

INSTYTUT MECHANIKI STOSOWANEJ  
WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN I ZARZĄDZANIA  
POLITECHNIKA POZNAŃSKA

ROZPRAWA DOKTORSKA

**ALTERNATYWNA METODA OCENY  
WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ  
OSI ZESTAWÓW KOŁOWYCH  
W POJAZDACH SZYNOWYCH**

**mgr inż. Patrycja LAU**

Promotor: **dr hab. inż. Piotr PACZOS, prof. PP**

Promotor pomocniczy: **dr hab. inż. Piotr KĘDZIA**

Opiekun pomocniczy: **dr inż. Marcin KRUS**

Poznań, 2025 r.



*Pragnę serdecznie podziękować mojemu promotorowi, dr. hab. inż. Piotrowi Paczosowi, prof. PP za opiekę naukową, ogromne zaangażowanie, inspirujące pomysły oraz cierpliwość okazywaną na każdym etapie pisania niniejszej pracy.*

*Szczególne wyrazy wdzięczności kieruję także do promotora pomocniczego, dr. inż. Piotra Kędzi, za cenne wsparcie merytoryczne i nieocenioną pomoc w realizacji badań.*

*Dziękuję również opiekunowi pomocniczemu ze strony przedsiębiorstwa, dr. inż. Marcinowi Krusiowi, za pomoc, cierpliwość oraz trafne wskazówki, które znacząco przyczyniły się do ukończenia tej pracy.*

*Ogromne podziękowania należą się także całemu zespołowi współpracowników z Łukasiewicz - PIT za zrozumienie, wsparcie i dobrą energię, która pomagała w codziennych obowiązkach. Szczególnie dziękuję dr. inż. Dawidowi Witkowskiemu oraz mgr. inż. Karolowi Brykowi za możliwość konsultacji, a także niezastąpione uwagi merytoryczne, które pomogły udoskonalić ostateczny kształt niniejszej rozprawy.*

*Szczególne podziękowania należą także moim bliskim, a w szczególności mojemu mężowi, Maxowi, za nieustanne wsparcie, cierpliwość i pomoc w tym wymagającym okresie wyczerpanej pracy.*



## SPIS TREŚCI

Streszczenie.....	7
Summary .....	9
1. Wprowadzenie .....	11
1.1 Rys historyczny.....	11
1.2. Osie zestawów kołowych.....	14
2. Cel i zakres pracy.....	23
2.1. Zakres pracy.....	23
2.2. Metodologia pracy .....	24
2.3. Wartość i znaczenie pracy.....	25
3. Podstawy teoretyczne - mechanika zmęczenia materiałów .....	28
3.1. Wykres Wöhlera.....	29
3.2. Graniczne cykle zmęczenia.....	30
3.3. Granica wytrzymałości na zmęczenie.....	30
3.4. Wpływ różnych czynników na wytrzymałość zmęczeniową materiałów.....	31
3.5. Zmęczenie wysokocyklowe (HCF) i niskocyklowe (LCF) oraz modelowanie cykli obciążeń	34
4. Obiekt badań .....	36
5. Badania analityczne .....	38
5.1. Dane wejściowe .....	39
5.2. Przebieg badań .....	39
5.3. Kryteria oceny.....	43
5.4. Wyniki badań .....	45
5.5. Program łączący badania analityczne z MES .....	54
6. Badania stanowiskowe.....	56
6.1. Opis badania doświadczalnego .....	57
6.2. Wyniki badań .....	67
6.3. Podsumowanie .....	69
7. Badania numeryczne.....	71
7.1. Model obliczeniowy.....	74
7.2. Warunki brzegowe .....	75
7.3. Dyskretyzacja modelu.....	76
7.4. Wyniki obliczeń .....	79

8.	Badania doświadczalne na próbkach o małej skali.....	82
8.1.	Metody pomiarowe .....	82
8.2.	Obiekt badań oraz zastosowane materiały .....	83
8.3.	Wyniki testów doświadczalnych – badania tensometryczne .....	87
8.4.	Wyniki testów doświadczalnych – strzałka ugięcia.....	89
8.5.	Wyniki badań numerycznych MES.....	92
9.	Omówienie otrzymanych wyników .....	106
10.	Podsumowanie i wnioski.....	111
	Literatura .....	116
	Załącznik 1 .....	121

## Streszczenie

Osie zestawów kołowych stanowią jeden z kluczowych elementów konstrukcyjnych pojazdów szynowych, odpowiadając nie tylko za przenoszenie obciążeń od masy pojazdu, ale także za przekazywanie sił dynamicznych powstających podczas ruchu. Od ich wytrzymałości i niezawodności zależy bezpieczeństwo jazdy oraz pasażerów poruszających się pojazdem szynowym. Uszkodzenia zmęczeniowe osi mogą prowadzić do poważnych awarii, dlatego ich precyzyjna ocena wytrzymałościowa stanowi jedno z kluczowych zadań inżynierii kolejowej.

W obowiązującej normie PN-EN 13103-1:2023-05 stosuje się podejście oparte głównie na metodach analitycznych. Choć pozwalają one na skuteczną ocenę standardowych rozwiązań konstrukcyjnych, to nie obejmują w pełni możliwości współczesnych analiz numerycznych oraz nie przewidują procedur dla przypadków nietypowych, takich jak niestandardowe przejścia pomiędzy elementami osi czy nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne. Powoduje to ograniczenia w ocenie trwałości zmęczeniowej oraz w dostosowaniu obliczeń do złożonych rozwiązań projektowych stosowanych w nowoczesnych pojazdach szynowych.

Celem niniejszej pracy było opracowanie alternatywnej metody oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych, opartej na Metodzie Elementów Skończonych (MES), uzupełniającej i rozszerzającej klasyczne podejście analityczne. Badania przeprowadzono w trzech głównych etapach:

**Metoda analityczna** – wykonano obliczenia wytrzymałościowe zgodne z normą PN-EN 13103-1:2023-05, tworząc specjalny arkusz kalkulacyjny.

**Badania doświadczalne** – wykonano testy zmęczeniowe na rzeczywistych osiach, co umożliwiło weryfikację i kalibrację modeli MES oraz ocenę dokładności zaproponowanej metody.

**Symulacje numeryczne (MES)** – opracowano modele numeryczne odwzorowujące rzeczywistą geometrię osi oraz warunki obciążeń eksploatacyjnych. Dzięki tym analizom sprawdzono, na ile metoda elementów skończonych wiernie odtwarza rzeczywiste naprężenia i czy może być stosowana do obliczeń konstrukcji osi, które nie są uwzględnione w obowiązujących normach.

Dodatkowo, opracowano i przeprowadzono **badania osi w małej skali (1:5)**, które choć nie przewidziane pierwotnie w planie badawczym, wzbogaciły projekt o nową perspektywę badawczą. Wyniki porównano z symulacjami numerycznymi. Taki podejście może obniżyć koszty podczas projektowania nowych, nietypowych osi.

W celu ułatwienia przeniesienia analizy do programu opartego na metodzie elementów skończonych (MES), przygotowano specjalne makro w języku Python. Jego zadaniem jest automatyczne generowanie trójwymiarowego modelu konstrukcji. Proces ten odbywa się na podstawie danych geometrycznych odczytanych z rysunku konstrukcyjnego. Dzięki temu możliwe jest szybkie i dokładne odwzorowanie geometrii analizowanego obiektu w środowisku obliczeniowym, co znacząco skraca czas przygotowania modelu do dalszych symulacji i analiz numerycznych.

Zastosowanie proponowanego podejścia pozwala na:

- skrócenie czasu projektowania nowych oraz modernizowanych osi,
- redukcję kosztów poprzez ograniczenie liczby prototypów wymaganych do testów,
- dokładniejsze przewidywanie trwałości zmęczeniowej w warunkach rzeczywistej eksploatacji,
- zwiększenie bezpieczeństwa i niezawodności pojazdów szynowych,
- możliwość analizy nietypowych konstrukcji osi niedających się poprawnie ocenić metodami normowymi.

Przeprowadzone badania potwierdziły, że integracja klasycznych metod analitycznych z analizą MES i weryfikacją eksperymentalną znacząco podnosi precyzję oceny wytrzymałości zmęczeniowej. Wyniki pracy mają istotne znaczenie dla przemysłu kolejowego, dostarczając narzędzi umożliwiających bardziej kompleksową, szybszą i tańszą ocenę trwałości osi, co w perspektywie długoterminowej może przyczynić się do poprawy bezpieczeństwa transportu szynowego oraz optymalizacji kosztów jego utrzymania. Nie bez znaczenia jest także możliwość uwzględnienia wymiarów regeneracyjnych już na etapie projektowania stanowi ważny krok w kierunku rozwoju gospodarki obiegu zamkniętego. Praca stanowi również fundament do dalszych badań naukowych, rozszerzenia narzędzia także na osie napędne oraz modyfikacji arkusza tak, aby służył do wstępnej oceny diagnostycznej osi „staroużytecznych”.

## Summary

Wheelset axles are one of the key structural components of railway vehicles, responsible not only for transmitting loads from the vehicle's mass but also for transferring dynamic forces generated during motion. Their strength and reliability directly determine the operational safety of the train and the safety of its passengers. Fatigue damage to axles can lead to severe failures; therefore, accurate fatigue strength assessment is one of the essential tasks in railway engineering.

The currently applicable standard, PN-EN 13103-1:2023-05, is based primarily on analytical methods. While these methods enable effective assessment of standard axle designs, they do not fully utilize the potential of modern numerical analysis techniques and do not provide procedures for non-standard cases, such as unconventional transitions between axle components or innovative structural solutions. This results in limitations in fatigue life assessment and reduces the adaptability of calculations to complex design solutions used in modern railway vehicles.

The aim of this work was to develop an alternative method for assessing the fatigue strength of wheelset axles, based on the Finite Element Method (FEM), which complements and extends the classical analytical approach. The research was carried out in four stages:

**Analytical method** – fatigue strength calculations were performed in accordance with PN-EN 13103-1:2023-05, creating a special spreadsheet.

**Experimental testing** – full-scale fatigue tests were conducted on actual axles, enabling verification and calibration of FEM models, as well as assessment of the accuracy of the proposed method.

**Numerical simulations (FEM)** – numerical models replicating the actual axle geometry and operational load conditions were developed. These analyses allowed us to check to what extent the finite element method faithfully reproduces the actual stresses and whether it can be used to calculate axle structures that are not included in the applicable standards.

**Small-scale axle testing** – additional fatigue tests were performed on reduced-scale axles (1:5), demonstrating the potential of such testing to reduce costs when designing novel, non-standard axles.

To facilitate the transfer of analysis to a program based on the finite element method (FEM), a dedicated Python macro was developed. It automatically generates a three-dimensional model of the structure using geometric data from the construction drawing. This enables fast and accurate representation of the analyzed object's geometry in the computational environment, significantly reducing the time required to prepare the model for subsequent simulations and

numerical analyses.

The proposed approach enables:

- shorter design cycles for new and modernized axles,
- cost reduction by minimizing the number of prototypes required for testing,
- more accurate fatigue life predictions under actual operating conditions,
- improved safety and reliability of railway vehicles,
- the ability to assess non-standard axle designs that cannot be reliably evaluated using normative methods.

The research confirmed that integrating classical analytical methods with FEM analysis and experimental verification significantly improves the precision of fatigue strength assessment. The results are highly significant for the railway industry, providing tools for more comprehensive, faster, and more cost-effective axle life evaluation, which, in the long term, may contribute to improved railway transport safety and optimized maintenance costs. Importantly, incorporating reconditioning dimensions already at the design stage is a vital step toward a circular economy. Furthermore, this work lays the foundation for future research, including extending the tool to powered axles and adapting the computational framework for preliminary diagnostic evaluation of in-service “second-life” axles.

## 1. Wprowadzenie

### 1.1 Rys historyczny

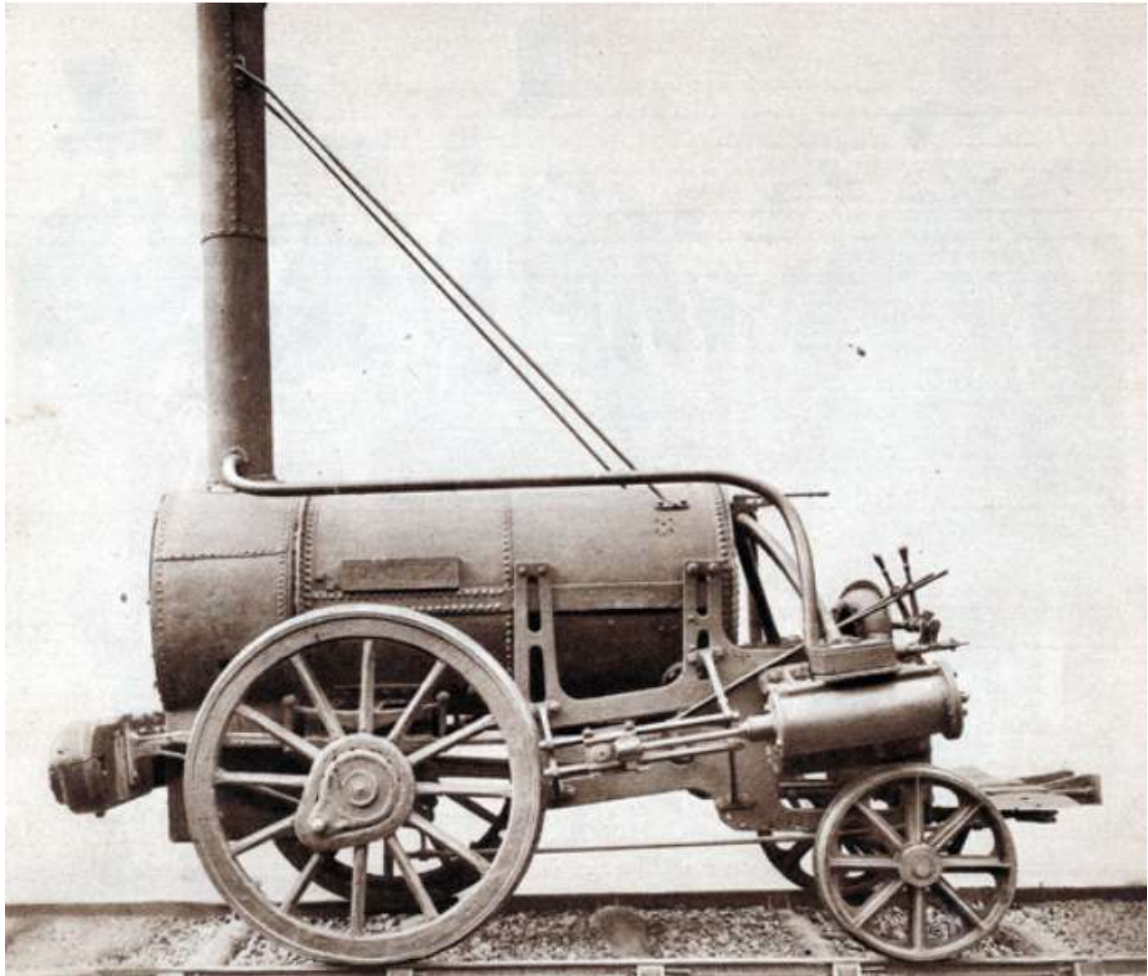
Historia kolei to fascynująca opowieść o tym, jak technologia zmieniła świat. Choć już w starożytności wykorzystywano prymitywne drewniane szyny do transportu ładunków w kopalniach, prawdziwa rewolucja nadeszła dopiero w XVIII i XIX wieku, wraz z wynalezieniem maszyny parowej i początkiem epoki przemysłowej.

Przełomowym momentem było uruchomienie pierwszej nowoczesnej linii kolejowej, trasy Stockton–Darlington w północnej Anglii, która ruszyła 27 września 1825 roku. Za jej projekt odpowiadał George Stephenson, uważany dziś za ojca brytyjskiej kolei parowej. Celem było usprawnienie transportu węgla, kluczowego surowca dla przemysłu tamtego czasu. Co ciekawe, choć wcześniejsze próby z parowymi pojazdami szynowymi prowadził już Richard Trevithick w 1804 roku, to właśnie konstrukcja Stephensona okazała się przełomowa.

Pierwszy przejazd lokomotywy po trasie Stockton–Darlington odbył się z prędkością około 6 km/h, a pociąg bez trudu przewiózł aż 30 ton ładunku. Dla porównania, konie ciągnące wozy musiałyby wykonać kilka kursów, by osiągnąć podobny wynik. Lokomotywa parowa szybko zyskała uznanie jako środek transportu znacznie szybszy, tańszy i bardziej wydajny niż wszystko, co znano wcześniej. W krótkim czasie kolej zaczęła odgrywać kluczową rolę w gospodarce, przemyśle i codziennym życiu ludzi, tym samym dając początek nowej erze w historii transportu.

Szczególnie ważnym krokiem w ewolucji kolei było otwarcie w 1830 roku pierwszej na świecie linii pasażerskiej łączącej Liverpool i Manchester. Trasa ta nie tylko zrewolucjonizowała transport publiczny, ale również udowodniła, że kolej może być wykorzystywana na szeroką skalę do przewozu ludzi. Co istotne, na tej linii testowano jedną z najbardziej znanych lokomotyw w historii – „Rocket” (Rakieta) Stephensona, której innowacyjna konstrukcja stała się wzorem dla kolejnych generacji pojazdów szynowych.

Sukces brytyjskich kolei szybko znalazł naśladowców na całym świecie. W ciągu kilku dekad sieci kolejowe zaczęły powstawać w Europie, Ameryce Północnej i Azji, znacząco przyczyniając się do globalnych zmian w transporcie, gospodarce i urbanizacji. Kolej stała się jednym z kluczowych czynników napędzających rewolucję przemysłową, ułatwiając handel, przyspieszając migracje i umożliwiając rozwój nowych gałęzi przemysłu.



Rys.1.1. Parowóz - rakieta Stephensona [1]

W miarę rozwoju technologii, pojawiły się innowacje, które zmieniły oblicze kolei. W XX wieku wprowadzono elektryfikację linii kolejowych, co przyniosło większą wydajność energetyczną, a także ograniczenie emisji spalin. Elektryczne pojazdy szynowe początkowo były używane głównie w miastach, ale z czasem zaczęły zastępować lokomotywy parowe na długich trasach. Jednocześnie rozwijano lokomotywy spalinowe, które stały się podstawą transportu w miejscach, gdzie elektryfikacja była trudna lub nieopłacalna.

W drugiej połowie XX wieku, wraz z wprowadzeniem w Japonii kolei dużych prędkości, pojazdy szynowe wkroczyły w nową erę. „Shinkansen” (rys.1.2), pociąg osiągający prędkość 200 km/h, zrewolucjonizował transport między dużymi miastami, oferując szybsze i bardziej efektywne przewozy. Francuski TGV oraz niemiecki ICE stały się europejskimi liderami w tej dziedzinie, ustanawiając standardy prędkości i komfortu.



Rys.1.2. Pociąg „Shinkansen”, skład 16 wagonów, rok 1987 [2]

Od momentu, gdy pierwsze parowe lokomotywy poruszały się z prędkością zaledwie kilku kilometrów na godzinę, kolej przeszła imponującą drogę rozwoju. Dziś jesteśmy świadkami kolejnej technologicznej rewolucji, pociągi magnetyczne typu maglev, unoszące się nad torami dzięki sile elektromagnetycznej, potrafią osiągać prędkości przekraczające 600 km/h. Nowoczesne systemy bezpieczeństwa, autonomiczne układy sterowania oraz integracja z odnawialnymi źródłami energii czynią współczesne kolejnictwo jednym z najbardziej zaawansowanych i ekologicznych sposobów przemieszczania się.

Jednak nawet najbardziej futurystyczne pociągi opierają się na sprawdzonych, choć stale udoskonalanych rozwiązaniach inżynierskich. Jednym z nich są osie kolejowe, jest to kluczowy element każdego pojazdu szynowego, odpowiedzialny za przenoszenie obciążeń, stabilność oraz bezpieczeństwo jazdy. Współczesne osie muszą sprostać wielu wyzwaniom: od ogromnych sił działających podczas jazdy, przez cykliczne zmęczenie materiału, aż po trudne warunki atmosferyczne i mechaniczne uderzenia. Dlatego inżynierowie nieustannie prowadzą badania nad nowymi materiałami i technologiami, które pozwolą osiom kolejowym zachować niezawodność nawet w najbardziej wymagających warunkach. To właśnie te niewidoczne na pierwszy rzut oka komponenty decydują o trwałości i bezpieczeństwie całego systemu kolejowego, niezależnie od tego, czy mówimy o pociągach sprzed dwóch wieków, czy o superszybkich składach przyszłości.

## 1.2. Osie zestawów kołowych

Spośród wszystkich zespołów pojazdu szynowego to właśnie zestawy kołowe są najbardziej narażone na zużycie zmęczeniowe. Dzieje się tak dlatego, że w trakcie eksploatacji muszą nieustannie przenosić ogromne obciążenia, statyczne (związane z masą pojazdu i jego pasażerów), udarowe (powstające na przykład przy najeżdżaniu na nierówności toru), jak i zmęczeniowe (wynikające z powtarzających się cykli obciążeniowych podczas jazdy). W praktyce oznacza to, że każdy obrót koła, każda zmiana kierunku jazdy czy każda nierówność na torze wpływa na kondycję zestawu kołowego.

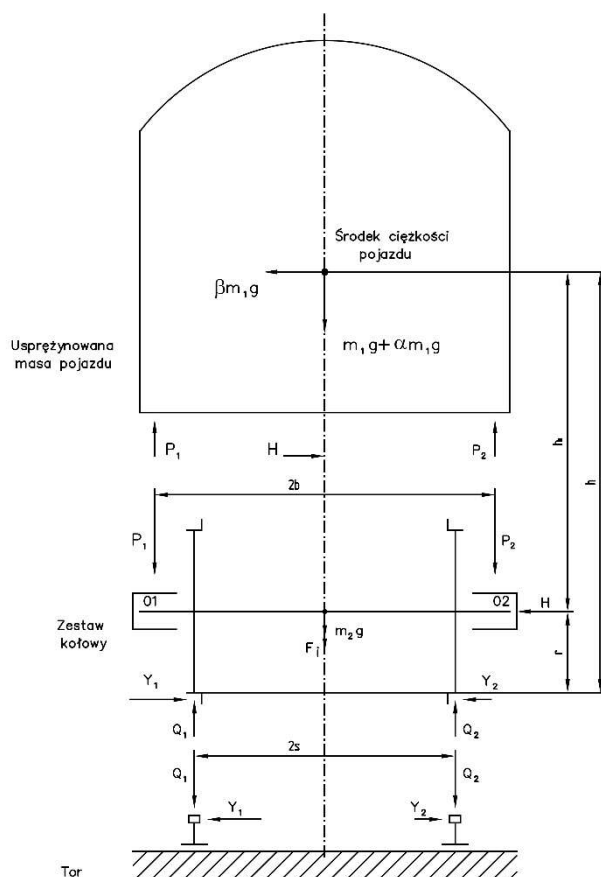
Współczesne pojazdy szynowe, projektowane z myślą o coraz większych prędkościach i jak najniższej masie własnej, stawiają przed konstruktorami ogromne wyzwania. Lżejsze konstrukcje oznaczają mniejsze rezerwy wytrzymałościowe, a wyższe prędkości – większe siły działające na elementy jezdne. W tym kontekście niezawodność zestawów kołowych staje się absolutnie kluczowa. Oś, jako centralny element tego układu, odgrywa szczególną rolę – jej uszkodzenie może prowadzić nie tylko do poważnych awarii technicznych, ale także do katastrof kolejowych, zagrażających zdrowiu i życiu pasażerów.

Dlatego też projektowanie osi i zestawów kołowych wymaga nie tylko zastosowania wytrzymałych materiałów, ale także niezwykle precyzyjnego wykonania i montażu. Już na etapie konstruowania analizuje się wpływ różnych typów obciążeń oraz warunków eksploatacyjnych, takich jak zmienne temperatury, korozja czy naprężenia termiczne. Inżynierowie korzystają przy tym z zaawansowanych narzędzi symulacyjnych, takich jak Metoda Elementów Skończonych, aby przewidzieć, jak zestaw zachowa się w różnych scenariuszach pracy.

Nie bez powodu w analizach ryzyka związanych z bezpieczeństwem pojazdów szynowych to właśnie osie często klasyfikowane są jako elementy krytyczne. To od ich niezawodności zależy stabilność jazdy, skuteczność hamowania i ogólna trwałość całego układu jezdnego.

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

Na schemacie przedstawionym na rysunku 1.3 pokazano siły działające na oś zestawu kołowego.



Rys.1.3. Przykładowy schemat obciążeń osi zestawu kołowego (legenda bezpośrednio pod rysunkiem)

**Legenda** do rys.1.3:  $m_1$ -masa usprężynowana pudła pojazdu oraz część masy usprężynowanej układu biegowego,  $m_2$ -masa zestawu kołowego,  $\alpha$ - współczynnik przyspieszenia pionowego,  $\beta$ - współczynnik przyspieszenia poprzecznego,  $g$ -przyspieszenie ziemskie,  $P_1, P_2$  - siły pionowe działające na odpowiednio lewy (oznaczenie 01) oraz prawy czop osi zestawu kołowego (oznaczenie 02),  $Y_1, Y_2$  - siły poprzeczne działające na obrzeża kół,  $H$ - tzw. poprzeczna siła łożyskowa  $H=Y_1-Y_2$ ,  $2s$ -odległość pomiędzy okręgami tocznymi kół ( $2s=1500$  mm, dla zestawów kołowych normalnotorowych),  $2b$ -odległość pomiędzy środkami czopów osi zestawu kołowego,  $r$ -promień toczny koła zestawu kołowego,  $h$ -wysokość środka masy pojazdu,  $h_1$ -wysokość środka masy od osi symetrii osi zestawu kołowego  $h_1=h-r$ .

Wiek eksploatacji osi nie jest określony w przepisach międzynarodowych tzn. normach europejskich, kartach UIC i przepisach TSI. O przydatności osi do dalszej eksploatacji decyduje jej stan techniczny, który musi być oceniony przez kompetentny serwis naprawczy. Zakładając, że oś zestawu kołowego jest poprawnie skonstruowana tzn. naprężenia we wszystkich przekrojach osi są mniejsze od naprężeń dopuszczalnych oraz sztywność osi jest dobrana tak, że

odległość pomiędzy wewnętrznymi płaszczyznami zewnętrznych wieńców kół podczas wszystkich stanów eksploatacyjnych nie przekracza wymiaru  $1360\pm 3$  mm (min.1357 mm, max.1363 mm) wówczas oś może być eksploatowana tak długo, jak długo zachowuje wymaganą wytrzymałość zmęczeniową (norma PN-EN 13103-1:2023-05 [3]), o czym decyduje stan techniczny. Zachowanie wymiaru  $1360\pm 3$  mm, ma istotne znaczenie z uwagi na współpracę z torem, zwłaszcza podczas jazdy przez skrzyżowania torów oraz rozjazd. Prawidłowe zaprojektowanie osi ma istotny wpływ na ekonomię jej eksploatacji, gdyż odpowiednia konstrukcja w połączeniu z regularnymi przeglądami technicznymi, pozwala na znaczące wydłużenie okresu użytkowania tego elementu. Starannie zaprojektowana oś, zoptymalizowana pod kątem wytrzymałości zmęczeniowej, minimalizuje ryzyko przedwczesnych uszkodzeń, co przekłada się na zmniejszenie kosztów związanych z naprawami i wymianą komponentów.

