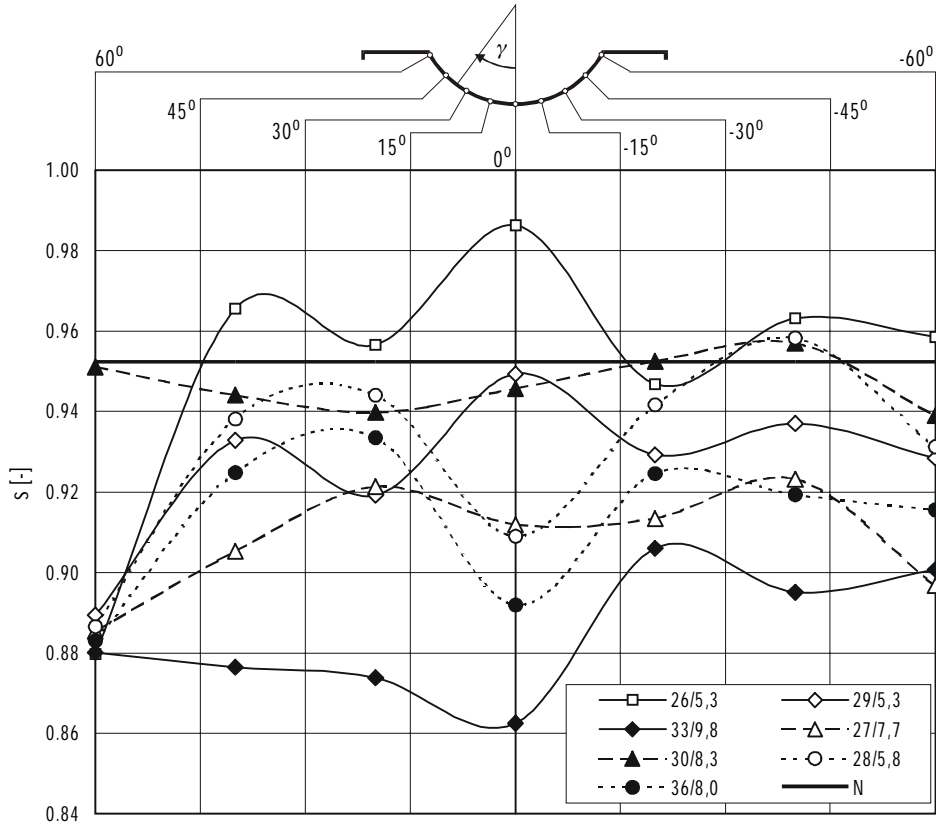
Rys. 10.16. Wykres zagłębienia dna bieżni – łożysko zwalowarki 100

życia dla łożyska 30 w strefie około  $140^\circ$  wynika prawdopodobnie z początkowych dystorsji.

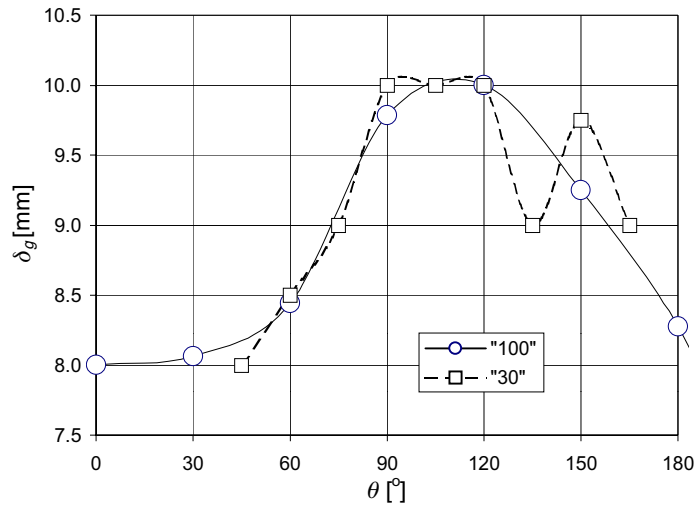
Wykonano kilka odlewów bieżni dolnej łożyska 100 (rys. 10.15). Punkty dobrano na podstawie analizy geometrii konstrukcji wsporczej i wyników uzyskanych z pomiarów grubości. Kształt bieżni przetworzono do postaci numerycznej z podziałką promieniową  $1^\circ$  i podziałką obwodową 1 mm oraz z dokładnością 0,01 mm. Wyznaczono promienie krzywizny na dnie bieżni oraz na ściankach dla kątów odchylenia od pionu 20, 40 i  $60^\circ$ . Wyniki z przedziałami ufności 95% określonymi rozkładem  $\chi^2$  zestawiono w tabeli 10.2.

Tabela 10.2. Przedziały ufności 95% promieni krzywizny bieżni  $R$  dla różnych kątów działania  $\gamma$ kuli (bieżnia zwalowarki A2RsB 5000)

$\gamma [^\circ]$	$R [mm]$						
	Pkt 26	Pkt 27	Pkt 28	Pkt 29	Pkt 30	Pkt 33	Pkt 36
-60	67,07 $\pm$ 0,48	66,63 $\pm$ 0,59	66,56 $\pm$ 1,50	66,34 $\pm$ 0,29	62,03 $\pm$ 0,44	67,04 $\pm$ 0,77	66,82 $\pm$ 1,29
-40	61,11 $\pm$ 0,44	65,18 $\pm$ 0,77	62,89 $\pm$ 0,87	63,25 $\pm$ 0,18	62,50 $\pm$ 0,39	67,32 $\pm$ 1,86	63,79 $\pm$ 0,46
-20	61,68 $\pm$ 0,37	64,04 $\pm$ 0,56	62,50 $\pm$ 0,93	64,19 $\pm$ 0,69	62,78 $\pm$ 0,44	67,52 $\pm$ 1,33	63,20 $\pm$ 0,54
0	59,82 $\pm$ 0,27	64,70 $\pm$ 0,93	64,91 $\pm$ 1,08	62,15 $\pm$ 0,35	62,38 $\pm$ 0,48	68,41 $\pm$ 1,37	66,15 $\pm$ 2,11
20	62,32 $\pm$ 0,56	64,59 $\pm$ 0,73	62,66 $\pm$ 0,60	63,49 $\pm$ 0,78	61,94 $\pm$ 0,44	65,12 $\pm$ 1,01	63,81 $\pm$ 0,42
40	61,26 $\pm$ 0,54	63,91 $\pm$ 0,31	61,57 $\pm$ 0,31	62,97 $\pm$ 0,12	61,65 $\pm$ 0,47	65,92 $\pm$ 0,58	64,18 $\pm$ 0,45
60	61,55 $\pm$ 0,60	65,80 $\pm$ 0,10	63,36 $\pm$ 0,05	63,55 $\pm$ 0,05	62,83 $\pm$ 0,46	65,50 $\pm$ 0,26	64,44 $\pm$ 0,24



Rys. 10.17. Rozkład współczynnika przystawania kuli do bieżni po jej przekroju poprzecznym dla różnych punktów pomiarowych. Numeracja punktów według rys. 10.15. W legendzie podano wielkość zagłębienia dna bieżni



Rys. 10.18. Porównanie zagłębienia dna bieżni dla łożyska 100 i 30

Dla analizowanych kątów obliczono współczynniki przystawania kuli do bieżni  $s$ , wykonano wykresy (rys. 10.17). W legendzie obok oznaczeń punktów podano wielkość zagłębienia dna bieżni. Stwierdzono zależność kształtu rozkładu współczynnika przystawania po przekroju bieżni od położenia przekroju względem struktury ramy portalowej podwozia. W koleinach współczynnik przystawania jest największy, między nimi jego wartość zmniejsza się.

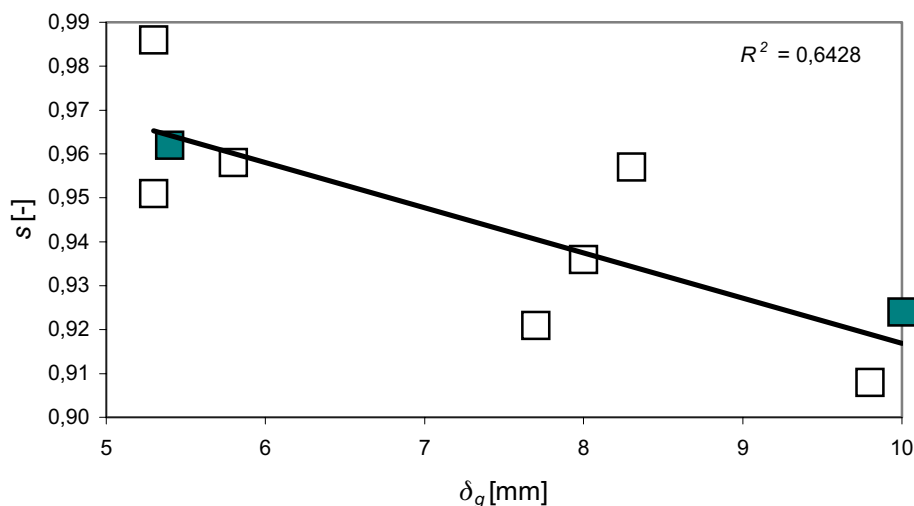
W punktach znajdujących się w miejscu wyjścia podpór dźwigara sześciokątnego (nr 26 i 29) można wyróżnić trzy koleiny:  $0^\circ$  oraz  $\pm 40^\circ$ . W trzecim punkcie (nr 33), w którym zanotowano duże zagłębienie dna bieżni, zaobserwowano jedną koleinę na kącie  $\gamma = 20^\circ$ .

W przypadku punktów leżących pomiędzy ramionami jednej podpory (punkty 28 i 36) stwierdzono dwie koleiny na kącie  $\pm 30^\circ$ . W punktach znajdujących się na środku dźwigarów pomiędzy podporami (punkty 30 i 28) nie zaobserwowano wyraźnych kolein.

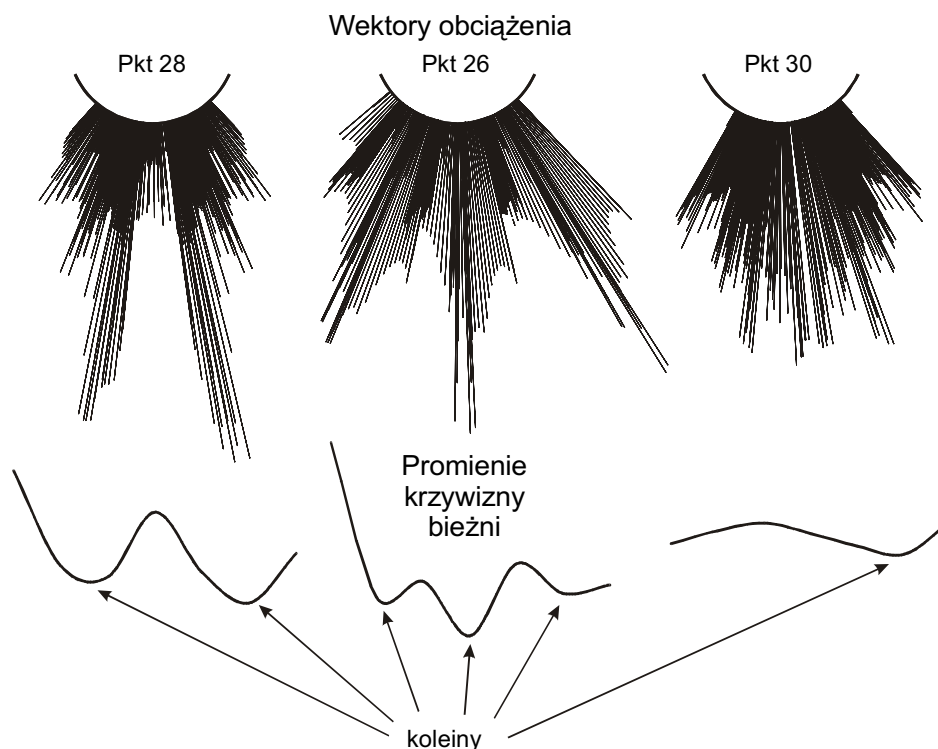
Wartość współczynnika przystawania  $s$  w koleinie zmniejsza się wraz ze wzrostem zagłębienia dna bieżni  $\delta_g$  (rys. 10.19). W słabo rozwalcowanym punkcie 26 ( $\delta_g = 5,3$  mm) zanotowano nawet zwiększenie współczynnika przystawania powyżej wartości nominalnej, do wartości  $s = 0,986$ . Dla porównania w punkcie 33 ( $\delta_g = 9,8$  mm) maksymalna wartość była równa 0,908.

W łożysku 30 uzyskano podobne wartości współczynników przystawania oraz podobny charakter rozkładu, ale o mniejszej nierównomierności.

Strefy największego przystawania wystąpiły nie tylko na dnie bieżni, ale także na ściankach bocznych w miejscach, w których w wyniku przewyższenia elementu tocznego występują największe naciski. Jest to zgodne jakościowo z obwiednią wektorów obciążeń uzyskanych dla tego łożyska z modelu FEM dla kolejnych położenia nadwozia względem podwozia, przy obrocie nadwozia o  $360^\circ$  (rys. 10.20).



Rys. 10.19. Zależność między zagłębieniem dna bieżni  $\delta_g$  a współczynnikiem przystawania kuli do bieżni  $s$  w koleinie



Rys. 10.20. Porównanie profili wektorów wypadkowych obciążenia uzyskanych metodą elementów skończonych dla różnych położeń nadwozia względem podwozia z promieniami krzywizny na przekroju poprzecznym bieżni dla wybranych punktów pomiarowych (rys. 10.15)

Uzyskane z pomiarów wyniki wykazują dużą zgodność kątów (miejsc) powstania kolein i kątów, dla których występują według modelu numerycznego największe obciążenia. Potwierdza to prawidłowość przyjętych modeli numerycznych opartych na superelemencie *bieżnia–element toczny–bieżnia* oraz dowodzi konieczności uwzględnienia zjawiska zmiennego działania elementów tocznych w modelach obliczeniowych łożysk.

#### Łożysko koparki Rs 560

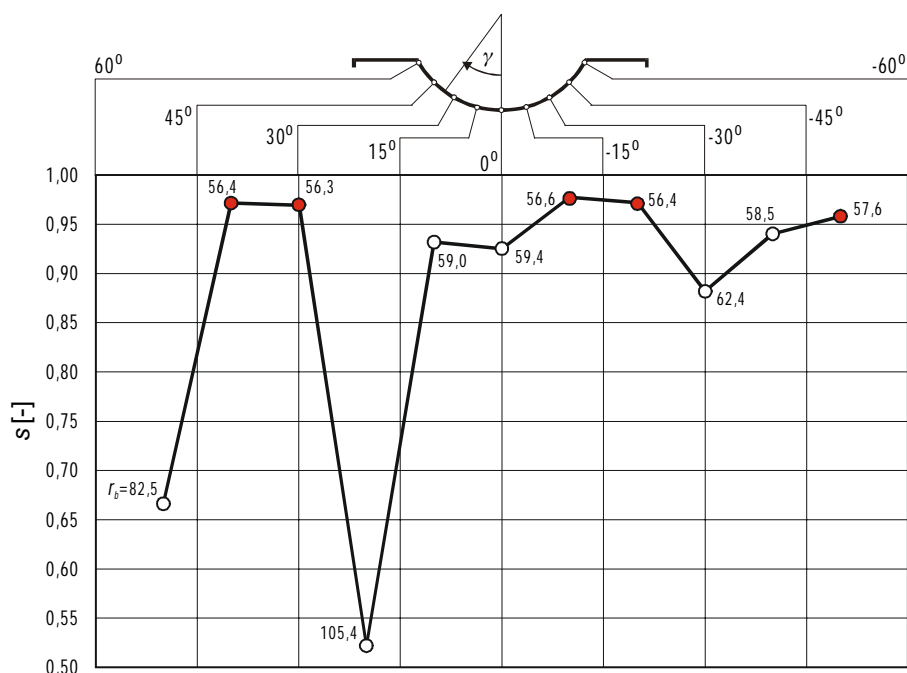
Łoże kulowe obrotu nadwozia koparki Rs 560 jest łożyskiem silnie obciążonym, ale posadowionym na stosunkowo sztywnej konstrukcji wsporczej. Obciążenie właściwe elementów tocznych  $p_w$  przekracza wartość 6,5 MPa.

Pierwotnie powierzchnia tego łożyska była zahartowana, ale w wyniku zbyt dużych naprężeń szybko nastąpił pitting, a jego produkty zniszczyły powierzchnię toczną. Przedsięwzięta procedura naprawcza polegała na zebraniu uszkodzonej warstwy i wykonaniu nowej bieżni, już nie utwardzonej. Bieżnia miękka ulegała silnemu rozwalcowaniu. Materiał bieżni wypływał powyżej powierzchni pierścieni, które zbliżyły się do siebie, wskutek czego koszyki się zakleszczały. Naprawa polegała na obróbce uszko-

dzonych powierzchni łożyska i bieżni oraz koszyków. Pierwotna grubość bieżni dolnej zmniejszyła się z 52 do 34 mm. Było to zbyt mało, aby przenieść siły boczne i boki bieżni ugięły się trwale w stosunku do części leżącej nad środkiem o około 1,5 mm.

Badaniom poddane zostało łożysko po zakończonej eksploatacji, zdemontowane z koparki. Oględziny wykazały bardzo dobry stan elementów tocznych. Powierzchnia bieżni była silnie złuszczone i „dziobata” z licznymi zawałcowanymi produktami wcześniejszego pittingu. Koszyki oraz powierzchnie segmentów nosiły ślady pracy ślizgowej. Mimo tak dużej degradacji prowadzone badania metodą magnetyczno-proszkową mokrą nie wykazały wad podpowierzchniowych.

Fragment bieżni dolnej został zeskanowany skanerem DIGIBOT II z podziałką promieniową 1° i podziałką obwodową 1 mm oraz z dokładnością 0,01 mm. Wyznaczono promienie krzywizny na dnie bieżni oraz na ściankach (kąty odchylenia od pionu 10, 20, 30 40 i 50°). Analiza uzyskanych punktów wykazała istnienie dwóch kolein o bar-



Rys. 10.21. Rozkład współczynnika przystawania kuli do bieżni po jej przekroju poprzecznym dla różnych punktów pomiarowych. Przy punktach pomiarowych podana wartość promienia

Tabela 10.3. Przedziały ufności 95% promieni krzywizny bieżni  $R$  dla różnych kątów działania  $\gamma$  kuli (koparka Rs 560)

$\gamma$	[°]	-50	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40	50
$R$	[mm]	82,5	56,4	56,3	105,4	59,0	59,4	56,6	56,4	62,4	58,8	57,6
$\Delta R_{95\%}$	[mm]	±14,7	±1,13	±1,37	±12,7	±1,86	±1,53	±0,97	±1,10	±2,83	±2,12	±1,94



dzo dużym współczynniku przystawania: dla kątów działania odpowiednio  $\gamma = -15^\circ$  i  $35^\circ$ , oraz słabiej wykształconej na kącie  $\gamma = -50^\circ$ . Wyniki obliczeń oraz przedziały ufności 95% zestawiono w tabeli 10.3. Ze względu na silnie zdegradowaną powierzchnię bieżni uzyskane dokładności są znacznie mniejsze. Wyznaczono współczynniki przystawania kuli do bieżni  $s$ . Uzyskane w koleinach wartości przekraczają nominalną wartość 0,96 (rys. 10.21).

### 10.3. Doświadczalna ocena dystrybucji obciążenia

Dystrybucja obciążenia w poszczególnych elementach tocznych zależy od wielu czynników: wartości sił, ich kierunku i miejsca wprowadzenia w obszar łożyska, postaci konstrukcji wsporczych i ich sztywności, imperfekcji wykonania i montażu oraz zmiany geometrii bieżni w wyniku eksploatacji. Ocena każdego z tych czynników jest obarczona pewnym błędem. W celach poznawczych (rozpoznanie zjawisk zachodzących w łożysku, dostrajanie modeli numerycznych i ich weryfikacja), ale także w celach użytkowych (diagnoza stanu łożyska) niezbędne jest opracowanie metody umożliwiającej identyfikację funkcji dystrybucji obciążenia w wielkogabarytowych łożyskach tocznych.

Idealnym rozwiązaniem byłby pomiar bezpośrednio w otoczeniu styku *element toczny–bieżnia*. Zastosowanie dotychczasowych metod polegających np. na wprowadzaniu w bieżnię łożyska czujników tensometrycznych [112] jest w przypadku łożysk wielkogabarytowych niedopuszczalne ze względu na znacznie wyższy poziom obciążenia elementów tocznych niż w klasycznych łożyskach tocznych. Wprowadzenie czujnika stanowi zbyt dużą ingerencję w strukturę materiału bieżni, aby nie spowodować z jednej strony jej przedwczesnego zniszczenia, a z drugiej strony zaburzenia mierzonego pola odkształceń. Koszty wymiany przedwcześnie zniszczonego łożyska stanowią istotną barierę dla takich badań. W przypadku łożysk jednorzędowych w zastosowaniu takiej metody pomiaru przeszkodą jest zmienny kąt działania elementów tocznych, co okazano w niniejszej pracy na podstawie modeli numerycznych oraz analizy zmiany geometrii bieżni.

Inną metodą stosowaną do oceny rozkładu jest pomiar naprężeń obwodowych  $\sigma_\theta$  na ścianie bocznej pierścienia łożyskowego [129].

#### 10.3.1. Metoda oceny dystrybucji obciążenia

Strefa kontaktu między elementem tocznym a bieżnią ma w kierunku obwodowym łożyska wymiar znacznie mniejszy od średnicy elementu tocznego. Dlatego można przyjąć, że wszystkie siły pochodzące od elementów tocznych są wprowadzane w konstrukcję wsporczą (dźwigar pierścieniowy razem z bieżnią) w sposób quasidyskretny, z maksimum zgodnym z podziałką elementów tocznych. Zgodnie z zasadą de Saint-Venanta naprężenia w niewielkiej odległości od punktu przyłożenia dyskretnych sił nie są jeszcze równomierne. To spostrzeżenie można zastosować do oceny dystrybucji obciążenia.

Pole naprężeń wywołane siłą  $F_x$  punktowo przyłożoną prostopadle do tarczy o nieskończonych wymiarach zostało podane już przez Boussinesqa. Naprężenia w punkcie  $A$  znajdującym się w odległości  $a$  od krawędzi są równe:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= -\frac{2F_x}{\pi a} \cos^4 \varphi, \\ \sigma_y &= -\frac{2F_x}{\pi a} \sin^2 \varphi \cos^2 \varphi, \\ \tau_{xy} &= -\frac{2F_x}{\pi a} \sin \varphi \cos^3 \varphi,\end{aligned}\tag{10.7}$$

gdzie:  $\varphi$  – kąt między kierunkiem działania siły a odcinkiem między punktem przyłożenia siły a punktem  $A$ .

Dla płaskiego stanu naprężenia można obliczyć odkształcenie  $\varepsilon_x$  w kierunku działania siły:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y) = -\frac{2F_x}{E\pi a} \cos^2 \varphi (\cos^2 \varphi - \nu \sin^2 \varphi).\tag{10.8}$$

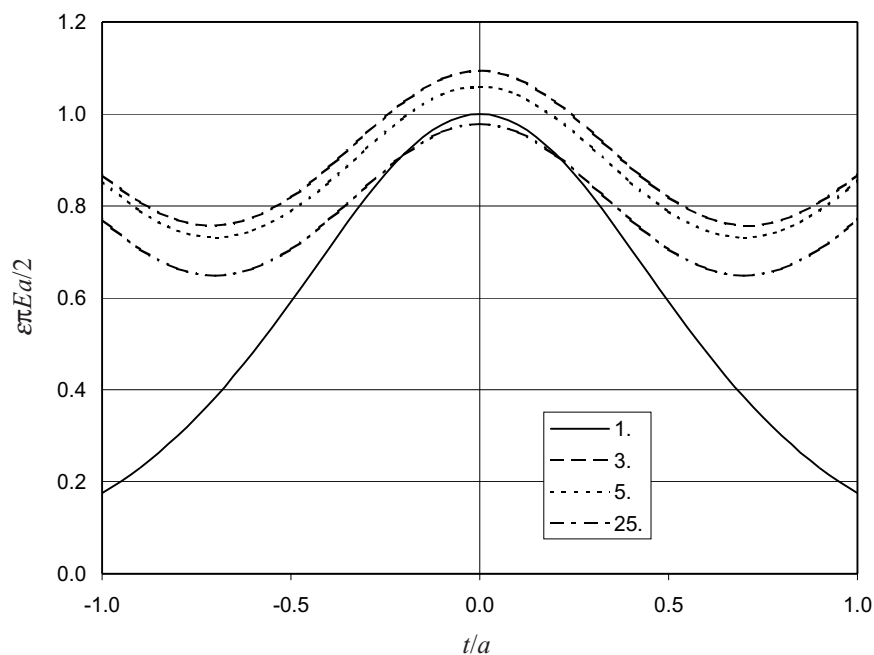
Jeżeli na tarczę działa  $n$  sił, to w układzie liniowo-sprężystym:

$$\varepsilon_x = -\frac{1}{E} \sum_{i=1}^n \frac{2F_{xi}}{\pi a} \cos^2 \varphi_i (\cos^2 \varphi_i - \nu \sin^2 \varphi_i).\tag{10.9}$$

Na rysunku 10.22 przedstawiono wykres zmiany odkształcenia na linii równoległej do krawędzi tarczy w odległości  $a$ , przy jednostkowej sile pojedynczej i zestawie 3, 5 i 25 sił jednostkowych rozmieszczonych na krawędzi z podziałką  $t = 1,4a$ .

Większa liczba sił wywołuje tętnienie odkształcenia po długości linii. Maksima znajdują się pod punktami działania sił, minima – między nimi. Jeżeli porówna się wartość amplitudy odkształcenia, to okazuje się, że jej wartość jest praktycznie niezależna od liczby sił (dla liczby sił większej od 2), co pokazano na rys. 10.23. Jeżeli podziałka sił  $t$  jest co najmniej 1,2 razy większa od odległości punktu pomiarowego od krawędzi, to można przyjąć, że tętnienie odkształcenia nie zależy od liczby sił (rys. 10.24).

Podane zjawisko można wykorzystać do określenia wartości siły w elemencie tocznym na podstawie zmierzonego przebiegu odkształcenia. Dźwigar pierścieniowy w odniesieniu do przedstawionego modelu półprzestrzeni sprężystej jest znacznie bardziej złożony geometrycznie. Pod punktem przyłożenia siły znajduje się masywny pierścień bieżni i pas górny o znacznej grubości, który przechodzi we względnie cienki środek usztywniony w niektórych miejscach przez żebra i przepony. Taka sama wartość odkształcenia w miejscach bardziej sztywnych odpowiada większym wartościom sił. Aby możliwe było oszacowanie dystrybucji obciążenia na elementy toczne, niezbędne jest wykonanie skalowania. Można je wykonać korzystając z modelu dyskretnego do obliczeń metodą elementów skończonych. Po obciążeniu węzłów bieżni łożyska w strefie punktów pomiarowych zestawem sił jednostkowych dla różnych położeń linii działa-



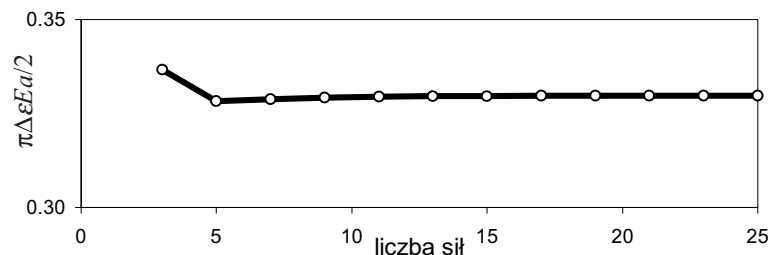
Rys. 10.22. Zmiana odkształceń na głębokości  $a$  wywołanych siłami jednostkowymi w funkcji odległości od linii działania siły dla różnej liczby sił rozmieszczonych z podziałką  $t = 1,4a$

nia sił względem punktu pomiarowego można wyznaczyć w punkcie pomiarowym amplitudy odkształceń odpowiadające przyłożonemu obciążeniu  $\Delta\varepsilon_0$ .

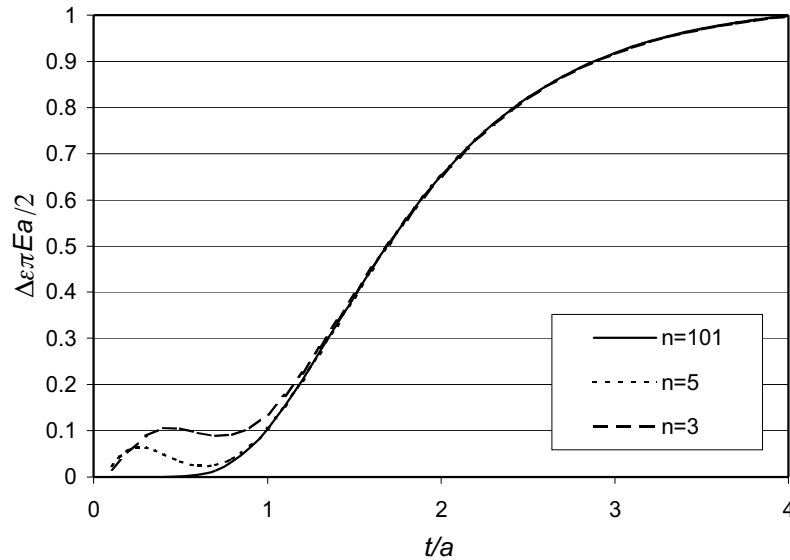
Z pomiarów tensometrycznych uzyskuje się amplitudy odkształceń na badanym obiekcie  $\Delta\varepsilon$ . Przez porównanie wyników pomiarów jest możliwe oszacowanie sił w poszczególnych elementach toczyń (rys. 10.25):

$$F \approx \frac{\Delta\varepsilon}{\Delta\varepsilon_0} F_0. \quad (10.10)$$

gdzie:  $F_0$  – siła jednostkowa,  $\Delta\varepsilon_0$  – amplituda tętnienia odkształcenia w modelu dyskretnym,  $\Delta\varepsilon$  – amplituda odkształcenia zmierzona tensometrycznie.



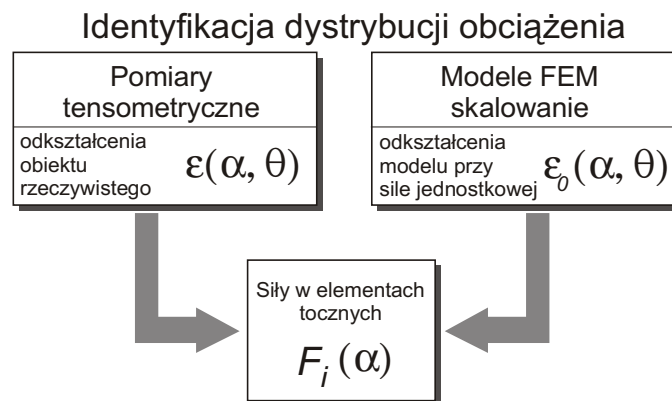
Rys. 10.23. Tętnienie odkształceń na głębokości  $a$  wywołane siłami jednostkowymi w funkcji liczby sił dla podziałki sił  $t = 1,4a$



Rys. 10.24. Amplituda odkształceń na głębokości  $a$  wywołana  $n$  siłami jednostkowymi dla różnej wartości podziałki sił  $t$

Globalną tendencję dystrybucji obciążenia można wyznaczyć z wartości bezwzględnych odkształcenia  $\varepsilon$ .

Zaletą identyfikacji na podstawie tętnienia odkształceń  $\Delta\varepsilon$  zamiast bezwzględnych wartości odkształcenia  $\varepsilon$  jest w znacznym stopniu eliminacja wpływu zginania środniczka (pomiar tensometryczny dokonywany jest na powierzchni). Różnice odkształceń między powierzchnią środkową a zewnętrzną środniczka wynoszą średnio kilkadziesiąt procent, gdy amplitudy odkształceń nie różnią się więcej niż o 3–5%, maksymalnie kilkanaście procent.



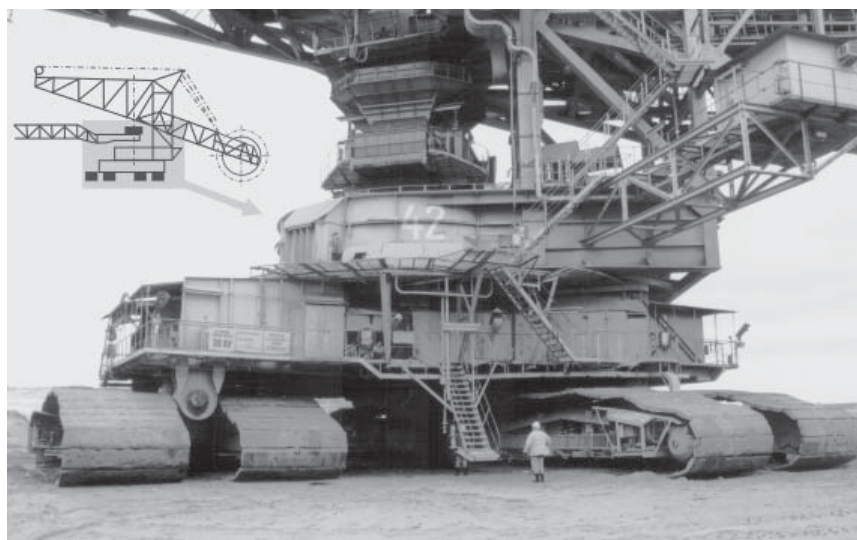
Rys. 10.25. Schemat identyfikacji dystrybucji obciążenia

### 10.3.2. Ocena dystrybucji obciążenia – badania doświadczalne

#### Obiekt badań

Metodę szacowania dystrybucji obciążeń na podstawie amplitudy tętnienia naprężeń w środniku dźwigara pierścieniowego zastosowano do identyfikacji obciążenia w jednorzędowym łożu kulowym obrotu nadwozia koparki kołowej wielonaczyniowej SchRs 4600.30 o 124 kulach średnicy 250 mm [32]. Średnica podziałowa łożyska wynosiła 12 m. W pierścieniu nadwozia znajdują się dwie strefy o długości  $15^\circ$  nie przenoszące obciążenia, rozmieszczone poprzecznie do kierunku wysięgnika urabiającego, w których znajdują się zamki do diagnostyki stanu elementów tocznych. Wieniec zębaty napędu obrotu (znajdujący się na ramie podwozia) nie jest zintegrowany z pierścieniem łożyska. Zębniaki napędu (cztery) znajdują się od strony wysięgnika urabiającego.

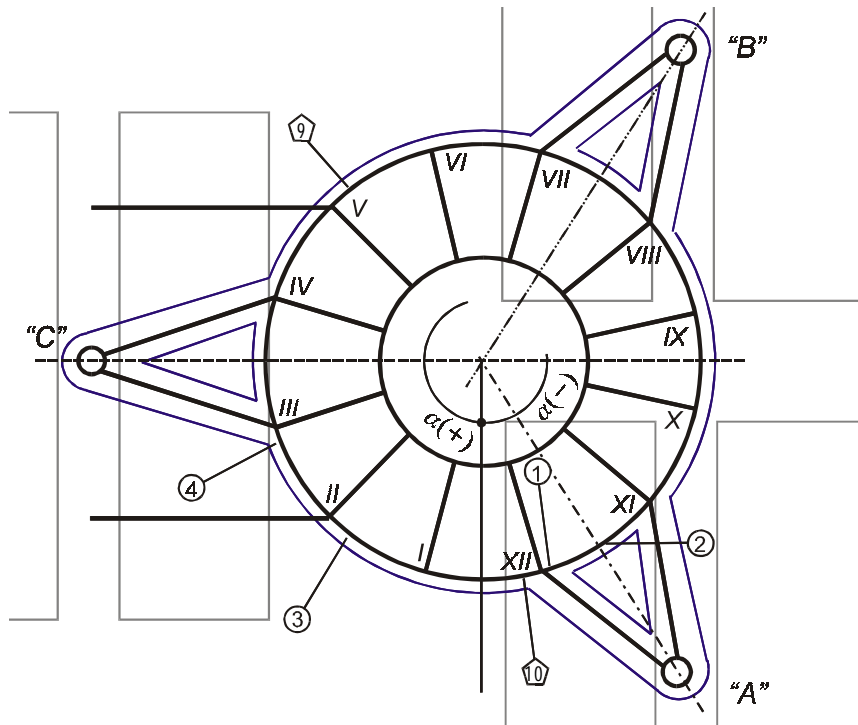
Łożysko ulegało podczas eksploatacji przyspieszonej degradacji (konieczna była wymiana co około 5 lat). Masa nadwozia z urobkiem wynosi około 27 000 Mg. Na rys. 10.26 pokazano widok podwozia i platformy nadwozia. Pełne dane dotyczące łożyska i koparki zamieszczono w tabeli 9.2. Pomiary wykonano dla łożyska po kilkuletniej eksploatacji.



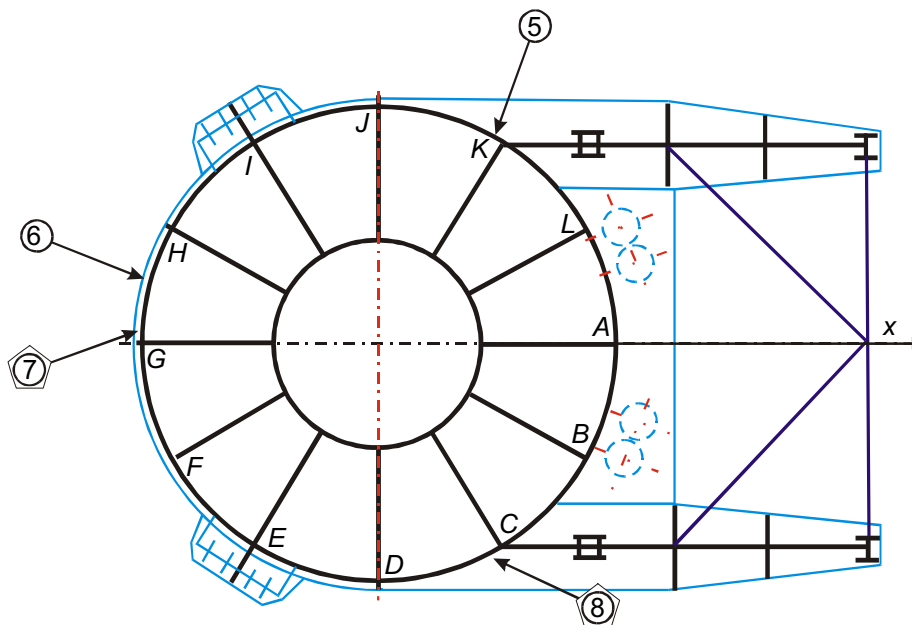
Rys. 10.26. Koparka kołowa SchRs 4600.30 – podwozie i platforma nadwozia

#### Punkty pomiarowe

Punkty pomiarowe umieszczono nie tylko na środniku dźwigara pierścieniowego ramy podwozia (punkty 1–4), ale także na środniku dźwigara pierścieniowego platformy nadwozia (punkty 5–8). Położenia punktów naniesiono na schematy ramy portalowej podwozia (rys. 10.27) i platformy nadwozia (rys. 10.28).

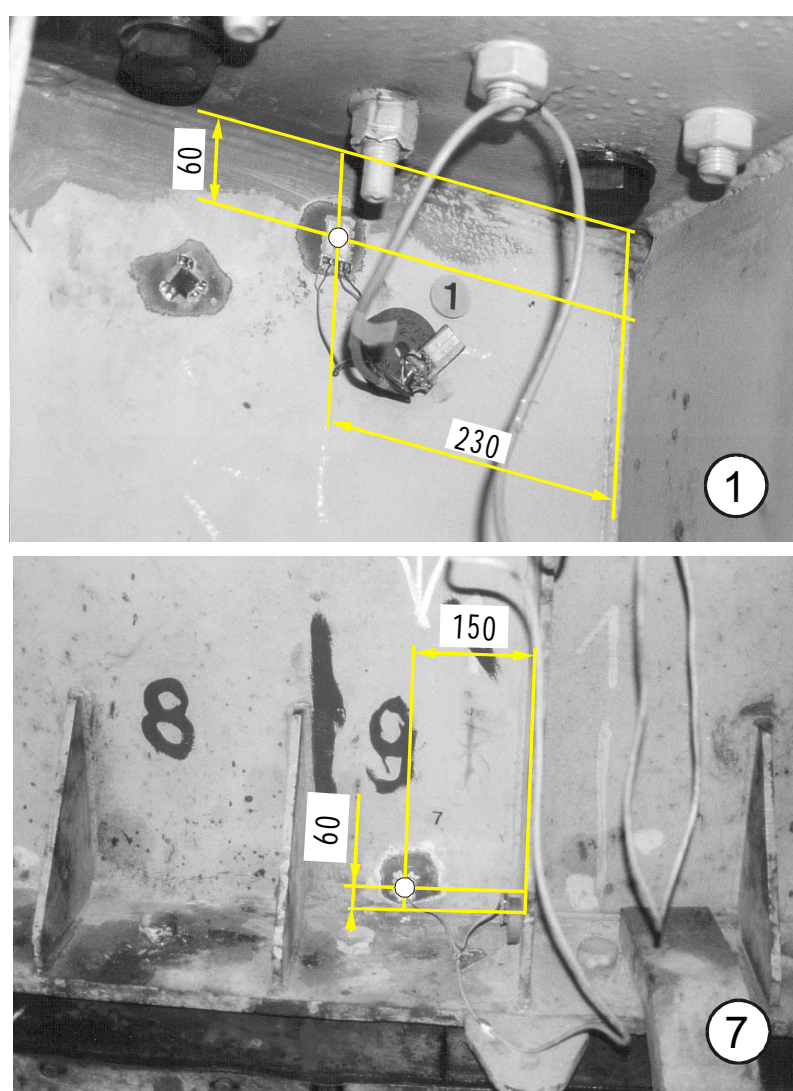


Rys. 10.27. Schemat konstrukcyjny ramy podwozia – zaznaczone punkty pomiarowe 1–4



Rys. 10.28. Schemat konstrukcyjny platformy nadwozia – zaznaczone punkty pomiarowe 5–8

Wszystkie punkty pomiarowe znajdowały się w odległości 60 mm od pasa dźwigny pierścieniowego (rys. 10.29). Dobór punktów nie był przypadkowy. Punkty 1, 4, 5, 8 znajdowały się w globalnych punktach „twardych” w niewielkiej odległości od miejsca wprowadzania (wyprowadzania) obciążenia w obszar łożyska. Punkty 3 i 6 są położone w strefach „miękkich” między podporami. Punkt 2 znajduje się w strefie „twardej”, ale daleko od usztywnień lokalnych, a punkt 7 w strefie „miękkiej” w pobliżu przepony. Współrzędne kątowe punktów  $\theta$  zgodnie z układami współrzędnych zaznaczonymi na rys. 10.27 i 10.28 zestawiono w tabeli 10.4. W tabeli podano także współ-



Rys. 10.29. Przykładowe położenie punktów pomiarowych



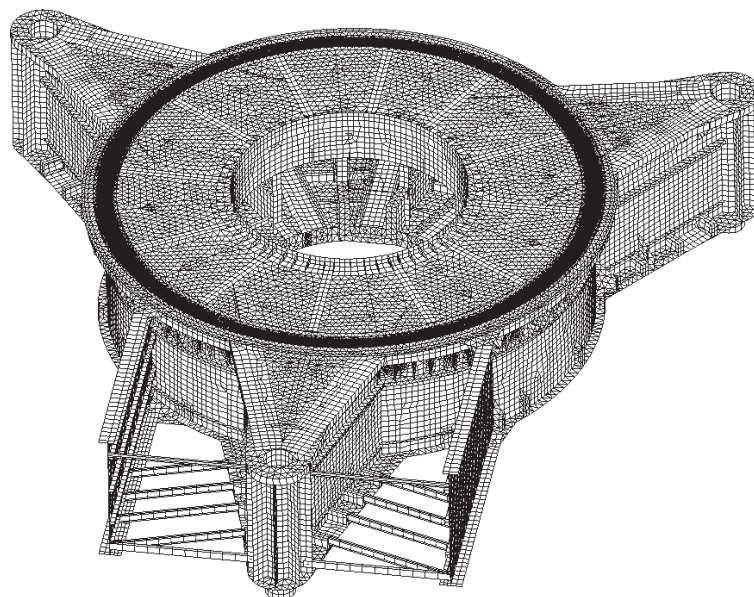
Tabela 10.4. Współrzędne obwodowe punktów pomiarowych i charakterystycznych punktów konstrukcyjnych  $\theta$ , względny obrót nadwozia  $\alpha$ , dla którego punkty mają taką samą współrzędną kątową

Punkt	nadwozie	A	B	C	8	D	E	F	G	7	6	H	I	J	5	K	L		
podwozie	$\theta$	0	29	58	59	90	122	151	180	182	205	209	238	270	300	302	331		
		$\alpha$																	
I	16					-43					-166	171					76		
3	38	38	9	-20	-21	-52	-84	-113	-142	-144	-167	-171	160	128	98	96	67		
II	45					-14					-137	-160					105		
4	70	70	41	12	11	-20	-52	-81	-110	-112	-135	-139	-168	160	130	128	99		
III	74					15					-108	-131					134		
IV	106					47					-76	-99					166		
V	135					76					-47	-70					-165		
VI	164					105					-18	-41					-136		
VII	196					137					14	-9					-104		
VIII	229					170					47	24					-71		
IX	257					-162					75	52					-43		
X	283					-136					101	78					-17		
XI	311					-108					129	106					11		
2	323	-37	-66	-95	-96	-127	-159	172	143	141	118	114	85	53	23	21	-8		
1	342	-18	-47	-76	-77	-108	-140	-169	162	160	137	133	104	72	42	40	11		
XII	344					-75					162	139					44		

rzędne kątowne charakterystycznych punktów konstrukcyjnych (wyprowadzenia podpór, przepony, żebra) oraz kąt obrotu nadwozia względem podwozia  $\alpha$ , dla którego wybrane punkty mają takie same współrzędne. Charakterystyczne punkty dla podwozia oznaczono liczbami rzymskimi, a dla nadwozia literami.

#### Skalowanie punktów pomiarowych

Identyfikację amplitudy tętnień dla obciążenia kul siłą nominalną (ciężar nadwozia podzielony przez liczbę kul) prowadzono na specjalnie zbudowanych modelach dyskretnych ram wsporczych. W modelach tych zastosowano duże zagęszczenie siatki powierzchniowych elementów skończonych w strefie bezpośrednio przylegającej do pasa górnego dźwigara pierścieniowego (rozmiar elementów równy  $1/12,5$  średnicy kuli). Pierścienie łożyska oraz pas blachy pod pierścieniami zamodelowano elementami bryłowymi. Modele te cechują się dużym rozmiarem zadania obliczeniowego. Przykładowo model podwozia liczył około 1,15 mln stopni swobody (rys. 10.30). Przykładowe punkty pomiarowe dla podwozia oznaczone zostały na siatce elementów skończonych (rys. 10.31) Podobny model został zbudowany dla części nadwozia obejmującej dźwigar pierścieniowy oraz wyprowadzenie wsporników masztu (rys. 10.32). Liczył on 1,2 mln stopni swobody.



Rys. 10.30. Model dyskretny ramy portalowej podwozia do skalowania punktów pomiarowych

Modele zostały obciążone pojedynczymi siłami działającymi na linii poszczególnych punktów pomiarowych (przypadki P1, P2, P3, P3), aby sprawdzić ich obszar istotnego oddziaływania oraz zestawami sił rozłożonych z podziałką elementów toczyńnych (zestawy A–O). Kolejne zestawy są przesunięte względem siebie z podziałką siatki elementów skończonych. Wyznaczone zostały pola odkształceń i naprężeń. Na rys. 10.33 pokazano rozkład po obwodzie dźwigara pierścieniowego odkształceń dla punktu 2 wywołanych siłą jednostkową oraz parą sił jednostkowych o rozstawie elementów toczyńnych, a na rys. 10.34 przykładowy rozkład dla obciążenia wszystkich 124 kul siłami jednostkowymi. Wyznaczono amplitudy zmiany odkształcenia  $\Delta\varepsilon_0$  na płaszczu dźwigara w odległości od pasa górnego odpowiadającej położeniu punktów pomiarowych (rys. 10.35). Miejscowe nagłe spadki wartości  $\Delta\varepsilon_0$  są wynikiem dodatkowej sztywności wprowadzanej przez elementy konstrukcyjne (żebra i przepony).