Dzięki temu zarówno czas między przeglądami, jak i całkowita żywotność osi mogą zostać znacząco wydłużone, co przekłada się na realne oszczędności. W przypadku zastosowań przemysłowych, takich jak transport kolejowy, inwestowanie w nowocześniejsze podejście do projektowania, uwzględniające cykliczne obciążenia, materiały odporne na zmęczenie oraz innowacyjne metody łączenia, może w dłuższej perspektywie znacznie obniżyć koszty utrzymania i zwiększyć niezawodność całych systemów.

Katastrofa, która zapoczątkowała rewolucję w podejściu do analizy wytrzymałości zmęczeniowej, miała miejsce 8 maja 1842 roku. W wyniku pęknięcia osi w pierwszej lokomotywie doszło do wykolejenia pociągu kursującego na trasie Wersal–Paryż w Meudon. Było to pierwsze zdarzenie na tak dużą skalę, prowadzące do licznych ofiar śmiertelnych, co skłoniło władze francuskie do rezygnacji z praktyki zamykania pasażerów w wagonach. W odpowiedzi na katastrofę rząd Francji powołał komisję śledczą, której zadaniem było zbadanie jej przyczyn. Komisja zaleciła wdrożenie regularnych testów wytrzymałościowych osi kolejowych w celu oceny ich trwałości oraz wprowadzenie systematycznego monitorowania stopnia ich zużycia, aby umożliwić ich wymianę w odpowiednim momencie.

Natomiast w 2009 roku w miasteczku Viareggio we Włoszech doszło do tragicznej katastrofy kolejowej. W wyniku wykolejenia pociągu towarowego przewożącego gaz LPG, spowodowanego pęknięciem osi pierwszego wagonu, nastąpił wybuch gazu, który zniszczył pobliskie budynki mieszkalne. W wyniku tej katastrofy śmierć poniosły 32 osoby. C. Klinger i D. Bettge w pracy [4] opisali podobne zdarzenie, które miało miejsce w Niemczech, gdzie uszkodzenie osi napędnej doprowadziło do wykolejenia pociągu. Na szczęście, z powodu niskiej prędkości pociągu, udało się uniknąć ofiar. Takie tragiczne wypadki przyczyniły się do intensyfikacji badań nad zmęczeniem materiałów, co przyniosło istotne korzyści w zakresie

bezpieczeństwa.

Mechanika pękania obecnie znajduje szerokie zastosowanie w monitorowaniu i kontrolowaniu pęknięć eksploatacyjnych, co doprowadziło do znaczącego zmniejszenia liczby awarii osi. Choć wypadki nadal się zdarzają, ich częstotliwość została istotnie ograniczona. Współczesne pojazdy kolejowe stają jednak przed nowymi wyzwaniami. Obserwujemy trend obniżania masy pojazdów przy jednoczesnym zwiększaniu prędkości, co stawia nowe wymagania konstrukcyjne wobec osi.

W artykule [5] przedstawiono przegląd metod zapewnienia bezpiecznej trwałości i tolerancji na uszkodzenia stosowanych w osiach kolejowych, opisując różne scenariusze awarii związane z propagacją pęknięć zmęczeniowych. Współczesne osie kolejowe są szczególnie podatne na uszkodzenia wynikające z uderzeń zewnętrznych podczas eksploatacji (np. przez tłuczeń), co sprzyja powstawaniu pęknięć zmęczeniowych, a w konsekwencji – awarii. W skrajnych przypadkach mogą one prowadzić do katastrof kolejowych. W pracy [6] zbadano reakcje osi kolejowych na uszkodzenia spowodowane ciałami obcymi, natomiast w artykule [7] opisano szczegółowe postępowanie wyjaśniające dotyczące awarii osi wagonu pasażerskiego, która wynikała z propagacji pęknięć zmęczeniowych.

Pęknięcia osi kolejowych oraz ich propagacja nadal są bardzo istotnym elementem badań wielu naukowców. Zoran Odanovic w [8] podkreślił wagę wytrzymałości osi w konstrukcji całego pojazdu oraz jak ważne jest dobranie odpowiedniego materiału na oś kolejową oraz jak istotna jest odpowiednia konserwacja. W artykule [9] przeanalizowano pęknięcia zmęczeniowe osi i zauważono, że w propagacji pęknięć najważniejsze są obciążenia zmęczeniowe. Podkreślono również wpływ korozji na pęknięcia w kolejach dużych prędkości, to samo zauważyli autorzy w [10]. Artykuł [11] koncentruje się na problematyce pęknięć zmęczeniowych w miejscach wtlaczania, analizując kryteria wytrzymałościowe i proponując ich podniesienie w celu zwiększenia odporności na zmęczenie. W tym badaniu uwzględniono m.in. wpływ procesu wtlaczania na inicjację pęknięć oraz rozważono modyfikacje w projektowaniu, które mogą poprawić ogólną wytrzymałość elementów. Artykuł [12] bada wpływ głębokiego walcowania na rozwój pęknięć zmęczeniowych w osiach kolejowych. Głębokie walcowanie, jako technika obróbcza, wpływa na mikrostrukturę materiału, co może mieć istotne znaczenie dla jego trwałości zmęczeniowej. Wyniki tych badań wskazują na potencjalne korzyści płynące z optymalizacji procesu walcowania w celu zwiększenia odporności osi na pęknięcia zmęczeniowe. W pracy [13] zbadano wpływ walcowania na zimno na wytrzymałość osi, przeprowadzając rozszerzoną serię testów eksperymentalnych w pełnej

skali. Analiza ta ujawnia różne zalety walcowania na zimno, takie jak poprawa właściwości mechanicznych materiału, co może wpływać na jego odporność na zmęczenie. Zostały również zidentyfikowane kluczowe aspekty, które należy uwzględnić przy projektowaniu i obróbce osi, aby maksymalizować ich trwałość. Innowacyjne podejście opisane w [14] opiera się na zastosowaniu wieloosiowego kryterium zmęczenia wysokocyklowego oraz zastosowaniu poprawki El-Haddada w badaniach zmęczenia frettingowego osi kolejowych. To podejście pozwala na precyzyjniejszą ocenę zmęczenia w warunkach rzeczywistych, gdzie klasyczne metody mogą nie być wystarczające. Poprawka El-Haddada, uwzględniająca wpływ lokalnych naprężeń oraz interakcji między powierzchniami, stanowi istotny krok naprzód w analizie zmęczeniowej. Marek Sobaś w pracy [15] przeanalizował nośność osi kolejowej, podkreślając znaczenie precyzyjnej oceny wytrzymałości oraz uwzględnienia warunków operacyjnych, które mogą wpływać na trwałość materiału. Różne metody oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zostały szczegółowo opisane w artykule [16], który omawia zarówno klasyczne, jak i nowoczesne techniki, umożliwiające dokładniejszą analizę i prognozowanie trwałości elementów szynowych. W artykule [17] autorzy skoncentrowali się na ocenie trwałości zmęczeniowej osi kolejowych drążonych zgodnie z europejskimi normami. Badania te ujawniają istotne różnice w wytrzymałości zmęczeniowej w zależności od spełnienia norm, co podkreśla konieczność dostosowania projektów do obowiązujących standardów, aby zapewnić wysoką jakość i bezpieczeństwo konstrukcji. Założenia projektowe wciąż dążą do zapewnienia lepszej wytrzymałości przy niższej masie. W pracy [18] opisano badania zmęczeniowe osi w celu ustalenia nowych granic zmęczeniowych dla standardowych gatunków stali, uwzględniając wpływ warunków powierzchniowych, które mogą różnić się od tych stosowanych w normalnych, nowo obrobionych osiach. Wnioski z tych badań mogą prowadzić do lepszego zrozumienia wpływu specyficznych warunków operacyjnych na trwałość zmęczeniową i umożliwić dostosowanie standardów projektowych i materiałowych w celu poprawy bezpieczeństwa i wydajności osi kolejowych.

W [19] opisano specyfikacje projektowe dotyczące wytrzymałości osi kolejowych dotyczące szacowania uszkodzeń zmęczeniowych. Dodatkowo przeprowadzono oceny bezpieczeństwa wdrożone poprzez porównanie naprężenia równoważnego z wartościami odniesienia uzyskanymi z bezpiecznej eksploatacji. W artykule [20] scharakteryzowano źródła powstawania pęknięć zmęczeniowych osi kolejowych. Przedstawiono dokumenty odniesienia regulujące metodykę badań i porównano zunifikowaną metodę badawczą według normy PN-EN 12668-1:2010 [21] oraz taką powszechnie stosowaną w przemyśle. Przykładowe zużycia zestawów kołowych pojazdów szynowych, które mogą wystąpić podczas montażu zestawów

kołowych oraz zużycia i uszkodzenia wynikające z eksploatacji pojazdów szynowych opisano w [22]. Szczególną uwagę zwrócono na zjawisko frettingu. W [23] zbadano eksploatacyjne uszkodzenia zmęczeniowe pasowanych na wcisk siedzeń osi kolejowych w celu zidentyfikowania warunków prowadzących do przedwczesnego powstawania pęknięć. Symulację zmęczenia ciernej próbki osi pociągów dużych prędkości zobaczymy w [24], a także fretting test uszkodzeń na obszarze pasowania ciasnego osi pod obracającymi się obciążeniami zginającymi. Istniejące już analityczne rozwiązania współczynników intensywności naprężeń dla pęknięć w geometrii osi kolejowych, a także ich przydatność oraz precyzję zawarli w swojej pracy [25].

Nie tylko odpowiednio zaprojektowana oś odgrywa kluczową rolę w bezpiecznej jeździe, odpowiednia eksploatacja oraz konserwacja osi kolejowych jest równie ważna. Artykuł [26] przedstawia stopniowe ramy oceny zmęczenia składające się z bezpiecznego życia jako pierwszego poziomu i tolerancji na uszkodzenia. W [27] przeczytamy o nietypowych uszkodzeniach osi kolejowych, które mogą prowadzić do znacznego zagrożenia bezpieczeństwa i niezawodności ruchu. Sprawdzono tam zastosowanie warstwy wzmacniającej, aby skutecznie zahamować inicjację i wzrost pęknięć zmęczeniowych. W celu poprawy wytrzymałości osi, podejmowane są próby znalezienia bardziej odpowiednich materiałów, z których można wykonać osie kolejowe. W [28] przebadano oś z innego materiału niż powszechnie stosowane, a mianowicie z kompozytu metalicznego (HMC). Artykuł [29] i [30] opisuje zabiegi konstrukcyjne oraz technologiczne, mające na celu zwiększenie żywotności osi pojazdów trakcyjnych oraz tocznych, a także poruszona metody zwiększenia bezpieczeństwa osi. W [31] znajdziemy ocenę powłok ochronnych stosowanych na osie kolejowe. W artykule [32] skupiono się na żywotności uszkodzonych osi kolejowych w odniesieniu do przeglądów osi kolejowych hartowanych indukcyjnie. W [33] przeanalizowano także efekty uszkodzenia powierzchni osi kolejowych oraz przyjrzeni się wpływowi obróbki wzmacniającej na wydajność zmęczeniową osi. W artykule [34] opisano podstawowe badania mające na celu zbadanie wpływu elastyczności zestawu kołowego na rozwój poligonizacji kół lokomotywy. W pracy [35] przedstawiono wyniki badań dotyczących wpływu zmiany wybranych parametrów procesu toczenia, takich jak posuw i prędkość skrawania, na wartość parametru chropowatości powierzchni osi kolejowych zestawów kołowych. Identyfikację konstrukcyjną, technologiczną i eksploatacyjną zestawów kołowych pojazdów szynowych opisano w [36]. Scharakteryzowano również obróbki powierzchniowo-wzmacniające.

Podejście do metodyki analizy wytrzymałościowej osi także zdaje się zmieniać.

Przedstawiona w artykule [37] praca ma na celu opracowanie wiarygodnej metodyki wyznaczania naprężeń szczątkowych w całym przekroju osi kolejowej. W [38] zaprezentowano przedstawienie sposobu wyznaczania przekroju krytycznego osi kolejowej. Autorzy [39] opisali zaawansowaną metodologię szacowania szczątkowej trwałości zmęczeniowej osi kolejowych z uwzględnieniem nie tylko obciążeń zewnętrznych, ale także wewnętrznych naprężeń szczątkowych.

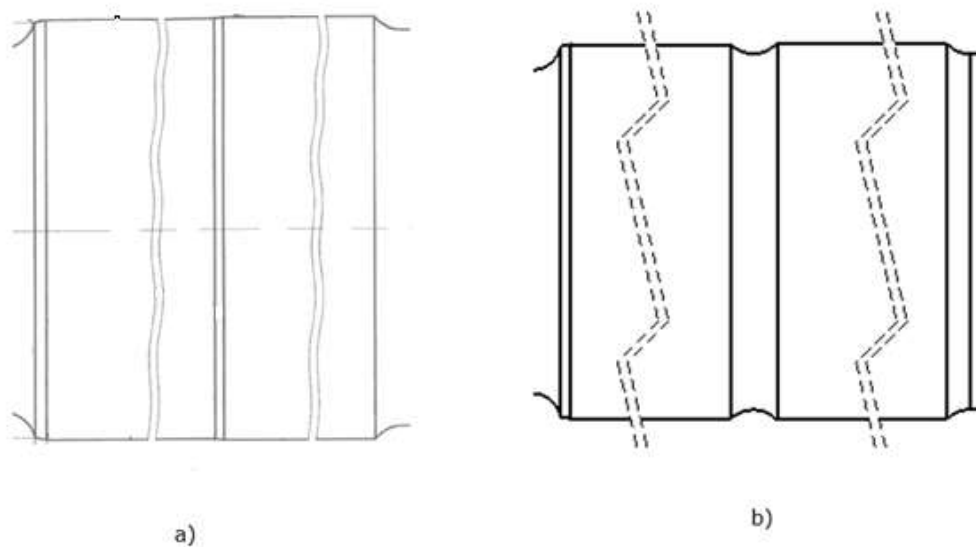
Badania zmęczeniowe wielkowymiarowych osi kolejowych są niezmiernie złożonym i kosztownym procesem. Wynika to z potrzeby przeprowadzenia testów na pełnowymiarowych komponentach, które często wymagają dużych zasobów czasowych i finansowych. Z tego powodu, aby zminimalizować koszty i przyspieszyć proces analizy, stosuje się alternatywne podejścia, takie jak badania na pomniejszych próbkach, które mogą dostarczyć cennych informacji na temat zmęczenia materiału w sposób bardziej ekonomiczny.

Ivo Černý w pracy [40] zwrócił uwagę na problemy związane z badaniami zmęczeniowymi wielkowymiarowych osi kolejowych, w tym wyzwania związane z kosztami i czasem trwania testów.. Artykuł [41] dotyczy przenoszenia parametrów propagacji pęknięć z próbki o małej skali na rzeczywiste elementy, omawiając wyzwania związane z ekstrapolacją wyników z pomniejszych modeli do pełnowymiarowych osi. Autorzy podkreślili znaczenie uwzględnienia różnic w skali i warunkach testowych, które mogą wpływać na precyzyjność wyników. Z kolei M. Filippini, M. Luke, I. Varfolomeev, D. Regazzi, i S. Beretta w badaniach [42] skoncentrowali się na ocenie uszkodzeń zmęczeniowych na małych próbkach zgodnie z europejskimi normami. Ich prace dostarczają istotnych informacji na temat metod oceny zmęczenia w kontekście regulacji normatywnych oraz wpływu różnorodnych warunków testowych na wyniki. W artykule [43] przeprowadzono kompleksową analizę wyników badań zmęczeniowych osi kolejowych, porównując wyniki uzyskane z testów przeprowadzonych na pełnowymiarowych osiach z wynikami testów na mniejszych próbkach. Analiza ta dostarcza wglądu w różnice między tymi dwoma podejściami oraz ich wpływ na dokładność prognoz zmęczenia. W pracy [44] skoncentrowano się na analizie uszkodzeń ciernych osi kolejowych oraz opracowano stanowisko do testowania osi na małą skalę, a także przeprowadzono symulacje testów. Badania te dostarczają nowych metod oceny uszkodzeń ciernych i umożliwiają optymalizację procedur testowych.

Pomimo rozwoju metod badań zmęczeniowych na małą skalę, badania wielkogabarytowe wciąż pozostają najdokładniejszą formą analizy zmęczeniowej osi kolejowych. Pozwalają one na bezpośrednią ocenę właściwości zmęczeniowych rzeczywistych elementów i umożliwiają weryfikację poprawności konstrukcyjnej oraz jakości materiałów. Badania przeprowadzone na innych maszynach, takie jak analiza pęknięć w osiach kolejowych opisana w [45] czy badania pełnowymiarowych osi ze sztucznymi mikronacięciami w [46], podkreślają znaczenie takich testów w ocenie wytrzymałości zmęczeniowej. Artykuł [47] przedstawia zasady działania maszyny zmęczeniowej, co jest kluczowe dla zrozumienia technik i metodologii stosowanych w badaniach.

Niektóre starsze osie kolejowe, które były używane przez dłuższy czas, mogą posiadać rozwiązania konstrukcyjne, które nie są przewidziane w obowiązującej normie PN-EN 13103-1:2023-05 [3]. Przykładem może być sytuacja, w której przejście między podpiąciem koła jezdnego a podpiąciem koła zębatego realizowane jest poprzez sfazowanie. Tego typu rozwiązanie nie znajduje się w aktualnej normie [3], która w tym miejscu przewiduje rowek odciążeniowy o promieniu minimum 16 mm (rys. 2). W związku z tym osie „staroużyteczne”, wyposażone w sfazowanie, stanowią problem w zakresie oceny wytrzymałości zmęczeniowej, ponieważ nie można dokładnie określić naprężeń w miejscu sfazowania przy użyciu kryteriów zawartych w aktualnych normach. Przez os „staroużyteczną” rozumie się taką, która była już w sposób ciągły użytkowana w długoletniej eksploatacji komercyjnej w pojazdach trakcyjnych (lokomotywy, pojazdy trakcyjne, pojazdy specjalne) lub tocznych (wagony osobowe, wagony towarowe) oraz której przebieg eksploatacji jest „odtworzalny”.

W takich przypadkach, gdzie standardowe podejścia zawarte w normach nie są wystarczające, konieczne jest zastosowanie alternatywnych metod oceny wytrzymałości zmęczeniowej. Jednym z narzędzi, które może być pomocne, jest analiza metodą elementów skończonych (MES). Dzięki tej zaawansowanej metodzie symulacyjnej możliwe jest szczegółowe modelowanie rozkładu naprężeń w nietypowych rozwiązaniach konstrukcyjnych, które nie mieszczą się w standardowych kryteriach. Analiza MES umożliwia precyzyjne określenie, w jakim stopniu dany element jest narażony na wyężenie, co pozwala na lepsze planowanie modernizacji takiej osi, aby spełniała ona współczesne normy i standardy wytrzymałościowe.



Rys.2. Rozwiązania konstrukcyjne między kołem jezdny a kołem zębatym  
 (a) rozwiązanie stosowane w niektórych osiach „staroużytecznych” b) rozwiązanie zgodne pod  
 względem konstrukcyjnym z aktualna normą PN-EN 13103-1:2023-05 [3])

Rozwiązania tego typu, choć mogą nie być powszechnie spotykane, stanowią istotne wyzwanie dla inżynierów zajmujących się diagnostyką, projektowaniem oraz modernizacją pojazdów szynowych. Ich obecność podkreśla znaczenie elastyczności w podejściu do oceny wytrzymałości zmęczeniowej, zwłaszcza w kontekście starszych konstrukcji. Stosowanie nowoczesnych narzędzi, takich jak MES, pozwala nie tylko na bardziej dokładne określenie stanu technicznego takich osi, ale również na wydłużenie ich cyklu życia w eksploatacji, co w konsekwencji prowadzi do oszczędności oraz zwiększenia bezpieczeństwa.

## 2. Cel i zakres pracy

Celem niniejszej pracy jest opracowanie alternatywnej metody oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych, opartej na zaawansowanych analizach numerycznych przy użyciu Metody Elementów Skończonych (MES, ang. finite element method, FEM). Aktualna norma PN-EN 13103-1:2023-05[3], nie uwzględnia pełnej gamy analiz numerycznych, które mogą znacząco poprawić dokładność oceny trwałości zmęczeniowej osi tocznych oraz napędnych. Ponadto, istniejące standardy nie przewidują rozwiązań dla specyficznych przypadków, takich jak niestandardowe przejścia pomiędzy komponentami osi czy przypadki nienormatywnego sfazowania, co stwarza wyzwania w klasycznym podejściu inżynierskim.

W kontekście tych braków, niniejsza praca ma na celu uzupełnienie aktualnych metod obliczeń analitycznych stosowanych przy projektowaniu i ocenie wytrzymałości osi, wprowadzając alternatywną metodologię opartą na symulacjach MES. Celem wdrożeniowym jest stworzenie aplikacji połączonej z programem opartym na metodzie MES, co pozwoli na automatyzację i przyspieszenie procesu oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi pojazdów szynowych.

### 2.1. Zakres pracy

Praca obejmuje kilka kluczowych obszarów, które są niezbędne do realizacji powyższego celu. Kolejne rozdziały pracy zostały tak zorganizowane, aby systematycznie przeprowadzić czytelnika przez teorię, metodologię, obiekty badań, analizy oraz wnioski wdrożeniowe:

- 3. Podstawy teoretyczne:** Rozdział ten dostarcza kompleksowego przeglądu najważniejszych pojęć teoretycznych związanych z mechaniką zmęczenia materiałów. Omówiono tutaj takie zagadnienia jak graniczne cykle zmęczenia, krzywa Wohlera, granica wytrzymałości na zmęczenie oraz wpływ różnych czynników na trwałość materiałów.
- 4. Obiekt badań:** W tym rozdziale przedstawiono szczegółowy opis badanych osi kolejowych, w tym ich charakterystykę materiałową, geometrię oraz warunki eksploatacyjne. Skupiono się na analizie rzeczywistych osi, które nie spełniają aktualnych norm ze względu na ich niestandardowe rozwiązania konstrukcyjne.
- 5. Metoda analityczna obliczeń osi:** Rozdział ten opisuje klasyczne podejście do obliczeń wytrzymałościowych, opierające się na obliczeniach analitycznych oraz normach

inżynierskich. Omówiono tutaj także wyzwania związane z obliczeniami dla nietypowych konstrukcji osi.

6. **Badania doświadczalne:** Ten rozdział dotyczy porównania wyników symulacji MES z rzeczywistymi badaniami doświadczalnymi. Opisano tutaj metodykę badania zmęczeniowego osi kolejowych oraz wyniki uzyskane z testów laboratoryjnych.
7. **Metoda elementów skończonych (MES):** Opis zastosowania MES do analizy zmęczeniowej osi kolejowych. Omówiono tu etapy modelowania, wprowadzenie warunków brzegowych oraz sposoby analizy wyników numerycznych, które pozwolą na bardziej szczegółowe zrozumienie rozkładu naprężeń.
8. **Badania doświadczalne na próbkach o małej skali:** Wykonano badania na próbkach osi o małej skali (1:5), porównano wyniki z symulacjami MES. Badania te pozwolą na ocenę możliwych korelacji między testami na małą i dużą skalę oraz lepsze zrozumienie wpływu materiału na właściwości mechaniczne.
9. **Omówienie otrzymanych wyników:** W tym rozdziale zostaną przedstawione i omówione wyniki badań ze wszystkich zastosowanych metod obliczeniowych.
10. **Podsumowanie i wnioski:** Rozdział zamykający, w którym przedstawione zostaną wnioski oraz potencjalne korzyści wynikające z opracowanej metody, wraz z zaleceniami dotyczącymi przyszłych badań.

## 2.2. Metodologia pracy

Praca opiera się na trzech głównych metodach badawczych: metodzie analitycznej, symulacji numerycznej (MES) oraz badaniach doświadczalnych.

1. **Metoda analityczna:** Stosowana w klasycznym inżynierskim podejściu do obliczeń zmęczeniowych. Opiera się na wyznaczaniu naprężeń w teoretycznie najbardziej narażonych przekrojach zgodnie z obowiązującą normą europejską PN-EN 13103:2023-1 [3]. Ta metoda ma swoje ograniczenia, zwłaszcza w przypadku niestandardowych rozwiązań konstrukcyjnych.
2. **Metoda Elementów Skończonych (MES):** Zastosowanie MES w ocenie wytrzymałości zmęczeniowej pozwala na dokładne modelowanie geometrii oraz rozkładu naprężeń w rzeczywistych elementach konstrukcyjnych. Symulacje MES są kluczowym

elementem pracy, ponieważ umożliwiają ocenę wytrzymałości zmęczeniowej w miejscach, które nie są uwzględnione w aktualnych normach.

3. **Badania doświadczalne:** Wyniki symulacji MES zostaną zweryfikowane poprzez rzeczywiste testy zmęczeniowe, co pozwoli na ocenę dokładności i użyteczności opracowanej metody. Badania te stanowią kluczowy element potwierdzający poprawność przyjętych założeń numerycznych.