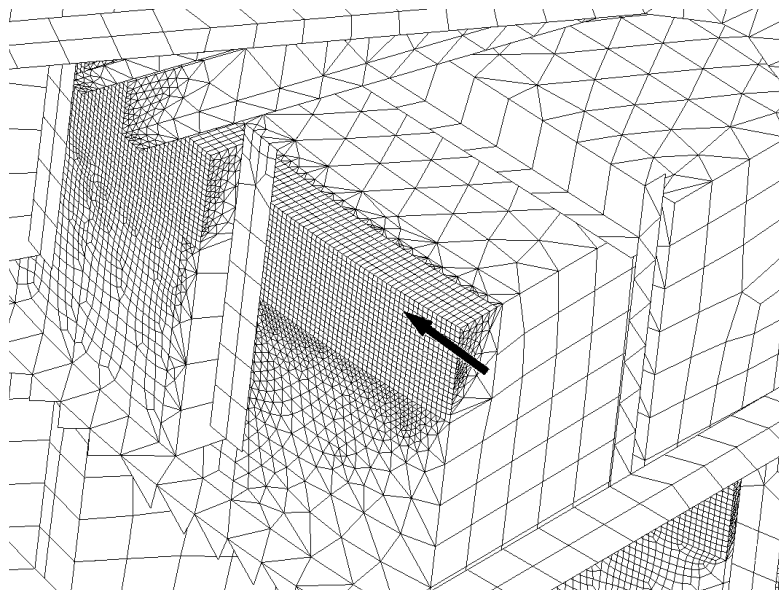
Podobny wykres wykonano dla nadwozia (rys. 10.36). Zmniejszenie wartości  $\Delta\varepsilon_0$  w przedziale  $-105^\circ \div -40^\circ$  i  $40^\circ \div 105^\circ$  jest wywołane zmianą grubości pasa dolnego dźwigara.

Wartości dla punktów pomiarowych zestawiono w tabeli 10.5. Stanowią one punkt odniesienia dla wartości zmierzonych.

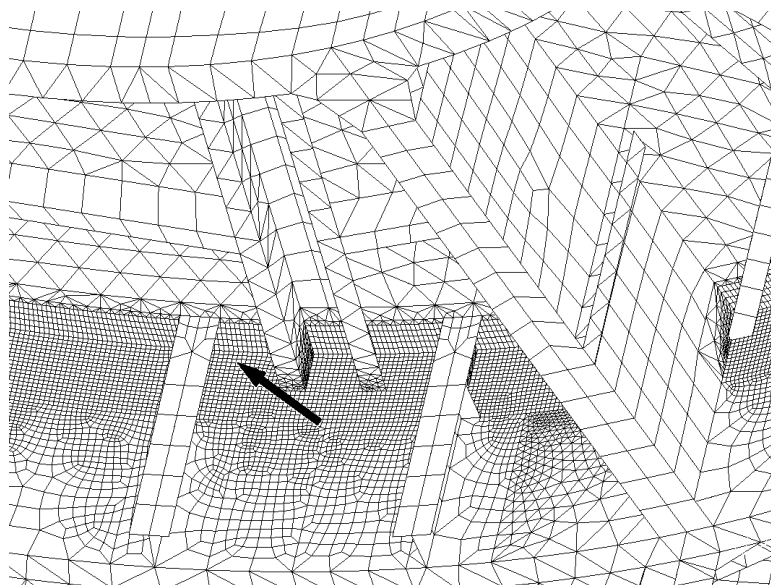
### Wyniki pomiarów

Pomiary prowadzono z jednoczesną rejestracją cyfrową ośmiu kanałów, z próbkowaniem 250 Hz. Zastosowano mostki tensometryczne o dwóch tensometrach czynnych i dwóch kompensujących układ termicznie [31]. Mostki tensometryczne nie były skompensowane ze względu na zginanie środka.

Punkt 1



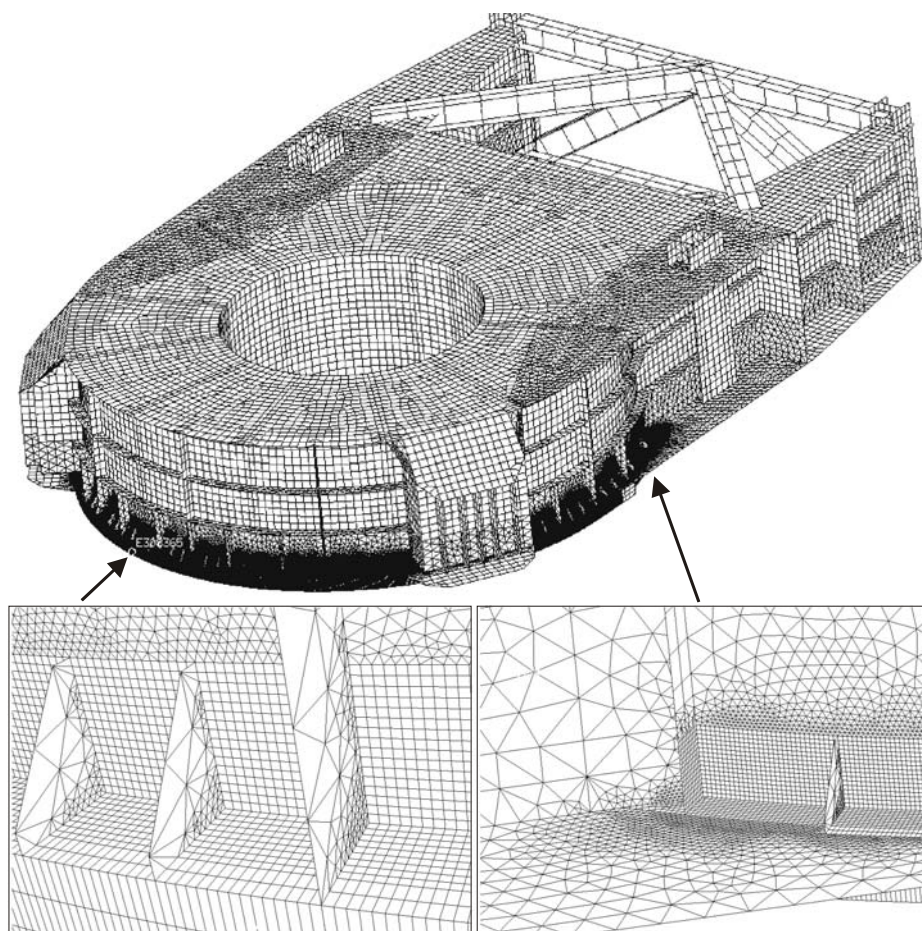
Punkt 2



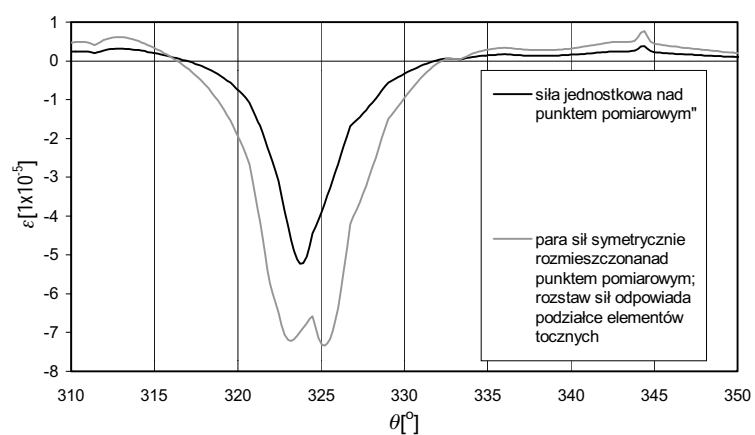
Rys. 10.31. Model dyskretny – przykładowe punkty pomiarowe

Tabela 10.5. Amplituda odkształcenia w punktach pomiarowych uzyskana metodą elementów skończonych dla obciążenia nominalnego

Amplituda odkształcenia	Punkt pomiarowy							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$\Delta\varepsilon_0[1 \cdot 10^{-5}]$	0,92	0,76	0,65	1,05	0,51	0,81	0,78	0,51

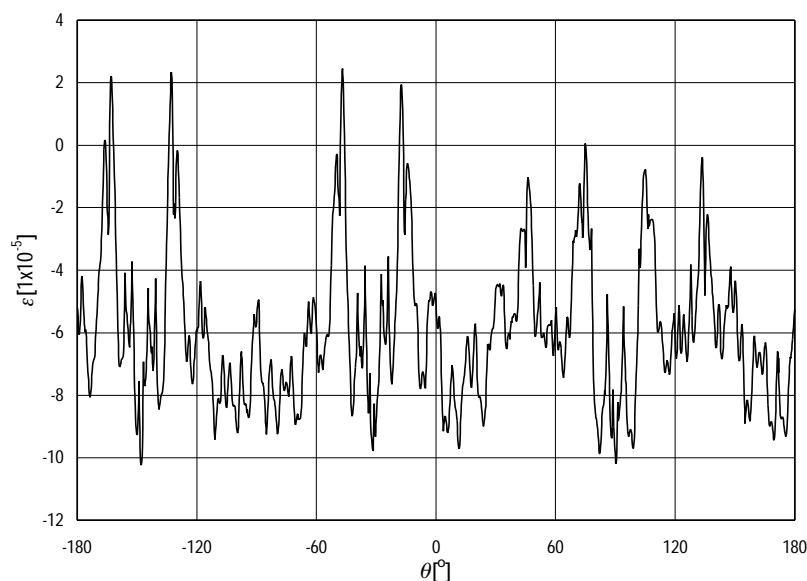


Rys. 10.32. Model dyskretny części środkowej nadwozia do skalowania punktów pomiarowych



Rys. 10.33. Rozkład odkształceń na płaszczyźnie dźwigara pierścieniowego podwozia w strefie wyprowadzenia podpory A





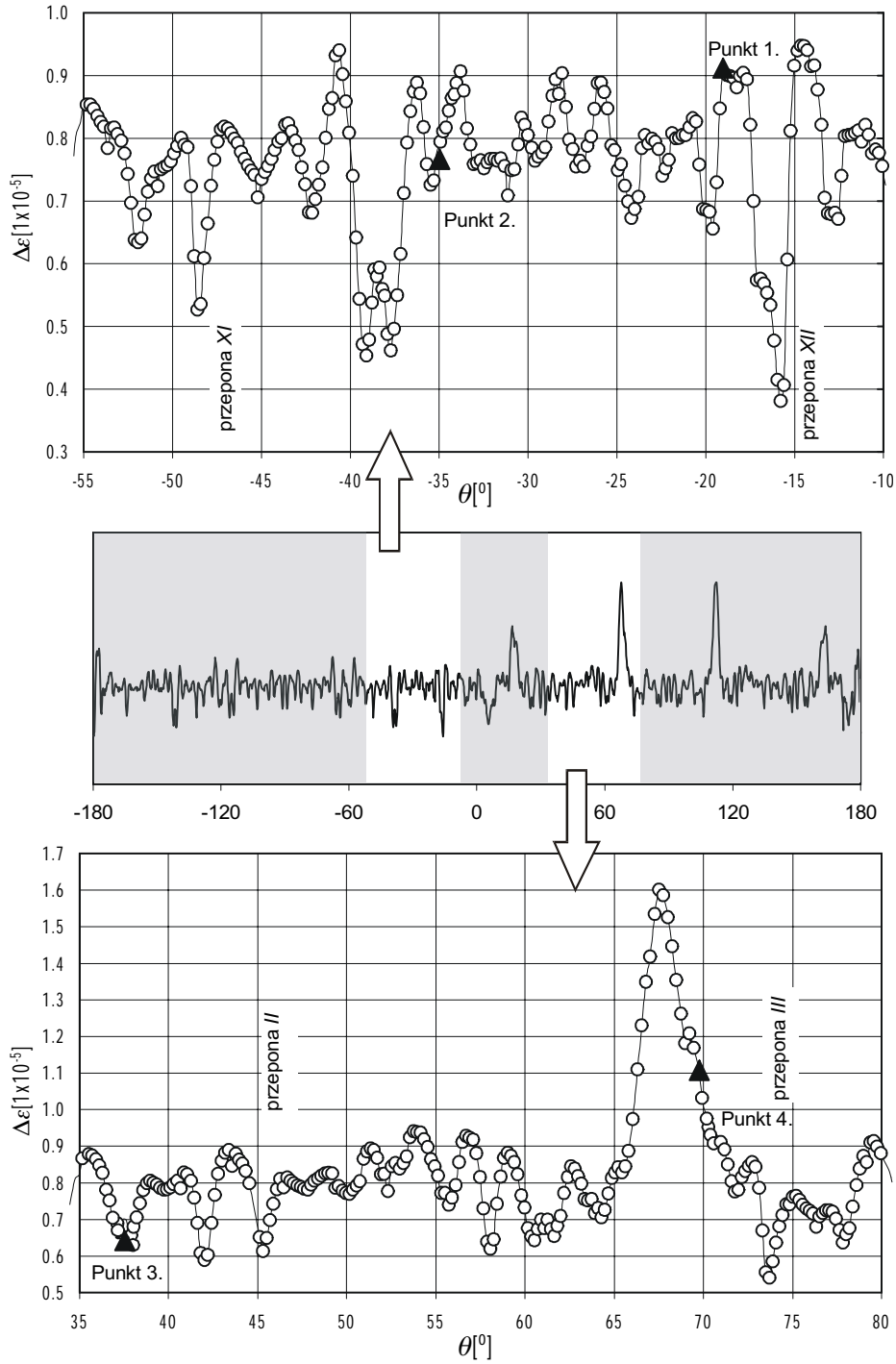
Rys. 10.34. Przykładowy przebieg odkształcenia po obwodzie dźwigara pierścieniowego podwozia dla obciążenia kul siłą nominalną

Pomiary wykonano dla dwóch prędkości obrotowych nadwozia  $n = 0,06$  i  $0,09 \text{ min}^{-1}$ , przy wysięgniku urabiającym położonym poziomo oraz uniesionym maksymalnie do góry. Uzyskano dobrą zgodność przebiegu globalnej tendencji odkształcenia w poszczególnych seriach (dla odkształceń uśrednionych po kącie odpowiadającym podziałce elementów tocznych). Porównanie przebiegów dla punktu 8 pokazano na rys. 10.36. Dystrybucja obciążeń w łożyskach wielkogabarytowych zależy od wielu czynników i nie jest możliwe uzyskanie takiego samego przebiegu (z dokładnością pomiaru) [33]. Podniesienie wysięgnika powoduje sinusoidalne przesunięcie przebiegu o wartość w zakresie  $\pm 10\%$ . Poszczególne serie pomiarów wykazują pewne przesunięcia po osi odciętych spowodowane nierównomiernością prędkości obrotowej nadwozia. Amplitudy tętnień podczas przetaczania poszczególnych kul dla różnych przebiegów nie różnią się więcej niż  $15\%$  w stosunku do maksymalnej amplitudy tętnienia. Także kształty wierzchołków wykazują duże podobieństwo.

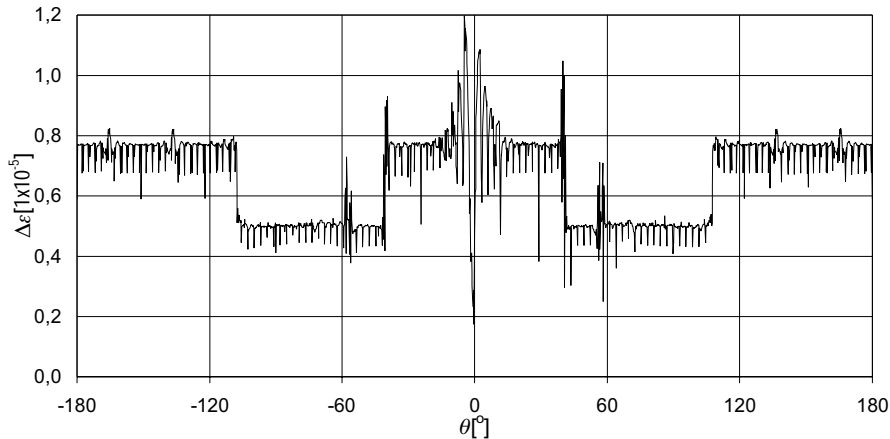
Wykonane zostały także pomiary podczas urabiania oraz jazdy maszyny (rozruch i hamowanie). Podczas proces urabiania powtarzalność przebiegów jest znacznie gorsza niż w przypadku obrotu swobodnego, ze względu na dużą zmienność obciążeń zewnętrznych.

Zestawienie zbiorcze przebiegów odkształcenia (w kierunku pionowym w funkcji położenia nadwozia pokazano dla punktów pomiarowych 1–4 na rys. 10.38, a dla punktów pomiarowych 5–8 na rys. 10.39). Na wykresach oznaczono momenty przejść nad punktami pomiarowymi charakterystycznych elementów konstrukcji wsporczych zgodnie ze schematami (rys. 10.27 i 10.28).

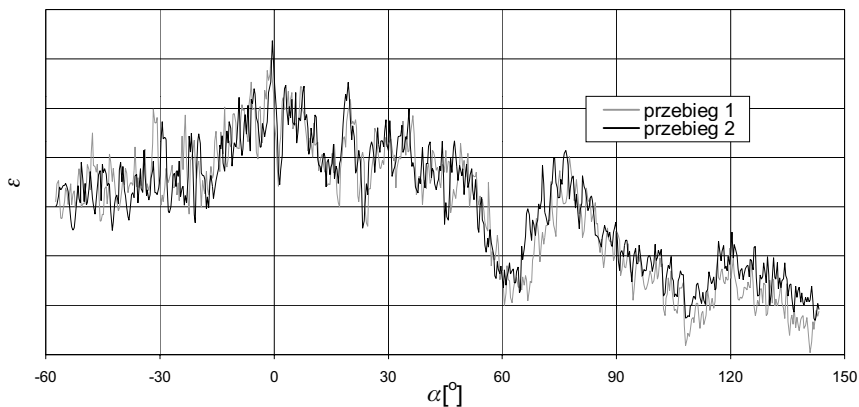
Na przebiegach dla punktów pomiarowych związanych z podwoziem 1–4 można zaobserwować charakterystyczne obniżenia związane z przejściem nad punktem pomia-



Rys. 10.35. Amplituda odkształcenia dla obciążenia kul siłą nominalną (podwozie) punkty pomiarowe oznaczono zaczerzniętymi trójkątami



Rys. 10.36. Amplituda odkształcenia dla obciążenia kul siłą nominalną (nadwozie)



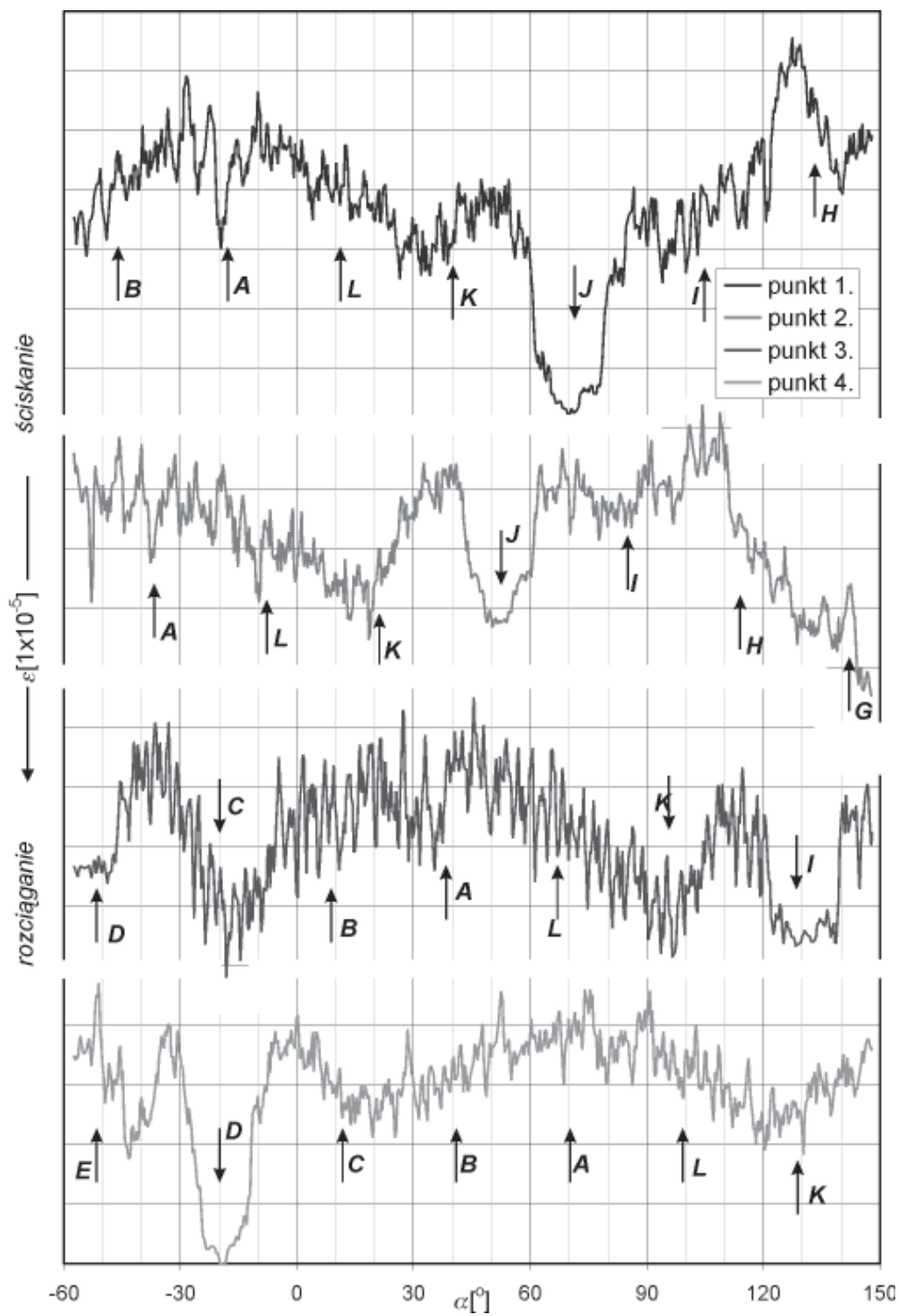
Rys. 10.37. Porównanie przebiegów dla punktu 8 dla obrotu w prawo (0,06 obr/min) i w lewo (0,09 obr/min)

rowym stref zamka (D i J). Należy zauważyć, że w strefach tych następuje prawie całkowity zanik tętnień. Widoczne są także duże odkształcenia i tętnienia związane z przejściem nad punktem pomiarowym poszczególnych przepon i wyprowadzeń wsporników pylonów. Ze względu na duże usztywnienie strefy napędu (B i L) oraz dodatkowe uźbrowanie punktów E i I związane z tymi strefami fragmenty przebiegu wykazują rozmycie.