### 2.3. Wartość i znaczenie pracy

Opracowana w ramach pracy alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych przy użyciu Metody Elementów Skończonych (MES) wnosi istotny wkład zarówno w rozwój technologii inżynierskich, jak i w usprawnienie procesów projektowych w przemyśle kolejowym. Metody analityczne w dzisiejszych czasach są często wypierane lub stanowią tylko uzupełnienie dla metody elementów skończonych, która jest dokładniejsza i ma szersze zastosowanie. Podobnie w przypadku obliczeń osi niezbędne wydaje się dostosowanie dotychczasowego podejścia do nowoczesnych narzędzi symulacyjnych. Alternatywna metoda obliczeniowa osi będzie pomostem pomiędzy obliczeniami analitycznymi wynikającymi z normy, a metodami symulacyjnymi, co wpłynie na znaczne skrócenia czasu obliczeń oraz wpłynie na możliwość analiz wielokierunkowych. Wyniki badań i zastosowane rozwiązania mogą znacząco wpłynąć na efektywność, bezpieczeństwo i kosztowność projektowania oraz utrzymania pojazdów szynowych. Poniżej przedstawiono kluczowe korzyści płynące z realizacji tej pracy:

- **Przyspieszenie procesu projektowania:** Integracja metody analitycznej z symulacjami MES oraz opracowanie dedykowanego programu, który automatyzuje i przyspiesza analizę zmęczeniową, znacznie skróci czas potrzebny na projektowanie nowych osi zestawów kołowych oraz na modernizację istniejących konstrukcji.
- **Minimalizacja błędów obliczeniowych:** Przygotowany arkusz obliczeniowy, będący elementem opracowanej aplikacji, automatyzuje proces obliczeń analitycznych. Dzięki temu minimalizuje ryzyko powstawania błędów wynikających z ręcznych obliczeń i interpretacji norm.
- **Dostępność dla mniej doświadczonych pracowników:** Opracowany program obliczeniowy nie wymaga od użytkowników dogłębnej znajomości norm i wytycznych dotyczących oceny wytrzymałości osi. Nawet mniej doświadczone osoby, które nie są

specjalistami w zakresie inżynierii mechanicznej, będą mogły poprawnie wprowadzać dane techniczne dotyczące osi i uzyskiwać prawidłowe oraz sprawdzone wyniki badań. To znacznie podnosi efektywność pracy zespołów projektowych, zwłaszcza w firmach, gdzie poziom doświadczenia personelu może się różnić. W perspektywie długoterminowej istnieje możliwość udostępnienia opracowanego programu klientom, co pozwoliłoby im na wstępną ocenę wytrzymałości osi już na etapie projektowania. Program mógłby również zostać odpowiednio dostosowany do analizy osi staroużytecznych, które wymagają modernizacji lub napraw. Tego rodzaju rozwiązanie przyczyniłoby się do znacznej poprawy efektywności ekonomicznej procesów projektowych oraz konserwacyjnych, jednocześnie wydłużając żywotność osi poprzez dokładniejsze dopasowanie ich parametrów do rzeczywistych warunków eksploatacyjnych.

- **Lepsza przewidywalność wytrzymałości:** Zastosowanie MES pozwala na bardziej precyzyjne modelowanie rozkładu naprężeń w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych osi kolejowych. Umożliwia to dokładniejsze przewidywanie trwałości zmęczeniowej, co prowadzi do zwiększenia niezawodności i bezpieczeństwa elementów konstrukcyjnych pojazdów szynowych. Wyniki badań mogą być lepiej dopasowane do rzeczywistych warunków pracy, a tym samym zmniejszyć ryzyko awarii w trakcie eksploatacji.
- **Wzrost efektywności kosztowej:** Poprawa dokładności oceny zmęczeniowej i redukcja liczby prototypów wymaganych do testów eksperymentalnych, dzięki symulacjom numerycznym, prowadzą do istotnych oszczędności kosztowych. Proces projektowania staje się bardziej wydajny, a liczba potencjalnych błędów i przestojów związanych z koniecznością ponownych analiz zostaje zredukowana.
- **Zwiększenie bezpieczeństwa i niezawodności:** Wyniki tej pracy mogą przyczynić się do znacznej poprawy bezpieczeństwa pojazdów szynowych poprzez lepsze dopasowanie konstrukcji osi do obciążeń eksploatacyjnych, a także minimalizację ryzyka wystąpienia zmęczeniowych awarii. W dłuższej perspektywie wpłynie to na zwiększenie niezawodności całych systemów transportowych.

Podsumowując, niniejsza praca ma kluczowe znaczenie dla przemysłu kolejowego, dostarczając narzędzi do bardziej zaawansowanej i precyzyjnej oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych. Opracowana metoda oraz stworzony program wspierają

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

procesy projektowania i modernizacji, umożliwiając ich realizację z większą dokładnością, niższym ryzykiem błędów oraz przy mniejszym zaangażowaniu specjalistycznej wiedzy technicznej. Wyniki badań mają także szerokie implikacje dla bezpieczeństwa publicznego oraz efektywności ekonomicznej transportu szynowego, przynosząc korzyści zarówno przemysłowi, jak i społeczeństwu.

### 3. Podstawy teoretyczne - mechanika zmęczenia materiałów

Mechanika zmęczenia materiałów stanowi jeden z kluczowych obszarów badań w inżynierii materiałowej oraz mechanice konstrukcji, a jej znaczenie jest szczególnie istotne w kontekście elementów poddawanych działaniu cyklicznych obciążeń, takich jak osie kolejowe, wały, mosty, kadłuby statków czy części samolotów. Proces zmęczenia prowadzi do stopniowego powstawania uszkodzeń, które mogą ostatecznie zakończyć się katastrofalnymi pęknięciami. Zrozumienie i kontrola tego zjawiska są zatem kluczowe dla zapewnienia długoterminowej trwałości i bezpieczeństwa konstrukcji inżynierskich. W artykule [5] przedstawiono przegląd metod zapewnienia trwałości oraz tolerancji na uszkodzenia stosowanych w osiach kolejowych, co ma istotne znaczenie w zapobieganiu awariom wynikającym z propagacji pęknięć zmęczeniowych. Z kolei w badaniach opisanych w pracy [9], analizowano pęknięcia zmęczeniowe osi, gdzie wykazano, że to właśnie cykliczne obciążenia zmęczeniowe są kluczowe dla rozwoju pęknięć, a dodatkowo zwrócono uwagę na wpływ korozji na proces degradacji materiałów, zwłaszcza w kolejnictwie o dużych prędkościach, jak również zauważono w pracy [10].

Problem zmęczenia materiałów staje się jeszcze bardziej skomplikowany w miejscach koncentracji naprężeń, takich jak miejsca włączania, gdzie obserwuje się zwiększone ryzyko inicjacji pęknięć. W artykule [11] dokonano analizy pęknięć zmęczeniowych w takich miejscach, proponując modyfikacje w projektowaniu oraz podniesienie kryteriów wytrzymałościowych w celu zwiększenia odporności na zmęczenie. Wszystkie te badania stanowią podstawę do dalszego rozwoju technik analitycznych i numerycznych, które mogą znacząco przyczynić się do poprawy bezpieczeństwa i trwałości kluczowych elementów konstrukcyjnych.

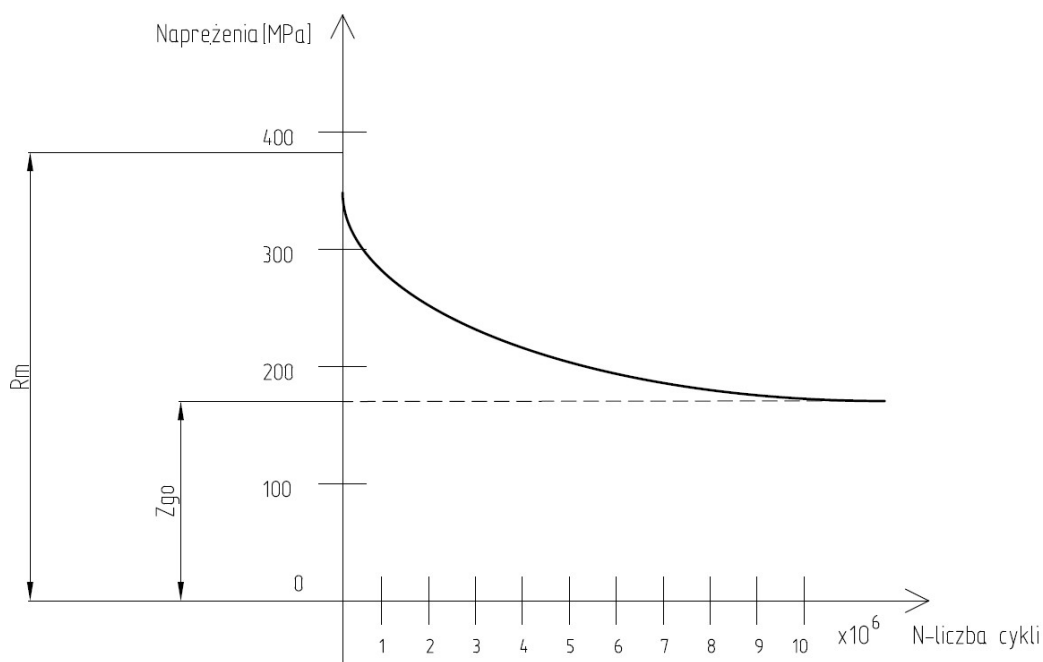
Celem niniejszego rozdziału jest uporządkowanie teorii związanej z mechaniką zmęczenia, aby zapewnić zrozumienie podstawowych zagadnień, takich jak graniczne cykle zmęczenia, krzywa Wöhlera, granica wytrzymałości na zmęczenie, a także wpływ różnych czynników zewnętrznych i wewnętrznych na zmęczeniową wytrzymałość materiałów. Ponadto omówione zostaną różnice między zmęczeniem wysokocyklowym a niskocyklowym, a także modelowanie cykli obciążeń w kontekście różnych rodzajów obciążeń, takich jak osiowe, promieniowe czy momentowe.

Zrozumienie tych pojęć jest kluczowe nie tylko dla analizy teoretycznej zmęczenia materiałów, ale również dla praktycznych zastosowań w badaniach i testach doświadczalnych, które zostaną omówione w kolejnych rozdziałach pracy. Zarysowana w tej części wiedza teoretyczna będzie stanowić solidną podstawę do oceny i interpretacji wyników badań

zmęczeniowych przeprowadzonych w dalszej części pracy.

### 3.1. Wykres Wöhlera

W XIX wieku inżynierowie powszechnie uważali, że materiał pozostający poniżej granicy plastyczności zachowuje nieograniczoną trwałość. Jednak badania nad zjawiskiem zmęczenia osi kolejowych, zainicjowane w wyniku katastrofy kolejowej w Meudon, wykazały, że cykliczne obciążenia mogą prowadzić do stopniowej degradacji struktury materiału. August Wöhler, przeprowadzając liczne eksperymenty, udowodnił, że nawet niewielkie, lecz cykliczne naprężenia mogą sprzyjać kumulacji mikrouszkodzeń, które w dłuższej perspektywie mogą skutkować inicjacją i propagacją pęknięć zmęczeniowych, prowadząc do krytycznych uszkodzeń. Na podstawie swoich badań opracował wykres, znany jako wykres Wöhlera lub krzywa S-N, który opisuje zależność między amplitudą naprężeń (S) a liczbą cykli do zniszczenia (N) podczas testów zmęczeniowych. Wykres ten stał się kluczowym narzędziem w ocenie wytrzymałości zmęczeniowej materiałów, a jego przebieg wskazuje, że wraz ze wzrostem liczby cykli zmniejsza się dopuszczalna wartość naprężeń.



Rys.3.1. Wykres Wöhlera dla stali EA1N

### 3.2. Graniczne cykle zmęczenia

Graniczne cykle zmęczenia to liczba cykli, po której materiał ulega uszkodzeniu w wyniku powtarzających się obciążeń. Zależność między liczbą cykli a poziomem naprężeń pozwala na określenie trwałości elementu poddanego cyklicznemu obciążeniu. Graniczne cykle zmęczenia definiowane są jako moment, w którym materiał nie wytrzymuje więcej obciążeń i zaczyna rozwijać pęknięcia prowadzące do jego awarii. W praktyce, w przypadku wielu materiałów metalicznych, liczba cykli powyżej około  $10^6 \div 10^7$  uznawana jest za próg, po przekroczeniu którego materiał nie wykazuje oznak zmęczenia przy danych warunkach.

Jak jednak wskazuje autor [48], wiele elementów inżynierskich, takich jak podwozia samochodowe, koła, szyny, wały czy rotory silników, jest narażonych na cykliczne obciążenia przekraczające  $10^6$  cykli. Długie okresy użytkowania lub obciążenia o wysokiej częstotliwości prowadzą do tak znacznych liczb cykli. Wytrzymałość zmęczeniowa jest zazwyczaj określana na podstawie testów osiowych lub obciążeń wynikających ze zginania z pełnym odwróceniem naprężeń, na podstawie których tworzona jest krzywa S-N (amplituda naprężeń w funkcji liczby cykli do awarii).

Dawniej badacze zakładali, że po  $10^6 \div 10^7$  cykli krzywa S-N dla metali o strukturze regularnej przestrzennie centrowanej (BCC) stabilizuje się, sugerując, że poniżej tej granicy materiały te nie ulegają awarii. Niemniej jednak, jak zauważa autor [48], nowsze badania pokazują, że krzywa S-N nadal obniża się nawet w przypadku metali o strukturze BCC oraz metali o strukturze regularnej ściennie centrowanej (FCC), aż do cykli rzędu  $10^{10} \div 10^{11}$ . W związku z tym nie ma jasno określonej granicy zmęczenia, a inżynierowie muszą uwzględniać to w projektowaniu komponentów odpornych na zmęczenie.

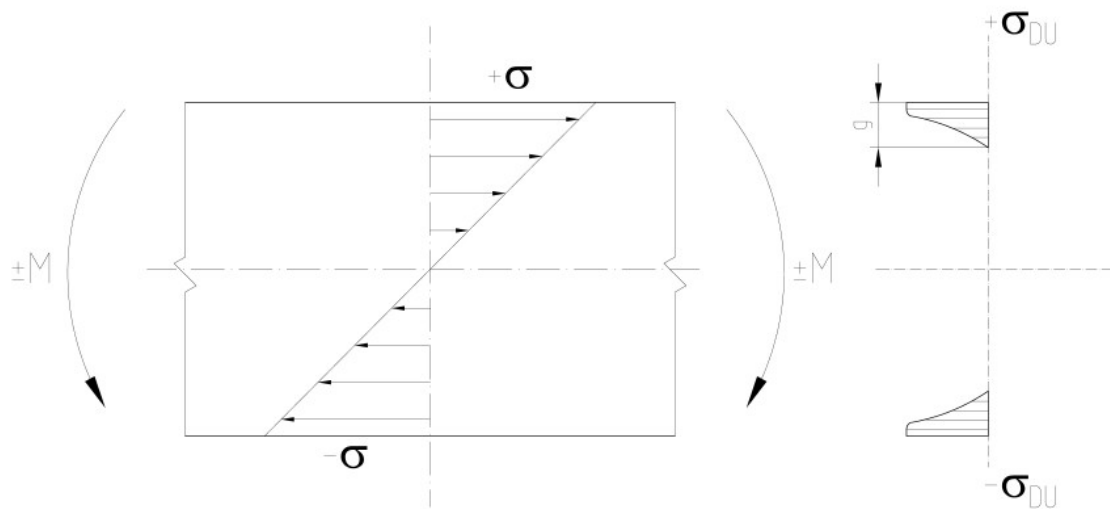
### 3.3. Granica wytrzymałości na zmęczenie

Granica wytrzymałości na zmęczenie to wartość maksymalnego naprężenia, poniżej którego materiał teoretycznie może wytrzymać nieskończoną liczbę cykli bez wystąpienia pęknięcia zmęczeniowego. Wartość granicy wytrzymałości na zmęczenie odpowiada wartości asymptoty poziomej wykresu Wohlera, wspomniana asymptota występującej dla ilości cykli dążącej do nieskończoności. Jest to szczególnie istotny parametr dla materiałów stosowanych w konstrukcjach narażonych na obciążenia dynamiczne, takich jak osie kolejowe czy elementy konstrukcyjne mostów. Dla stali, granica zmęczeniowa może wynosić od 35% do 60% wytrzymałości na rozciąganie.

### 3.4. Wpływ różnych czynników na wytrzymałość zmęczeniową materiałów

Na wytrzymałość zmęczeniową materiałów wpływa wiele czynników, które mogą znacząco zmieniać ich zdolność do wytrzymania cyklicznych obciążeń. Do najważniejszych należą:

- 1. Geometria elementu:** Karby, wgniecenia oraz koncentratory naprężeń, takie jak otwory, mają istotny wpływ na obniżenie wytrzymałości zmęczeniowej materiału. W związku z tym, dla osi o niespełnionym stosunku średnic osadzenia do części wolnej osi, który zgodnie z normą PN-EN 13103-1 [3] wynosi minimalnie 1,12 dla osi zużytych i 1,15 dla osi nowych, konieczne jest przeprowadzenie szczegółowych testów doświadczalnych. Badania te mają na celu wyznaczenie nowej granicy zmęczeniowej oraz określenie odpowiednich współczynników korygujących, ponieważ wartości określone w normie dotyczą wyłącznie osi spełniających powyższy stosunek średnic.
- 2. Chropowatość powierzchni:** Im większa chropowatość, tym bardziej materiał narażony jest na lokalne koncentracje naprężeń, co sprzyja powstawaniu pęknięć zmęczeniowych. W przypadku osi kolejowych przy wprowadzaniu wymiarów naprawczych, gdy schodzi się niżej z wartością współczynnika bezpieczeństwa można jednocześnie zaostrzyć parametry chropowatości powierzchni osi.
- 3. Obróbka cieplna i powierzchniowa:** Nierównomierne naprężenia własne wynikające z obróbki cieplnej lub mechanicznej, np. głębokie walcowanie, mogą poprawić wytrzymałość zmęczeniową przez wprowadzenie naprężeń ściskających na powierzchni. Poprzez odpowiednią obróbkę można zwiększyć granicę zmęczenia. W przypadku osi często w tym celu stosuje się walcowanie powierzchniowe. Walcowanie osi przeprowadza się na specjalnych rolownikach lub tokarkach wyposażonych w rolowniki, przy pomocy rolek z kontrolowanym dociskiem, uzyskanym na drodze hydraulicznej lub pneumatycznej i automatyczną regulacją. Mechanizm umocnienia powierzchniowego, powstającego w wyniku rolowania jest przedstawiony na rys.3.2.



**Legenda:**

$\pm M$  – moment zginający oś zestawu kołowego

$\sigma$  - naprężenie zginające

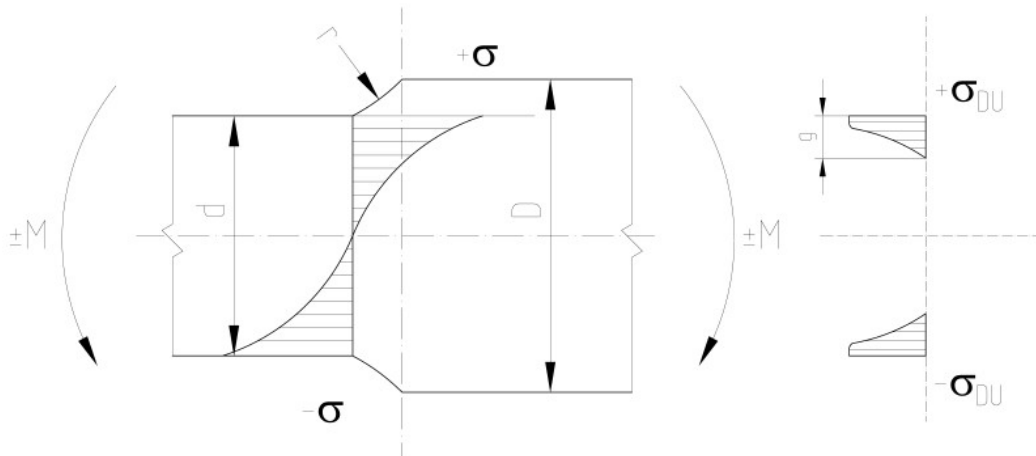
$\sigma_{DU}$  - naprężenie ściskające wywołane zabiegiem dogniatania utwardzającego lub walcowania powierzchniowego

$g$  - grubość warstwy utwardzonej.

Rys.3.2. Mechanizm skuteczności dogniatania powierzchniowego

Po lewej stronie rys.3.2 są przedstawione naprężenia zginające, wywołane momentem obrotowym  $M$ , natomiast po prawej stronie naprężenia ściskające wywołane procesem rolowania. Ekstremalne wartości rozciągających naprężeń zginających, występujących na powierzchni są łagodzone przez naprężenia ściskające.

Na rys. 3.3 przedstawiono mechanizm skuteczności umocnienia powierzchniowego na promieniach przejściowych (w strefie karbu).



**Legenda:**

$\pm M$  – moment zginający oś zestawu kołowego

D - średnica podpięcia

d - średnica czopa

r - promień przejściowy

$\sigma$  - naprężenie zginające w strefie przejściowej, gdzie występuje karb

$\sigma_{DU}$  - naprężenie ściskające wywołane zabiegiem dogniatania utwardzającego lub walcowania powierzchniowego

g - grubość warstwy utwardzonej.

Rys.3.3. Mechanizm skuteczności dogniatania powierzchniowego na promieniu przejściowym strefy o mniejszej średnicy „d” w drugą o większej średnicy

Aby osiągnąć prawidłowe parametry rolowania powierzchniowego osi zestawu kołowego należy prawidłowo dobrać nacisk rolek utwardzających oraz rolek wygładzających.

- 4. Środowisko:** Korozja, zmienne temperatury oraz wilgotność mogą obniżyć wytrzymałość zmęczeniową materiałów. Korozja może powodować powstawanie mikrodefektów w strukturze materiału, które znacząco przyspieszają proces inicjacji i rozwoju pęknięć zmęczeniowych. W kontekście osi kolejowych szczególnie istotną rolę odgrywa zastosowanie odpowiednich warstw ochronnych na całej powierzchni osi, które zapobiegają korozji. Regularne inspekcje i konserwacja są kluczowe, aby zapobiegać powstawaniu mikropęknięć oraz ograniczyć rozwój procesów korozyjnych, które mogą prowadzić do obniżenia trwałości eksploatacyjnej osi.

5. **Wielkość elementu:** Badania przeprowadzone na małych próbkach nie zawsze mogą odwzorować zachowanie materiału w skali makroskopowej. Elementy wielkogabarytowe poddane takim samym obciążeniom mogą mieć inne właściwości zmęczeniowe.

### 3.5. Zmęczenie wysokocyklowe (HCF) i niskocyklowe (LCF) oraz modelowanie cykli obciążeń

Zmęczenie materiałów może przebiegać w różnych reżimach, w zależności od liczby cykli oraz amplitudy naprężeń, którym poddawany jest dany element konstrukcyjny. Wyróżniamy dwa główne rodzaje zmęczenia: wysokocyklowe (HCF, High-Cycle Fatigue) i niskocyklowe (LCF, Low-Cycle Fatigue), które różnią się charakterystyką obciążeń oraz wynikającymi z tego uszkodzeniami materiałów.

**Zmęczenie wysokocyklowe (HCF)** odnosi się do sytuacji, w której materiał narażony jest na miliony cykli obciążeń o stosunkowo niskiej amplitudzie. Tego rodzaju zmęczenie jest typowe dla elementów, które pracują pod obciążeniami dynamicznymi, ale o niewielkiej wartości naprężeń, co pozwala na ich długotrwałe użytkowanie bez widocznych oznak uszkodzeń. Przykładami takich elementów są wały napędowe, osie kolejowe czy inne komponenty, które muszą wytrzymać znaczne liczby cykli obciążeń bez zniszczenia. Granica zmęczeniowa w tych przypadkach jest często definiowana w oparciu o krzywą S-N (napięcie-liczba cykli), gdzie wykresy te pozwalają określić trwałość elementów dla określonych warunków naprężeń i cykli.

**Zmęczenie niskocyklowe (LCF)** natomiast występuje w sytuacjach, gdzie liczba cykli obciążeniowych jest mniejsza, ale amplituda naprężeń jest znacznie wyższa, często powodując plastyczne odkształcenia materiału. Takie obciążenia występują w przypadkach, gdzie materiał doświadcza silnych i zmiennych naprężeń, na przykład w turbinach lotniczych, sprężarkach czy innych elementach maszyn, które są narażone na cykliczne odkształcenia plastyczne. Trwałość materiałów poddanych zmęczeniu niskocyklowemu wyrażana jest zazwyczaj w tysiącach cykli.

Jak piszą autorzy [49], przewidywanie trwałości zmęczeniowej materiałów inżynierskich w warunkach dowolnych obciążeń wciąż stanowi wyzwanie, mimo postępów w tej dziedzinie. Szczególne trudności pojawiają się, gdy w analizie zmęczeniowej uwzględnia się złożone warunki obciążeniowe, takie jak obciążenia wieloosiowe, losowe oraz interakcję między zmęczeniem niskocyklowym (LCF) a wysokocyklowym (HCF).

**Modelowanie cykli obciążeń** obejmuje analizę różnych rodzajów obciążeń, które mają wpływ na trwałość zmęczeniową materiałów. Obciążenia mogą przyjmować różne formy, w zależności od charakterystyki elementu i jego pracy w rzeczywistych warunkach:

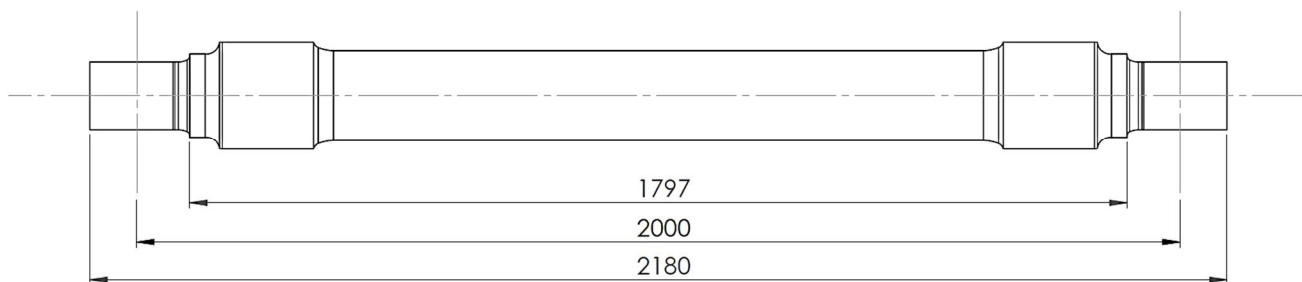
- **Obciążenia osiowe:** Działają wzdłuż osi elementu, prowadząc do cyklicznego rozciągania i ściskania materiału.
- **Obciążenia promieniowe:** Powstają, gdy siły działają prostopadle do osi elementu, co prowadzi do cyklicznego zginania. Obciążenia promieniowe często pojawiają się w kołach pojazdów, zwłaszcza w miejscach styku koło – szyna. W przypadku osi kolejowych prowadzi to do powstawania znacznych naprężeń promieniowych, które mogą wpływać na trwałość i wytrzymałość elementów konstrukcyjnych pojazdu..
- **Obciążenia momentowe:** Obciążenia te wynikają z momentów skręcających, które prowadzą do powstawania naprężeń skręcających w materiale. Typowe zastosowania tego rodzaju obciążeń występują w wałach napędowych oraz elementach wirujących maszyn.

Zrozumienie wpływu różnych rodzajów obciążeń na materiał jest kluczowe dla przewidywania trwałości zmęczeniowej elementów. Modelowanie cykli obciążeń pozwala na precyzyjne oszacowanie, jak długo materiał może wytrzymać określone warunki pracy, zanim ulegnie awarii zmęczeniowej. W tym kontekście stosowane są różne podejścia do przewidywania trwałości zmęczeniowej, w tym klasyczne metody oparte na krzywych zmęczeniowych (S-N) i regułach akumulacji uszkodzeń. Metody te są powszechnie stosowane zarówno w warunkach obciążeń jednoosiowych, jak i wieloosiowych [50], [51], [52]. Golos [53] opracował kryterium zmęczenia wieloosiowego, uwzględniając efekt naprężenia średniego oraz relację między energią a odwracalnymi deformacjami. Inni badacze, jak Lazzarin [54], skoncentrowali się na zależności między lokalną gęstością energii odkształceń a cyklami zmęczeniowymi, szczególnie w przypadku spawanych połączeń.