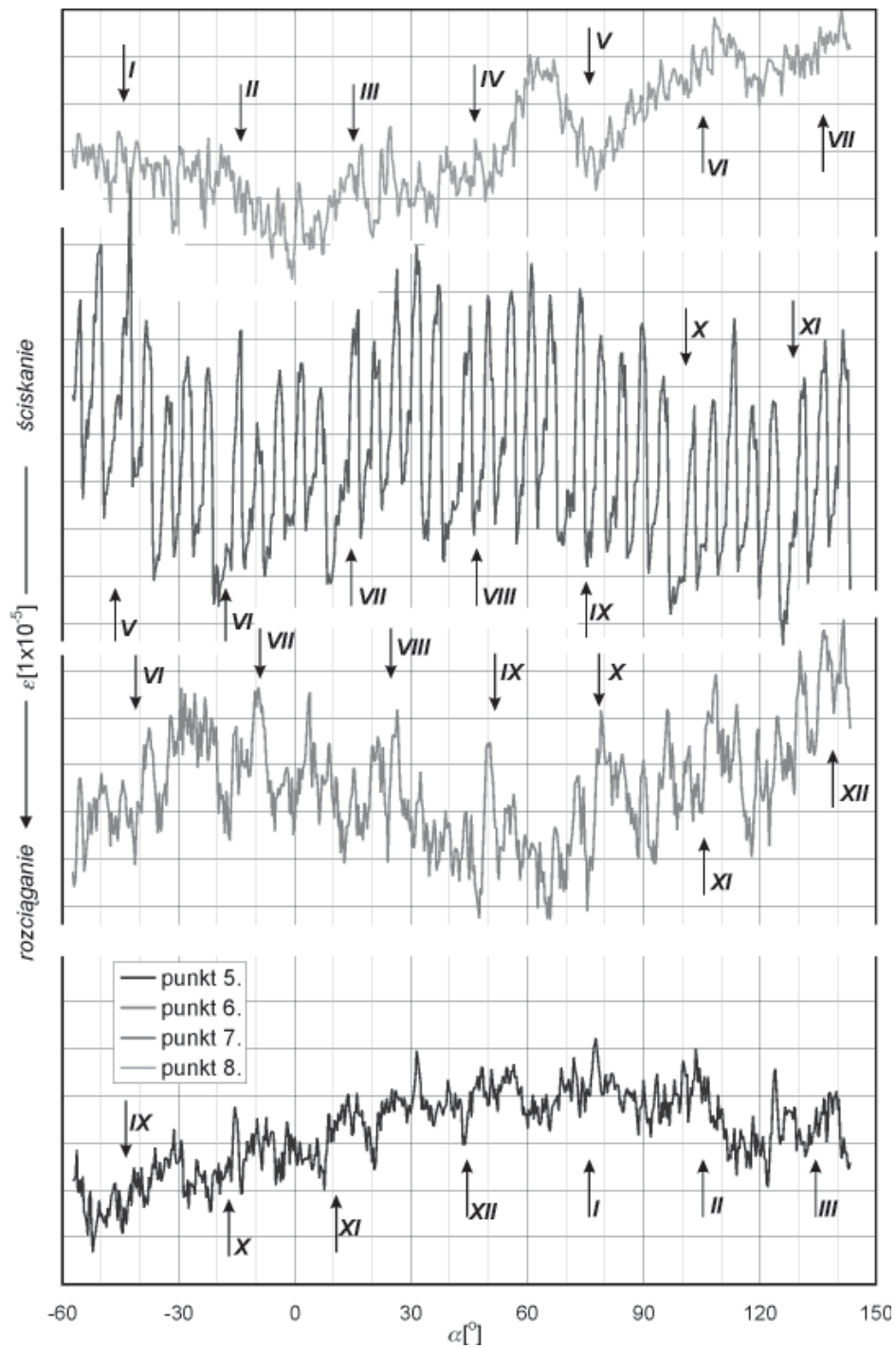
Przebiegi dla punktów związanych z nadwoziem 5–8 wykazują dużą regularność, chociaż wyraźnie widoczne są strefy większych odkształceń związane z przejściami nad punktami wyprowadzenia podpór podwozia (III–IV, VII–VIII i XI–XII).

Na podstawie schematu postępowania opisanego w punkcie 10.3.1, po uwzględnieniu wartości tętnień ze skalowania, prowadzono szacowanie przebiegów sił w elementach tocnych. Wynik przedstawiono w postaci wykresów (rys. 10.40 i 10.41). Wartość siły podano w odniesieniu do siły nominalnej (obciążenie osiowe łożyska

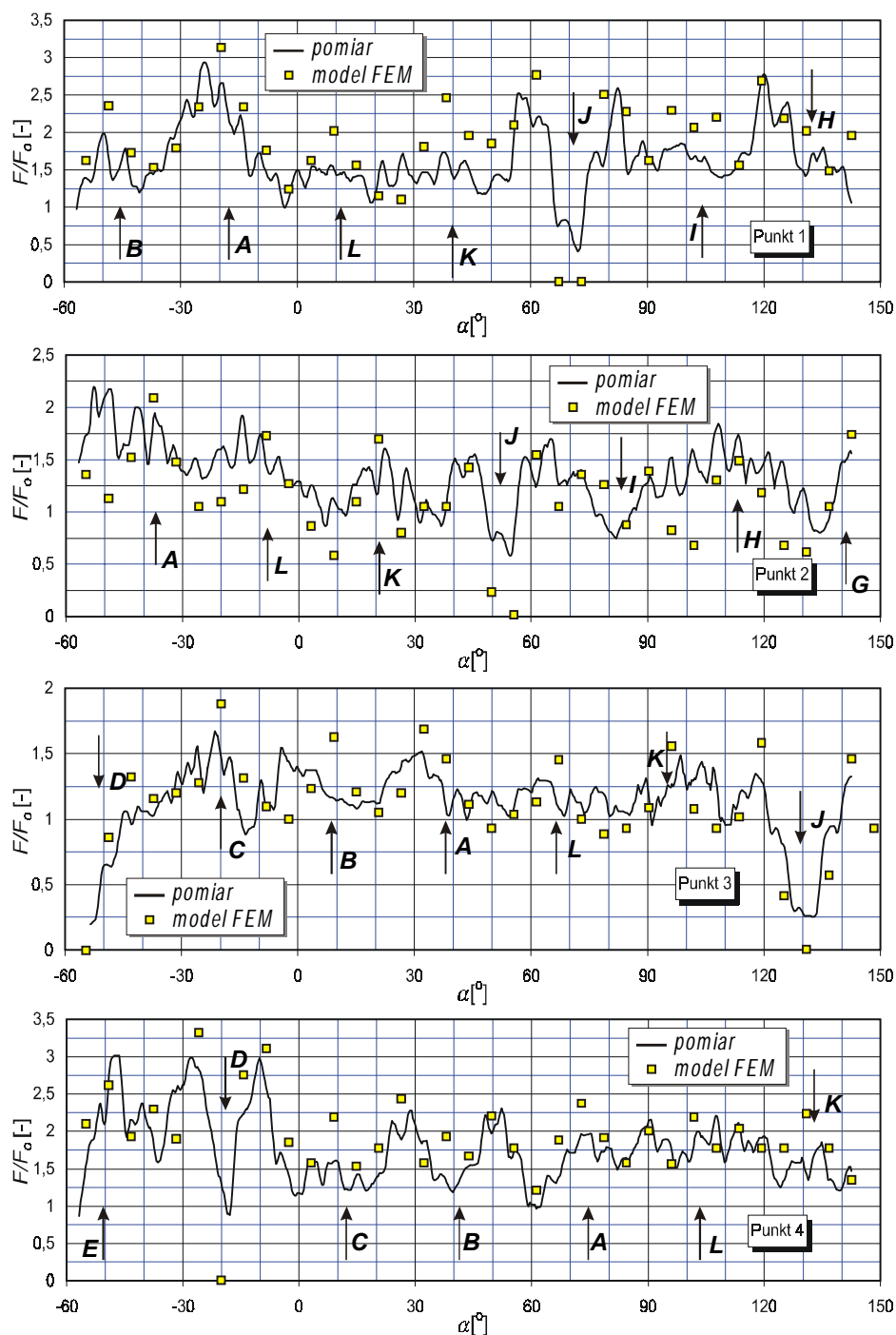




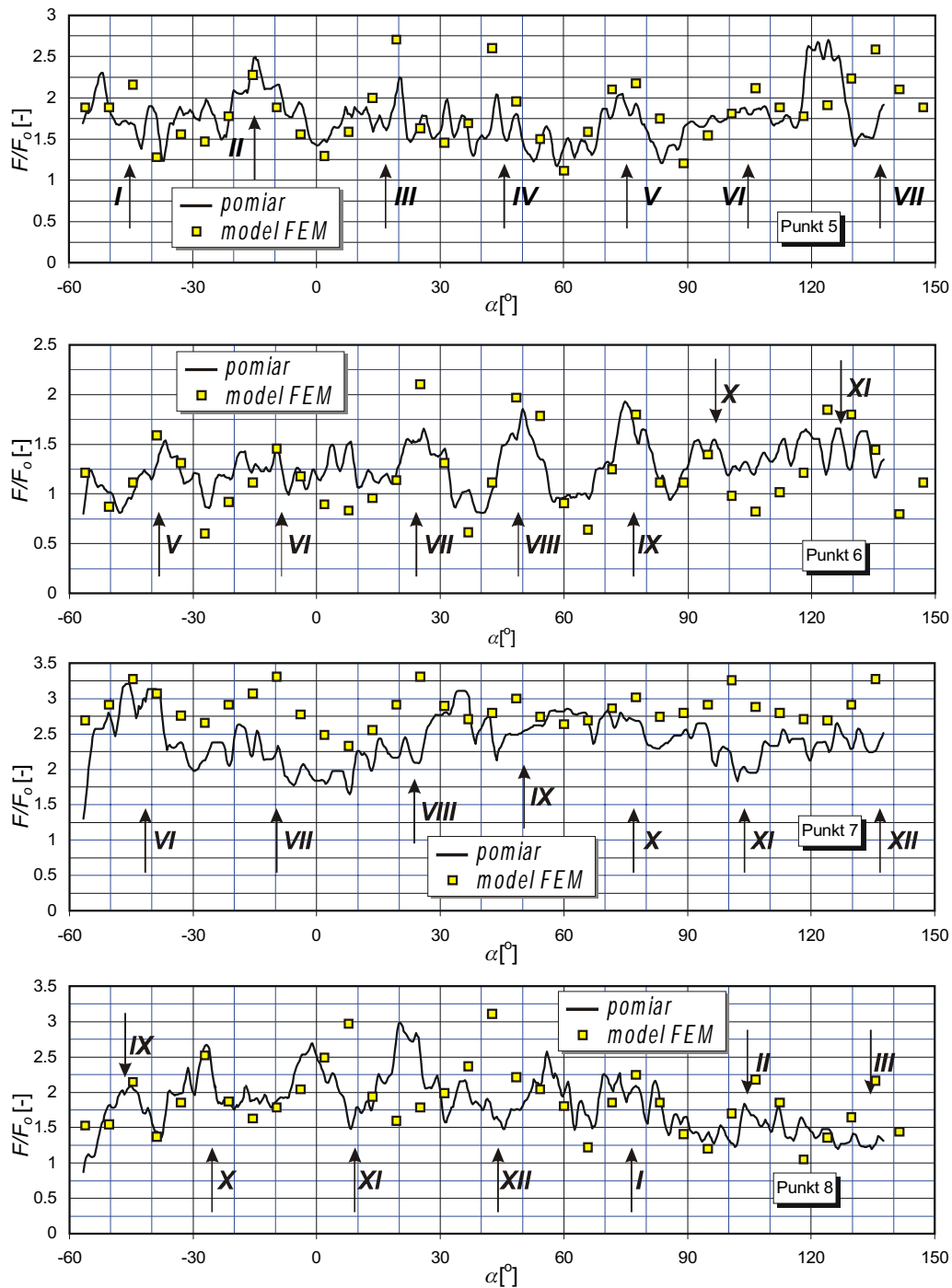
Rys. 10.38. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym w funkcji kąta położenia nadwozia – zestawienie zbiorcze dla punktów pomiarowych 1–4



Rys. 10.39. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym w funkcji kąta położenia nadwozia – zestawienie zbiorcze dla punktów pomiarowych 5–8



Rys. 10.40. Wartość siły w elemencie tocznym w odniesieniu do siły nominalnej – punkty pomiarowe 1–4 (oznaczono moment przejścia charakterystycznych punktów dźwigara pierścieniowego nad punktem pomiarowym)



Rys. 10.41. Wartość siły w elemencie tocznym w odniesieniu do siły nominalnej – punkty pomiarowe 5–8 (oznaczono moment przejścia charakterystycznych punktów dźwigara pierścieniowego podwozia nad punktem pomiarowym)

podzielone przez liczbę kul). Na wykresach naniesiono wartości sił uzyskane z obliczeń metodą elementów skończonych z zastosowaniem superelementu bieźnia–element toczny–bieźnia.

Maksymalne wartości obciążenia wystąpiły podczas przejścia nad punktami pomiarowymi punktów nadwozia związanych z napędem oraz w okolicy zamków (w tej strefie kule muszą skompensować brak przenoszenia obciążenia przez kule znajdujące się w zamku). Wartości maksymalne oraz średnie zestawiono w tabeli 10.6.

Tabela 10.6. Zestawienie maksymalnych oraz średnich wartości obciążenia elementów tocznych znajdujących się nad (pod) punktami pomiarowymi

Punkt pomiarowy	Wysięgnik urabiający uniesiony do góry			Wysięgnik urabiający poziomo			średnia 1–4
	$n = 0,06 \text{ min}^{-1}$		średnia 1–2	$n = 0,09 \text{ min}^{-1}$		średnia 3–4	
	w prawo	w lewo		w prawo	w lewo		
	pomiar 1	pomiar 2		pomiar 3	pomiar 4		
Wartość średnia $F/F_0$							
1	1,648	1,685	1,67	1,521	1,502	1,51	1,59
2	1,326	1,325	1,33	1,385	1,318	1,35	1,34
3	1,080	1,048	1,06	1,116	1,047	1,08	1,07
4	1,776	1,813	1,79	1,764	1,851	1,81	1,80
5	1,770	1,731	1,75	1,918	1,789	1,85	1,80
6	1,279	1,251	1,26	1,534	1,408	1,47	1,37
7	2,416	2,375	2,40	2,390	2,313	2,35	2,37
8	1,851	1,829	1,84	2,110	2,088	2,10	1,97
Wartość maksymalna $F_{\max}/F_0$							
1	2,940	3,753	3,35	2,929	3,134	3,03	3,19
2	2,197	2,215	2,21	2,320	2,266	2,29	2,25
3	1,559	1,703	1,63	1,703	1,631	1,67	1,65
4	3,015	3,149	3,08	3,482	3,470	3,48	3,28
5	2,700	2,700	2,70	3,253	3,348	3,30	3,00
6	1,930	1,880	1,91	2,496	2,255	2,38	2,14
7	3,207	3,191	3,20	3,207	3,351	3,28	3,24
8	2,987	2,945	2,97	3,546	3,524	3,54	3,25
Stosunek wartości maksymalnej do średniej $F_{\max}/F$							
1	1,784	2,228	2,01	1,926	2,086	2,01	2,01
2	1,656	1,672	1,66	1,674	1,719	1,70	1,68
3	1,443	1,625	1,53	1,526	1,557	1,54	1,54
4	1,698	1,736	1,72	1,974	1,875	1,92	1,82
5	1,525	1,560	1,54	1,696	1,872	1,78	1,66
6	1,509	1,503	1,51	1,627	1,601	1,61	1,56
7	1,327	1,344	1,34	1,341	1,449	1,40	1,37
8	1,613	1,610	1,61	1,681	1,688	1,68	1,65

Dla kul znajdujących się w globalnych punktach „twardych” (punkty 1, 4, 5 i 8) maksymalne obciążenia były około 3 razy większe od obciążenia nominalnego! W punkcie 7, znajdującym się niedaleko przepony, zanotowano bardzo duże obciążenie maksymalne, co wynikało z przesunięcia środka ciężkości nadwozia od osi obrotu w kierunku wysięgnika przeciwwagi (bez urabiania i wysięgniku urabiającym nie obciążonym urobkiem). Świadczy o tym duża wartość średnia obciążenia.

Stosunek obciążenia maksymalnego do średniego w punktach twardych nadwozia wynosi około 1,55, a dla punktów twardych podwozia około 1,7, co potwierdza istnienie bardziej niekorzystnego widma obciążenia bieżni nadwozia w stosunku do bieżni podwozia.

Najmniej wyciężonym punktem okazał się punkt 3, który leży w strefie „miękkiej”, poza oddziaływaniem lokalnych usztywnień.

Należy zauważyć, że uzyskane wyniki opisują rozkład w łożysku po długiej eksploatacji, gdy w wyniku rozwalcowania nastąpiło częściowe odciążenie najbardziej „twardych” punktów i zwiększenie obciążenia na sąsiednich strefach bardziej „miękkich” (np. rys. 10.40 – przejście przepony L i K nad punktem 1). W niektórych punktach nastąpiła zamiana i wokół rozwalcowanego punktu nad przeponą powstały w sąsiedztwie dwie kulminacje (np. rys. 10.41 – przejście nad wyprowadzeniem podpór XI i XII punktu 8).

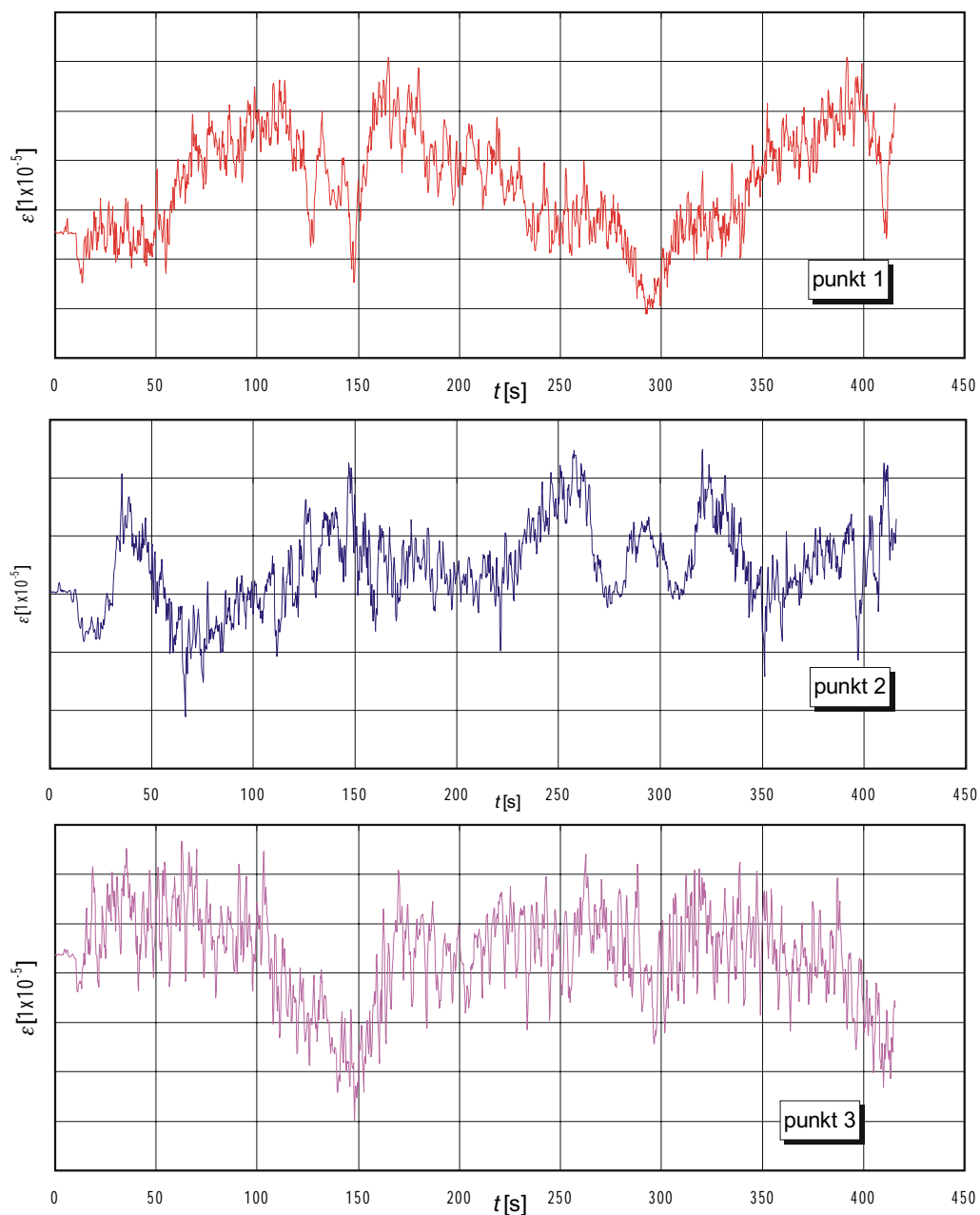
Średnia wartości obciążenia dla punktów leżących w strefach „twardych” wyznaczona z pomiarów jest mniejsza niż wyznaczona numerycznie (punkt 1 – podwozie, punkt 7 – nadwozie), przeciwnie niż dla sąsiadujących punktów leżących pomiędzy przeponami (punkt 2 – podwozie, punkt 6 – nadwozie). Wyniki liczbowe zestawiono w tabeli 10.7.

Uzyskane obciążenia kul zarówno co do przebiegu, jak i ekstremalnych wartości potwierdzają prawidłowość wyników uzyskanych za pomocą opisanych w niniejszej pracy modeli numerycznych. Trudność w porównaniu modelu numerycznego i pomiarów wynika stąd, że z modeli numerycznych uzyskujemy obciążenie wszystkich elementów tocznych w wybranych położeniach nadwozia względem podwozia, a z pomiarów uzyskujemy przebieg odkształceń dla całego zakresu obrotu jedynie w wybranych punktach pomiarowych.

Wykonano także pomiary odkształceń podczas pracy maszyny. Na rysunkach 10.42–10.44 pokazano przebiegi odkształceń podczas urabiania w lewo (do czasu

Tabela 10.7. Średnia wartość obciążenia kuli dla wybranych punktów pomiarowych

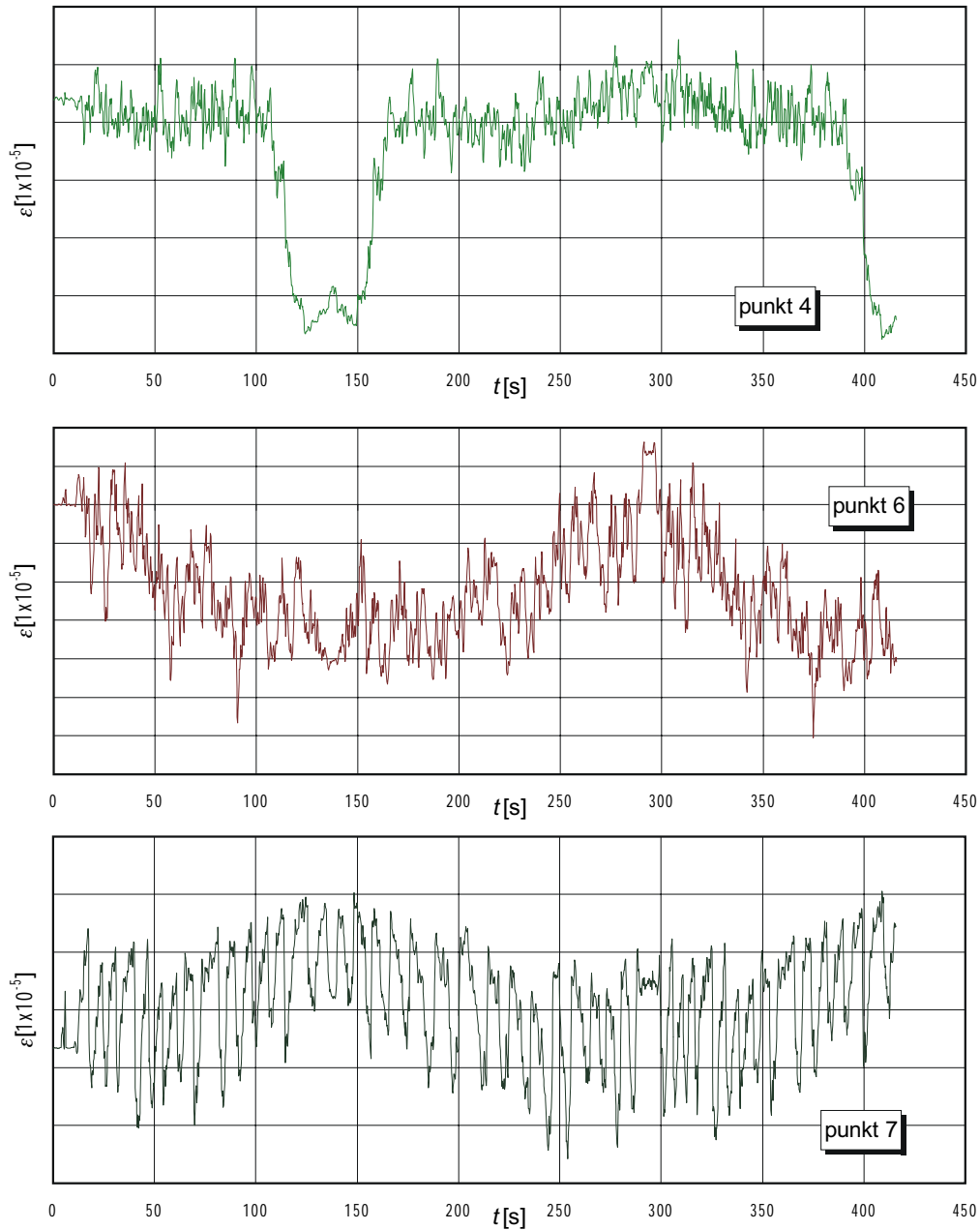
Punkt	Podwozie		Nadwozie	
	1	2	6	7
Opis	przy podporze „twardy”	między podporami	między przeponami	przy przeponie „twardy”
	Obciążenie kuli $F/F_0$			
Pomiar	1,65	1,33	1,28	2,416
Model FEM	1,91	1,18	1,12	2,75



Rys. 10.42. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym dla punktów pomiarowych 1-3

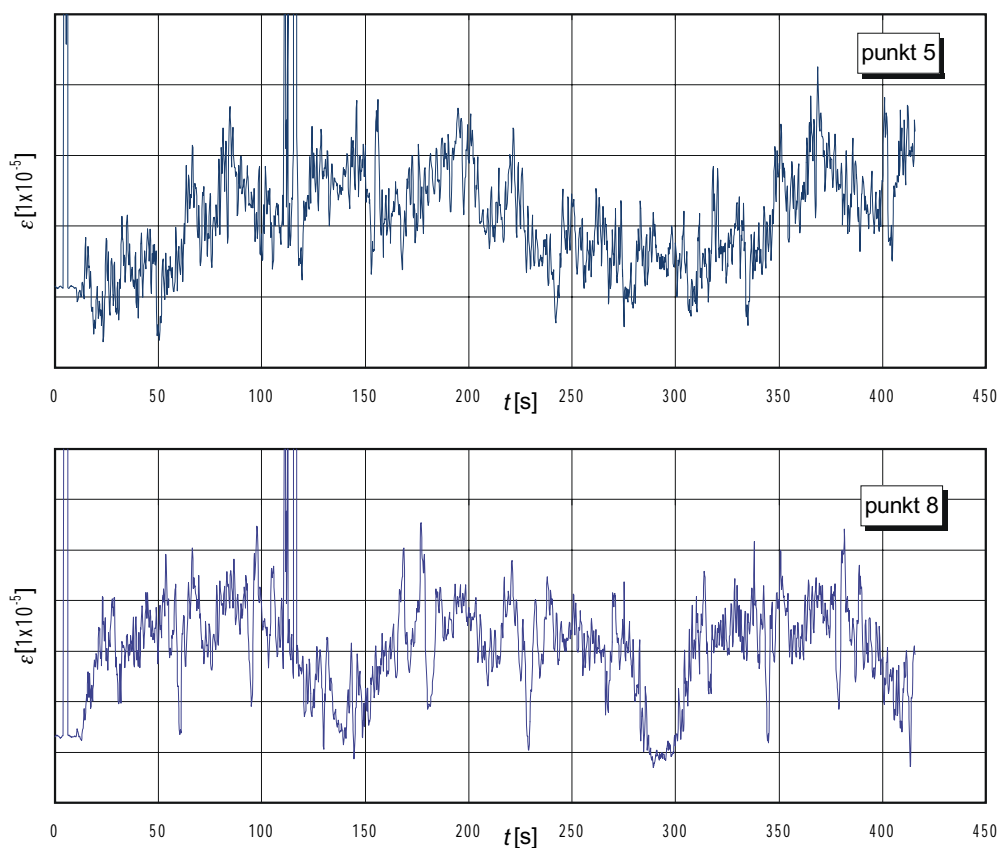
$t \approx 295$  s), a następnie w prawo, aż do wyjścia ze ściany dla prędkości obrotowej  $n = 0,075 \text{ min}^{-1}$ . Podczas pracy następowały podjazdy (dla  $t \approx 105$  s). Próbkowanie odkształceń odbywało się z częstotliwością 250 Hz. Uzyskana wydajność wyniosła  $11\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ .





Rys. 10.43. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym dla punktów pomiarowych 4, 6 i 7

Uzyskane krzywe przebiegów są bardziej postrzępione niż podczas obrotu swobodnego, co wywołane jest dynamiką procesu urabiania. Podczas hamowania jazdy maszyny siły bezwładności powodowały silne zginanie środka dźwignara pierścieniowego nadwozia w punktach 5 i 8.



Rys. 10.44. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym dla punktów pomiarowych 5 i 8

Wykonano analizę tętnienia odkształceń (rys. 10.45–10.46). Uzyskane przebiegi charakteryzują się znacznie większą nierównomiernością niż podczas obrotu swobodnego, ale obciążenie średnie ma podobną wartość. Nieznaczna zmiana wartości średniej wynika z obciążenia wysięgnika urobkiem i działania sił od urabiania, powodujących przesunięcie siły wypadkowej od nadwozia w kierunku koła czerpakowego. Wyniki porównano w tabeli 10.8. Dociążeniu uległy punkty znajdujące się po stronie wysięgnika urabiającego. Zmniejszyło się obciążenie punktów leżących po stronie wysięgnika przeciwwagi.

Pomiary powtórzono dla łożyska silnie zdegradowanego (przed jego wymianą), po kolejnych 2000 h eksploatacji. Między pierwszą a drugą serią pomiarów łożysko było czyszczone z produktów pittingu, co pozwoliło na krótką poprawę jego pracy. Stan łożyska uniemożliwiał już obrót w pełnym zakresie, ponieważ w wyniku rozwalcowania bieżni następowało zakleszczenie koszyków. Możliwy był obrót w zakresie  $\alpha = 120 \div 240^\circ$ .

Wybrano punkty pomiarowe: dla nadwozia 7 i 8, a dla podwozia nowe punkty 9 i 10. Punkty oznaczono na rys. 10.27 i 10.28 pięciokątami. Położenie punktu 9 odpowiada położeniu punktu 3, a punktu 10 położenie punktu 4.

Tabela 10.8. Zestawienie maksymalnych oraz średnich wartości obciążenia elementów tocznych znajdujących się nad (pod) punktami pomiarowymi podczas obrotu swobodnego i podczas urabiania

Punkt pomiarowy	$F/F_0$					
	Obrót swobodny			Urabianie		
	Wartość średnia	Wartość maksymalna	Odchylenie standardowe	Wartość średnia	Wartość maksymalna	Odchylenie standardowe
1	1,65	2,94	0,44	1,60	2,80	0,30
2	1,33	2,20	0,32	1,11	2,35	0,35
3	1,08	1,56	0,28	1,13	1,74	0,22
4	1,78	3,02	0,45	1,42	2,56	0,38
5	1,77	2,70	0,30	1,74	3,49	0,36
6	1,28	1,93	0,23	1,17	2,38	0,31
7	2,42	3,21	0,33	1,92	2,30	0,47
8	1,85	2,99	0,40	2,10	4,13	0,72

Zarejestrowano zmiany odkształcenia dla obrotu swobodnego (pomiar 2) i podczas urabiania (pomiar 1 i 3). Parametry poszczególnych obrotów zestawiono w tabeli 10.9. Uzyskane przebiegi odkształceń pokazano na rys. 10.47–10.49.

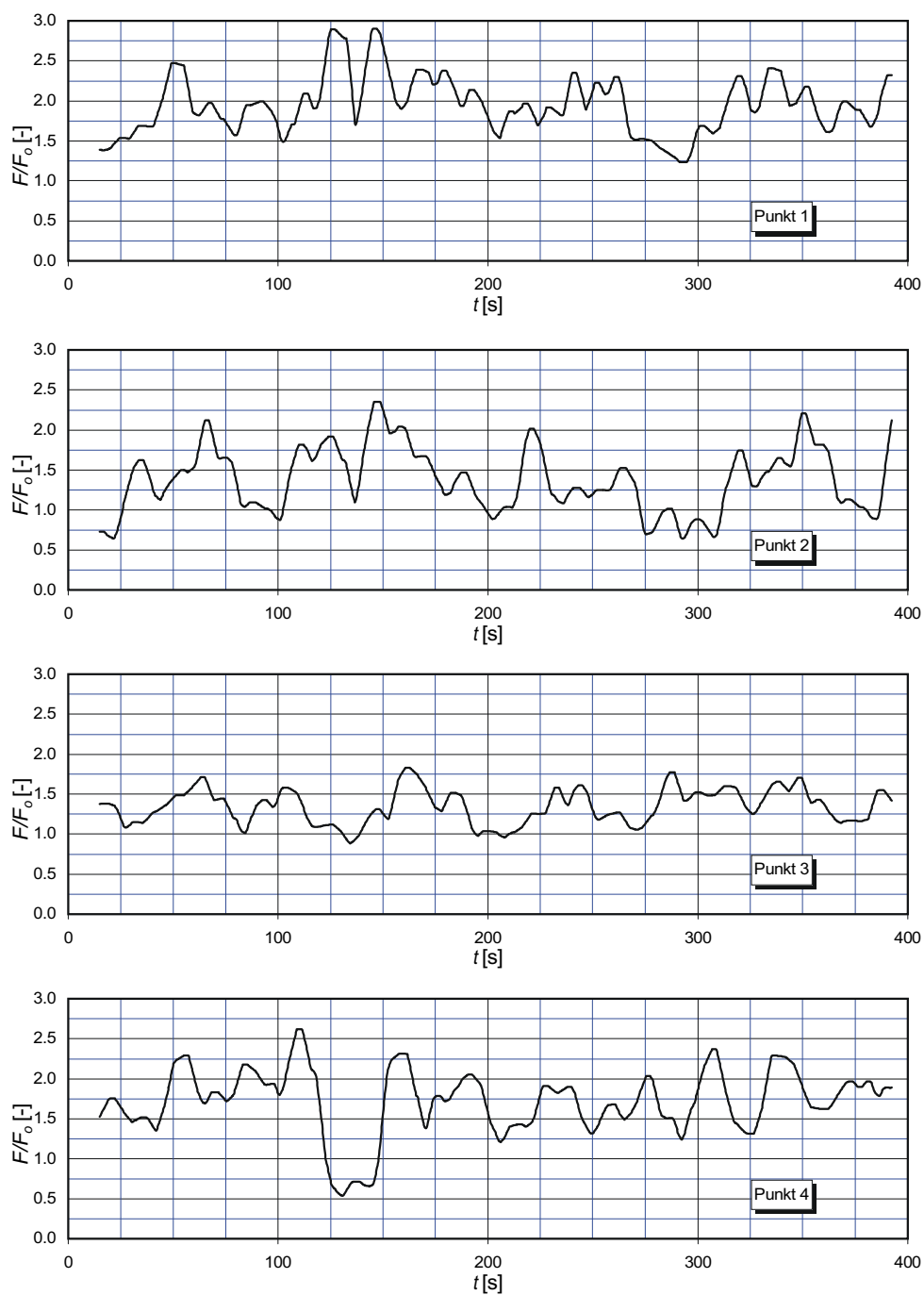
Na wykresie odkształceń dla przebiegu 1 (rys. 10.46) widoczna jest duża regularność dla punktów pomiarowych 9 i 7, położonych poza strefami wpływu (wypływu) obciążenia. Duże amplitudy tętnienia w punkcie 7 spowodowane są bliskością miejsca styku segmentów bieżni oraz większą wiotkością konstrukcji wsporczej w tym miejscu.

Wartości odkształcenia i jego tętnienia w punktach twardych 8 i 10 silnie zależą od wzajemnego położenia nadwozia i podwozia. Dotyczy to nie tylko punktów związanych z podwoziem, gdzie wektor obciążenia obraca się razem z nadwoziem, ale także punktów związanych z nadwoziem, mimo prawie stałego położenia sił obciążających łożysko w układzie współrzędnych związanych z nadwoziem.

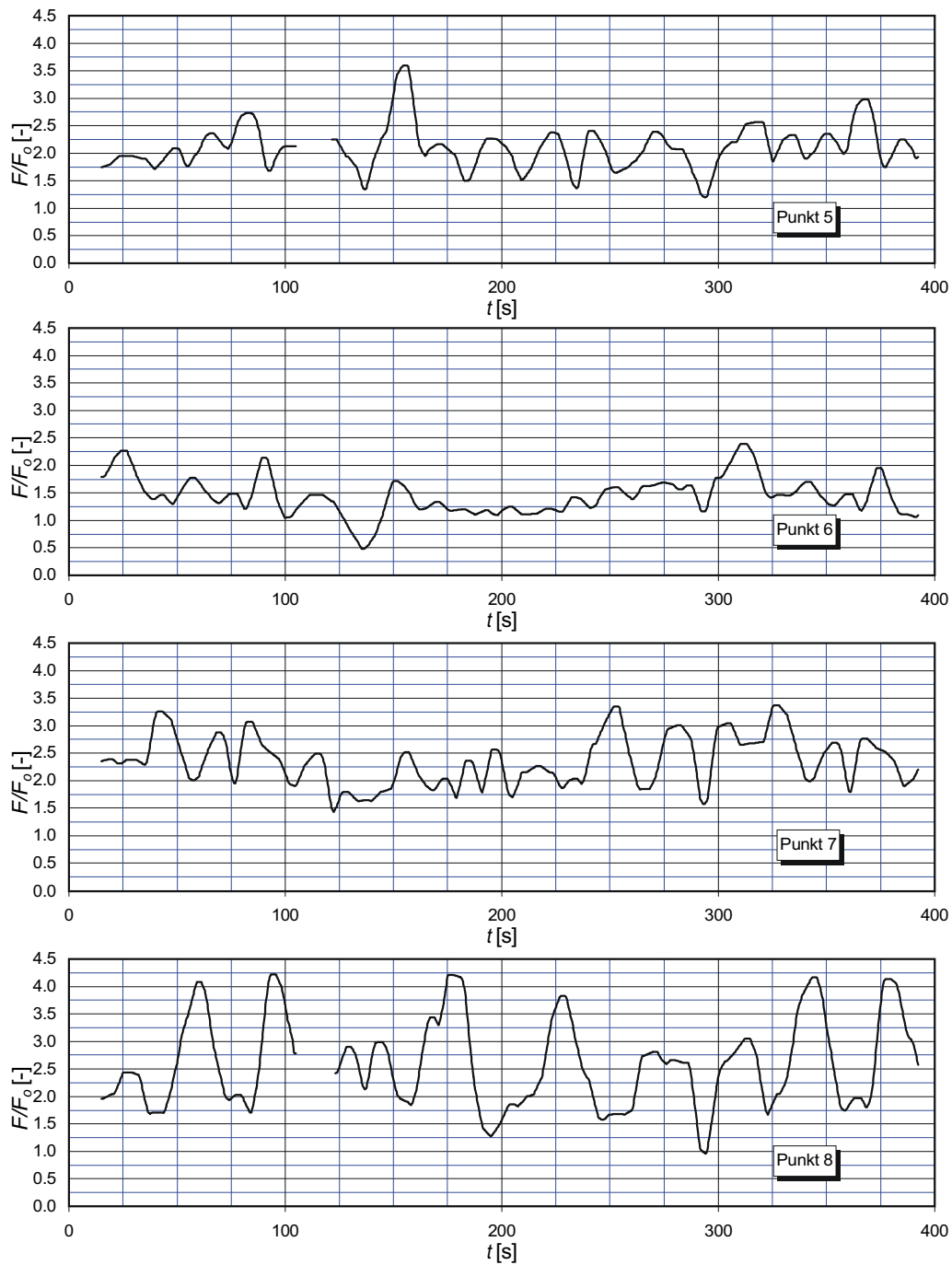
Na wykresie dla przebiegu 1, ze względu na jego znaczne rozciągnięcie wzdłuż osi czasu dobrze jest widoczny cykliczny charakter zmian związanych z przetaczaniem kolejnych elementów tocznych.

Tabela 10.9. Pomiary odkształcenia w środniku dla łożyska silnie zdegradowanego

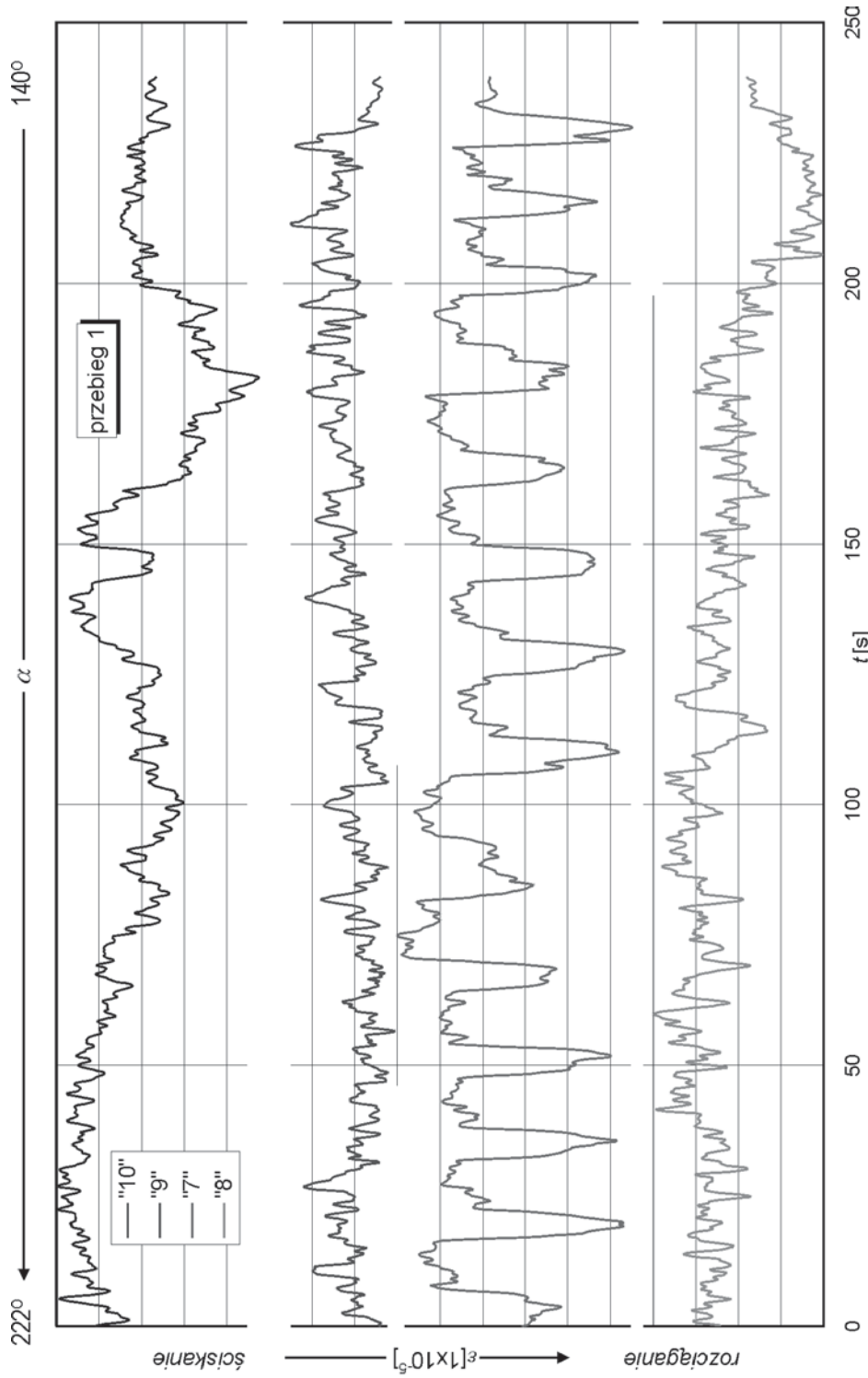
Pomiar	Opis	Kąt obrotu $\alpha$
1	Urabianie. Wydajność 6000 m <sup>3</sup> /h. Obrót w lewo $n \approx 0,06 \text{ min}^{-1}$ . Wysięgnik w położeniu dolnym	od 222° do 140°
2	Obrót swobodny w prawo $n = 0,18 \text{ min}^{-1}$ do zakleszczenia koszyków ( $t \approx 180 \text{ s}$ ). Wysięgnik poziomo	od 140° do ok. 290° zakleszczenie (ok. 283°)
3	Urabianie. Wydajność 6000 m <sup>3</sup> /h. Obrót w prawo (wydajność 7000 m <sup>3</sup> /h) i w lewo (wydajność 6000 m <sup>3</sup> /h) $n = 0,06 \text{ min}^{-1}$ . Wysięgnik w położeniu dolnym	od 138° do 225° i z powrotem – dwa cykle



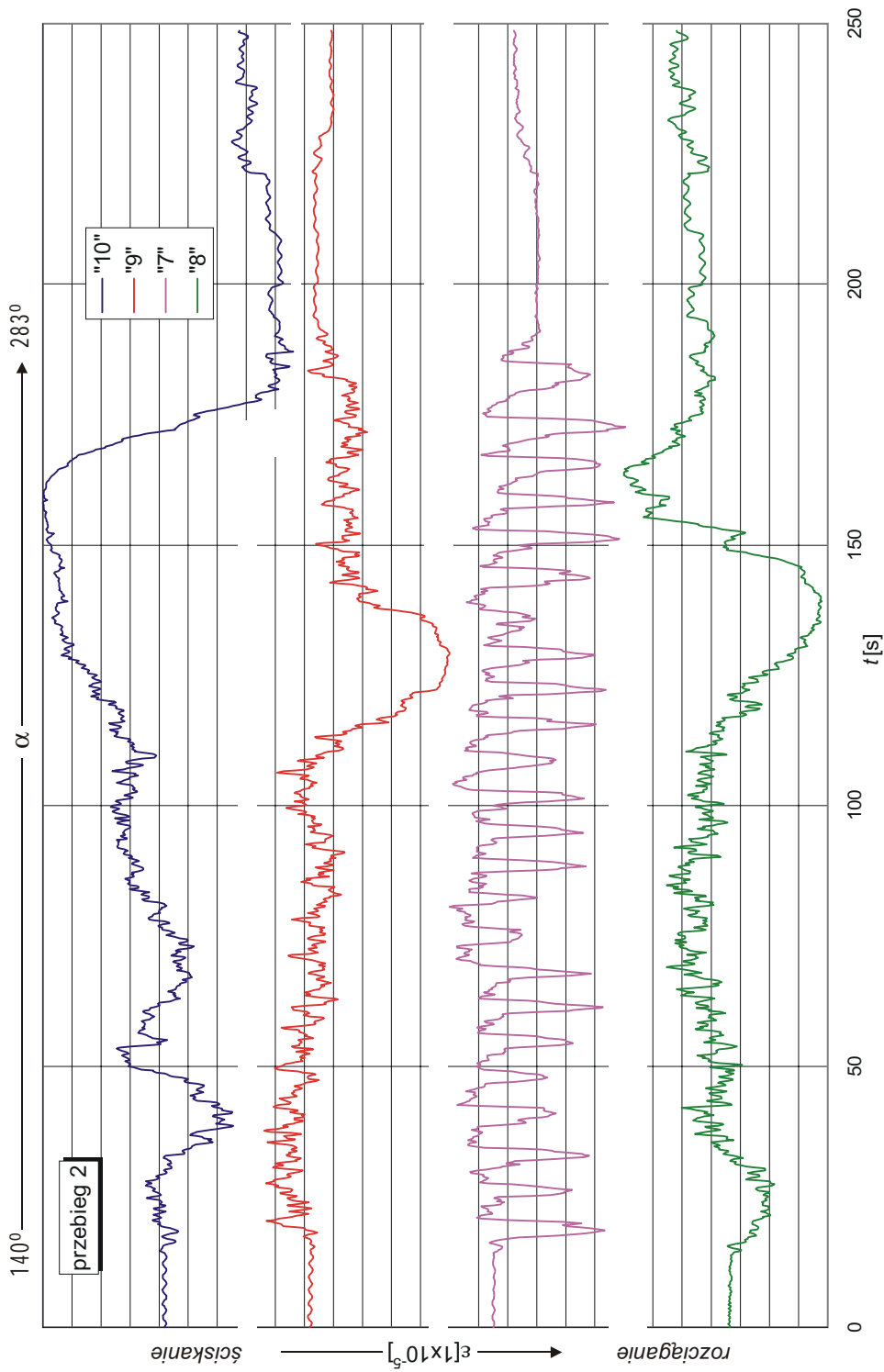
Rys. 10.45. Wartość siły w elemencie tocznym w odniesieniu do siły nominalnej podczas urabiania – punkty pomiarowe 1–4