Wszystkie te modele obciążeń pomagają w tworzeniu bardziej wytrzymałych i długowiecznych konstrukcji, zwłaszcza w zastosowaniach, gdzie bezpieczeństwo i niezawodność są kluczowe, takich jak w lotnictwie, energetyce czy transporcie kolejowym.

#### 4. Obiekt badań

Obiektem badań jest oś toczna o nacisku zestawu na tor równemu 25 t/oś, wykorzystywana w pojazdach szynowych towarowych (rys.4.1). Oś ta wykonana jest z materiału EA1N i spełnia wymagania normy PN-EN 13261 [55], dotyczącej wyrobu. Przeprowadzone analizy obejmują zarówno badania analityczne, symulacje komputerowe oparte na metodzie elementów skończonych MES oraz testy doświadczalne na specjalistycznej maszynie do badań zmęczeniowych osi kolejowych w Sieć Badawcza Łukasiewicz -Poznańskim Instytucie Technologicznym.



Rys.4.1. Wymiary badanej osi w [mm]

Oś toczna analizowana w pracy stanowi kluczowy element konstrukcyjny układu jezdni wagonu towarowego, przenoszący obciążenia wynikające z masy pojazdu oraz sił dynamicznych generowanych podczas ruchu po torach. Konstrukcja osi musi zapewniać odpowiednią wytrzymałość oraz trwałość zmęczeniową, ponieważ jest narażona na cykliczne obciążenia eksploatacyjne. Wymagania stawiane osiom tocznym określone są w normie PN-EN 13103-1+A1:2023[3], która precyzuje dopuszczalne parametry wytrzymałościowe oraz metody obliczeniowe stosowane do ich analizy.

Materiał EA1N, z którego wykonana jest badana oś, należy do stali ferrytyczno-perlitycznych przeznaczonych do zastosowań kolejowych. Charakteryzuje się wysoką wytrzymałością mechaniczną oraz odpornością na zmęczenie, co czyni go odpowiednim wyborem do tego rodzaju konstrukcji. Granica plastyczności tego materiału wynosi co najmniej 370 MPa, a wytrzymałość na rozciąganie przekracza 650 MPa. Właściwości plastyczne zapewniają minimalne wydłużenie na poziomie 14%, natomiast odporność na obciążenia dynamiczne potwierdza udarność wynosząca co najmniej 27 J w temperaturze  $-20^{\circ}\text{C}$ . Wartości naprężeń dopuszczalnych przedstawia tabela 4.1. Wartości zostały dobrane według normy europejskiej PN-EN 13103-1+A1:2023[3] i wynikają one z granicy zmęczeniowej przy obrotowym zginaniu dla osi. Uwzględniono w niej współczynnik bezpieczeństwa  $S=1,2$  oraz to, że miejsca w których dokonujemy pomiaru są poza obszarami osadzenia.

Tab.4.1. Maksymalne naprężenia dopuszczalne dla osi pełnych ze stali EA1N[3]

Strefa	$\sigma_{dop}$	$\sigma_{dop} S=1,2$
	[MPa]	[MPa]
1: oś, osadzenie łożysk	200	166
2: osadzenie kół, tarcz hamulcowych, łożysk tocznych i pierścieni uszczelniających	120	100

Dla badanego materiału przyjęto następujące właściwości materiałowe:

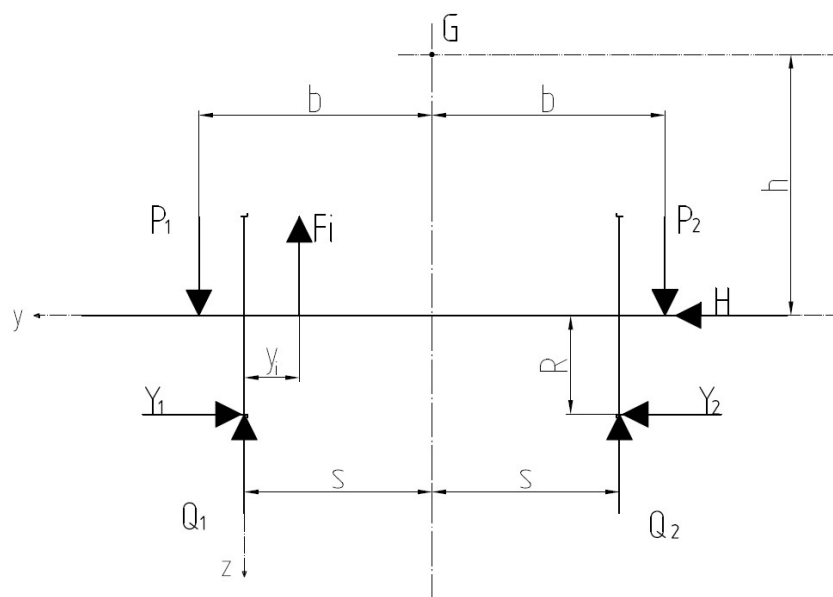
- moduł Younga:  $E = 210\,000$  [MPa],
- liczba Poissona:  $\nu = 0,3$ .

Analiza osi tocznej obejmuje kilka etapów badawczych. W pracy w pierwszej kolejności przeprowadzono obliczenia analityczne zgodnie z normą PN-EN 13103-1+A1:2023[3]. Następnie zaprezentowane zostaną badania doświadczalne przeprowadzone na specjalnej maszynie zmęczeniowej w Sieć Badawcza Łukasiewicz – Poznańskim Instytucie Technologicznym. Badania te miały na celu empiryczną weryfikację zachowania osi pod wpływem cyklicznych obciążeń oraz ocenę jej rzeczywistej trwałości w warunkach eksploatacyjnych. Zaprezentowane zostaną tam szczegółowe warunki brzegowe oraz zasada działania maszyny, która zostanie odwzorowana w celach porównawczych w symulacji komputerowej w programie Abaqus opartym na metodzie elementów skończonych. Ostatnim etapem badań były symulacje numeryczne przeprowadzone w programie opartym na metodzie elementów skończonych (MES).

## 5. Badania analityczne

Obliczenia analityczne polegają na zbadaniu osi zgodnie z europejską normą EN 13103:2013+A2 [3].

Zgodnie z przyjętym układem obciążeń i przebiegiem momentów gnących (rys.4.1) widać, że złożony układ obciążenia podczas jazdy pojazdu przekazywany jest na czoł osi w postaci pionowego obciążenia  $P_1$  i  $P_2$  oraz na obrzeża kół tocznych w postaci sił bocznych  $Y_1$  i  $Y_2$ . Moment zginający  $M_x$  w dowolnym przekroju obliczany jest według sił  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Y_1$ ,  $Y_2$  oraz  $F_i$ , jak przedstawiono na rysunku 5.1. Przedstawia on najbardziej niekorzystny przypadek obciążenia osi zestawu kołowego, czyli asymetryczne rozłożenie sił. Kierunki sił  $F_i$ , spowodowane masami nieusprężynowanych elementów, wybrano w taki sposób, że ich działanie na zginanie dodaje się do działania spowodowanego przez siły pionowe oraz wartość siły  $F_i$  jako wynik przemnożenia mas każdego nieusprężynowanego komponentu przez  $1g$ . Środek ciężkości pojazdu został oznaczony literą  $G$ .



Rys.5.1. Układ obciążeń osi [3]

Standardowo wykonuje się obliczenia, rozważając dwa rodzaje sił pochodzące od mas w ruchu oraz hamowania. Sprawdza się spiętrzenie naprężeń w przekrojach osi najbardziej narażonych na przeciążenia.

### 5.1. Dane wejściowe

Podstawowe dane przyjęte do obliczeń przedstawiono w tabeli 5.1. W obliczeniach uwzględniono dwa warianty nacisku pionowego zestawu kołowego na tor: 22,5 t oraz 25 t, zgodnie z próbami przeprowadzonymi na stanowisku doświadczalnym.

Tab.5.1. Dane przyjęte do obliczeń

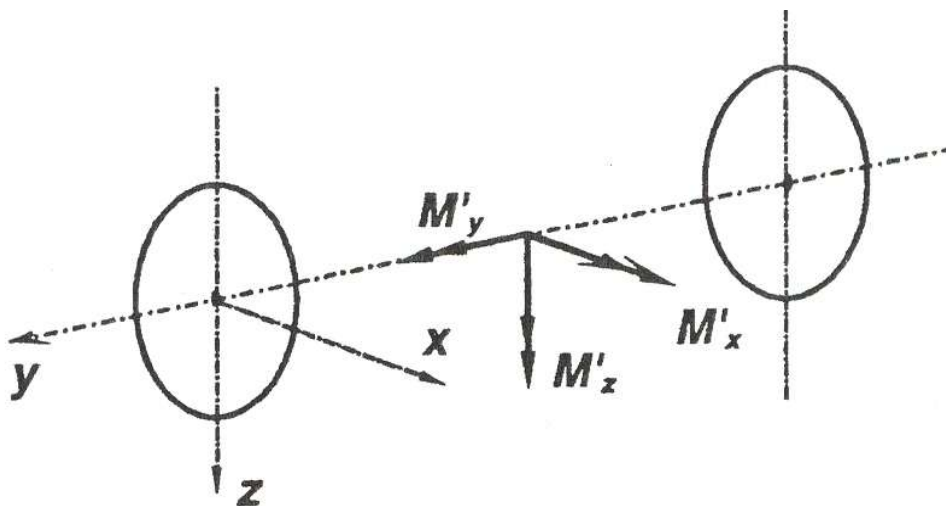
Symbol	Opis	Wartość	Jednostka
-	materiał osi	EA1N	-
<b>Q</b>	nacisk pionowy zestawu kołowego na tor	22.5 / 25	t
<b>2s</b>	rozstaw okręgów tocznych kół	1.5	m
<b>2b</b>	rozstaw maźnic	2.00	m
<b>m<sub>2</sub></b>	masa zestawu kołowego	1.25	t
<b>R</b>	promień toczny koła	0.46	m
-	rodzaj hamulców	klockowe dwustronne z wstawkami żeliwnymi	

### 5.2. Przebieg badań

Szczegółowe dane wykorzystane do obliczeń oraz rachunek sił obciążających zestaw kołowy zamieszczono w tab. 5.6. Formuły obliczeniowe dla obciążeń od ruchu mas zawiera tab. 5.2. Układ sił podczas pracy układu napędowego pokazano na rys. 5.2. Wyznaczanie momentów gnących pochodzących od mas w ruchu przedstawiono w tabeli 5.3, a w tabeli 5.4 zawarto sposób wyznaczania momentów gnących pochodzących od hamowania. Wykresy momentów gnących i skręcających zamieszczono na rys. 5.4÷5.9.

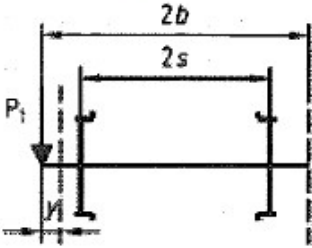
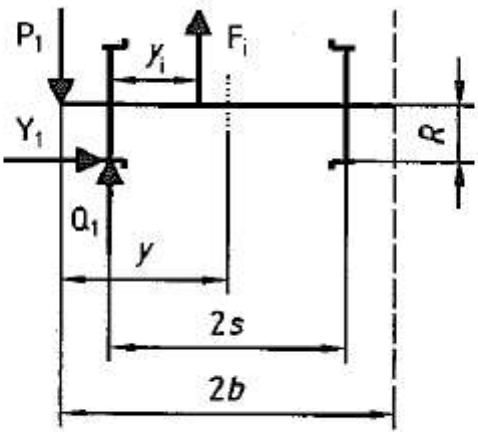

Tab.5.2. Formuły do obliczeń obciążeń od ruchu mas [3]

<p>Wszystkie osie zestawów określone w zakresie tej normy</p>	$P_1 = (0,625 + 0,0875h_1 / b)m_1g$ $P_2 = (0,625 - 0,0875h_1 / b)m_1g$ $Y_1 = 0,30m_1g$ $Y_2 = 0,175m_1g$ $H = Y_1 - Y_2 = 0,175m_1g$
<p>Dla wszystkich osi zestawów kołowych</p>	$Q_i = \frac{1}{2s} [P_1(b+s) - P_2(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i(2s - y_i)]$ $Q_i = \frac{1}{2s} [P_2(b+s) - P_1(b-s) + (Y_1 - Y_2)R - F_i y_i]$



Rys. 5.2. Układ współrzędnych zestawu oraz oznaczenie podstawowych sił i momentów [3]

Tab.5.3. Formuły do wyznaczenia momentów gnących spowodowanych ruchem mas [3]

Część osi zestawu kołowego	$M_x^a$
Między płaszczyzną obciążenia i płaszczyzną toczną	$M_x = P_1 y$ 
Pomiędzy płaszczyznami tocznymi	$M_x = P_1 y - Q_1 (y - b + s) + Y_1 R - \sum F_i (y - b + s - y_i)$  <p><math>F_i</math> – Siła (-y) przyłożona (-e) z lewej strony rozważanego przekroju</p>
Wykres momentu $M_x$	
<p><sup>a</sup> Dla niesymetrycznej osi zestawu kołowego, obliczenia powinny być przeprowadzone po wybraniu obciążenia dwóch czopów w najbardziej niekorzystnym przypadku.</p>	

Tab.5.4. Formuły do wyznaczenia momentów gnących spowodowanych hamowaniem [3]

Składowe $M'_x, M'_y,$ $M'_z$	Rodzaj stosowanego hamulca	
	Klocki hamulcowe po obu stronach koła	
	Między płaszczyzną obciążenia a płaszczyzną toczną	Między płaszczyznami tocznymi
$M'_x$	$M'_x = 0,3F_f\Gamma y$ <p style="text-align: center;">a,b</p>	$M'_x = 0,3F_f\Gamma(b-s)$ <p style="text-align: center;">a,b</p>
$M'_z$	$M'_z = F_f(0,3+\Gamma)y a$	$M'_z = F_f(0,3+\Gamma)(b-s) a$
$M'_y$	$M'_y = 0$	$M'_y = 0,3P'R$

### 5.3. Kryteria oceny

Moment wypadkowy dla każdego przekroju wyznacza się wg wzoru:

$$MR = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2 + M_Z^2}$$

Maksymalne naprężenia dopuszczalne sprawdza się stosując warunek wytrzymałościowy

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{dop},$$

przy czym rozważane są naprężenia zredukowane wynikające z hipotezy wyężeniowej Coulomba–Treski.

W normie [3] zawarto wymagane współczynniki bezpieczeństwa oraz maksymalne naprężenia dopuszczalne, których wartość zależy od

- gatunku stali,
- konstrukcji i przeznaczenia zestawu kołowego,
- strefy w której znajduje się sprawdzany przekrój osi.

Naprężenia dopuszczalne dla osi pełnych dla stali, z którego została wykonana oś przedstawiono w tabeli 5.5. Wartości te uzyskano poprzez podzielenie wytrzymałości materiału podanej w tabeli 4.1 przez współczynnik bezpieczeństwa 1,2.

Tab.5.5. Naprężenia dopuszczalne dla osi pełnych ze stali gatunku EA1N [3]

Współczynnik bezpieczeństwa <sup>a</sup>	Strefa 1 <sup>b</sup> N/mm <sup>2</sup>	Strefa 2 <sup>c</sup> N/mm <sup>2</sup>
S 1,2	166	100

<sup>a</sup> Minimalna wartość  
<sup>b</sup> Strefa 1: oś, osadzenia łożysk  
<sup>c</sup> Strefa 2: osadzenie kół, osadzenie tarcz hamulcowych, osadzenie łożysk tocznych i pierścieni uszczelniających

Zgodnie z normą [3] naprężenia maksymalne sprawdza się w oparciu o warunek wytrzymałościowy

$$\sigma = \frac{K \cdot 32 \cdot MR}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{dop}$$

gdzie:

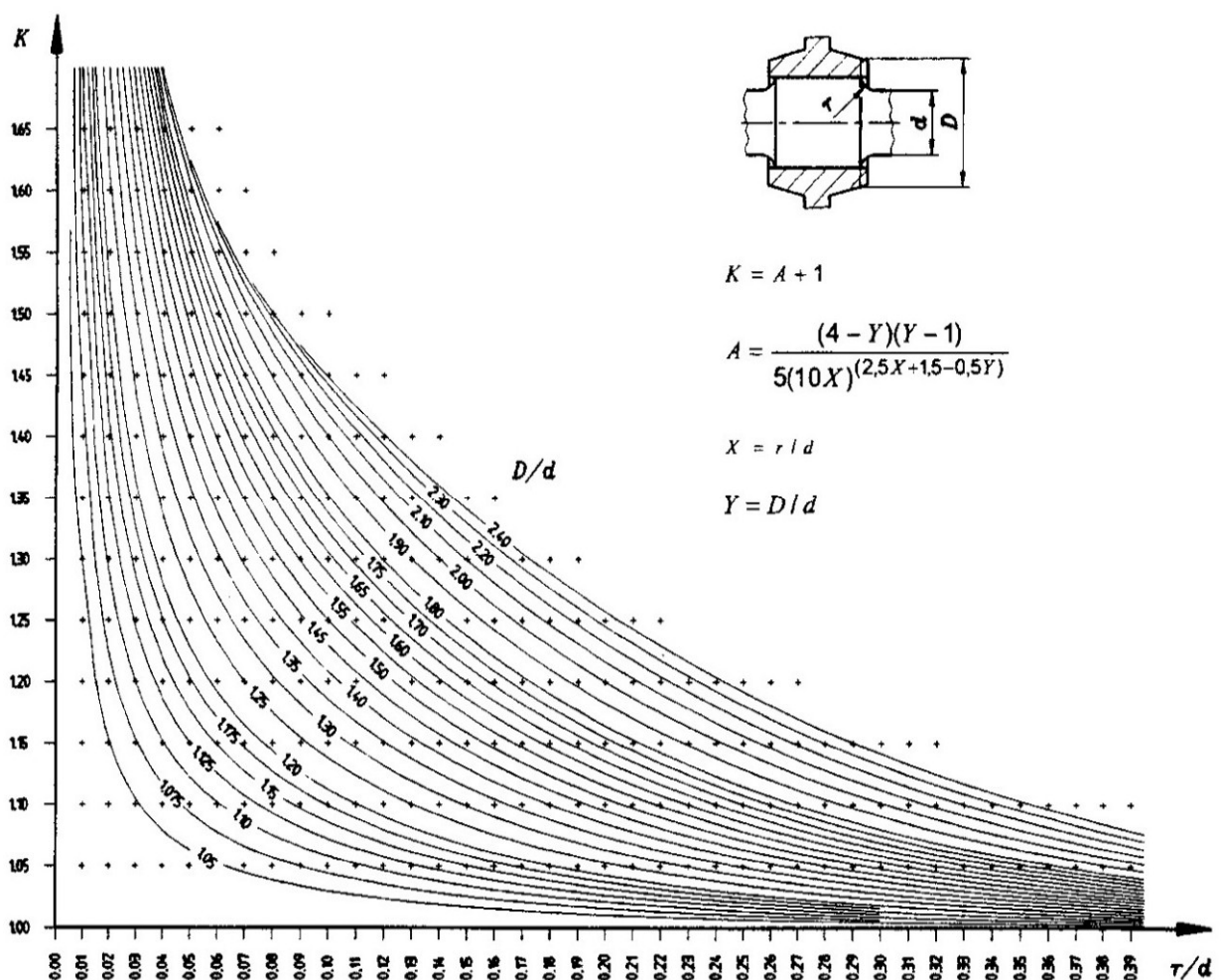
d – średnica sprawdzanego przekroju osi,

K – zmęczeniowy współczynnik koncentracji naprężeń będący funkcją parametrów charakteryzujących kształt osi w otoczeniu sprawdzanego przekroju t.j. r/d i D/d, gdzie:

r – promień przejściowy,

D – średnica większego przekroju osi (za promieniem przejściowym) lub większa średnica piasty elementu osadzonego na osi.

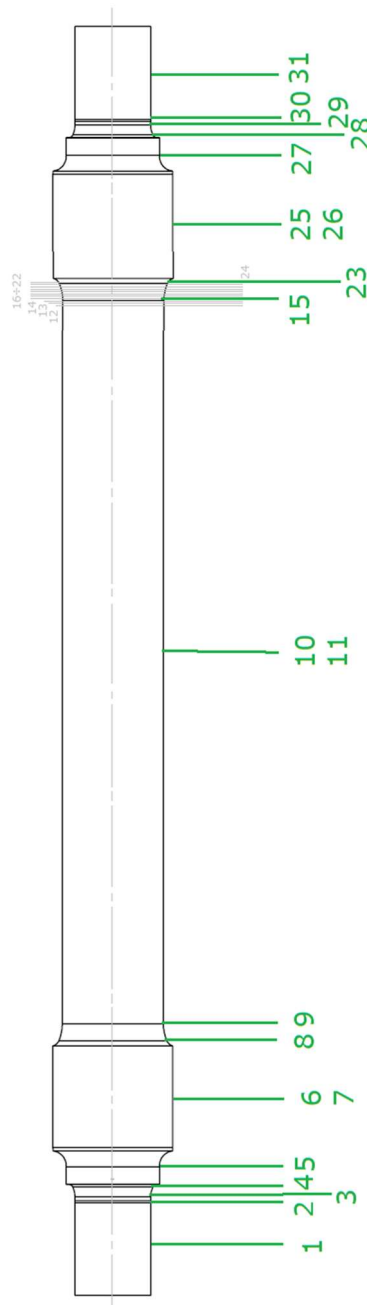
Zmęczeniowy współczynnik koncentracji naprężeń K w przekrojach osi



Rys. 5.3. Zmęczeniowy współczynnik koncentracji naprężeń K (przejście promieniowe)[3]

#### 5.4. Wyniki badań

Na rys. 5.4 pokazano lokalizacje przekrojów charakterystycznych. Zielonym kolorem oznaczono przekroje, dla których wyniki uzyskano na podstawie obliczeń analitycznych. Z kolei przekroje zaznaczone kolorem szarym (numery 12÷14 oraz 16÷22) odpowiadają lokalizacjom tensometrów zastosowanych podczas eksperymentu.



Rys.5.4. Rozmieszczenie przekrojów obliczeniowych

W ramach niniejszej pracy opracowano dedykowany arkusz obliczeniowy, który stanowi istotne narzędzie wspierające proces projektowania oraz analizy wytrzymałościowej osi. Na obecnym etapie jego głównym zastosowaniem jest wsparcie wewnętrzne, czyli umożliwia on mniej doświadczonym inżynierom prowadzenie obliczeń w sposób powtarzalny, ograniczając jednocześnie ryzyko popełnienia błędów. Zastosowanie arkusza pozwala również na wykonywanie analiz przez osoby, które nie posiadają dogłębnej znajomości obowiązującej normy, co w praktyce zwiększa liczbę pracowników zdolnych do realizacji tego typu obliczeń w firmie.

Opracowane narzędzie posiada również potencjał rozwojowy wykraczający poza pierwotnie zakładane zastosowania. Po niewielkiej adaptacji może ono stać się istotnym elementem procesu decyzyjnego związanego z oceną możliwości regeneracji osi „staroużytecznych”. Wprowadzenie takiej opcji umożliwiłoby ograniczenie ilości złomu powstającego w wyniku wycofywania elementów z eksploatacji, co wpisuje się w aktualne tendencje proekologiczne.

W perspektywie długofalowej arkusz obliczeniowy wykazuje również potencjał komercjalizacji. Dzięki odpowiedniemu dopracowaniu interfejsu oraz dostosowaniu do wymogów użytkowników zewnętrznych, narzędzie to może w przyszłości zostać zaoferowane klientom jako produkt wspomagający projektowanie osi.

Arkusze obliczeń osi dla nacisku 22,5 t przedstawiono w tab. 5.6 ÷ 5.9. Natomiast przebiegi momentów zestawiono na rys. 5.5 ÷ 5.10.

# Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

Tab.5.6. Szczegółowe dane wykorzystane do obliczeń oraz rachunek sił obciążających zestaw kołowy

Obliczenia osi tocznego zestawu kołowego wg EN-13103-1				oś toczna materiał EA1N			
				obciążony czop lewy		obciążony czop prawy	
Określenie wielkości	Symbol	Zależności - Formuły - Źródło	Jedn.	luk	hamo	luk	hamo
Przyspieszenie ziemskie	g	Zadane >> ZAŁOŻENIE	m/s <sup>2</sup>	9.81	9.81	9.81	9.81
Promień toczny koła jezdnego	R	Zadane >>	mm	460	460	460	460
Wysokość środka ciężkości pojazdu nad os zestawu kołowego	h1	Zadane >>	mm	1050	1050	1050	1050
Połowa poprzecznego rozstawu kręgów tocznych kół jezdnych	s	Zadane >>	mm	750	750	750	750
Połowa poprzecznego rozstawu maźnic zestawu kołowego	b	Zadane >>	mm	1000	1000	1000	1000
Całkowita długość osi	L0	Zadane >>	mm	2180	2180	2180	2180
<b>Obciążenia zestawu kołowego</b>							
Masa nieomaźnicowanego zestawu kołowego	mzko	Zadane >>	kg	1500	1500	1500	1500
Obliczeniowy nacisk pionowy zestawu kołowego na tor (masa)	2Pm	Zadane >>	t	22.5	22.5	22.5	22.5
Obliczeniowy nacisk pionowy zestawu kołowego na tor	2P	2Pm*g	kN	220.7	220.7	220.7	220.7
Ciężar nieomaźnicowanego zestawu kołowego	Qzko	mzko*g	kN	14.7	14.7	14.7	14.7
Ciężar przypadający na czopy zestawu kołowego	2P0	2P-Qzko	kN	206.0	206.0	206.0	206.0
<b>Wpływ mas tarcz hamulcowych (jeżeli stosowane)</b>							
Masa tarczy hamulcowej	mth	Zadane >>	kg	0	0	0	0
Odległość tarczy/klocków od środka zestawu	yth	Zadane >>	mm	750	750	750	750
Siła oddziaływania masy nieusprężynowanej tarczy hamulcowej	Fih	mth*g	kN	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>Siły spowodowane ruchem mas i jazdą w łuku</b>							
Pionowa siła przypadająca na bardziej obciążony czop zestawu	P1	$(0.625+0.075*h1/b)*2P0$	kN	145.0	145.0	112.5	112.5
Pionowa siła przypadająca na mniej obciążony czop zestawu	P2	$(0.625-0.075*h1/b)*2P0$	kN	112.5	112.5	145.0	145.0
Siła poprzeczna na kole bardziej obciążonym	Y1	$0.3*2P0$	kN	61.8	61.8	30.9	30.9
Siła poprzeczna na kole mniej obciążonym	Y2	$0.15*2P0$	kN	30.9	30.9	61.8	61.8
Sumaryczna siła poprzeczna na zestawie kołowym	H	Y1-Y2	kN	30.9	30.9	-30.9	-30.9
Reakcja pionowa na kole bardziej obciążonym	Q1	$(P1*(b+s)-P2*(b-s)+H*R-Fi*(2*s-yi))/s/2$	kN	159.9	159.9	97.6	97.6
Reakcja pionowa na kole mniej obciążonym	Q2	$(P2*(b+s)-P1*(b-s)-H*R-Fi*yi)/s/2$	kN	97.6	97.6	159.9	159.9
Moment sił skręcający os między kołami - jazda w łuku	MyR	jazda w łuku $0.2*P*R$ lub 0 hamowanie	kNm	10.2	0.0	10.2	0.0
Siła podłużna na kole 1	Qx1	MyR/R	kN	22.1	0.0	-22.1	0.0
Siła podłużna na kole 2	Qx2	-MyR/R	kN	-22.1	0.0	22.1	0.0
Siła podłużna na czopie przy kole 1	Px1	$(Qx1*(b+s)+Qx2*(b-s))/b/2$	kN	16.6	0.0	-16.6	0.0
Siła podłużna na czopie przy kole 2	Px2	$(Qx2*(b+s)+Qx1*(b-s))/b/2$	kN	-16.6	0.0	16.6	0.0
<b>Siły spowodowane hamowaniem</b>							
Max siła docisku okładzin hamulcowych (klocków) na jednej tarczy (kole)	Ff	Zadane >>	kN	0.0	60.0	0.0	60.0
Współczynnik tarcia okładzina-tarcza (klocek-koło)	Γ	Zadane >>	-	0.00	0.10	0.00	0.10
Promień hamowania (promień koła)	Rb	Zadane >>	mm	0	460	0	460
Średnia siła hamująca jednej tarczy (koła) w zestawie kołowym	Qxb	Ff*Γ	kN	0.0	6.0	0.0	6.0
Moment hamujący na jednej tarczy (kole)	Mh	Ff*Γ*Rb	kNm	0.0	2.8	0.0	2.8
Siła hamująca na koło	Pxb	Mh/R	kN	0.0	6.0	0.0	6.0
Siła hamująca na zestaw kołowy	Pbx	2*Pxb	kN	0.0	12.0	0.0	12.0
Moment sił skręcających os podczas hamowania	Mhs	$0,3*P*R$	kNm	0.0	15.2	0.0	15.2
<b>Hamulce cieme klockowe - symetryczne względem środka osi</b>							
Typ hamulca (0 - brak; 1 - po jednej stronie koła; 2 - po obu stronach koła)	TkStat	Zadane >>	-	0	2	0	2
Współczynnik obciążenia	ah	0, 0,3 lub 1	-	0.0	0.3	0.0	0.3
Siła w wieszaku hamulca	Qzb	ah*Ff*Γ	kN	0.0	1.8	0.0	1.8
Pionowa siła przypadająca na bardziej obciążony czop zestawu	P1b	Qzb	kN	0.0	1.8	0.0	1.8
Pionowa siła przypadająca na mniej obciążony czop zestawu	P2b	Qzb	kN	0.0	1.8	0.0	1.8
Reakcja pionowa na kole bardziej obciążonym	DQ1	Qzb	kN	0.0	1.8	0.0	1.8
Reakcja pionowa na kole mniej obciążonym	DQ2	Qzb	kN	0.0	1.8	0.0	1.8
Różnica nacisków klocków między stronami koła	ΔFfx	ah*Ff	kN	0.0	18.0	0.0	18.0
Siła podłużna na kole 1	Qx1b	Pxb + ΔFfx	kN	0.0	24.0	0.0	24.0
Siła podłużna na kole 2	Qx2b	Pxb + ΔFfx	kN	0.0	24.0	0.0	24.0
Siła podłużna na czopie przy kole 1	Px1b	$(Qx1b*(b+s)+Qx2b*(b-s))/b/2$	kN	0.0	24.0	0.0	24.0
Siła podłużna na czopie przy kole 2	Px2b	$(Qx2b*(b+s)+Qx1b*(b-s))/b/2$	kN	0.0	24.0	0.0	24.0
<b>Siły i momenty całkowite</b>							
Pionowa siła przypadająca na bardziej obciążony czop zestawu	P1c	ruch mas+hamowanie	kN	145.0	146.8	112.5	114.3
Pionowa siła przypadająca na mniej obciążony czop zestawu	P2c	ruch mas+hamowanie	kN	112.5	114.3	145.0	146.8
Siła poprzeczna na kole bardziej obciążonym	Y1c	ruch mas	kN	61.8	61.8	30.9	30.9
Siła poprzeczna na kole mniej obciążonym	Y2c	ruch mas	kN	30.9	30.9	61.8	61.8
Sumaryczna siła poprzeczna na zestawie kołowym	Hc	ruch mas	kN	30.9	30.9	-30.9	-30.9
Reakcja pionowa na kole bardziej obciążonym	Q1c	ruch mas+hamowanie	kN	159.9	161.7	97.6	99.4
Reakcja pionowa na kole mniej obciążonym	Q2c	ruch mas+hamowanie	kN	97.6	99.4	159.9	161.7
Siła podłużna na kole 1	Qx1c	ruch mas+hamowanie	kN	22.1	24.0	-22.1	24.0
Siła podłużna na kole 2	Qx2c	ruch mas+hamowanie	kN	-22.1	24.0	22.1	24.0
Siła podłużna na czopie przy kole 1	Px1c	ruch mas+hamowanie	kN	16.6	24.0	-16.6	24.0
Siła podłużna na czopie przy kole 2	Px2c	ruch mas+hamowanie	kN	-16.6	24.0	16.6	24.0
Moment sił skręcający os między kołami - jazda w łuku	MyR	jazda w łuku	kNm	10.2	0.0	10.2	0.0
Siła oddziaływania masy jednej tarczy hamulcowej	Fih	ruch mas+hamowanie	kN	0.0	0.0	0.0	0.0
Reakcja pionowa na tarczy bliżej koła bardziej obciążonego	DQ1h	hamowanie	kN	0.0	0.0	0.0	0.0
Reakcja pionowa na tarczy bliżej koła mniej obciążonego	DQ2h	hamowanie	kN	0.0	0.0	0.0	0.0
Moment sił skręcających os podczas hamowania	Mhs	hamowanie	kNm	0.0	15.2	0.0	15.2

Tab.5.7. Momenty gnące dla wariantu A obciążenia - arkusz obliczeniowy

MOMENTY GNAĆCE			obciążony czop lewy (Wariant A)							
lokalizacja przekroju	odległość od środka	Zależności - Formuły	MX		MZ		MY		MR=(MX+MY+MZ)*0.5	
-	y	-	Łuk	Hamo	Łuk	Hamo	Łuk	Hamo	Łuk	Hamo
-	mm	-	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm
poza płaszczyznę obciążenia	1090.00	MX = MZ = MY = 0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	1000.00		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
między płaszczyznę obciążenia a płaszczyznę toczną	1000.00	MX = P1c*(b-y) MZ = Px1c*(b-y) MY = 0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	930.50		10.1	10.2	1.2	1.7	0.0	0.0	10.1	10.3
	920.50		11.5	11.7	1.3	1.9	0.0	0.0	11.6	11.8
	903.62		14.0	14.1	1.6	2.3	0.0	0.0	14.1	14.3
	868.73		19.0	19.3	2.2	3.2	0.0	0.0	19.2	19.5
750.00	36.2	36.7	4.1	6.0	0.0	0.0	36.5	37.2		
pomiędzy tarczami lub między płaszczyznami tocznymi	750.00	MX = P1c*(b-y)+Y1c*R-Q1c*(s-y)-(Fth+DQ1h)*(s-y) MZ = Px1c*(b-y)-Qx1c*(s-y) MY = MyR lub Mhs	64.7	65.1	4.1	6.0	10.2	15.2	65.6	67.2
	652.36		63.2	63.7	3.6	6.0	10.2	15.2	64.1	65.7
	623.00		62.8	63.2	3.4	6.0	10.2	15.2	63.7	65.3
	0.00		53.5	54.0	0.0	6.0	10.2	15.2	54.5	56.4
pomiędzy tarczami lub między płaszczyznami tocznymi	0.00	MX = P2c*(b+y)+Y2c*R-Q2c*(s+y)-(Fth+DQ2h)*(s+y) MZ = Px2c*(b+y)-Qx2c*(s+y) MY = MyR lub Mhs	53.5	54.0	0.0	6.0	10.2	15.2	54.5	56.4
	-614.50		44.4	44.8	-3.4	6.0	10.2	15.2	45.6	47.7
	-618.50		44.3	44.8	-3.4	6.0	10.2	15.2	45.6	47.7
	-622.50		44.2	44.7	-3.4	6.0	10.2	15.2	45.5	47.6
	-623.00		44.2	44.7	-3.4	6.0	10.2	15.2	45.5	47.6
	-626.50		44.2	44.6	-3.5	6.0	10.2	15.2	45.5	47.5
	-630.50		44.1	44.6	-3.5	6.0	10.2	15.2	45.4	47.5
	-634.50		44.1	44.5	-3.5	6.0	10.2	15.2	45.4	47.4
	-638.50		44.0	44.5	-3.5	6.0	10.2	15.2	45.3	47.4
	-642.50		43.9	44.4	-3.5	6.0	10.2	15.2	45.2	47.3
	-646.50		43.9	44.3	-3.6	6.0	10.2	15.2	45.2	47.3
	-650.50		43.8	44.3	-3.6	6.0	10.2	15.2	45.1	47.2
	-652.36		43.8	44.3	-3.6	6.0	10.2	15.2	45.1	47.2
-654.50	43.8	44.2	-3.6	6.0	10.2	15.2	45.1	47.2		
-750.00	42.3	42.8	-4.1	6.0	10.2	15.2	43.7	45.8		
między płaszczyznę obciążenia a płaszczyznę toczną	-750.00	MX = P2c*(b+y) MZ = Px2c*(b+y) MY = 0	28.1	28.6	-4.1	6.0	0.0	0.0	28.4	29.2
	-868.73		14.8	15.0	-2.2	3.2	0.0	0.0	14.9	15.3
	-903.62		10.8	11.0	-1.6	2.3	0.0	0.0	11.0	11.3
	-920.50		8.9	9.1	-1.3	1.9	0.0	0.0	9.0	9.3
	-930.50		7.8	7.9	-1.2	1.7	0.0	0.0	7.9	8.1
-1000.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
poza płaszczyznę obciążenia	-1000.00	MX = MZ = MY = 0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
-1090.00	0.0		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	

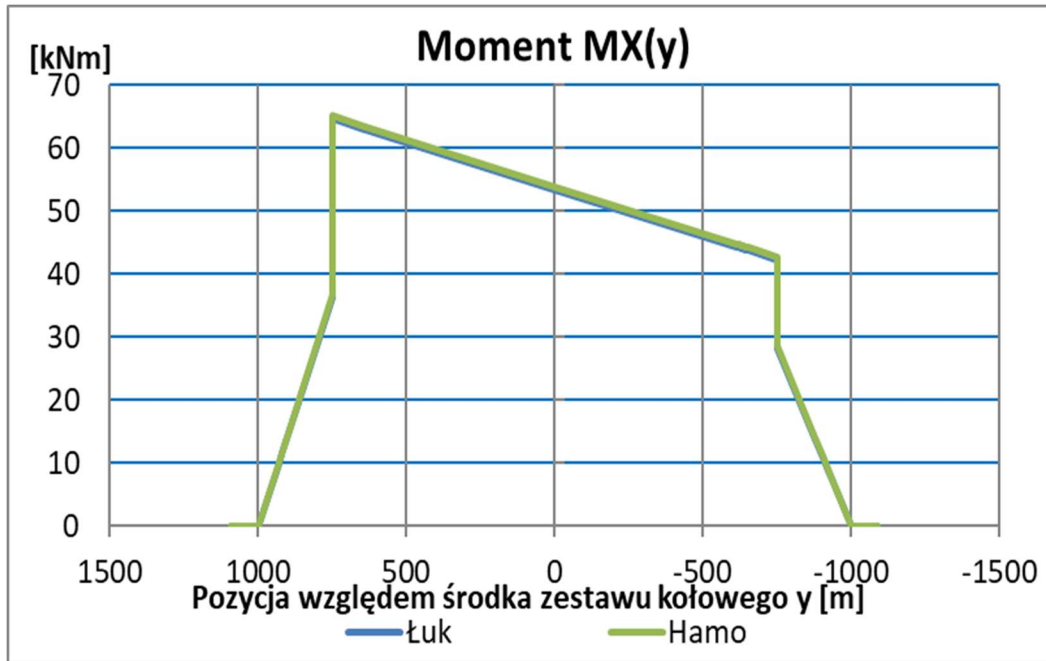
# Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

Tab.5.8. Momenty gnące dla wariantu B obciążenia - arkusz obliczeniowy

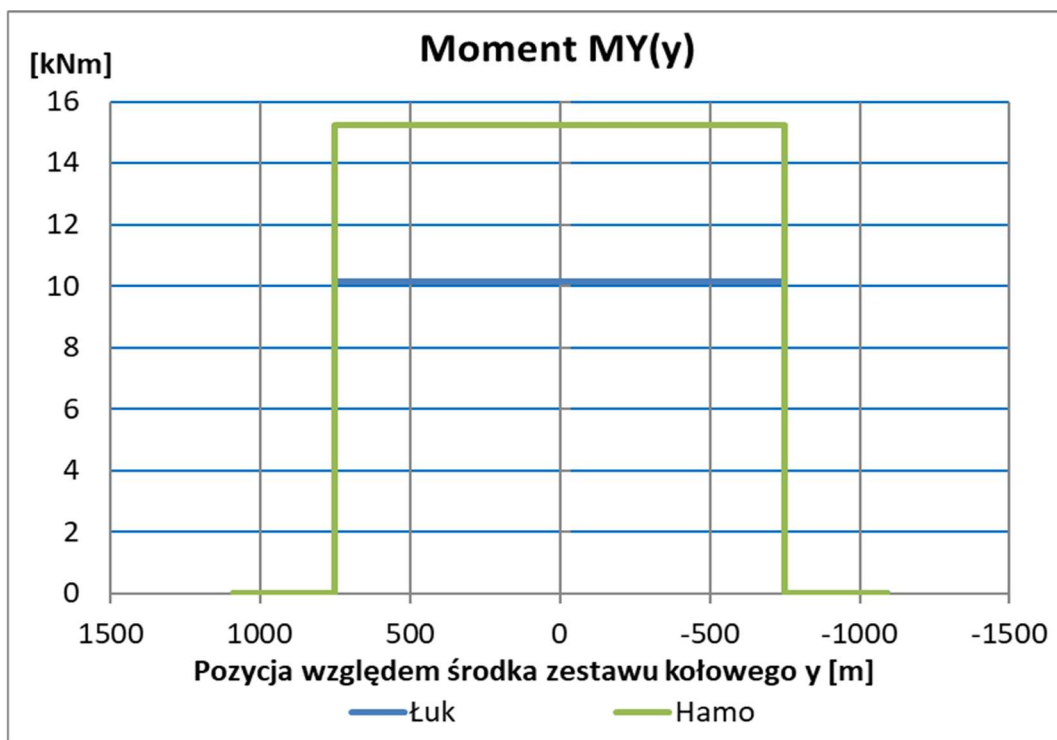
MOMENTY GNAĆE			obciążony czop prawy (Wariant B)							
lokalizacja przekroju	odległość od środka	Zależności - Formuły	MX		MZ		MY		MR=(MX+MY+MZ)*0.5	
-	y	-	Łuk	Hamo	Łuk	Hamo	Łuk	Hamo	Łuk	Hamo
-	mm	-	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm	kNm
poza płaszczyzną obciążenia	1090.00	MX = MZ = MY = 0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	1000.00		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
między płaszczyzną obciążenia a płaszczyzną toczną	1000.00	MX = P1c*(b-y) MZ = Px1c*(b-y) MY = 0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	930.50		7.8	7.9	-1.2	1.7	0.0	0.0	7.9	8.1
	920.50		8.9	9.1	-1.3	1.9	0.0	0.0	9.0	9.3
	903.62		10.8	11.0	-1.6	2.3	0.0	0.0	11.0	11.3
	868.73		14.8	15.0	-2.2	3.2	0.0	0.0	14.9	15.3
750.00	28.1	28.6	-4.1	6.0	0.0	0.0	28.4	29.2		
pomiędzy tarczami lub między płaszczyznami tocznymi	750.00	MX = P1c*(b-y)+Y1c*R-Q1c*(s-y)-(Fth+DQ1h)*(s-y) MZ = Px1c*(b-y)-Qx1c*(s-y) MY = MyR lub Mhs	42.3	42.8	-4.1	6.0	10.2	15.2	43.7	45.8
	652.36		43.8	44.3	-3.6	6.0	10.2	15.2	45.1	47.2
	623.00		44.2	44.7	-3.4	6.0	10.2	15.2	45.5	47.6
	0.00		53.5	54.0	0.0	6.0	10.2	15.2	54.5	56.4
pomiędzy tarczami lub między płaszczyznami tocznymi	0.00	MX = P2c*(b+y)+Y2c*R-Q2c*(s+y)-(Fth+DQ2h)*(s+y) MZ = Px2c*(b+y)-Qx2c*(s+y) MY = MyR lub Mhs	53.5	54.0	0.0	6.0	10.2	15.2	54.5	56.4
	-614.50		62.7	63.1	3.4	6.0	10.2	15.2	63.6	65.2
	-618.50		62.7	63.2	3.4	6.0	10.2	15.2	63.6	65.3
	-622.50		62.8	63.2	3.4	6.0	10.2	15.2	63.7	65.3
	-623.00		62.8	63.2	3.4	6.0	10.2	15.2	63.7	65.3
	-626.50		62.8	63.3	3.5	6.0	10.2	15.2	63.7	65.4
	-630.50		62.9	63.3	3.5	6.0	10.2	15.2	63.8	65.4
	-634.50		63.0	63.4	3.5	6.0	10.2	15.2	63.9	65.5
	-638.50		63.0	63.5	3.5	6.0	10.2	15.2	63.9	65.5
	-642.50		63.1	63.5	3.5	6.0	10.2	15.2	64.0	65.6
	-646.50		63.1	63.6	3.6	6.0	10.2	15.2	64.0	65.7
	-650.50		63.2	63.6	3.6	6.0	10.2	15.2	64.1	65.7
	-652.36		63.2	63.7	3.6	6.0	10.2	15.2	64.1	65.7
-654.50	63.3	63.7	3.6	6.0	10.2	15.2	64.2	65.8		
-750.00	64.7	65.1	4.1	6.0	10.2	15.2	65.6	67.2		
między płaszczyzną obciążenia a płaszczyzną toczną	-750.00	MX = P2c*(b+y) MZ = Px2c*(b+y) MY = 0	36.2	36.7	4.1	6.0	0.0	0.0	36.5	37.2
	-868.73		19.0	19.3	2.2	3.2	0.0	0.0	19.2	19.5
	-903.62		14.0	14.1	1.6	2.3	0.0	0.0	14.1	14.3
	-920.50		11.5	11.7	1.3	1.9	0.0	0.0	11.6	11.8
	-930.50		10.1	10.2	1.2	1.7	0.0	0.0	10.1	10.3
-1000.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0		
poza płaszczyzną obciążenia	-1000.00	MX = MZ = MY = 0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	-1090.00		0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Tab.5.9. Naprężenia i współczynniki bezpieczeństwa w przekrojach charakterystycznych

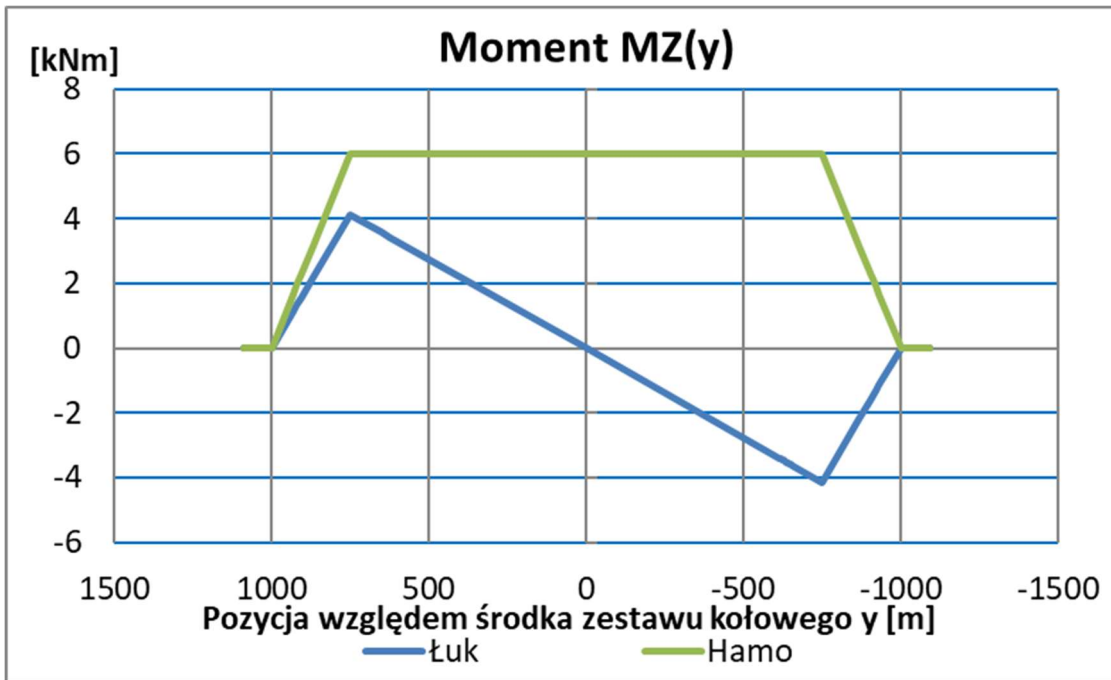
strefa: 1- oś; 2 - osadzenie kół, tarcz ham itd.																	
U: -1-walcowa; 0-skok; 1-rowek																	
Lp	strefa	D mm	d mm	r mm	d' mm	U	X	Y	A	B	K	Jxx mm <sup>4</sup>	naprężenia powierzchnia			wsp	
													Zgr MPa	Łuk MPa	Hamo MPa	Łuk	Hamo
-	1	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	200	0.0	0.0	-	-
-	2	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	120	0.0	0.0	-	-
1	2	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	120	0.0	0.0	-	-
2	2	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	120	47.0	47.9	<b>2.55</b>	<b>2.50</b>
3	1	160.0	130.0	40		0	0.31	1.23	0.02	1.00	1.02	1.4E+07	200	54.9	55.9	<b>3.65</b>	<b>3.58</b>
4	1	160.0	130.0	8		0	0.06	1.23	0.21	1.00	1.21	1.4E+07	200	79.0	80.5	<b>2.53</b>	<b>2.48</b>
5	1	260.0	160.0	25		0	0.16	1.63	0.18	1.00	1.18	3.2E+07	200	56.4	57.5	<b>3.55</b>	<b>3.48</b>
6	2	0.0	205.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	8.7E+07	120	43.1	44.0	<b>2.78</b>	<b>2.73</b>
7	2	0.0	205.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	8.7E+07	120	77.6	79.4	<b>1.55</b>	<b>1.51</b>
8	1	260.0	173.0	15		0	0.09	1.50	0.29	1.00	1.29	4.4E+07	200	162.5	166.6	<b>1.23</b>	<b>1.20</b>
9	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	127.4	130.7	<b>1.57</b>	<b>1.53</b>
10	1	173.0	173.0	0		-1	0.00	1.00	0.00	1.00	1.00	4.4E+07	200	107.1	110.9	<b>1.87</b>	<b>1.80</b>
11	1	173.0	173.0	0		-1	0.00	1.00	0.00	1.00	1.00	4.4E+07	200	107.1	110.9	<b>1.87</b>	<b>1.80</b>
12	1	0.0	173.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	4.4E+07	200	125.0	128.3	<b>1.60</b>	<b>1.56</b>
13	1	0.0	173.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	4.4E+07	200	125.2	128.4	<b>1.60</b>	<b>1.56</b>
14	1	0.0	173.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	4.4E+07	200	125.3	128.5	<b>1.60</b>	<b>1.56</b>
15	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	127.4	130.7	<b>1.57</b>	<b>1.53</b>
16	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	127.5	130.8	<b>1.57</b>	<b>1.53</b>
17	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	127.7	130.9	<b>1.57</b>	<b>1.53</b>
18	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	127.8	131.0	<b>1.57</b>	<b>1.53</b>
19	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	127.9	131.1	<b>1.56</b>	<b>1.53</b>
20	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	128.0	131.3	<b>1.56</b>	<b>1.52</b>
21	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	128.1	131.4	<b>1.56</b>	<b>1.52</b>
22	1	260.0	173.0	75		0	0.43	1.50	0.02	1.00	1.02	4.4E+07	200	128.3	131.5	<b>1.56</b>	<b>1.52</b>
23	1	260.0	173.0	15		0	0.09	1.50	0.29	1.00	1.29	4.4E+07	200	162.5	166.6	<b>1.23</b>	<b>1.20</b>
24	1	260.0	173.0	15		0	0.09	1.50	0.29	1.00	1.29	4.4E+07	200	162.6	166.7	<b>1.23</b>	<b>1.20</b>
25	2	0.0	205.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	8.7E+07	120	77.6	79.4	<b>1.55</b>	<b>1.51</b>
26	2	0.0	205.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	8.7E+07	120	43.1	44.0	<b>2.78</b>	<b>2.73</b>
27	1	260.0	160.0	25		0	0.16	1.63	0.18	1.00	1.18	3.2E+07	200	56.4	57.5	<b>3.55</b>	<b>3.48</b>
28	1	160.0	130.0	8		0	0.06	1.23	0.21	1.00	1.21	1.4E+07	200	79.0	80.5	<b>2.53</b>	<b>2.48</b>
29	1	160.0	130.0	40		0	0.31	1.23	0.02	1.00	1.02	1.4E+07	200	54.9	55.9	<b>3.65</b>	<b>3.58</b>
30	2	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	120	47.0	47.9	<b>2.55</b>	<b>2.50</b>
31	2	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	120	0.0	0.0	-	-
-	2	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	120	0.0	0.0	-	-
-	1	0.0	130.0	0		-1	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.4E+07	200	0.0	0.0	-	-