Rys. 10.46. Wartość siły w elemencie tocznym w odniesieniu do siły nominalnej podczas urabiania – punkty pomiarowe 5–8

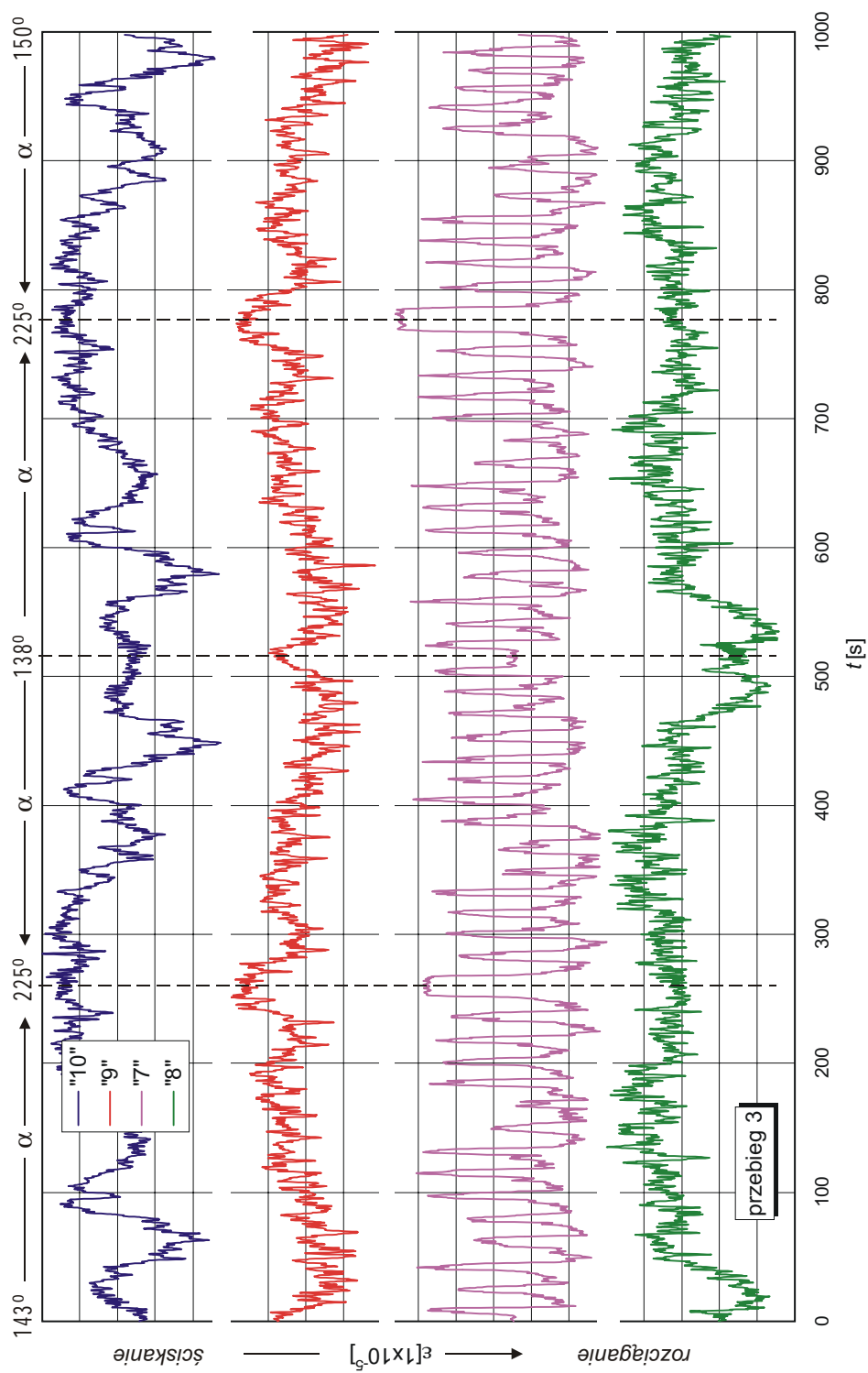


Rys. 10.47. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym w środku dźwigara pierścieniowego podczas urabiania w lewo (łożysko zdegradowane)



Rys. 10.48. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym w środku dźwigara pierścieniowego podczas obrotu swobodnego w prawo, aż do zakleszczenia koszyków (łożysko zdegradowane)





Rys. 10.49. Funkcja dystrybucji odkształceń w kierunku pionowym w środku dźwigara pierścieniowego podczas urabiania w prawo i w lewo (2 cykle)

Na przebiegu 2 (rys. 10.48) obejmującym znacznie większy zakres obrotu można zaobserwować przejmowanie obciążenia osiowego przez koszyki zakleszczające się pomiędzy segmentami bieżni, co powoduje diametralną zmianę funkcji dystrybucji obciążeń. Po zakleszczeniu, mimo dalszego obrotu, zanikają tętnienia odkształceń z okresem równym podwojonej podziałce kul. Jest to przebieg awaryjny, związany z końcowym stadium degradacji łożyska, gdy wyczerpaniu uległa trwałość użytkowa.

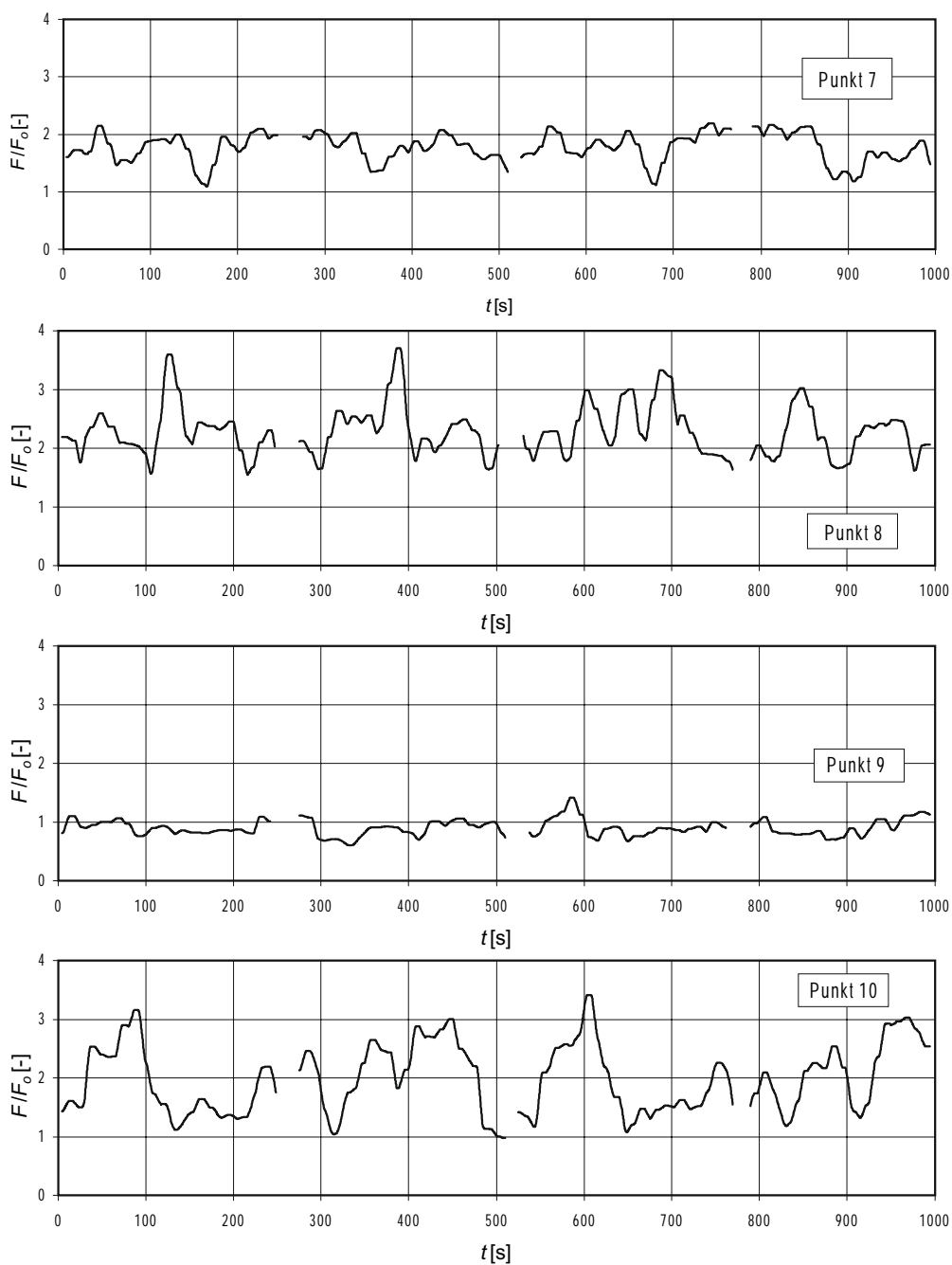
Przebieg 3 obejmuje cztery kolejne obroty nadwozia podczas urabiania: dwa w prawo i dwa w lewo. Stwierdzono dobrą powtarzalność poszczególnych przebiegów. Wartości obciążenia kul znajdujących się nad punktem pomiarowym pokazano na rys. 10.50. Wartości charakterystyczne zestawiono w tabeli 10.10. Wykonano porównanie z wartościami obciążenia elementów tocznych uzyskanymi za pomocą pomiarów odkształcenia układami bez kompensacji zginania (rys. 10.45 i 10.46).

Po wykonaniu pomiarów łożysko zostało zdemontowane, w celu wymiany na nowe. Elementy łożyska poddano oględzinom. Zaobserwowano gruby pitting bieżni (rys. 10.51), silne jej rozwalcowanie (rys. 10.52), zniszczenie powierzchni swobodnej bieżni (rys. 10.53). Stwierdzono liczne produkty pittingu (rys. 10.54). Elementy toczne, mimo znacznie większej twardości, także uległy uszkodzeniom (rys. 10.55 i 10.56). Na podstawie śladów na ich powierzchni można zidentyfikować przyczyny ich uszkodzeń:

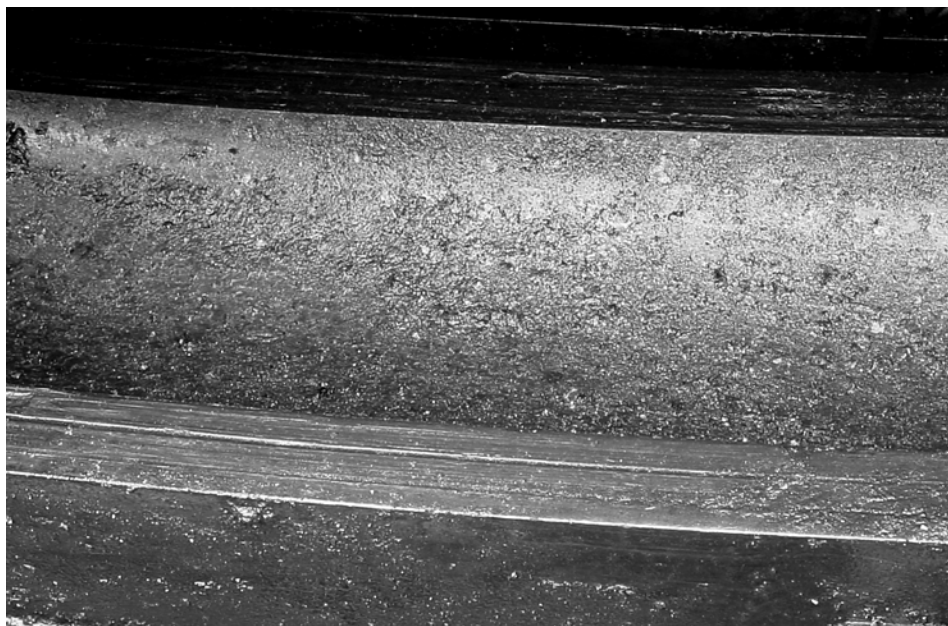
- przetaczanie po zdegradowanej bieżni i produktach pittingu z bieżni i elementów tocznych,
- uderzanie krawędziami koszyków podczas wzajemnego zachodzenia,
- zacieranie się kul w koszykach.

Tabela 10.10. Zestawienie wartości charakterystycznych obciążenia elementów tocznych znajdujących się nad (pod) punktami pomiarowymi podczas urabiania

Punkt pomiarowy	$F/F_0$		
	w nawiasach podano wartości uzyskane w odpowiadających punktach z pomiaru bez kompensacji zginania		
	wartość minimalna	wartość maksymalna	wartość średnia
9 (3)	0,60	1,42 (1,74)	0,89 (1,13)
10 (4)	0,97	3,42 (2,56)	1,96 (1,42)
7	1,09	2,19 (2,30)	1,76 (1,92)
8	1,24	3,70 (4,13)	2,26 (2,10)



Rys. 10.50. Wartość siły w elemencie tocznym w odniesieniu do siły nominalnej podczas urabiania w prawo i w lewo (2 cykle) dla łożyska zdegradowanego

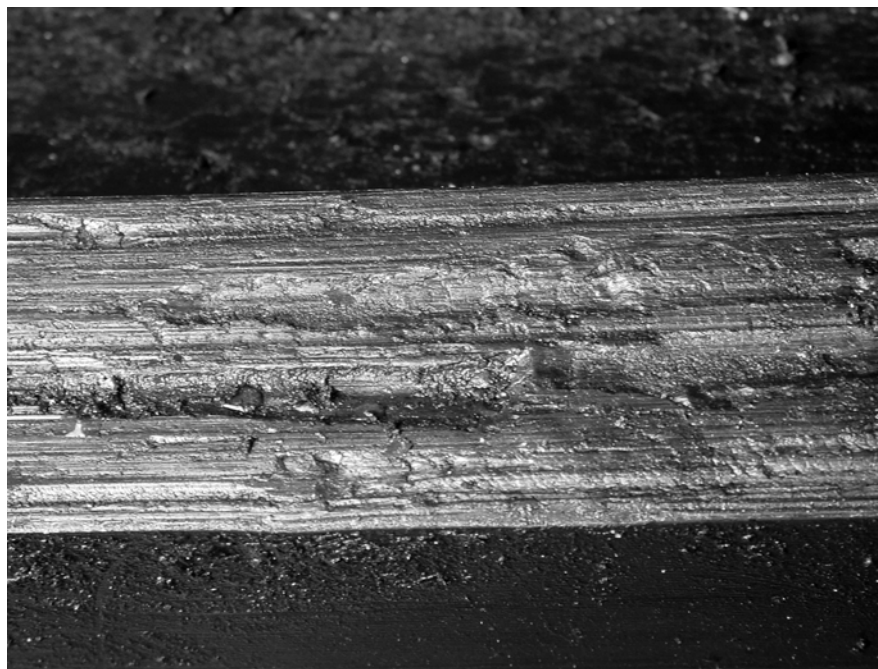


Rys. 10.51. Pitting bieżni (SchRs 4600.30)



Rys. 10.52. Rozwalcowanie bieżni – widoczne wypłynięcia materiału





Rys. 10.53. Zniszczona przez koszyki powierzchnia swobodna segmentu bieżni



Rys. 10.54. Produkty pitingu bieżni na elementach tocznych



Rys. 10.55. Uszkodzona powierzchnia elementu tocznego



Rys. 10.56. Uszkodzona powierzchnia elementu tocznego

## 10.4. Identyfikacja modelu zmiany geometrii łożysk wielkogabarytowych na wiotkich konstrukcjach wsporczych

W wyniku rozwalcowywania oraz ścierania następuje zmiana profilu bieżni w przekroju poprzecznym oraz zagłębianie dna bieżni. Nowoczesne metody doświadczalne w połączeniu z metodami numerycznymi dają obecnie możliwość porównania przebiegu zużycia po obwodzie łożyska z rozkładem sztywności dźwigara pierścieniowego. Stwierdzenie istnienia korelacji między zużyciem a sztywnością pozwoliłoby w dalszych etapach badań na wyprowadzenie zależności, które byłyby narzędziem do prognozowania wartości zużycia podczas eksploatacji oraz określenia wpływu czasu eksploatacji na zmianę dystrybucji obciążenia na elementy toczne.

Wykonano analizę rozkładu sztywności oraz badania zużycia łożyska zwałowarki. Przedstawione wyniki obliczeń numerycznych oraz pomiarów zużycia wykazują silny związek między obwodowym rozkładem sztywności konstrukcji wsporczych, a rozkładem zużycia bieżni łożyska obrotu nadwozia. Szczególnie widoczne jest to w przypadku bieżni górnej. Wyprowadzenie zależności w postaci jawnej jest jednak trudne ze względu na wiele czynników wpływających na dystrybucję obciążenia w łożysku.

### 10.4.1. Model zmiany geometrii

Na typowe łożysko wieńcowe działa wypadkowe obciążenie składające się z siły osiowej  $V$ , której linia działania jest mimośrodkowa względem osi łożyska (mimośród  $e$ ) oraz siły poprzecznej  $H$ . Siła poprzeczna jest zazwyczaj znacznie mniejsza od siły osiowej.

Model zmiany geometrii oparty został na założeniach, że zagłębienie dna bieżni  $\delta(\theta)$  jest proporcjonalne do obwodowego rozkładu obciążenia roboczego  $q_V(\theta)$  przy największym mimośrodku działania siły pionowej  $e$  oraz że jest proporcjonalne do potęgi obwodowego rozkładu sztywności  $k(\theta)$ .

Obwodowy rozkład obciążenia można wyznaczyć różnymi metodami. Zastosowanie najprostszej metody Ohnricha (rozdział 4.2.1) daje nam zależność:

$$q_V(\theta) = \frac{V}{\pi D} \left( 1 + 4,37 \frac{e}{D} \cos^{\frac{1}{\eta}} \theta \right) \quad (10.11)$$

gdzie:  $\theta$  – kąt mierzony po obwodzie łożyska od kierunku mimośrodu działania siły pionowej,  $V$  – siła osiowa obciążająca łożysko,  $D$  – średnica łożyska,  $e$  – mimośród działania obciążenia pionowego,  $\eta$  – wykładnik hertzowskiej zależności opisującej ugięcie układu element toczny – bieżnia w funkcji siły, dla współczynnika przystawiania kuli do bieżni  $s = 0,96$  jest równy około 0,69.

W przypadku możliwych  $n$  różnych kierunków występowania obciążenia o dużym mimośrodku przyjmuje się dla każdego kąta  $\theta$ :

$$q(\theta) = \max(q_1(\theta), \dots, q_n(\theta)), \quad (10.12)$$



Rozkład sztywności  $k(\theta)$  najlepiej wyznaczyć za pomocą metod numerycznych. Najprostszą i jednocześnie dokładną metodą określania sztywności jest metoda elementów skończonych FEM. Rozkład sztywności w kolejnych punktach  $i$  rozmieszczonych równomiernie po obwodzie konstrukcji wsporczej łożyska określa się przez przykładowanie do nich jednostkowych sił  $F_i(1)$  po kierunku działania elementów tocnych, a następnie wyznaczenie liczb wpływu tych sił  $\lambda_{ij}$  na kolejne punkty  $j$ . Wówczas można wyznaczyć współczynnik sztywności jako:

$$k(\theta) = \frac{1}{n_\lambda} \frac{\sum_j (\lambda_{ij} - \min(\lambda_{ij}))}{(\lambda_{ii} - \min(\lambda_{ij}))^2} . \quad (10.13)$$

Zaletą tak wyznaczonego rozkładu jest wyeliminowanie przemieszczeń dźwigara pierścieniowego jako bryły sztywnej w wyniku odkształceń dalszych elementów konstrukcji wsporczych np. podpór, przez odejmowanie minimalnej wartości przemieszczenia  $\min(\lambda_{ij})$ .

Aby uniezależnić rozkład od przyjętej liczby punktów  $n_\lambda$ , obliczony iloraz jest dzielony przez tę liczbę.

Dla tak określonych rozkładów przyjęto postać modelu zagłębienia dna bieżni  $\delta(\theta)$ :

$$\delta(\theta) = C(k(\theta))^\xi q(\theta), \quad (10.14)$$

gdzie:  $\xi$  – wykładnik potęgi rozkładu sztywności,  $C$  – stała.

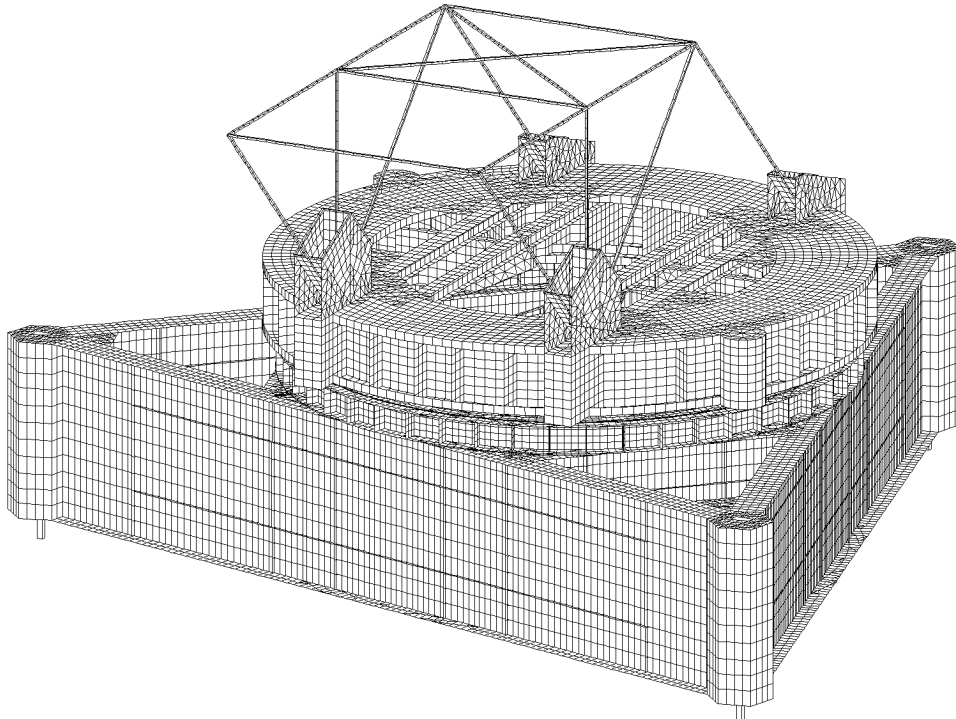
#### 10.4.2. Rozkład sztywności

Zbudowano modele dyskretne do obliczeń metodą elementów skończonych ramy portalowej podwozia oraz środkowej części nadwozia (rys. 10.57). W modelach pominięto szczegóły nieistotne do określenia rozkładu sztywności. Zastosowano elementy powierzchniowe oraz elementy liniowe (bieżnia łożyska, uźebrowania, stężenia belkowe). Za obciążenie przyjęto ciężar własny nadwozia podczas pracy maszyny, rozłożony równomiernie po obwodzie łożyska. Obliczenia wykonano dla każdej konstrukcji wsporczej osobno.

Wyznaczono linie ugięcia bieżni łożyska dla podwozia i nadwozia  $u(\theta)$ . Po odjęciu wektora przemieszczenia bryły sztywnej  $\bar{u}$  uzyskano linie deformacji giętych  $u_g(\theta)$ , których rzuty na płaszczyznę podłużną (widok z boku – ozn. linią ciągłą). Płaszczyznę poprzeczną (widok od strony wysięgnika, podpory – ozn. linią przerywaną) pokazano na wykresie (rys. 10.58). Na osi rzędnych umieszczono odległość punktu na bieżni od osi łożyska  $x$  (dla danego rzutu).

Rama podwozia okazała się znacznie bardziej sztywna (o ponad rząd) niż dźwigar pierścieniowy nadwozia! Na podstawie linii ugięcia wyznaczono rozkłady sztywności konstrukcji wsporczych po obwodzie łożyska  $k(\theta)$  dla nadwozia i podwozia.

Obydwa modele dyskretne zintegrowano za pomocą superelementów *bieżnia–kula–bieżnia*, które umożliwiają uwzględnienie większości zjawisk zachodzących w łożysku.