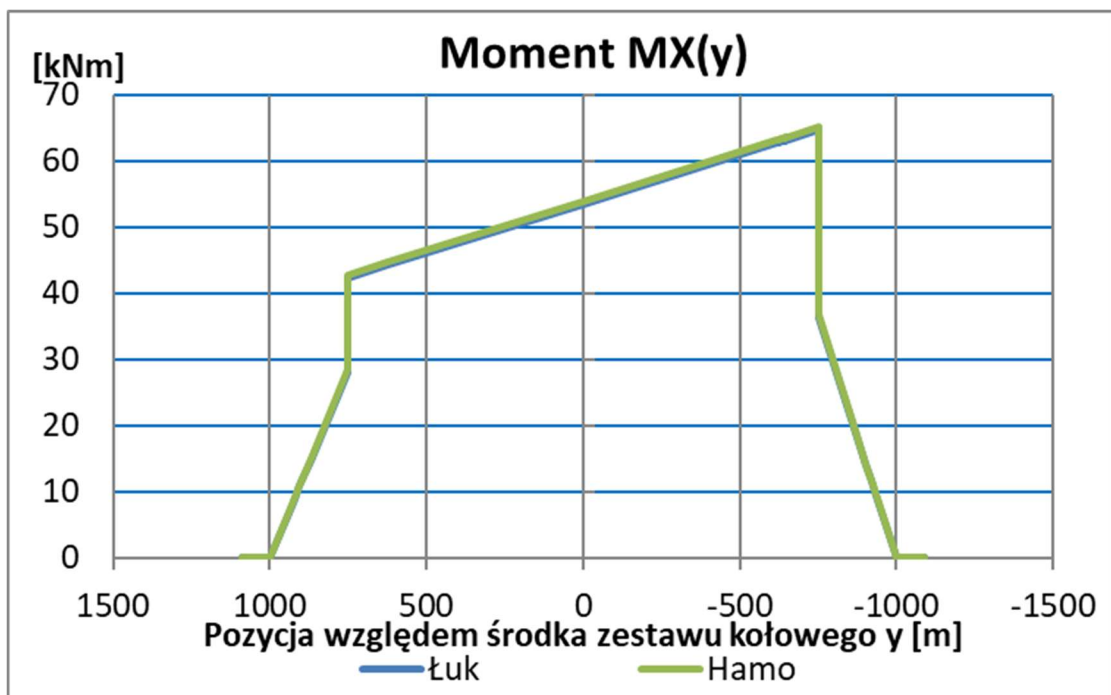
Rys. 5.5. Przebieg momentu MX -Wariant A (bardziej obciążona strona lewa zestawu kołowego)



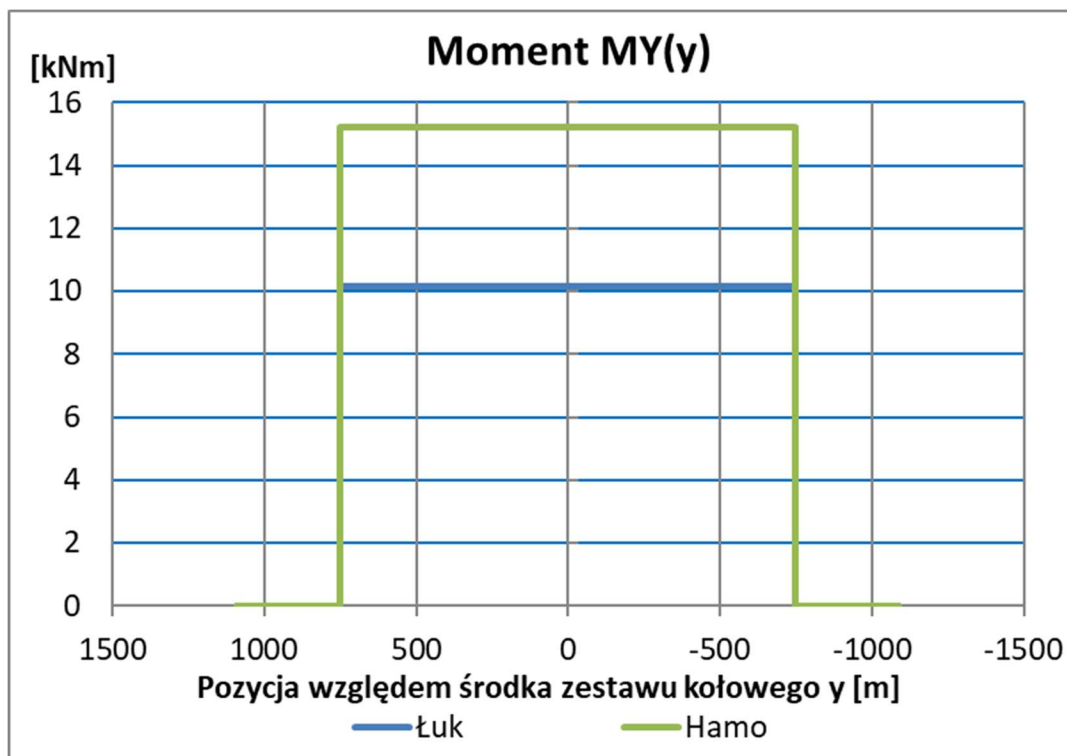
Rys. 5.6. Przebieg momentu MY -Wariant A (bardziej obciążona strona lewa zestawu kołowego)



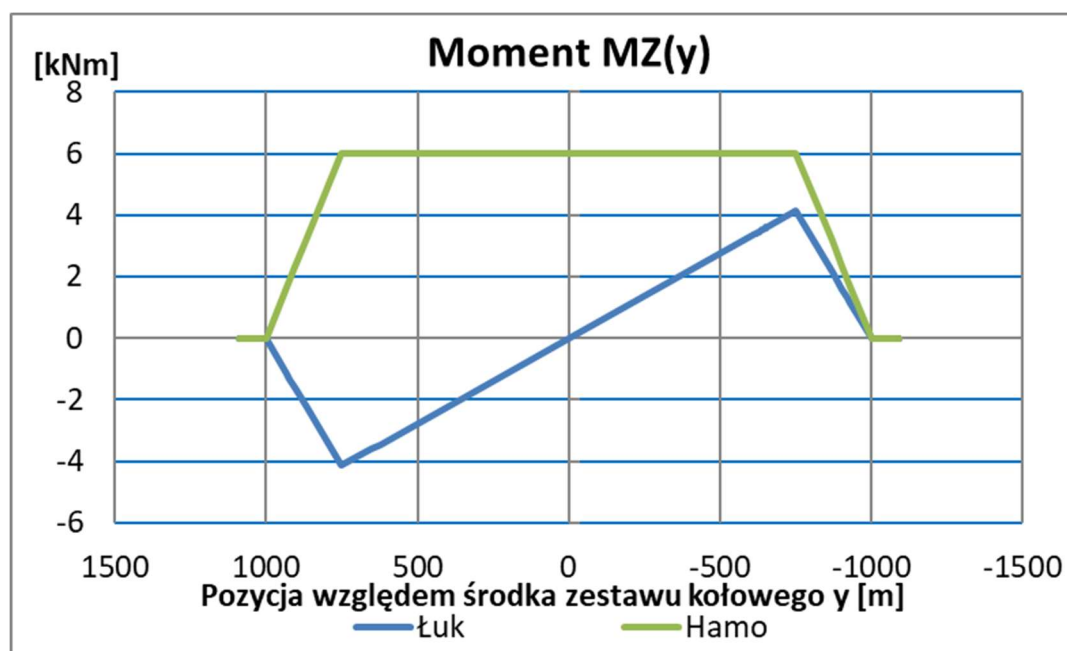
Rys. 5.7. Przebieg momentu MZ -Wariant A (bardziej obciążona strona lewa zestawu kołowego)



Rys. 5.8. Przebieg momentu MX -Wariant B (bardziej obciążona strona prawa zestawu kołowego)



Rys. 5.9. Przebieg momentu MY -Wariant B (bardziej obciążona strona prawa zestawu kołowego)



Rys. 5.10. Przebieg momentu MZ -Wariant B (bardziej obciążona strona prawa zestawu kołowego)

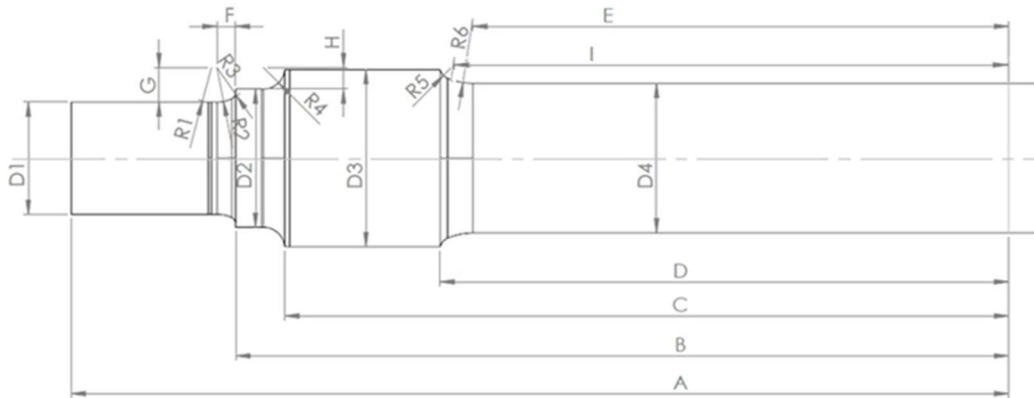
### 5.5. Program łączący badania analityczne z MES

W celu usprawnienia procesu obliczeniowego oraz zapewnienia spójności danych wejściowych w analizach porównawczych, opracowano zintegrowane narzędzie łączące metodykę obliczeń analitycznych z przygotowaniem modeli numerycznych do analizy metodą elementów skończonych (MES). Arkusz obliczeniowy przedstawiony powyżej zawiera także zakładkę dotyczącą danych wymiarowych badanej osi (rys.5.10). Zakładka ta pełni funkcję interfejsu do przygotowania danych dla modelu potrzebnego do badań numerycznych. Zawiera tabelę z zestawem wymiarów geometrycznych badanej osi, wymaganych do zbudowania modelu CAD. Część parametrów geometrycznych, oznaczona w arkuszu kolorem szarym, jest automatycznie pobierana z pierwszej zakładki, co eliminuje konieczność ich ponownego wprowadzania i minimalizuje ryzyko błędu użytkownika. Pozostałe dane geometryczne, których nie można jednoznacznie wyznaczyć z obliczeń, należy uzupełnić ręcznie zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną. Po wprowadzeniu wszystkich wymaganych wartości, użytkownik uruchamia proces generowania modelu, klikając przycisk oznaczony jako „ABAQUS”. W tym momencie aktywowane jest makro w arkuszu Excel, które otwiera przygotowany skrypt w języku Python [załącznik 1]. Skrypt ten, wykorzystując bibliotekę CadQuery odczytuje dane z arkusza kalkulacyjnego, a następnie, na podstawie zdefiniowanych zależności matematycznych, tworzy trójwymiarową geometrię osi w formacie .step. Biblioteka CadQuery umożliwia parametryczne modelowanie bryłowe poprzez precyzyjne definiowanie kształtów i wymiarów w oparciu o dane wejściowe, co zapewnia pełną kontrolę nad procesem konstrukcji modelu 3D. Plik ten może być bezpośrednio zaimportowany do środowiska ABAQUS lub innego kompatybilnego oprogramowania MES, gdzie możliwe jest przeprowadzenie analizy numerycznej.

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

oznaczenie	wymiary	oznaczenie średnice	wymiary	połowa	oznaczenie promienie	wymiary	wymiary	
A	1090	D1	130	65	R1	40	F	21.5
B	898.5	D2	160	80	R2	40	G	39.85
C	841.64	D3	205	102.5	R3	8	H	24.9
D	661	D4	173	86.5	R4	25		
E	623				R5	15		
I	646.5				R6	75		

ABAQUS



Rys.5.10. Zakładka w arkuszu obliczeniowym łącząca badania analityczne z MES

Zaproponowane rozwiązanie skraca czas przygotowania modelu numerycznego oraz pozwala na utrzymanie pełnej zgodności między założeniami obliczeń analitycznych a geometrią analizowaną w środowisku MES. Umożliwia również szybkie przeprowadzanie analiz wariantowych poprzez łatwą modyfikację danych wejściowych w arkuszu. Integracja metod analitycznych z numerycznym modelowaniem 3D stanowi zatem efektywne narzędzie wspomagające proces projektowania i weryfikacji konstrukcji.

## 6. Badania stanowiskowe

Badania stanowiskowe są kluczowym narzędziem w inżynierii materiałowej, szczególnie w zakresie analizy wytrzymałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych. Ich podstawowym celem jest dokładne odwzorowanie rzeczywistych warunków eksploatacyjnych oraz ocena trwałości badanego obiektu pod wpływem cyklicznych obciążeń. W kontekście elementów takich jak osie zestawów kołowych, które są narażone na intensywne, powtarzające się obciążenia dynamiczne, badania stanowiskowe pozwalają na symulację rzeczywistych warunków pracy, co zapewnia większą dokładność wyników w porównaniu do uproszczonych metod badawczych.

Chociaż badania na pomniejszych próbkach materiałów są bardziej przystępne pod względem kosztów i prostsze do przeprowadzenia, ich wyniki mogą nie zawsze w pełni odzwierciedlać rzeczywiste warunki eksploatacyjne. Złożone geometrie oraz specyficzne cechy rzeczywistych elementów, takie jak karby, chropowatość powierzchni czy mikrostruktura materiału, mogą mieć znaczący wpływ na rzeczywistą wytrzymałość zmęczeniową, co może być pomijane w badaniach na mniejszych próbkach. Dlatego badania stanowiskowe na pełnowymiarowych elementach, takich jak osie zestawów kołowych, oferują istotne korzyści.

Jednak, mimo zalet, badania wielkogabarytowe osi kolejowych są bardzo czasochłonne i kosztowne. Z tego względu często stosuje się badania na mniejszych próbkach w celu przeprowadzenia wstępnej analizy zmęczeniowej. Ivo Černý w [40] przedstawił szczegółowo problemy związane z badaniami wielkogabarytowymi osi kolejowych, zwracając uwagę na trudności organizacyjne i finansowe. Autorzy pracy [41] z kolei opisali zagadnienie przenoszenia parametrów propagacji pęknięć z próbek o małej skali na elementy w skali rzeczywistej, co stanowi istotny problem w zapewnieniu miarodajności wyników badań. Podobnie, M. Filippini, M. Luke, I. Varfolomeev, D. Regazzi i S. Beretta [42] skupili się na analizach zmęczeniowych w małej skali, stosowanych w celu oceny uszkodzeń według norm europejskich. Wyniki porównania badań zmęczeniowych wyprodukowanych osi kolejowych z badaniami na pomniejszych egzemplarzach można znaleźć w opracowaniu [43].

Pomimo istnienia licznych badań na próbkach o mniejszej skali, badania wielkogabarytowe wciąż są najdokładniejszą formą analizy zmęczeniowej konkretnych osi. Pozwalają nie tylko na ocenę poprawności wykonania osi, ale również umożliwiają wrywkowe badanie jakości materiału w całej serii produkcyjnej. Dzięki pełnowymiarowym badaniom stanowiskowym można precyzyjnie sprawdzić trwałość zmęczeniową materiału, eliminując problemy związane z nieprecyzyjnymi wynikami skalowanych prób. Przykłady innych badań

zmęczeniowych na pełnowymiarowych osiach przedstawiono m.in. w [45], gdzie analizowano propagację pęknięć w osiach kolejowych, oraz w [46], gdzie poddano testom osie ze sztucznymi mikronacięciami. Zasady działania maszyn zmęczeniowych opisano również w [47].

W celu przeprowadzenia dokładnych badań wielkogabarytowych na stanowisko 18SB przeznaczone do badań wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych, znajdującym się w Laboratorium Badań Materiałowych w Sieć Badawcza Łukasiewicz – Poznańskim Instytucie Technologicznym, została dostarczona oś w formie półzestawu, czyli osi oraz jednego wtłoczonego koła. Koło zostało wtłoczone na oś z zachowaniem normalnie stosownych sił i tolerancji. Badania obejmowały wykonanie dla każdej osi próby zmęczeniowej w zakresie 10 mln cykli. Badania osi wykonano w oparciu o pkt D.4.3. normy PN-EN 13103-1+A1:2023-05 [3].

### 6.1. Opis badania doświadczalnego

Maszyna przeznaczona do badań zmęczeniowych osi zestawów kołowych (rys.6.1) została zaprojektowana i wykonana w Zakładzie Przemysłu Metalowego H. Cegielski w Poznaniu, na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej opracowanej przez Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Pojazdów Szynowych, obecnie funkcjonujący jako Sieć Badawcza Łukasiewicz – Poznański Instytut Technologiczny. Jest to oryginalne rozwiązanie, stworzone w Polsce, które odpowiada na istotny problem związany z brakiem rzeczywistych charakterystyk zmęczeniowych osi zestawów kołowych, uwzględniających takie czynniki jak rzeczywiste wymiary, kształty geometryczne osi, obecność karbów oraz chropowatość powierzchni.

Wcześniejsze badania zmęczeniowe często opierały się na uproszczonych modelach, które nie odzwierciedlały pełnej złożoności rzeczywistych warunków eksploatacyjnych. Stąd wynikała potrzeba opracowania nowej maszyny badawczej, zdolnej do przeprowadzania testów na rzeczywistych osiach w warunkach jak najbardziej zbliżonych do rzeczywistych obciążeń. Opisana metodyka badania stanowiskowego została szczegółowo przedstawiona przez Stasiaka [56], gdzie podkreślono znaczenie testów wykonywanych na rzeczywistych osiach zestawów kołowych.

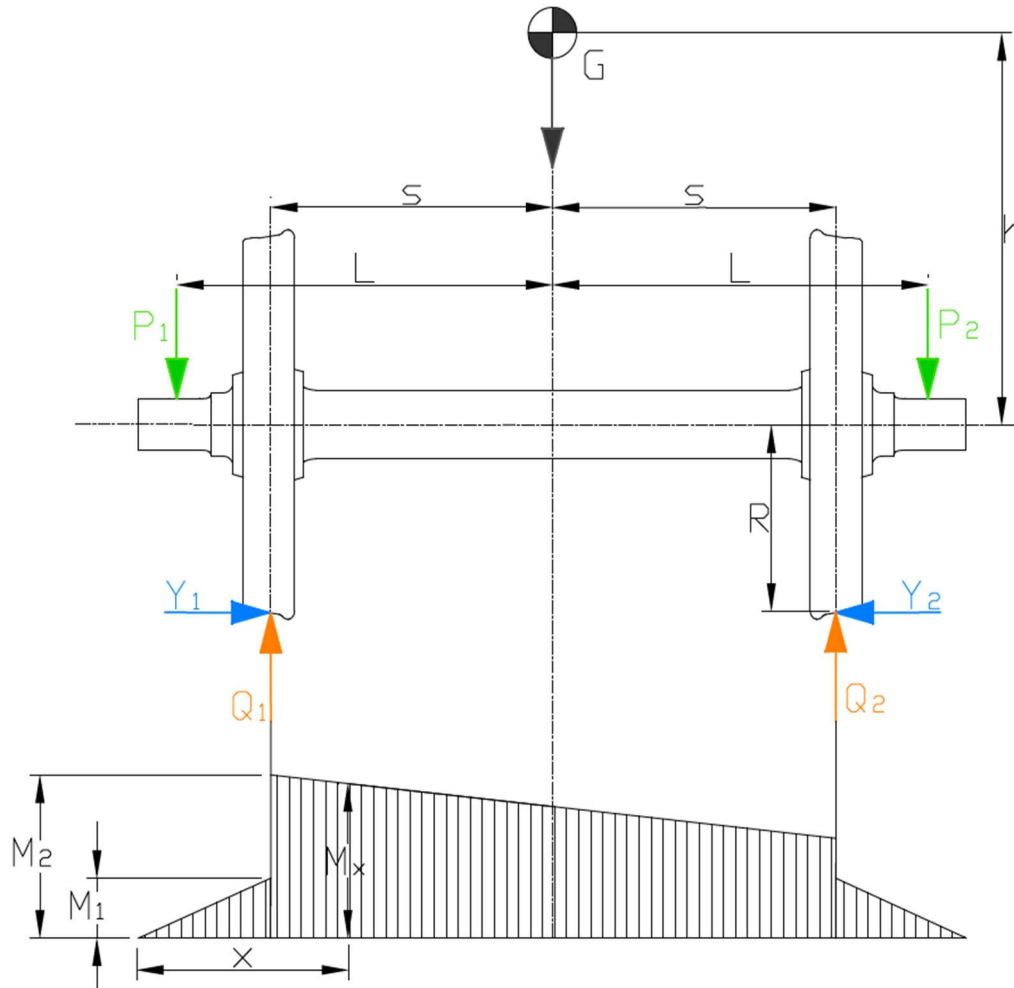


Rys.6.1. Widok maszyny zmęczeniowej do badań osi i kół zestawów kołowych

Odwołując się do przyjętego modelu obciążeń zewnętrznych działających na zestaw kołowy podczas obliczeń analitycznych jest to układ pokazany na rys. 6.2. W wyniku działania takiego układu sił w osi występuje moment gnący, którego przebieg jest bardzo charakterystyczny. W czopie pod piastą koła następuje uskok momentu gnącego, wyraźnie wskazujący na to, że różnica momentów przenoszona jest przez piastę koła. Piasta koła, uczestnicząc w przejmowaniu momentu gnącego zmienia ona jednocześnie obciążenia wewnętrzne (naciski wywołane montażem) między piastą, a osią i zwiększa tym samym efekt

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

działania karbu nasadzenia koła na oś. Nie pozostaje to bez wpływu na obniżenie wytrzymałości zmęczeniowej w podpiąści koła. Zagadnienie to, zostało uwzględnione w sposobie obciążenia próbek osi zestawu kołowego na maszynie zmęczeniowej.



Rys.6.2. Układ obciążenia oraz przebieg momentów gnących w osi zestawu kołowego w czasie ruchu pojazdu szynowego

Maszyna zmęczeniowa, użyta w tych badaniach, opiera się na układzie konstrukcyjnym, który bazuje na zastosowaniu sił odśrodkowych generowanych przez wirujące masy z utrzymaniem stałej prędkości kątowej. Próbkę osi o rzeczywistych wymiarach jest zamocowana pionowo do korpusu maszyny, natomiast koło toczne, zamontowane na tej osi, jest stabilizowane za pomocą specjalnych uchwytów kotwiczących. Siły  $P_1$  i  $P_2$  (o wartościach odpowiednio: 42,39 i 156,90 [kN]), które obciążają bezpośrednio próbkę, wywoływane są przez pulsatory odśrodkowe, zamontowane na jej końcach. Pozostałe dwa pulsatory, które wywołują siły  $Q_1$  i  $Q_2$  służą do dynamicznego wyważania sił, które to działają na fundament maszyny. Zarówno pulsator górny jak i dolny napędzany jest oddzielnym silnikiem prądu stałego,

zasilanym ze wspólnego układu napędowego z pulpitu sterującego. W środkowej części kolumny znajdują się czujniki bezpieczeństwa, które w przypadku styku z próbką osi powodują niezwłoczne wyłączenie układu napędowego oraz zatrzymanie maszyny. Taka konfiguracja pozwala na wierne odwzorowanie warunków pracy osi podczas rzeczywistej eksploatacji pojazdów szynowych, co znacząco zwiększa wiarygodność wyników badań zmęczeniowych oraz umożliwia ocenę trwałości osi w warunkach dynamicznych.

Na stanowisku badawczym stosuje się fakt, że taki sam efekt wytrzymałościowy dla osi i koła zestawu uzyskuje się, gdy badana oś wiruje a wektor obciążenia jest nieruchomy (sytuacja w eksploatacji) jak i w przypadku gdy wirują niezrównoważone masy wywołujące siłę odśrodkową równą:

$$P_i = m_i \cdot r_i \cdot \omega^2$$

gdzie:

$m_i$  – masa pulsatora

$r_i$  – promień bezwładności

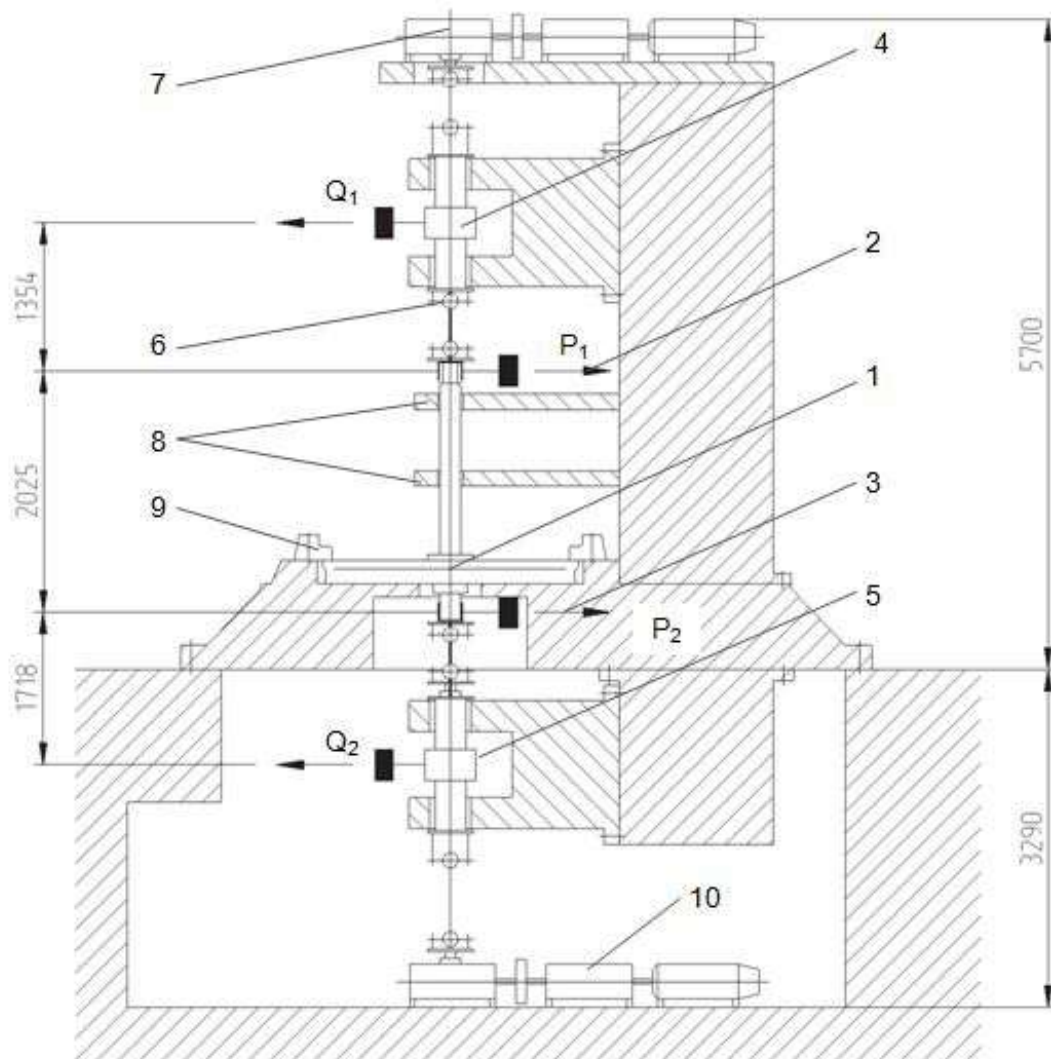
$\omega$  – prędkość kątowa

Obliczenia nastaw poszczególnych pulsatorów dla zadanych sił obciążających oś są przeprowadzane za pomocą dedykowanego programu komputerowego. Maszyna zmęczeniowa, której schemat został przedstawiony na rysunku 6.3, jest wyposażona w cyfrowy miernik prędkości obrotowej oraz licznik cykli, co pozwala na precyzyjną kontrolę parametrów testowych.