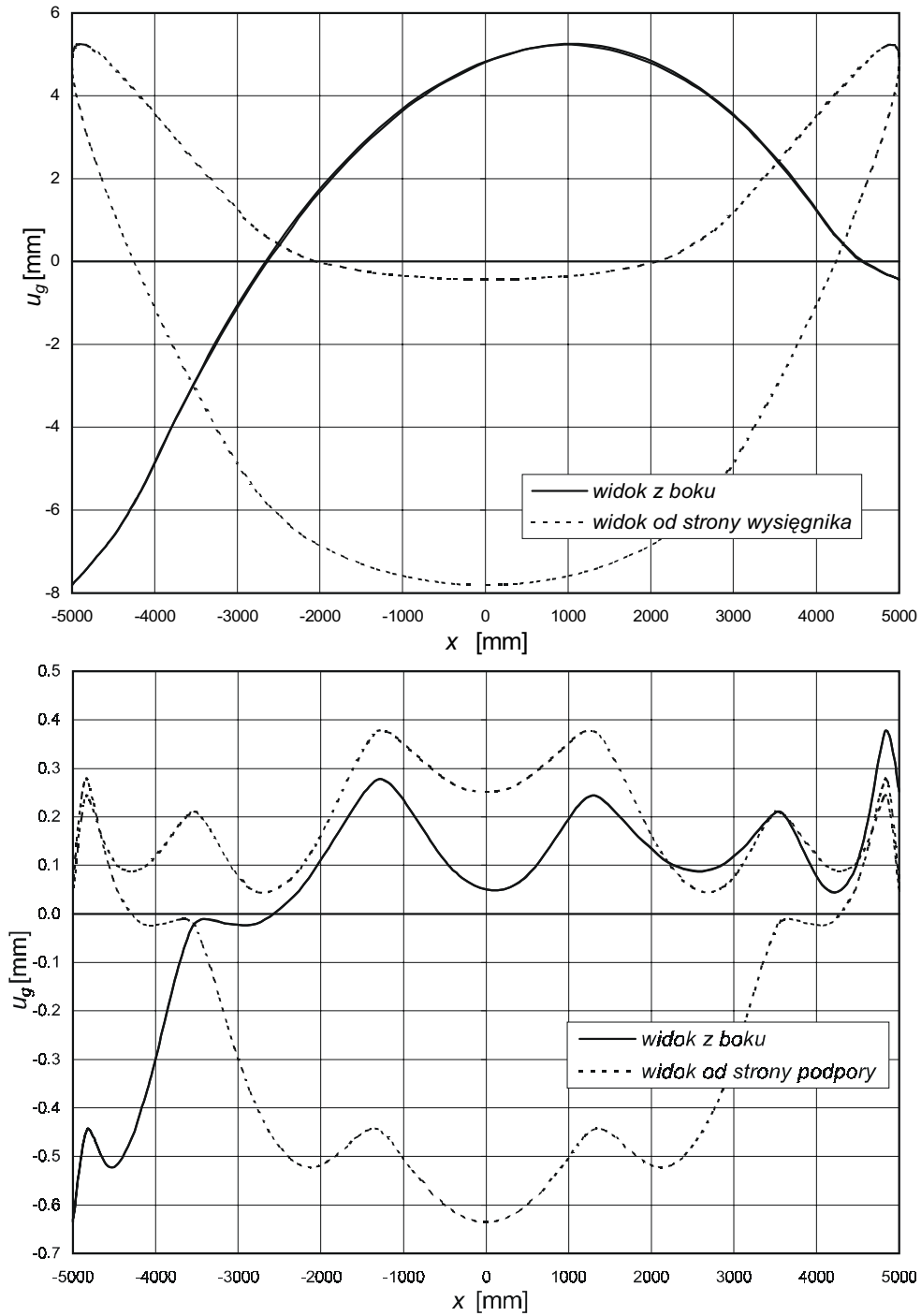
Rys. 10.57. Model dyskretny konstrukcji wsporczych łożyska (siatka FEM)  
(ramy portalowej podwozia i części środkowej nadwozia)

żysku, takich jak zmienny kierunek działania elementów toczyń, przewyższanie, utrata kontaktu pomiędzy kulą a bieżnią itp. Wykonano obliczenia i wyznaczono dystrybucję obciążenia (rys. 10.59). Strefy występowania maksymalnych wartości sił pokrywają się ze strefami największej sztywności oraz strefami największego zużycia. Uzyskane w punktach „twardych” nadwozia duże wartości obciążenia właściwego kul  $p_w$  mogą być przyczyną rozwalcowywania bieżni.

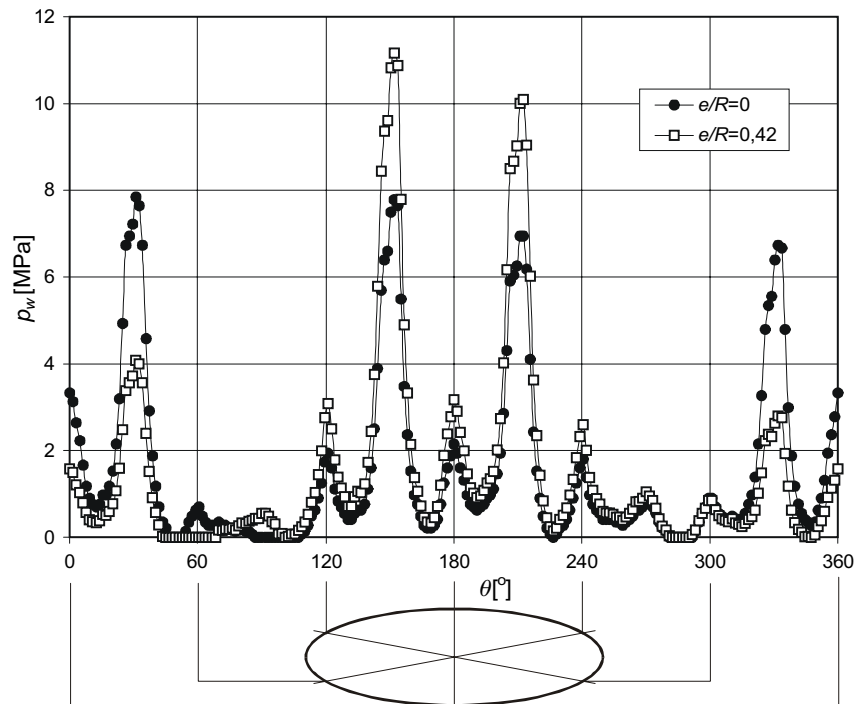
### 10.4.3. Identyfikacja parametrów modelu

Położenie kątowe środka ciężkości nadwozia, które najbardziej niekorzystne dla łożyska jest w zasadzie stałe lub dwustanowe (maszyna bez urobku – maszyna z urobkiem). W przypadku podwozia możliwe są różne położenia sił obciążających (zależnie od położenia nadwozia).

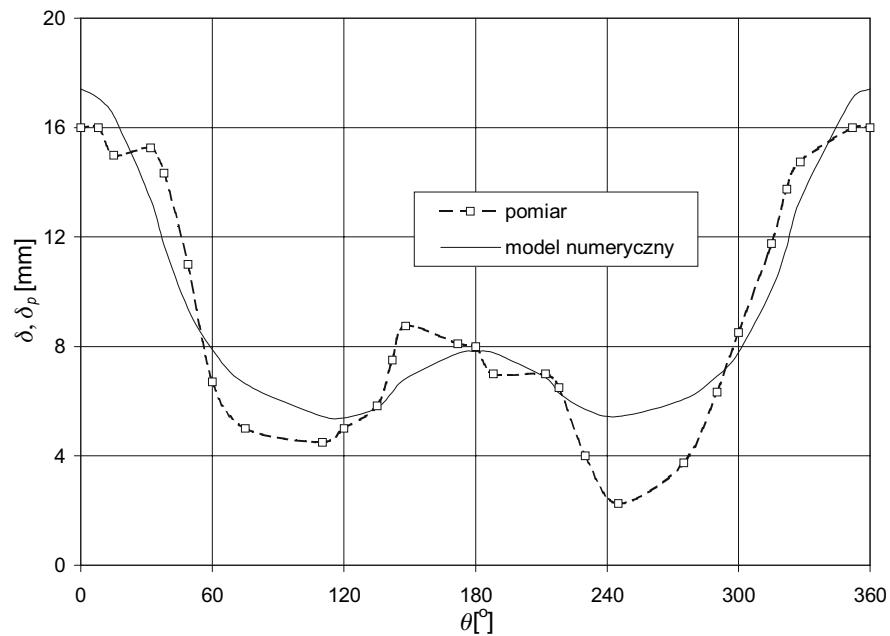
Ze względu na niezmiennie położenie strefy najbardziej obciążonej porównanie modelu z wynikami pomiarów wykonano dla bieżni górnej. Na wykresie (rys. 10.60) zestawiono zagłębienie dna rowka wyznaczone analitycznie (linia ciągła) i zmierzone (linia przerywana). Znacznikami oznaczono punkty pomiarowe. Stałą  $C$  ze wzoru (4) wyznaczono w taki sposób, aby całki z obu krzywych były równe. Wykładnik  $\xi$  potęgi rozkładu sztywności wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów. Przedział ufności



Rys. 10.58. Wykres poposiowych deformacji giętych – bez przemieszczenia bryły sztywnej dla nadwozia (na górze) i podwozia (na dole)



Rys. 10.59. Dystrybucja obciążenia na elementy toczone dla dwóch mimośrodków działania siły pionowej



Rys. 10.60. Porównanie zagłębienia dna rowka bieżni górnej zmierzonego oraz wyznaczonego numerycznie

90% wykładnika  $\xi$  jest równy  $1,63 \pm 0,23$ . Współczynnik regresji wielokrotnej  $R^2$  wyniósł 0,91.

Różnice między modelem numerycznym a wynikami pomiarów są wynikiem nie tylko niedoskonałości modelu i dokładności pomiaru grubości, ale wynikają też z odchyłek płaskości podczas montażu łożyska oraz ze zmiany warunków pracy podczas eksploatacji. W miarę postępowania zużycia najbardziej obciążone strefy są odciążane przez strefy sąsiednie. Następuje jej samoczynna korekcja linii dna rowka. Zjawisko to występujące w ograniczonym zakresie, co pokazano w rozdziale 8.3, jest korzystne.

## 11. Podsumowanie

Dotychczasowe metody doboru łożysk wielkogabarytowych i kształtowania ich konstrukcji wsporczych nie traktowały zagadnienia kompleksowo. Dla określonych obciążeń zewnętrznych dobierano łożysko, a następnie kształtowano konstrukcję wsporczą bez szczegółowego sprawdzenia wpływu jej parametrów na dystrybucję obciążeń w łożysku. W wyniku tego często węzeł ten był przewymiarowany lub też uzyskiwano znacznie mniejszą trwałość łożyska od zamierzonej. Przyczyną trudności w jego kształtowaniu był brak metody umożliwiającej całościową analizę układu *łożysko–konstrukcje wsporcze*.

W niniejszej pracy sformułowano wymagania stawiane metodzie modelowania łożysk wielkogabarytowych. Stwierdzono, że nowo powstała **metoda wyznaczania dystrybucji obciążeń elementów tocznych łożyska wielkogabarytowego**, oparta na nieliniowej analizie metodą elementów skończonych, powinna uwzględniać następujące zjawiska i cechy łożysk wielkogabarytowych:

- **podatność konstrukcji wsporczych zmienna wzdłuż obwodu łożyska**, wpływ struktury konstrukcji wsporczej (żebra, przepony, inne usztywnienia, wyprowadzenia podpór),
- **zmiennność kątów działania elementów tocznych** w wyniku ugięcia układu element toczny–bieżnia, a także deformacji ustroju nośnego oraz zjawisko przewyższania,
- **imperfekcje kształtu** zarówno wynikające z wykonania i montażu lub wskutek zużycia, jak i wprowadzane celowo,
- **niehertzowską charakterystykę siła–ugięcie** układu *element toczny–bieżnia*,
- istnienie **luzu lub zacisku wstępnego**.

Ponadto całościowa analiza musiała uwzględniać zarówno zjawiska zachodzące w skali całej maszyny (skala makro), jak i na styku element toczny–bieżnia (skala mikro). W tym celu niezbędne stało się wyprowadzenie **superelementu skończonego układu bieżnia–element toczny–bieżnia**. Opisano reguły budowania charakterystyki elementu zastępczego i wyprowadzono nieliniową macierz sztywności superelementu. Funkcje aproksymujące charakterystykę *siła–ugięcie* w układzie bezwymiarowym dla typowych stosunków wymiarowych w łożyskach wielkogabarytowych wyznaczono metodami numerycznymi.

Superelement można wykorzystać do analizy różnych łożysk tocznych. Podano przykłady schematów ideowych jego zastosowań dla łożysk wielkogabarytowych, katalogowych łożysk wieńcowych, a także zwykłych łożysk kulkowych. Przedstawiono

przykłady zastosowań superelementu do modelowania łoża kulowego oraz łożyska momentowego wałeczkowo-kulowego zwałowarek.

Na przykładzie przeprowadzono porównanie jakościowe i ilościowe różnych modeli obliczeniowych łożyska (elementy sztywne lub podatne) i konstrukcji wsporczych (modele zbudowane z elementów liniowych lub powierzchniowych) z klasycznym modelem ohnrichowskim. Wykazano konieczność uwzględniania zjawisk, takich jak podatność konstrukcji wsporczej i jej niejednorodna struktura, zmienny kąt działania elementów tocznych. Wyniki symulacji numerycznych wykonane dla wszystkich modeli obliczeniowych potwierdziły założenia przyjęte podczas formułowaniu metody.

Modele dyskretne łożyska opracowane na bazie superelementów w porównaniu z dotychczasowymi są najbardziej ogólne, uwzględniają one wszystkie istotne zjawiska w układzie łożysko–konstrukcje wsporcze (rys. 11.1).

Wcześniej stosowane modele nie dawały możliwości tak zaawansowanych rodzajów analizy, lub pozwalały na nią w bardzo ograniczonym zakresie. Bezsporną zaletą stosowanych modeli jest także możliwość stosowania do budowy modelu łożyska tych samych modeli dyskretnej konstrukcji nośnych, co stosowane do analizy wytrzymałościowej metodą elementów skończonych (FEM).

Dzięki tym modelom możliwa stała się:

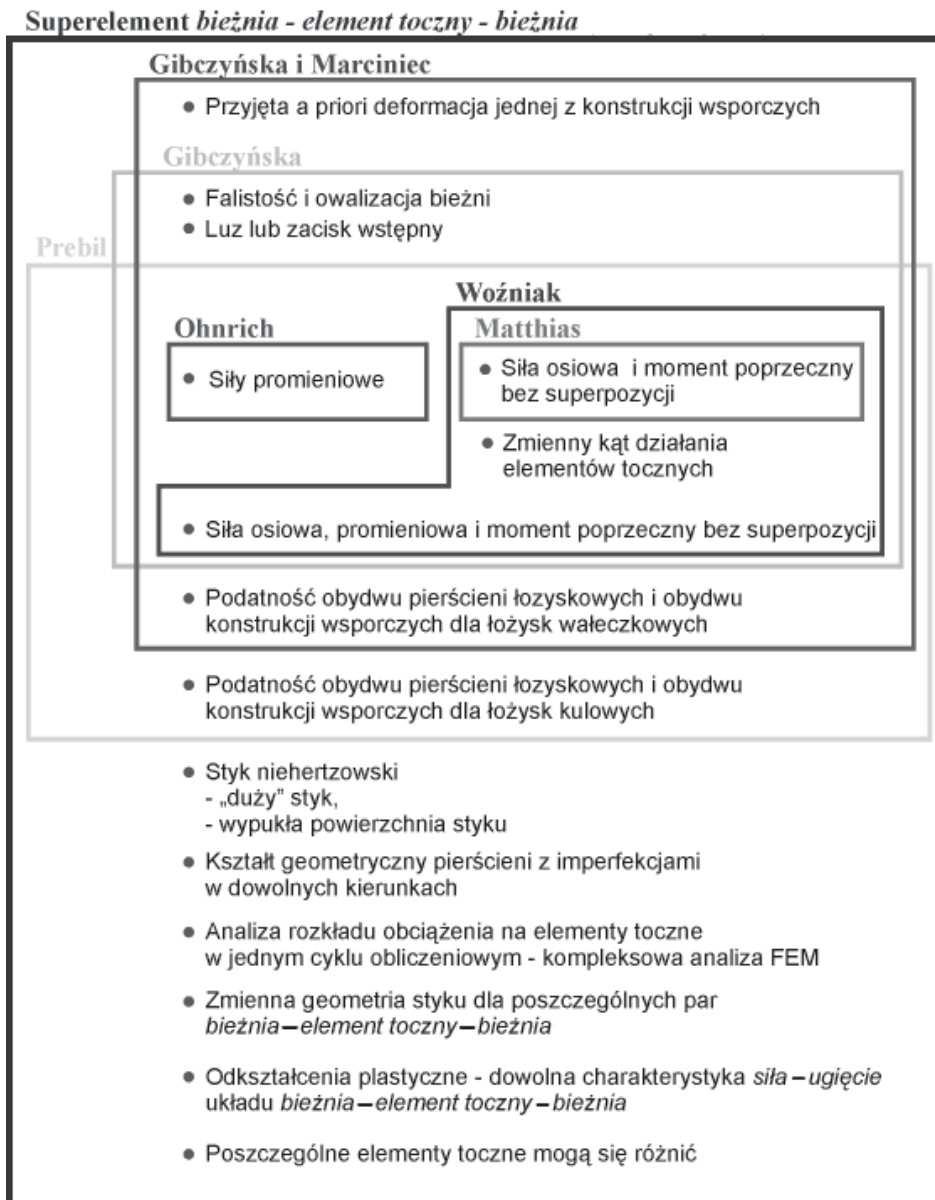
- łączna analiza łożyskowanych zespołów maszyny w jednym cyklu obliczeniowym,
- określenie obciążenia (wyężenia) i kierunku działania dla każdego elementu tocznego i każdego miejsca na obwodzie bieżni dla łożysk jedno- i wielobieżniowych,
- przeanalizowanie wpływu poszczególnych parametrów geometrycznych konstrukcji wsporczych na współpracę elementów tocznych i bieżni,
- wprowadzanie korekcji dźwigarów pierścieniowych i bieżni łożyska na podstawie wyników ilościowych, a nie tylko jakościowych,
- symulacja długotrwałej pracy łożyska, określenie wpływu zużycia na dystrybucję obciążenia.

Sformułowana na podstawie wyników uzyskanych z wielu prowadzonych symulacji numerycznych metoda oceny układu *łożysko–konstrukcja wsporcza* może służyć do uproszczonej oceny przyjętych rozwiązań, doboru parametrów układu lub do analizy porównawczej. Wyniki uzyskane dla kilku maszyn roboczych wykazały dużą zgodność z danymi z eksploatacji.

Modele numeryczne były weryfikowane doświadczalnie za pomocą własnych, oryginalnych metod. Badania zmiany geometrii łożyska po długiej eksploatacji prowadzono oryginalną metodą identyfikacji geometrii przekroju poprzecznego bieżni z wykorzystaniem skanera laserowego oraz pomiary wielkości zużycia metodami ultradźwiękowymi potwierdziły istnienie zjawisk zaobserwowanych dla zbudowanych modeli wirtualnych (uwiarygodnienie jakościowe modeli) oraz potwierdziły wyniki analiz analitycznych i numerycznych. Stwierdzono korelację między zużyciem bieżni a rozkładem sztywności konstrukcji wsporczej.



## Porównanie modeli obliczeniowych łożysk wielkogabarytowych (uwzględniane zjawiska)



Rys. 11.1. Porównanie modeli obliczeniowych łożyska wielkogabarytowego

Prawidłowość wyników uzyskanych z modeli numerycznych oraz z metody uproszczonej oceny układu *konstrukcje wsporcze—łożysko* stwierdzono doświadczalnie przez wyznaczanie funkcji dystrybucji obciążeń na podstawie amplitud tętnienia odkształceń.

Uzyskane wyniki mają także duże znaczenie użytkowe. Przeanalizowano możliwości zwiększania nośności łożyska przez zwiększanie liczby szeregów elementów tocznych oraz korekcję geometrii łożyska i konstrukcji wsporczych. Uzyskane z symulacji wyniki (obciążenie maksymalnie wyęzionej kuli spadło o 23%) potwierdziły zasadność stosowania korekcji.

Prowadzono symulacje numeryczne wpływu sztywności konstrukcji wsporczych nadwozia i podwozia na obciążenie elementów tocznych. Uzyskano wyniki, które umożliwią w przyszłości lepszy dobór parametrów konstrukcji wsporczych.

Dalszy rozwój zaproponowanych w niniejszej pracy metod obliczeniowych powinien opierać się na:

- dalszej identyfikacji zmiany geometrii łożyska, opracowaniu ilościowych modeli zużycia łożysk wielkogabarytowych i ich aplikacji do modeli FEM,
- zwiększania dokładności metody oceniania układu *konstrukcje wsporcze-łożysko* przez analizę kolejnych przypadków eksploatacyjnych, co pozwoli uwzględnić nie tylko rozkład sztywności, ale także postać konstrukcyjną konstrukcji wsporczej oraz charakter obciążenia,
- opracowanie modeli statystycznych dystrybucji obciążeń w łożysku i powiązanie ich ze zmianą geometrii łożyska.

## Literatura

- [1] Archiwum firmy SKW.
- [2] Auerbach F., *Absolute Härtemessung*. Annalen der Physik 43/1891.
- [3] Bathe K. J., Wilson E. L., Iding R., *NONSAP - A Structural Analysis Program for Static and Dynamic Response of Nonlinear Systems*, SEMS Report No. 74-3, University of California - Berkeley, 1974.
- [4] Bathe K.J., *Finite element procedures in engineering analysis*. Prentice Hall. New Jersey 1982.
- [5] Bęben A., Losiak B., Łopata A., *Maszyny górnicze kopalń odkrywkowych*. skrypt uczelniany AGH, Kraków 1969,.
- [6] Bęben A., *Maszyny i urządzenia w górnictwie odkrywkowym*. PWN, Warszawa–Kraków, Łódź 1971,.
- [7] Bielajew N.M., *Wyčislenie najbolšich razčetnych napraženij pri szatii uprugich tiel*. Leningrad 1929.
- [8] Bochmann H., *Die Abplattung von Stahlkugeln und Zilindern durch den Messdruck*. Praca doktorska. Drezno 1927.
- [9] Bogucki A., *Analiza wytrzymałościowa portalu pod łożysko wieńcowe zwalowarki*. Praca dyplomowa. IKEM Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997.
- [10] Boratyński T., *Metodyka projektowania przewodnic tocznych maszyn wytwórczych*. Praca doktorska. Instytut Technologii Maszyn i Automatykacji Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1997.
- [11] Borkowski W., Konopka S., Prochowski L., *Dynamika maszyn roboczych*. WNT, Warszawa 1996.
- [12] Brändlein J., Eschmann P., Hasbargen L., Weigand K., *Die Wälzlagerpraxis*. Vereinigte Fachwerke GmbH, Mainz 1998 (3 wydanie poprawione).
- [13] Brändlein J., Schlereth W., *Konstruktion und Berechnung eines grossen Wälzlagergehäuses*. Antriebstechnik 11/1980.
- [14] Brändlein J., *Kraftflussgerechte Konstruktion der Wälzlageranschlussteile*. Wälzlager-technik 1/1981.
- [15] Brändlein J., *Lastübertragung durch Grosswälzlager bei Schwenkbaren, auf Ringträgern abgestützten Grossgeräten*. Fördern und Heben 28/1978 Nr 4.
- [16] Brändlein J., *Lastübertragung im Grosswälzlager bei elastischen Ringträgern als Unter- und Oberkonstruktion*. Fördern und Heben 30 1980 Nr 3.
- [17] Brändlein J., *Elastische Verformungen der Gehäuse beeinflussen die Wälzlagerung*. Maschinenmarkt 56/1980.