Badania tensometryczne są jedną z podstawowych metod służących do pomiaru odkształceń materiałów poddawanych obciążeniom mechanicznym. Tensometry, zwane także czujnikami odkształceń, to urządzenia pomiarowe, które reagują na odkształcenia elementu, do którego są przymocowane, zmieniając swoją rezystancję elektryczną. Ta zmiana rezystancji jest proporcjonalna do odkształceń mechanicznych, co pozwala na precyzyjną analizę naprężeń i odkształceń w różnych punktach badanego materiału. Wyróżnia się kilka typów tensometrów, takich jak mechaniczne, optyczne, elektryczne, pneumatyczne, hydrauliczne oraz strunowe. Obecnie najczęściej stosowane są tensometry elektryczne, które charakteryzują się wysoką dokładnością oraz zdolnością do rejestrowania nawet minimalnych odkształceń. Umożliwiają one jednoczesny pomiar odkształceń w wielu punktach konstrukcji, niezależnie od jej kształtu czy rozmiarów, co czyni je szczególnie przydatnymi w analizach konstrukcji o złożonej geometrii.

W badaniach tensometrycznych, tensometry są najczęściej przyklejane do powierzchni badanego obiektu, a następnie poddawane są obciążeniom, które wywołują zmiany w strukturze materiału. Mierząc te zmiany, możliwe jest określenie rozkładu naprężeń oraz identyfikacja miejsc, które są najbardziej narażone na uszkodzenia, pęknięcia czy inne problemy związane ze zmęczeniem materiału. Tensometry mogą być stosowane w różnorodnych badaniach, zarówno statycznych, jak i dynamicznych, co czyni je niezastąpionym narzędziem w analizie wytrzymałościowej elementów mechanicznych.

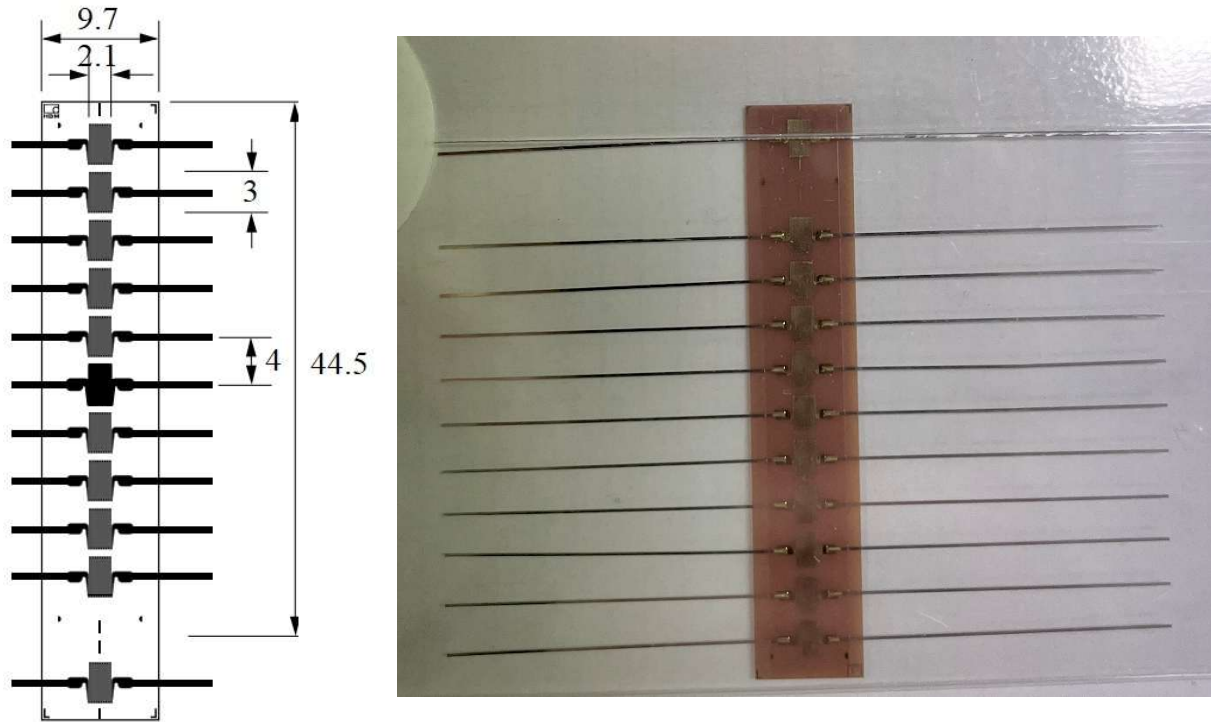
W kontekście badań zmęczeniowych osi zestawów kołowych, tensometry odgrywają kluczową rolę w monitorowaniu odkształceń w newralgicznych punktach osi, takich jak miejsca połączeń z piastami kół czy obszary, w których mogą występować koncentracje naprężeń. Dzięki zastosowaniu tensometrów można precyzyjnie określić, jak zachowuje się oś podczas eksploatacji i jak siły dynamiczne wpływają na jej wytrzymałość w długotrwałym użytkowaniu.



Rys.6.3.Schemat maszyny zmęczeniowej do badań osi i kół zestawów kołowych

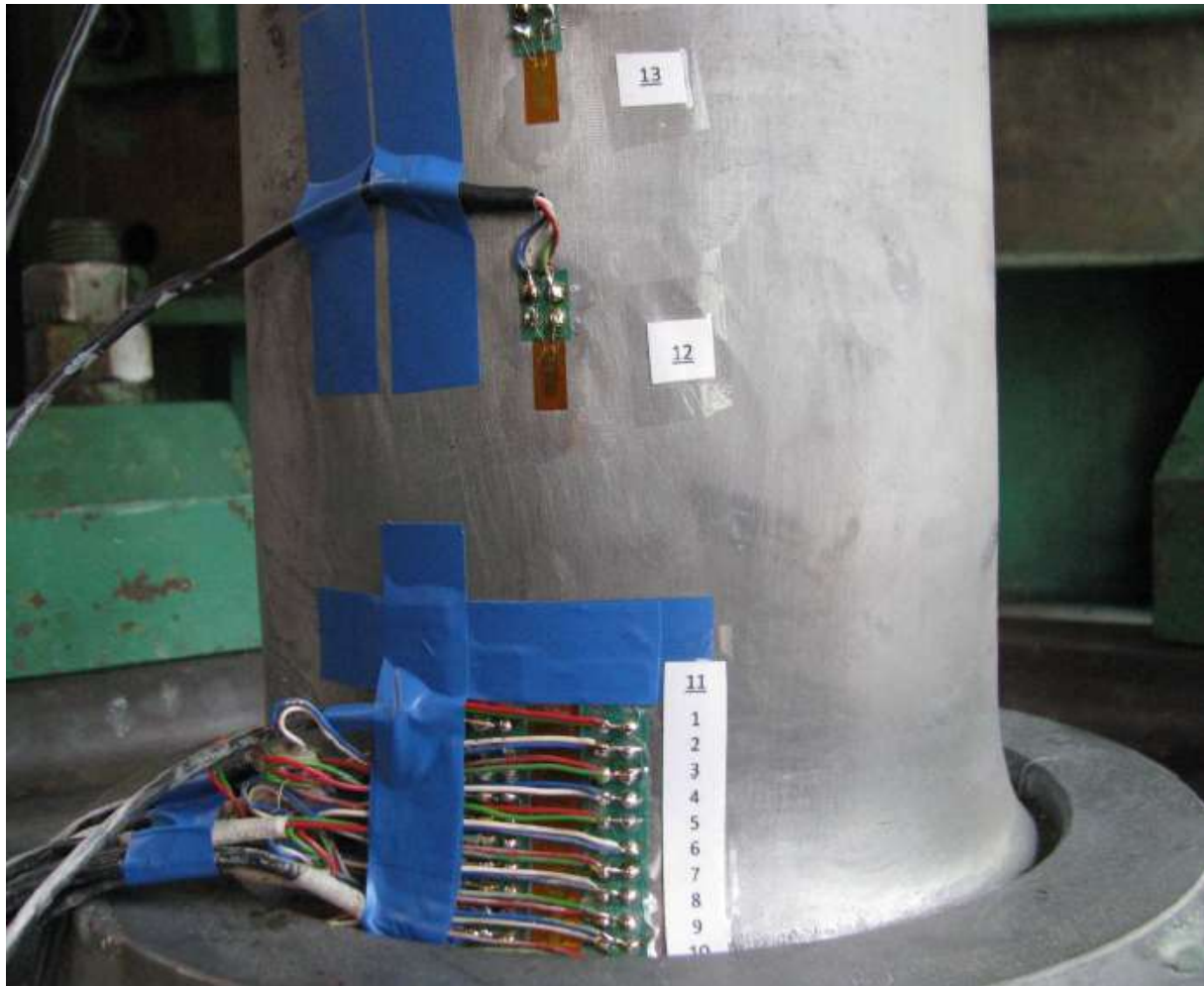
1 – badana próbka , 2 – pulsator obciążający górny , 3 – pulsator obciążający dolny , 4 – pulsator odciążający górny , 5 – pulsator odciążający dolny , 6 – wał Cardana , 7 – przekładnia kąтова , 8 – zabezpieczenie , 9 – mocowanie próbki , 10 – napęd maszyny

Na promieniu przejściowym osi zestawu kołowego naklejono pasek tensometrów, zawierający zestaw składający się z 1 głównego i 10 dodatkowych tensometrów typu KY11 4/120 produkcji HBM(rys.6.4). Tensometry te mają bazę pomiarową wynoszącą 3 mm oraz rezystancję 120  $\Omega$ , a ich rozmieszczenie jest równomierne co 4 mm. Dodatkowy tensometr nr 11 został umieszczony w odległości 8 mm od poprzedniego, a tensometr nr 10 znajdował się około 5 mm od miejsca połączenia osi z piastą koła. Takie rozmieszczenie pozwala na dokładne monitorowanie odkształceń i naprężeń występujących w najbardziej narażonych na zmęczenie miejscach osi.



Rys.6.4. Schemat i widok na pasek tensometrów typu KY11 4/120 produkcji HBM[57]

Dodatkowo, w celu monitorowania siły generowanej przez pulsator, na osi zamocowano dwa dodatkowe tensometry typu LY11 6/120 firmy HBM w odległościach 100 mm i 150 mm od piasty koła. Rozmieszczenie tensometrów na osi zostało szczegółowo zilustrowane na rysunku 6.5, co umożliwi precyzyjne odwzorowanie lokalizacji mierzonych naprężeń oraz dostarcza danych do analizy zachowania osi pod obciążeniem dynamicznym. Taka konfiguracja systemu tensometrycznego zapewnia wysoką dokładność pomiarów oraz kontrolę nad siłami działającymi na oś, co jest kluczowe dla oceny trwałości i wytrzymałości materiału w testach zmęczeniowych. Pomiar tensometryczny wykonano wzmacniaczem pomiarowym typu MGCPlus z użyciem licencjonowanego programu Catman.



Rys.6.5. Rozmieszczenie tensometrów na badanych osiach

Podczas badań zmęczeniowych zestawów kołowych, istotnym elementem jest wprowadzenie odpowiedniego momentu gnącego w oś zestawu, co symuluje warunki pracy osi w rzeczywistej eksploatacji. Moment gnący jest wynikiem działania sił zewnętrznych, takich jak obciążenia pochodzące od masy pojazdu oraz siły dynamiczne wynikające z ruchu zestawu kołowego. W badaniach laboratoryjnych, ten moment gnący jest odtwarzany poprzez zastosowanie odpowiednich obciążeń na tarczę koła, co zostało zilustrowane na rysunku 6.6.

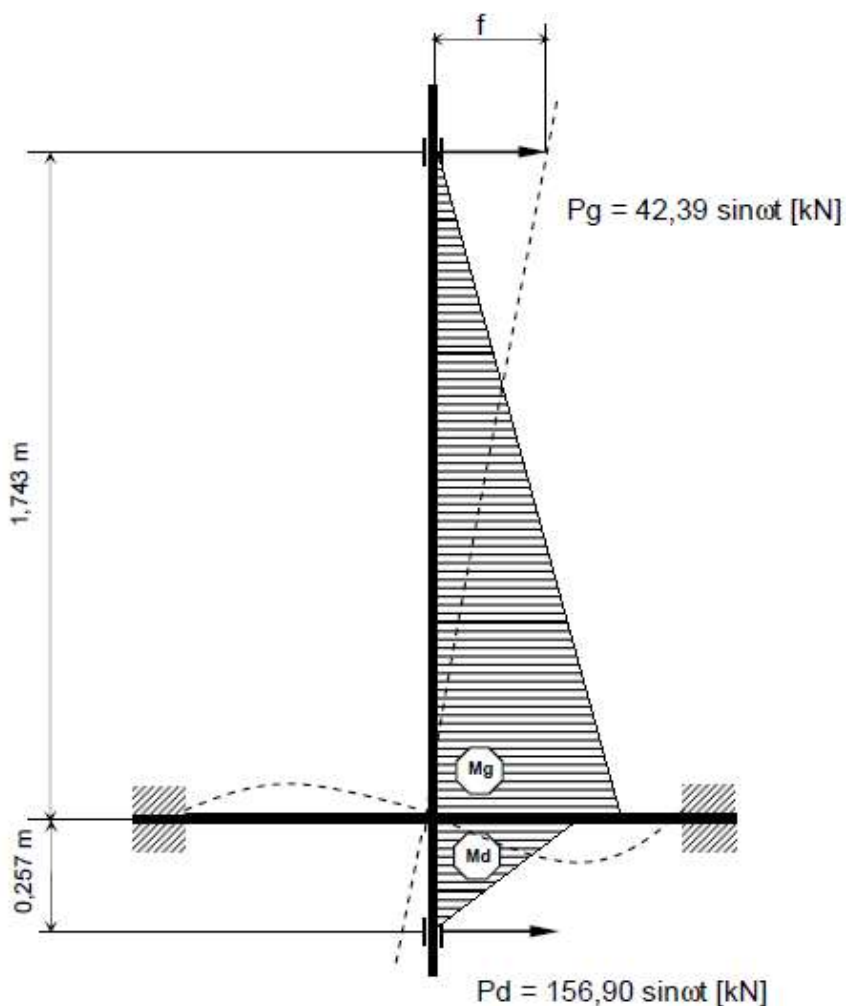
Zastosowanie momentu gnącego w tarczę koła powoduje powstanie naprężeń w osi, które odzwierciedlają warunki rzeczywistego użytkowania w pojazdach szynowych. Dzięki temu możliwe jest dokładne odwzorowanie rozkładu naprężeń i ich wpływu na trwałość osi. Badanie to pozwala na ocenę wytrzymałości zmęczeniowej osi, czyli jej zdolności do wytrzymywania wielokrotnych cykli obciążeń bez ryzyka uszkodzenia lub pęknięcia.

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

W badaniu doświadczalnym na stanowisku 18SB przeznaczonym do badań wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych, znajdującym się w Laboratorium Badań Materiałowych w Sieć Badawcza Łukasiewicz – Poznańskim Instytucie Technologicznym, moment gnący jest generowany przez pulsatory, które przekazują określoną wartość siły na koło oraz na wolny czop na górze osi, co w efekcie wywołuje odpowiedni moment gnący w osi. Precyzyjne kontrolowanie tego momentu jest kluczowe dla prawidłowego przebiegu testu, ponieważ zbyt niski moment nie odda pełnych warunków eksploatacyjnych, natomiast zbyt wysoki może prowadzić do przedwczesnego uszkodzenia badanego elementu.

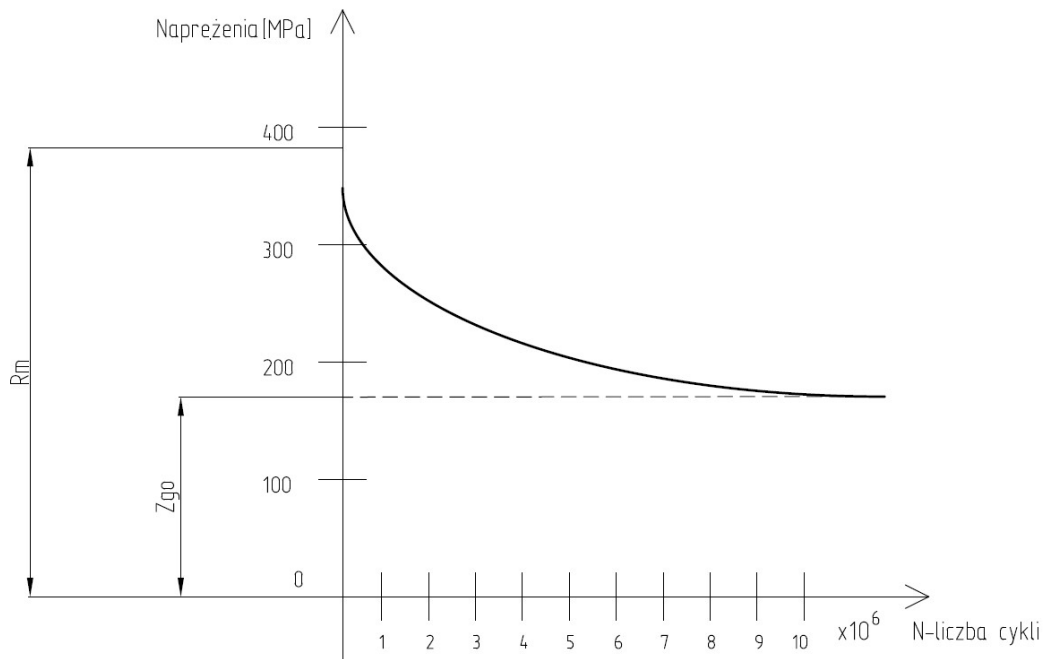
Moment gnący wprowadzony w tarczę koła:

$$M_T = M_g - M_d = 73,89 - 40,32 = 33,57 \text{ kNm}$$



Rys.6.6. Schemat obciążeń próbki na maszynie

Wykres Wöhlera dla badanego materiału (rys. 6.7) przedstawia zależność między wartością naprężeń powodujących zniszczenie próbki danego materiału a liczbą cykli obciążeniowych, którym próbka została poddana.



Rys.6.7. Wykres Wöhlera dla badanego materiału

Analizując wykres materiału, z którego została wykonana badana oś, można zauważyć, że po przekroczeniu określonej liczby cykli – zazwyczaj około  $10 \cdot 10^6$  cykli – krzywa zbliża się asymptotycznie do pewnej wartości naprężeń granicznych. Ten odcinek wykresu wskazuje na istnienie tzw. granicy zmęczeniowej, poniżej której materiał jest w stanie wytrzymać praktycznie nieograniczoną liczbę cykli bez uszkodzenia. Oznacza to, że naprężenia poniżej tej wartości nie prowadzą do zniszczenia elementu, niezależnie od liczby cyklicznych obciążeń, co jest szczególnie istotne przy projektowaniu elementów, które będą narażone na długotrwałą eksploatację.

## 6.2. Wyniki badań

Po wyznaczeniu wszystkich niezbędnych parametrów do obliczeń ustawień kątowych dla poszczególnych pulsatorów oraz po uruchomieniu maszyny, dokonano korekty prędkości obrotowej w celu uzyskania pożądanej maksymalnej amplitudy naprężeń na promieniu przejściowym osi. Procedura ta była kluczowa dla precyzyjnego odwzorowania rzeczywistych warunków eksploatacyjnych badanej osi.

Dla pierwszej próbki maksymalna zadana wartość amplitudy naprężeń wynosiła 150 MPa, co odpowiadało obciążeniu eksploatacyjnemu równemu 22,5t/oś. Aby uzyskać taką amplitudę naprężeń, prędkość obrotowa maszyny została ustawiona na poziomie 690 obr/min (11,5 Hz). Rozkład naprężeń w poszczególnych tensometrach pokazano w tabeli 6.1. Próbę zmęczeniową na drugiej i trzeciej osi realizowano z takimi samymi obciążeniami jak dla próbki pierwszej. Rozkład naprężeń w tensometrach nr 1 do 10 dla próbki drugiej pokazano w tabeli 6.2. (dodatkowy tensometr nr 11 uległ uszkodzeniu). Natomiast rozkład naprężeń w poszczególnych tensometrach dla próbki trzeciej pokazano w tabeli 6.3. Na rysunku 6.8 przedstawiono zestawienie rozkładu naprężeń w tensometrach ze wszystkich trzech próbek.

Tab. 6.1. Naprężenia zmierzone w poszczególnych punktach podczas próby zmęczeniowej próbki numer 1

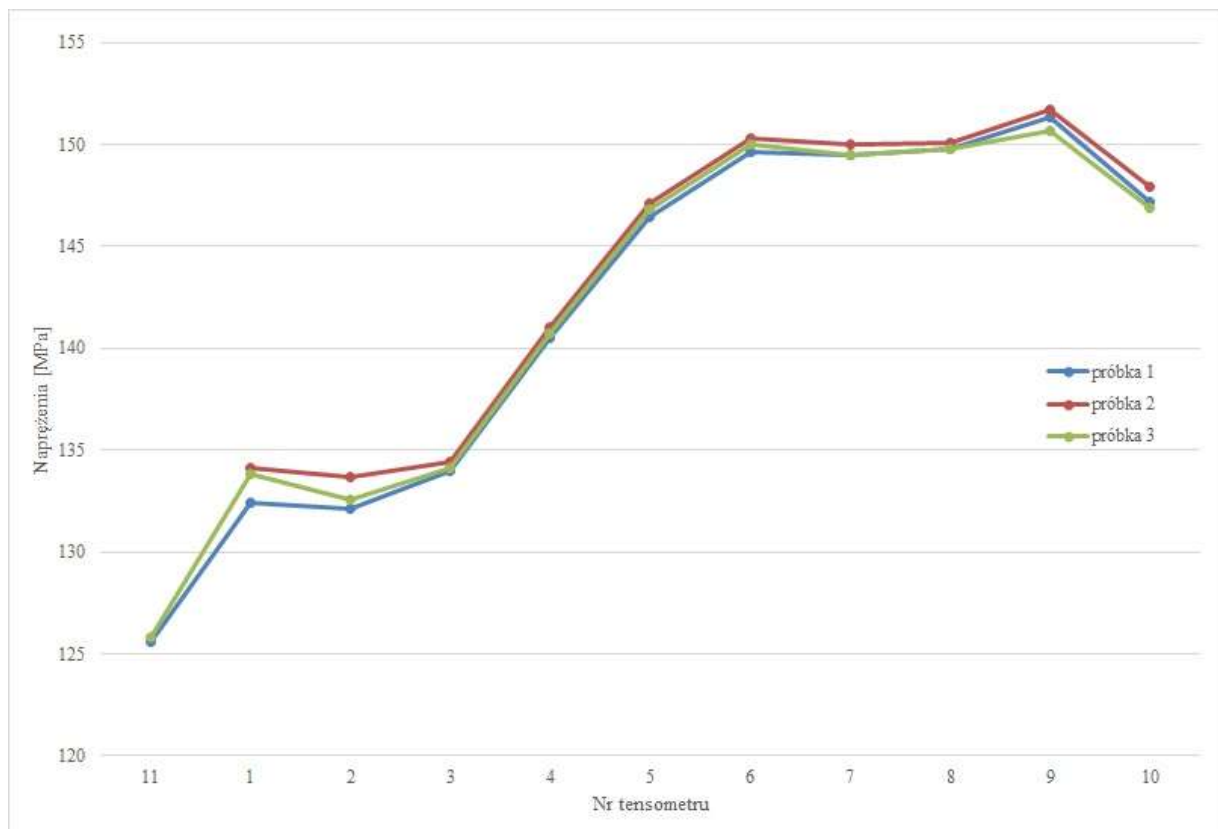
próbka numer 1											
numer tensometru	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
naprężenia [MPa]	132.4	132.1	134.0	140.5	146.4	149.6	149.5	149.8	151.3	147.2	125.6

Tab. 6.2. Naprężenia zmierzone w poszczególnych punktach podczas próby zmęczeniowej próbki numer 2

próbka numer 2											
numer tensometru	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
naprężenia [MPa]	134.1	133.7	134.4	141.0	147.1	150.3	150.0	150.2	151.7	147.9	-

Tab. 6.3. Naprężenia zmierzone w poszczególnych punktach podczas próby zmęczeniowej próbki numer 3

próbka numer 3											
numer tensometru	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
naprężenia [MPa]	133.8	132.6	134.1	140.7	146.8	150.0	149.5	149.8	150.7	146.9	125.8



Rys.6.8. Rozkład naprężeń w tensometrach ze wszystkich próbek

### 6.3. Podsumowanie

W przeprowadzonych badaniach zmęczeniowych trzech próbek osi uzyskano zróżnicowane wyniki świadczące o ich odporności na cykliczne obciążenia. Próbka 1 zakończyła próbę z wynikiem pozytywnym po osiągnięciu  $10,15 \cdot 10^6$  cykli, co potwierdza jej wysoką trwałość zmęczeniową. W przypadku próbki 2, po przekroczeniu około  $6 \cdot 10^6$  cykli zaobserwowano zjawisko tzw. „wykręcania” się osi z piasty koła, co doprowadziło do przedwczesnego przerwania testu przy  $6,97 \cdot 10^6$  cykli, mimo że materiał nie wykazywał uszkodzeń zmęczeniowych. Próbka 3 przeszła próbę pomyślnie, osiągając  $10,06 \cdot 10^6$  cykli bez wystąpienia pęknięć zmęczeniowych.

W przypadku wszystkich próbek maksymalne naprężenia zostały zanotowane w tensometrze numer 9. Największe różnice pojawiły się przy wynikach z tensometru numer 2. Różnice te wynikają z naturalnych odchyień w procesie przygotowania próbki oraz jej montażu na stanowisku badawczym, co jest nieuniknione przy tak precyzyjnych pomiarach.

"Wykręcania" się osi z piasty koła (rys.6.9) jest interesującym zjawiskiem, które wskazuje na występowanie mikroruchów pomiędzy osią a piastą koła, co może być wynikiem cyklicznego działania sił skrętnych i zginających, typowych dla warunków eksploatacyjnych zestawów kołowych. Chociaż zjawisko to nie doprowadziło do pojawienia się pęknięć w badanej próbce, wskazuje ono na potencjalną zmianę stanu naprężeń i relacji pomiędzy poszczególnymi elementami układu.

"Wykręcanie" się osi z piasty może być efektem zmęczenia materiału w miejscach połączeń, gdzie siły działają z dużą zmiennością. Chociaż sama oś nie uległa uszkodzeniu, a test nie wykazał pęknięć, to zjawisko to może sygnalizować początkowe etapy odkształceń plastycznych lub luzowania połączenia pomiędzy osiami a piastami.