- [18] Brändlein J., *Grosswälzlager zwischen elastischen Tragringen. Ergebnisse einer rechnerischen Untersuchung*. Wälzlagertechnik 2/1981 (38–41).
- [19] Brändlein J., *Wälzlager-Kraftverteilung in Gehäusen unter Berücksichtigung der Gehäuseelastizität*. Maschinenmarkt 7/1973.
- [20] Buchacz A., Świder J., *Szkielety hipergrafów w modelowaniu, badaniu i pozycjonowaniu manipulatorów robotów oraz podzespołów maszyn*. Politechnika Śląska, Gliwice 2001.
- [21] Chlebus E., *Techniki komputerowe CAX w inżynierii produkcji*. Warszawa, WNT 2000.
- [22] Cohrs H.H., Oberdrevermann R., *Faszination Baumaschinen-Giganten in Erd- und Tagebau*. Giesel Verlag Isernhagen 2000.
- [23] Cook R., *Finite element modelling for stress analysis*. New York. John Wiley 1995.
- [24] Cvekl Z., *Teoretische und experimentelle Untersuchungen an Kugeldrehbahnen für Tagebaugeräte*. Hebezeuge und Fördermittel 6/1974.
- [25] 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.
- [26] DADS Reference Manual. Revision 8.0, Computer Aided Design Software Inc. 1995.
- [27] 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.
- [28] Dellinger C., Fiedler H., *FAG Wälzlager in der Haspel des neuartigen Rohrverlegungsschiffes „Apache“*. Wälzlagertechnik 1/1980.
- [29] DIN 22261 Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braubkohletagebauen, Teil 2. Berechnungsgrundlagen. XII 1993.
- [30] Dudek D., Korzeń Z., *Dynamische Untersuchungen des Krupp-Schaufelradbaggers SchRs 4600.50 unter Betriebsbedingungen des Tagebaues „Bełchatów“ in Polen*. Braunkohle 37/1985.
- [31] Dudek D., *Elementy dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego. Akwizycja sygnałów, analiza układów*. Wrocław, Oficyna Wydaw. PWr. 1994.
- [32] Dudek D., *KRUPP-Schaufelradbagger SchRs-4600 in polnischen Tagebauen*. Braunk. Tagebautech. 1986 Bd 38 H. 1/2 .
- [33] Dudek D., *Modele statystyczne obciążeń eksploatacyjnych w procesie urabiania wielonaczyniowymi koparkami kołowymi*. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1987 nr 53, Monografie nr 12.
- [34] Dudek K., Rusiński E., Wach Z., *Ocena wyężenia dźwigara pierścieniowego ładowarko-zwałowarki ŁZKS-1600*. III konferencja naukowa „Komputerowe wspomaganie prac inżynierskich” Kudowa Zdrój 11–14 grudnia 1996.
- [35] Durst W., Vogt W., *Schaufelradbagger*. Trans Tech Publications 1986.
- [36] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Metoda obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych z uwzględnieniem luzu łożyskowego*. Archiwum Budowy Maszyn 4/1980.
- [37] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Metody obliczania nośności statycznej łożysk wieńcowych trzyczłonowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej Mechanika 16/1981.

- [38] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Modelowanie części tocznych w łożyskach wieńcowych za pomocą elementów prętowych*. XI Konferencja „Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo”. Warszawa 1997.
- [39] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Modelowanie pracy łożyska wieńcowego montowanego w koparce jednonaczyniowej*. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 270/2002.
- [40] Dziurski A., Kania L., Mazanek E., *Wpływ sposobu modelowania na charakterystyki zastępcze waleczków w obliczeniach łożysk tocznych wieńcowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 270/2001.
- [41] 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.
- [42] Dziurski A., *Wybór optymalnego sposobu modelowania kontaktu w przypadkach złożonych konstrukcji maszyn roboczych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 270/2003.
- [43] FAG Katalog łożysk tocznych.
- [44] FAG Slewing Bearings. Katalog CD. 1999.
- [45] FAG Slewing Bearings. Single row Four-Point Bearings for Cranes and Excavators. Publ. No 43 109ED.
- [46] FŁT Katalog łożysk tocznych.
- [47] Föppl L., *Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper*. Forschung auf dem Gebiet des Ingenieur-Wesens 7/1936.
- [48] Gibczyńska T., Pytko S., *Łożyska toczne wieńcowe*. Uczelniane Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 1999.
- [49] Gibczyńska T., Marciniak A., *Analiza rozkładu obciążenia w dwurzędowym kulkowym łożysku wieńcowym z uwzględnieniem siły promieniowej*. Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994.
- [50] 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.
- [51] Gibczyńska T., Szucki T., Wiernicki J., *Model obliczeniowy dwurzędowych kulkowych łożysk wielkogabarytowych*. Zagadnienia Eksploatacji, 1/1994.
- [52] Gibczyńska T., Życzkowski M., *Równania statyki dwurzędowego kulkowego łożyska wieńcowego*. Mechanika Teoretyczna i Stosowana 7/1969.
- [53] Gibczyńska T., *Konstrukcja i zastosowanie łożysk tocznych o dużych średnicach*. Czasopismo Techniczne 1965, nr 6M.
- [54] Gibczyńska T., *Łożyska wieńcowe, Konstrukcja, Obliczanie*. Monografia, Zeszyty Nauk. Politechniki Rzeszowskiej Mechanika 24/1991.
- [55] Gibczyńska T., *Obliczenie łożysk wieńcowych obciążonych jednocześnie momentem i niewielką siłą w dowolnym kierunku*, Archiwum Budowy Maszyn XIV 3/1967.
- [56] Gibczyńska T., *Symulacja rozkładu obciążenia w łożyskach*. Symulacja w badaniach i rozwoju. Wyd. Spółdzielcze 1994.
- [57] Gläser H., *Schäden an Gleit- und Wälzlagerungen*. Verlag Technik GmbH Berlin 1998.
- [58] Gulianek V.I., *Vybor rasčetnoj schemy konstrukcij s odnostronnymi sviazami tipa kratkorych krugov*. Gornyje, stroitelnyje i dorożnyje mašiny. Kiev 1982.
- [59] Haimann R., *Metaloznawstwo*. Wrocław, Wyd. PWr. 1980.

- [60] Hall S., Woodhead R. W., *Frame Analysis*, John Wiley & Sons, New York, 1961.
- [61] Handreck T., *Berechnung der Wälzkörperkräfte in Kugeldrehverbindungen unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion*. Praca doktorska. TU Dresden 1993.
- [62] Harris T.A., *Rolling Bearing Analysis*. New York. 1991.
- [63] Hawrylak H., Dudek D., Rusiński R., Smolnicki T., *Obliczenia wytrzymałościowe MES podwozia zwalowarki ZGOT-12 500.75*. Raport IKEM Politechniki Wrocławskiej nr 95/S-019, Wrocław 1995.
- [64] Hawrylak H., Sobolski R., *Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego*. Wyd. Śląsk, Katowice 1974.
- [65] Hertz H., *Über die Berührung fester elastischer Körper*. Leipzig 1881.
- [66] Hinton E., Owen D.R.J., *Finite element in Plasticity*. Pineridge Press. London 1980.
- [67] Huber M., Fuchs S., *Spannungsverteilung bei der Berührung zweier elastischer Zylinder*. Phys. Zeitschrift Bd. XV, 1914.
- [68] Huber M., *Zur Theorie der Berührung fester elastischer Körper*. Annalen der Physik 1904.
- [69] Huber T.M., *Teoria sprężystości*. PWN Warszawa 1954.
- [70] Iluk A., *Model dynamiczny szybkiego pojazdu gąsienicowego*, Rozprawa doktorska Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wrocławska, Wrocław 1999,.
- [71] INA Drehverbindungen. Katalog CD.
- [72] INA Katalog łożysk tocznych.
- [73] ISO 5049/1 *Przejezdne urządzenia do ciągłego przeladunku materiałów*. Część 1. *Zasady projektowania konstrukcji stalowych*. 1980.
- [74] ISO 76, *Rolling bearings – Static load ratings*, 1987.
- [75] Johnson K.L., *Contact Mechanics*. Cambridge University Press. 1995.
- [76] Jones A., *The mathematical theory of rolling-element bearings*. *Mechanical Design and Systems Handbook*. McGraw-Hill 1964.
- [77] Kahn R., *Ein Beitrag zur Berechnung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen*. Hannover 1964.
- [78] Kania L., *Charakterystyki zastępcze waleczków przy obliczaniu nośności łożysk wieńcowych metodą elementów skończonych*. Polioptymalizacja 2000.
- [79] Kardestuncer H., *Finite Element Handbook*. McGraw-Hill, New York 1987.
- [80] Kazanskij A.M., *Konstrukcyj sowremiennych oporo-powrotnych ustrojstw*. Stroitelnyje i Dorożyje Mašiny. 4/1963.
- [81] Kleiber M. i in., *Wprowadzenie do metody elementów skończonych*, Warszawa–Poznań, PWN 1989.
- [82] Kleiber M., Woźniak C., *Nonlinear Mechanics of Structures*. Warszawa, PWN 1991.
- [83] Kondracki S., *Dynamika podwozia koparki kołowej*. Praca dyplomowa. Wydział mechaniczny Politechniki Wrocławskiej 1999.
- [84] Korenn H., Kirchner W., Braune G., *Die elastische Verformung einer ebenen Stahlfläche unter belasteten Zylinderrollen*. Werkstattstechnik 53 4/1963.
- [85] Koziarski Cz., *Sprzeżenie kół ciernych w przekładniach bezstopniowych*. Prace Naukowe IKiEM PWr. Monografie Nr 73/1993 Wrocław.
- [86] Krzemiński-Freda H., *Łożyska toczne*. PWN. 1989.
- [87] Krzemiński-Freda H., *Nowoczesne metody obliczania łożysk tocznych*. Tribologia 2/1993.



- [88] Kulak F.F., *Adaptive Contact Elements for Three-Dimensional Explicit Transient Analysis*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 72, 125–151, 1989.
- [89] 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.
- [90] Kunc R., Prebil I., Torkar M., *Določitev malociklične nosilnosti kotalnega stika*. Kovine, zlitine, tehnologije 1–2/1999.
- [91] Kunc R., Prebil I., Torkar M., *Materiali in nosilnost velikih kotalnih ležajev*. 7. Konferenca o materialih in tehnologijah, Portorož, Slovenija 1999.
- [92] Kunc, R., Prebil, I., Torkar, M., *Low cycle carrying capacity of bearings with hardened rolling layer*. Kovine zlit. tehnol., 32(1998) 3–4.
- [93] Kunc, R., Zupan, S., Prebil, I., *Merilni sistem za določanje malociklične nosilnosti kotalnega stika*. [w:] *Enodnevna tehnična konferenca o virtualni instrumentaciji*, Ljubljana, 23.10.1997. NIDays-Europe 97: virtual technologies: a world without barriers. Ljubljana, 1997.
- [94] *Large diameter bearings*. Machine Design. 06/1989.
- [95] Leonhardt T., Matthias K., *Dimensionierungssoftware für Grosswälzlager*. Antriebstechnik. 8/1997.
- [96] Lundberg G., Odquist F., *Studien über die spannungsverteilung in der Nähe der Berührung von Körpern nebst Anwendungsbeispielen*. Akademie für Ingenieurwissenschaft. Sztokholm Nr 116/1932.
- [97] Lundberg G., Palmgreen A., *Dynamic capacity of roller bearings*. Kugellager-Zeitschrift 3/4 1947.
- [98] Lundberg G., Palmgreen A., *Mechanical Engineering Series 1*. Sztokholm.
- [99] Lundberg G., *Cylinder compressed between two plane bodies*. SKF 4134. 1949.
- [100] Luty W., *Stale łożyskowe*. WNT 1969.
- [101] Malkiewicz T., *Metaloznawstwo stopów żelaza*. PWN 1976.
- [102] Marciniec A., *Metody obliczania obciążenia w trzyczędowym rolkowym łożysku wieńcowym z uwzględnieniem podatności konstrukcji wsporczych* (praca doktorska). Politechnika Rzeszowska. Rzeszów 1993.
- [103] Marciniec A., *Wyznaczanie rozkadu obciążenia w trzyczędowym rolkowym łożysku wielkogabarytowym*. Mechanika teoretyczna i stosowana. 3/1989.
- [104] Matthias K., *Berechnung der Wälzkörperkräfte in Grosswälzlagern*. Fördern und Heben 29/1979.
- [105] Matthias K., *Beitrag zur Berechnung der Wälzkörperkräfte in Grosswälzlagern*. Fördern und Heben 2/1972.
- [106] Matthias K., *Berechnung starr gelagerter Kugeldrehverbindungen bei beliebiger konstruktiver Ausführung und beliebiger Belastung*. Maschinenbautechnik 11/1969.
- [107] Matthias K., *Berechnung von Kugeldrehverbindungen*. Hebezeuge und Fördermittel 9/1963.
- [108] Matthias K., *Entwicklung bei Grosswälzlagern durch gemeinsame Forschung*. Konstruktion 1/1997.



- [109] Mazanek E., *Modele obliczeniowe i charakterystyki nośności statycznej łożysk tocznych wieńcowych*. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej. Monografie 62/1999.
- [110] Misiak J., *Obliczenia konstrukcji prętowych*. Warszawa, PWN 1993.
- [111] Munier D., Pahud P., Erdemli F., *Improved kineto-static model of high-speed ball bearings under constant axisymmetrical load*. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej 271/2001.
- [112] Nogiec T., Malcher K., *Badania łożysk wieńcowych*. Etap II. Raporty Inst. Konstr. Ekspł. Masz. PWr 1987 Ser. SPR nr 51.
- [113] Nogiec T., Malcher K., *Badanie łożysk wieńcowych*. Raport SPR 033/84, Wrocław 1984.
- [114] Nogiec T., Malcher K., *Łożyska wieńcowe*. Przegląd Mechaniczny 15/1988.
- [115] Nogiec T., Malcher K., *Rozwój teorii i metod obliczeń oraz kształtowania łożysk wielkogabarytowych*. Etap1. Raport IKEM Politechniki Wrocławskiej nr 86/S-043, Wrocław 1986r.
- [116] Nogiec T., Malcher K., *Zagadnienia materiałowe w budowie łożysk wieńcowych*. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn PWr.
- [117] 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. Ekspł. Masz. PWr 1987 Ser. SPR nr 111.
- [118] O&K Orenstein & Koppel AG; *Moving the Earth*; katalog firmowy.
- [119] Oettel R., Henatsch P., *Die Gestaltung von Kugelbahnen in Tagebaugeräten*. Braunkohle 23/1971, 345–350.
- [120] Ohnrich S., *Berechnung der zweireihigen Kugeldrehverbindungen*, Institut für Fördertechnik Leipzig 1959.
- [121] Osiński J., *Obliczenia wytrzymałościowe elementów maszyn z zastosowaniem metody elementów skończonych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1997.
- [122] Pajer G., Pfeifer M., Hojdar J., *Tagebaugrobgeräte und Universalbagger*. VEB Verlag Technik. Berlin 1971.
- [123] Pallini R., Rumbarger J., *Failure Analysis and Redesign of Large-Diameter Stacker Reclaimer Slew Bearings*. Lubrication Eng, 12/1979.
- [124] Pallini, R. A.; Sague, J. E., *Computing Core-Yield Limits for Case-Hardened Rolling Bearings*, ASLE Trans., 28(1985) 1.
- [125] Palmgren, A., *Ball and Rolling Bearing Engineering*, 3rd Edition, Burbank, Philadelphia, 1959.
- [126] Parisch H., *A Consistent Tangent Stiffness Matrix for Three-Dimensional Nonlinear Contact Analysis*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 28, 1803–1812, 1989.
- [127] Połownikow W., *Issledowanije roboty mnogokatkowych oporno-poworotnykh ustrojstw strelowych kranow*. Trudy MTWU Mašgiz. 63/1955.
- [128] Prebil I., Godler I., Crnkovic I., *Modelling and calculation of large-sized bearings*. Mechanical Engineering Journal, Vol. 33, 89/1987.
- [129] Prebil I., Zupan S., Lučić P., *Lastverteilung auf Wälzkörper von Drehverbindungen*. Konstruktion 11/1997.
- [130] Prebil, I., Zupan, S., Lucic, P., *Adaptive and Variant Design of Rotational Connections*, Engineering with Computers, Vol. 11, 1995, 83–93.

- [131] Przemieniecki J. S., *Theory of Matrix Structural Analysis*, McGraw-Hill, New York, 1968.
- [132] 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.
- [133] Pytko S. i inni: *Problemy wytrzymałości kontaktowej*. PWN 1982.
- [134] Pytko S., Szczerek M., *Pitting – forma niszczenia elementów tocznych*.
- [135] Rasper L., *Hydraulische Abstützung der Drehverbindung*. Braunkohle 16/1964.
- [136] Rasper L., *Kugeldrehverbindungen bei Tagebaugroßgeräten*. Braunkohle H. 11.1972.
- [137] Reik, W., *Zum Wechselverformungsverhalten des Edstahles Ck45 im Normalisierten Zustand*, Dissertation, 1978.
- [138] Rixen W., *Semikompakte Schaufelradbagger*. Braunkohle 40/1988.
- [139] RKS Schwenklager. Katalog on line.
- [140] *Rothe Erde Großwälzlager*. Hoesch Rothe Erde Dortmund 2.99.
- [141] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T., *Obliczenia wytrzymałościowe MES podwozia zwalówarki ZGOT-11000.100*. Raport serii sprawozdania nr 008/96; Politechnika Wroclawska.
- [142] Rusiński E., Czmochoński J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w urządzeniach nośnych maszyn*. Oficyna Wyd. PWr. Wrocław 2000.
- [143] 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.
- [144] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., Jankowiak R., *Analiza ustroju nośnego podwozia koparki metodą elementów skończonych*. Przegląd Mechaniczny 19–20/2000.
- [145] Rusiński E., Smolnicki T., Kanczewski P., *Gesichtspunkte zur Sanierung der Stahlkonstruktion von Schaufelradbaggern*. Braunkohle, 5/1997.
- [146] 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.
- [147] Rusiński E., *Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 1994.
- [148] Rusiński E., *Mikrokomputerowa analiza ram i nadwozi pojazdów i maszyn roboczych*. Warszawa, WKŁ 1990.
- [149] Rusiński E., *Numerische Festigkeitsberechnungen des Portals von Schaufelradbaggern*. Deutsch. Hebe- u. Foerdertech. Nr 11/1986.
- [150] Scheffler M., Pajer G., Kurth F., *Grundlagen der Fördertechnik*. VEB Verlag Technik. Berlin 1982.
- [151] Schlecht, B., Krüger, H., Heß J., *Mechanical Engineering, Drive and Control Technology of the World's Largest Swing Bridge over the Suez Canal at El-Ferdan*. Vortrag anlässlich der "Bridge Engineering Conference" 26-30 March 2000, Sharm El-Sheikh, Sinai, Egypt.
- [152] Schlecht, B., Krüger, H., Heß, H., *Drehbrücke über den Suez-Kanal bei El-Ferdan - Maschinenbau, Antriebs- und Steuerungstechnik Stahlbau 68 (1999), H. 5.*

- [153] Schlicht H., Schreiber E., Zwirlein O., *Ermüdung bei Wälzlagern und ihre Beeinflussung durch Werkstoffeigenschaften*. Wälzlagertechnik 1/1987.
- [154] *Schmierung von Walzlagern*. FAG OEM und Handel AG. Publ. Nr. WL81 115/4 DA.
- [155] SKF Katalog łożysk tocznych.
- [156] SKF. RKS Schwenklager.
- [157] Smolnicki T., Malcher K., *Wpływ parametrów układu element toczny – bieżnia na jego nośność*. Przegląd Mechaniczny, Nr 19–20 2000.
- [158] Smolnicki T., *Degradacja łożyska wieńcowego w zwałowarce A2RsB 5000*. Węgiel Brunatny 2000 wyd. spec. Referat z Czwartego Konwersatorium Bezpieczeństwo oraz Degradacja Maszyn. .
- [159] Smolnicki T., *Identyfikacja modelu zmiany geometrii łożysk wielkogabarytowych na podatnych konstrukcjach wsporczych*. Przegląd Mechaniczny 12/2001.
- [160] Smolnicki T., *Modele numeryczne element toczny–bieżnia w wielkogabarytowych łożyskach tocznych*. XIII Konf. Nauk. Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych Zakopane 2000.
- [161] Smolnicki T., *Nieliniowe modele belki cienkościennej*. Praca doktorska. Politechnika Wrocławska. Wrocław 1994.
- [162] Smolnicki T., *Nieliniowe modele układu bieżnia-kula-bieżnia do wyznaczenia rozkładu nacisków w wielkogabarytowym łożysku tocznym*. Przegląd Mechaniczny 5–6/1999.
- [163] 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.
- [164] Sozański L., *Badania magnetyczno-proszkowe. Podstawy teoretyczne i praktyka*. [w:] Bezpieczeństwo oraz degradacja maszyn. Drugie Konwersatorium BDM. Wrocław, Szklarska-Poręba 1996.
- [165] Sozański L., *Technika ultradźwiękowych pomiarów grubości*. [w:] Problemy i innowacje w remontach energetycznych. PIRE 2000. III Konferencja naukowo-techniczna. Szklarska Poręba.
- [166] Sozański L., *Zastosowanie technik ultradźwiękowych w badaniach eksploatacyjnych maszyn*. [w:] Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. II Konferencja naukowa. Wrocław, Szklarska Poręba 1995.
- [167] Stribeck R., *Prüfverfahren für gehärteten Stahl unter Berücksichtigung der Kugelform*. VDI-Z.51 (1907).
- [168] Szlagowski J., *Metodyka kształtowania wytrzymałościowego elementów konstrukcji według kryterium nosności granicznej*. Prace IPPT, 25, Warszawa 1990.
- [169] Szmelter J., Dacko M., Dobrociński S., Wieczorek M., *Metoda elementów skończonych w statyce konstrukcji*. Warszawa, Arkady 1979.
- [170] Szydlowski H. i inni: *Teoria pomiarów*. Warszawa, PWN 1981.
- [171] Takahashi H., Omora T., *Measurement of the rolling element load distribution in turntable bearings*. SAE Technical Paper 1985.
- [172] *Taschenbuch für Bergingenieure 1999 - Mining Engineers*, Aktuelle Entwicklungstendenzen in der Schaufelradbagger-Technologie Verlag Glückauf, Essen 1998 .
- [173] Wach Z., *Metoda oceny wyężenia konstrukcji nośnych maszyn metodami numerycznymi*. Praca doktorska IKiEM Politechnika Wrocławska. Wrocław 1997.

- [174] *Walzlagerschaden. Schadenserkennung und Begutachtung gelaufener Walzlager*. Publ.-Nr. WL 82 102/2 DA.
- [175] Weber C., *Die Hertzsche Gleichung für elliptische Druckflächen*, Zeitschrift für angew. Math. und Mech. 1948.
- [176] Wegst C.W. *Stahlschlüssel*. Verlag Stahlschlüssel Wegst. Marbach 2001.
- [177] Wocka N., *Czteropunktowy, statycznie wyznaczalny sposób podparcia wielkogabarytowych mechanizmów obrotu maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego*. Drugie konserwatorium bezpieczeństwo oraz degradacja maszyn; Wrocław–Szklarska Poręba, 1996.
- [178] Wojciechowski J., Wojciechowski T., *Połączenia prowadnicowe toczne – odkształcenia elementów tocznych i bieżni*. Przegląd Mechaniczny 9/1993.
- [179] Wong J., *Theory of ground vehicles*, second edition. John Wiley & Sons Inc. 1993.
- [180] Wozniak J., *Ein Beitrag zur Ermittlung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen*. Konstruktion 34 10/1982.
- [181] Wróbel J., *Technika komputerowa dla mechaników*. PWN Warszawa 1994.
- [182] *Wykaz łoż kulowych w maszynach podstawowych*. Materiały FAMAGO Zgorzelec.
- [183] Yhland, E., *Static load carrying capacity*, Ball Bearing Journal, 211 (1982).
- [184] Zielaskowski M., *Wpływ geometrii ustroju nośnego podwozia zwalówarki na rozkład nacisków w łożysku wieńcowym*. Praca dyplomowa. Politechnika Wrocławska. Wydział Mechaniczny 2001.
- [185] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The finite element method*. Vol. 1, Vol. 2. McGraw-Hill Book Company, London 1991.
- [186] Zwirlein O., Schlicht H., *Werkstoffanstrengung bei Wälzlagerbeanspruchung - Einfluss von Reibung und Eigenspannungen*. Werkstofftechnik 11/1980.
- [187] Zwirlein O., Wieland W.P., *Case depth for induction hardened slewing bearing rings*. SAE Tech. Pap. Ser. No 831371/1983.