Rys. 6.9. Zdjęcie przedstawiające luz powstały w piastce koła na skutek wykręcania się osi.

Przerwanie próby zmęczeniowej na tym etapie było konieczne, aby uniknąć dalszego obciążania układu, które mogłoby doprowadzić do uszkodzenia piasty, co w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych mogłoby mieć poważne konsekwencje. Warto zauważyć, że brak pęknięć sugeruje, iż materiał osi zachował odpowiednią wytrzymałość zmęczeniową, mimo wystąpienia wykręcania. W przypadkach badań innych osi, gdzie dołączany był wykres wtlaczania koła na oś nie występowały takie przypadki „wykręcania” się osi. W celu rozwiązania problemu, Laboratorium wymaga obecnie, aby każdorazowo, przy dostarczaniu półzestawów do badań stanowiskowych, były dołączane szczegółowe wykresy dotyczące procesu wtlaczania. Wprowadzenie tego wymogu przyczyniło się do wyeliminowania problemu „wykręcania” się osi.

Na podstawie obserwacji można wysunąć wniosek, że opisane zjawisko było bezpośrednio związane z nieodpowiednim procesem wtlaczania. Niewłaściwe parametry wtlaczania mogły prowadzić do nierównomiernego rozkładu sił i naprężeń w osi, co w rezultacie powodowało tendencję do wykręcania się komponentu. Wprowadzenie wymogu dostarczania wykresów wtlaczania umożliwiło dokładniejszą kontrolę i weryfikację procesu, co w efekcie zapobiegło występowaniu tego problemu w późniejszych badaniach.

## 7. Badania numeryczne

Metody analityczne w dzisiejszych czasach są często wypierane lub stanowią tylko uzupełnienie dla metody elementów skończonych, która jest dokładniejsza i ma szersze zastosowanie. Podobnie w przypadku obliczeń osi niezbędne wydaje się dostosowanie dotychczasowego podejścia do nowoczesnych narzędzi symulacyjnych. Metoda Elementów Skończonych obecnie jest najszerszej używanym narzędziem do symulacji zjawisk fizycznych. Jej pierwsze zastosowania opisywane były już w latach 60 XX wieku [58]. Jest to metoda dyskretna, rozwiązująca równania różniczkowe w sposób przybliżony. Dzięki łatwej algorytmizacji współczesnych metod aproksymacyjnych i dużym możliwościom obliczeniowym współczesnych komputerów możliwe jest wykonanie symulacji komputerowej dla otrzymania poszukiwanego rozwiązania badanego problemu. Podstawy teoretyczne tej metody zostały omówione przez Magnuckiego [59].

Rozwój technologii komputerowej oraz coraz powszechniejszy dostęp do narzędzi MES (zarówno komercyjnych, jak i open-source) sprawia, że możliwe jest prowadzenie szczegółowych analiz konstrukcji już na wczesnym etapie projektowania. Symulacje te pozwalają na ocenę rozkładu naprężeń, odkształceń, reakcji podporowych czy zachowania dynamicznego układu, bez konieczności fizycznego wytwarzania prototypu.

W kontekście niniejszej pracy, zastosowanie MES umożliwia nie tylko redukcję kosztów eksperymentalnych, ale także racjonalne zaplanowanie badań stanowiskowych. Dzięki analizie numerycznej możliwe jest np. wskazanie lokalizacji najbardziej krytycznych naprężeń, co pozwala na optymalne rozmieszczenie tensometrów na próbce, dobór parametrów pomiarowych oraz precyzyjne określenie oczekiwanych wartości granicznych. Takie podejście znacząco zwiększa efektywność całego procesu badawczego, minimalizując liczbę potrzebnych prób i maksymalizując wartość informacyjną uzyskanych danych.

Mimo niewątpliwych zalet metody MES, należy podkreślić, że jej skuteczność zależy w dużej mierze od poprawności przyjętego modelu geometrycznego, siatkowania, założeń materiałowych oraz warunków brzegowych. W tym kontekście metody analityczne wciąż odgrywają istotną rolę, stanowią bowiem narzędzie weryfikacyjne i referencyjne, pozwalające na szybkie sprawdzenie poprawności ogólnej charakterystyki modelu numerycznego. Mogą być również wykorzystywane do kalibracji wyników MES lub przybliżonej oceny błędu siatkowania. Schemat metody obliczeniowej pokazany na rysunku 7.1 ułatwia przygotowanie modelu do badań.



Rys. 7.1. Schemat metody obliczeniowej

Zastosowanie MES umożliwia symulowanie rzeczywistych warunków pracy elementów konstrukcyjnych, co prowadzi do bardziej trafnych prognoz dotyczących ich wytrzymałości i trwałości. Ponadto, MES pozwala na analizę wpływu różnych czynników, takich jak naprężenia wieloosiowe, odkształcenia nieliniowe czy zmienne warunki obciążeniowe, co jest trudne do osiągnięcia przy użyciu metod analitycznych. W związku z tym MES stanowi niezastąpione narzędzie w dzisiejszej inżynierii, a metody analityczne są coraz częściej wykorzystywane jedynie do wstępnych analiz lub walidacji wyników otrzymanych z symulacji numerycznych.

Dodatkowo, MES umożliwia łatwe przeprowadzanie optymalizacji konstrukcji, co w przypadku metod analitycznych wymagałoby znacznego nakładu pracy i byłoby obciążone większym ryzykiem błędów. Z tego względu MES staje się standardem w wielu gałęziach przemysłu, zwłaszcza tam, gdzie wymagana jest precyzyjna analiza skomplikowanych zjawisk, takich jak zmęczenie materiału, pęknięcie czy dynamiczne obciążenia.

Jednakże skuteczne wykorzystanie Metody Elementów Skończonych w praktyce inżynierskiej wymaga od użytkowników nie tylko znajomości samego narzędzia, ale również zaawansowanej wiedzy z zakresu mechaniki i materiałoznawstwa. Poprawne zbudowanie modelu obliczeniowego, w tym odpowiednie odwzorowanie geometrii, generacja siatki elementów skończonych, a także właściwe zdefiniowanie warunków brzegowych oraz obciążeń, stanowi fundament rzetelnej symulacji numerycznej.

Błędy popełnione na etapie przygotowania modelu mogą prowadzić do różnic pomiędzy wynikami analizy a rzeczywistym zachowaniem analizowanego układu fizycznego. W szczególności, nieodpowiednio nałożona siatka elementów skończonych może prowadzić do niedostatecznej dokładności analizy, prowadząc do błędnych oszacowań naprężeń czy odkształceń.

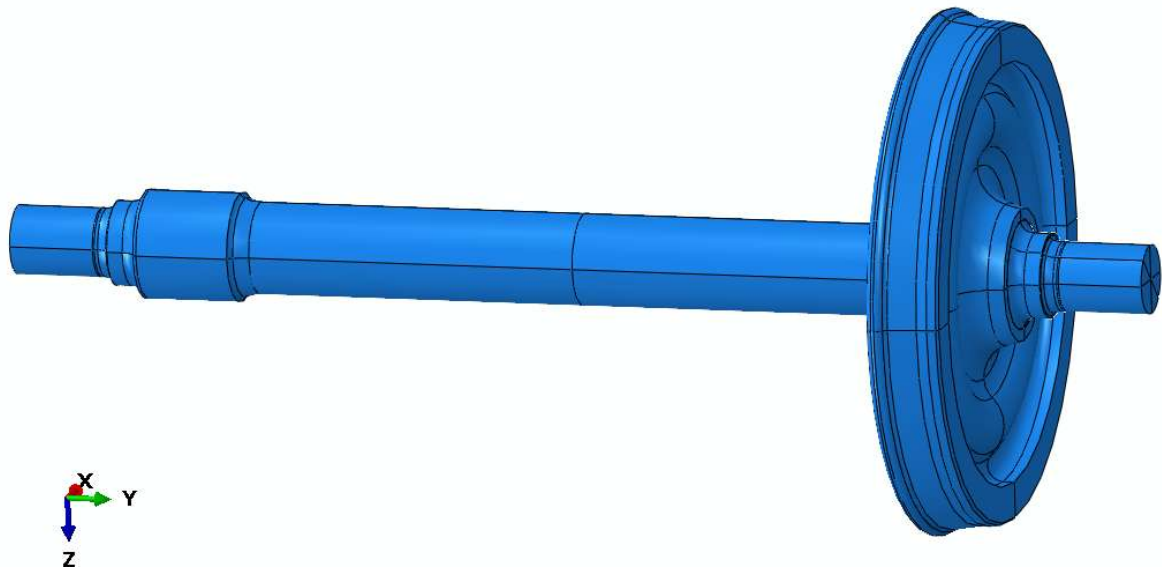
Ponadto, niewłaściwe określenie właściwości materiałowych, takich jak moduł Younga, granica plastyczności czy współczynnik Poissona, może skutkować niewiarygodną reprezentacją zachowania materiału w warunkach rzeczywistego obciążenia. Równie istotnym aspektem jest poprawne zdefiniowanie warunków brzegowych. Ich niewłaściwe określenie może prowadzić do sytuacji, w której model zostanie "usztywniony", co znacząco wpłynie na wyniki analizy.

Z tego względu, aby zapewnić wiarygodność analiz MES, konieczne jest, aby inżynierowie posiadali wiedzę z zakresu teorii sprężystości i plastyczności, a także zasad modelowania numerycznego. Tylko wówczas możliwe jest uzyskanie wiarygodnych wyników, które można zastosować w praktyce inżynierskiej. Właściwe przygotowanie modelu, w tym precyzyjne definiowanie siatki, warunków brzegowych oraz właściwości materiałowych, jest kluczowe dla uzyskania rzetelnych i użytecznych rezultatów analizy MES.

### 7.1. Model obliczeniowy

Analizę wytrzymałości przeprowadzono w programie ABAQUS/Standard, wykorzystującym Metodę Elementów Skończonych. Ocenę wytrzymałości wykonano na modelu obliczeniowym ukazanym na rysunku 7.2. Wymiary geometryczne i kształty przyjęto na podstawie rysunków konstrukcyjnych. W modelu obliczeniowym uwzględniono właściwe zamodelowanie wprowadzenia i odebrania analizowanych obciążeń.

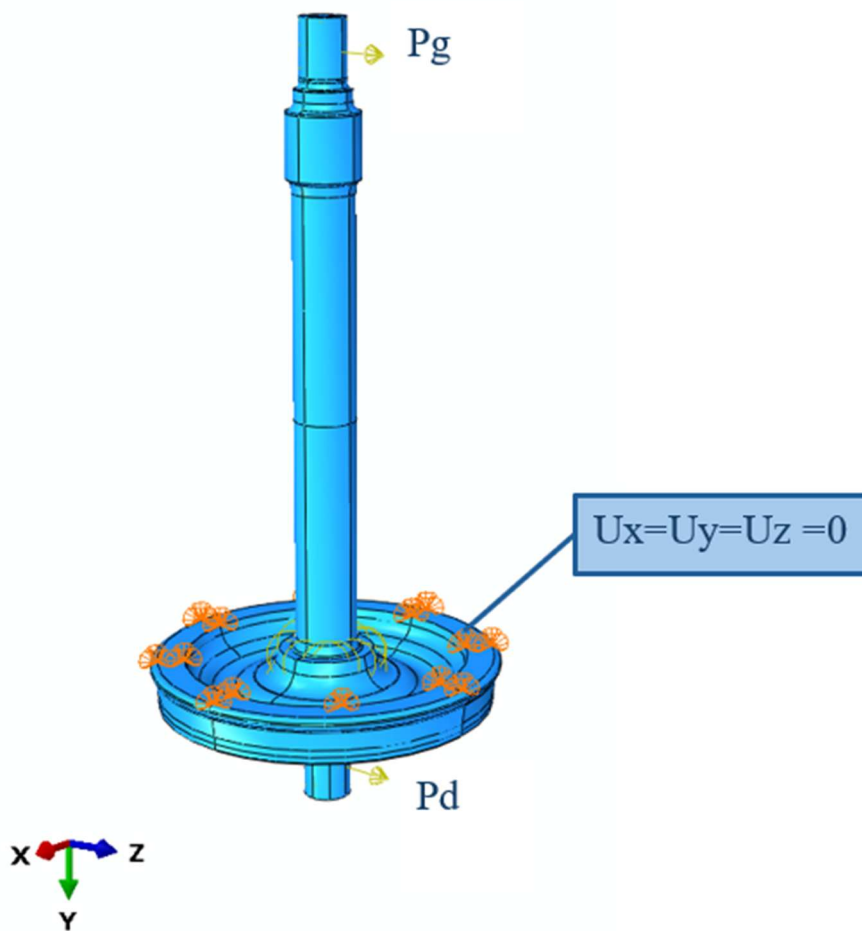
Model obliczeniowy obciążono kombinacjami obciążeń określonymi w punkcie 4. Gęstość materiału deklarowanego dla modelu przyjęto tak, aby dla obciążenia pionowego uzyskać rzeczywiste obciążenie wynikające z ciężaru. W celu odwzorowania rzeczywistych podparć osi w modelu obliczeniowym wprowadzono odpowiednie warunki brzegowe. Układ warunków brzegowych przedstawiono na rysunku 7.3.



Rys. 7.2. Ogólny model geometryczny badanego obiektu

## 7.2. Warunki brzegowe

Do modelu obliczeniowego wprowadzono warunki podparcia (rys.7.3) oraz obciążenia  $P_g$  i  $P_d$ , które są tożsame z utwierdzeniem zestawu kołowego podczas badania stanowiskowego oraz z założeniami jakie uwzględniono w modelu matematycznym, tak aby można było jak najprecyzyjniej porównać otrzymane wyniki ze wszystkich przeprowadzonych badań. Obciążenia  $P_g$  i  $P_d$  wprowadzono w formie siły skupionej. Zostały one przedstawione na rysunku 7.3.



Rys.7.3. Schemat warunków brzegowych badanego obiektu

### 7.3. Dyskretyzacja modelu

Podczas stosowania metody numerycznej do rozwiązania zadania matematycznego musimy wykonać dyskretyzację zagadnienia poprzez podział brzegu danego obszaru. W środowisku Abaqus/Standard biblioteka elementów skończonych jest stosunkowo rozbudowana. Można wybierać między elementami heksagonalnymi, częściowo heksagonalnymi oraz tetragonalnymi - liniowymi i kwadratowymi. W artykule autorstwa Wanga, Nelsona i Raucha [60] przedstawiono, w jaki sposób dobór rodzaju elementów skończonych podczas dyskretyzacji modelu wpływa na uzyskiwane wyniki obliczeń.

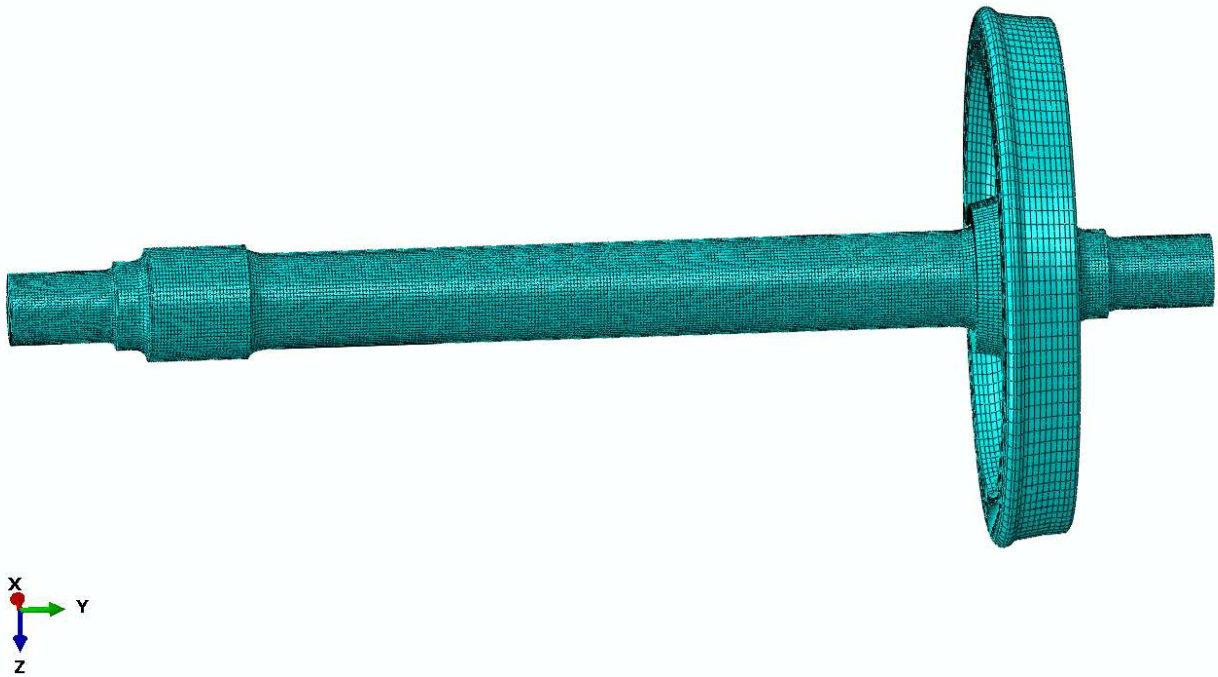
Przed wykonaniem obliczeń przeprowadzono badanie rozmiaru oraz rodzaju elementu skończonego, tak aby uzyskać jak największą zbieżność wyników do ustalonej wartości. W tym celu uproszczono model, by móc użyć każdego dostępnego w bibliotece elementu skończonego i porównać uzyskane wyniki. Mamy do czynienia z obiektem przestrzennym, więc elementy skończone mogą być czworoscianami lub sześcianami.

Zbadano i porównano wyniki naprężeń zmieniając rodzaje elementów skończonych na osi. Użyto elementów drugiego rzędu: heksagonalnych i klinowych (rys.7.4).

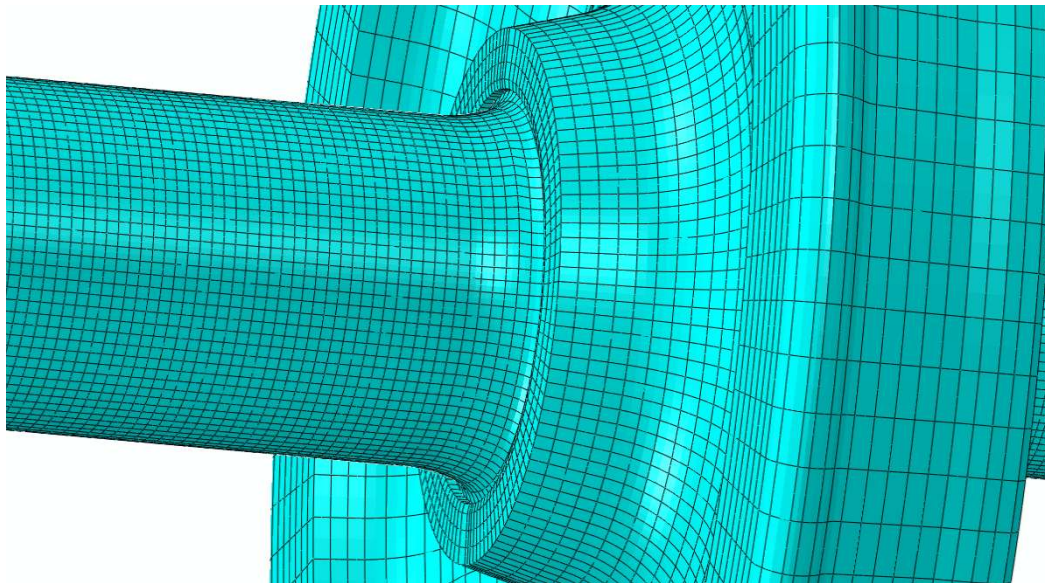
Po analizie jakości siatki oraz rozmieszczenia elementów wzdłuż linii pomiarowych, tak by nie było zdeformowanym elementów, zdecydowano się na ustalenie globalnego rozmiaru elementów zgodnie z poniższymi danymi:

Tab.7.1. Dane rozmiaru elementu skończonego

	OŚ	KOŁO
<b>globalny rozmiar elementu</b>	6	10
<b>tolerancja rozmiaru elementu</b>	0.1	0.1

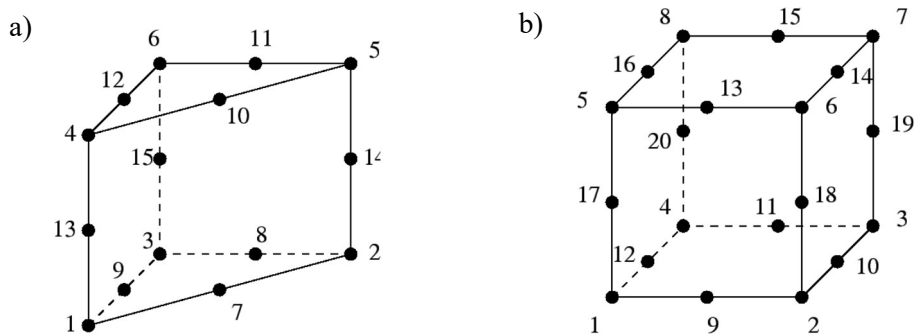


Rys. 7.4. Dyskretyzacja modelu – widok ogólny



Rys. 7.5. Dyskretyzacja modelu – widok połączenia koła z osią

W wyniku końcowego podziału modelu na elementy skończone otrzymano 1506074 węzłów i 360088 elementów. W modelu zastosowano dwa typy elementów. W osi użyto 311368 elementów heksagonalnych II-rzędu typu C3D20R, czyli sześciocienne dostosowane elementy dwudziestowęzłowe oraz 10416 elementów II-rzędu klinowych typu C3D15, czyli pięciocienne elementy piętnastowęzłowe. Natomiast w kole 38304 elementów II-rzędu heksagonalnych typu C3D20R (rys.7.6).



Rys.7.6. Typy zastosowanych elementów skończonych: a) C3D15 b) C3D20R

W tabeli 7.3 zestawiono analizę jakości elementów deformowanych, dla kryteriów podanych w tabeli 7.2. Całkowita liczba elementów, dla których kryteria kształtu nie są spełnione, nie przekracza wartości dopuszczalnej, opisaney w wewnętrznej procedurze Łukasiewicz – PIT, opracowanej specjalnie dla programu Abaqus.

Tabela 7.2. Kryteria oceny elementów skończonych

Kryterium oceny siatki elementów skończonych	Elementy klinowe	Elementy heksagonalne
Graniczny współczynnik kształtu	0.2	0.2
Najmniejszy dopuszczalny kąt między bokami elementu	10°	10°
Największy dopuszczalny kąt między bokami elementu	160°	160°
Dopuszczalny stosunek najdłuższej i najkrótszej krawędzi	10	10

Tabela 7.3. Analiza siatki elementów skończonych – elementy zdeformowane

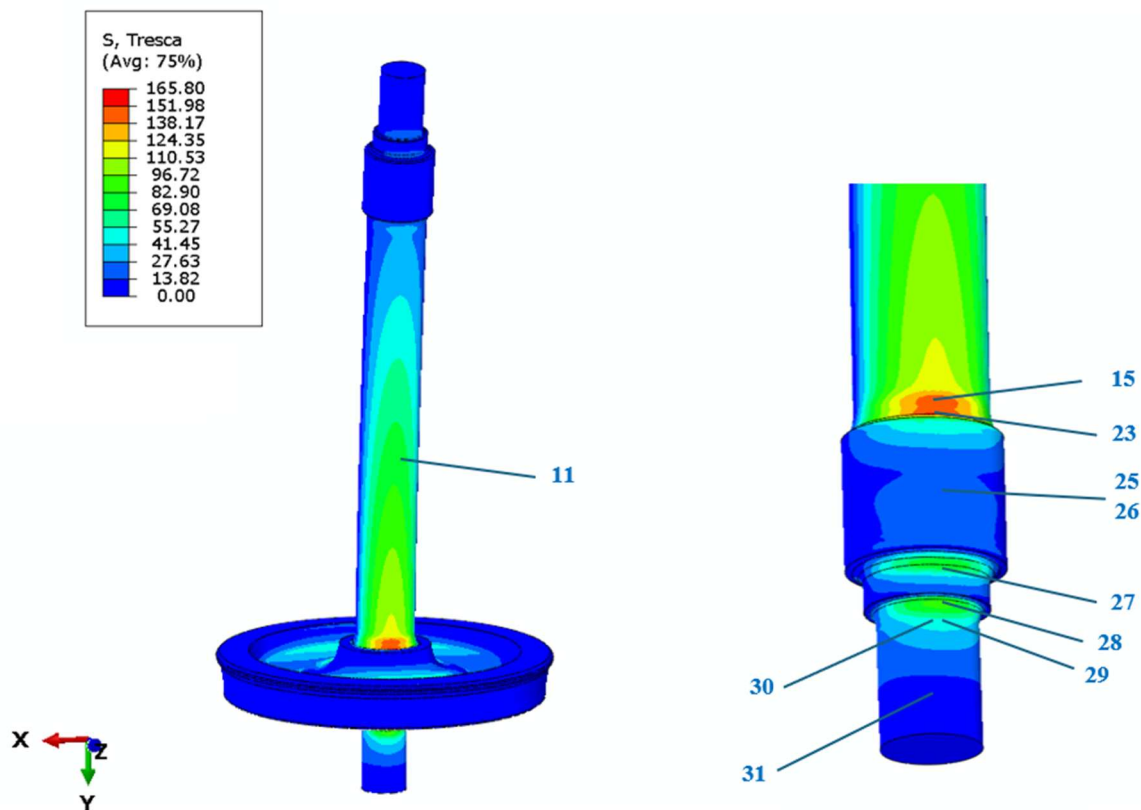
Typ elementu		C3D15	C3D20R	
Liczba elementów		10416	349672	
Suma elementów		360088		
Suma węzłów		1506074		
Część konstrukcji		oś	koło	oś
Współczynnik kształtu	Liczba przekroczeń	0 (0%)	0 (0%)	0 (0%)
	Wartość średnia	1.72e-06	4.72e-07	5.93e-07
	Najgorsza wartość	6.32e-05	6.86e-06	6.32e-05
Minimalny kąt w elemencie	Liczba przekroczeń	12 (0.11%)	0 (0%)	95 (0.03%)
	Wartość średnia	86.08°	72.39°	81.22°
	Najgorsza wartość	5.08°	17.40°	5.54°
Maksymalny kąt w elemencie	Liczba przekroczeń	128 (1.22%)	17 (0.04%)	548 (0.17%)
	Wartość średnia	94.05°	109.38°	99.12°
	Najgorsza wartość	178.67°	168.62°	178.55°
Maksymalny stosunek boków	Liczba przekroczeń	642 (6.16%)	8 (0.02%)	5628 (1.80%)
	Wartość średnia	11.59	2.48	1.76
	Najgorsza wartość	67.5	13.85	57.4

#### 7.4. Wyniki obliczeń

W celu najlepszego porównania wyników otrzymanych z obliczeń analitycznych oraz danych uzyskanych z obliczeń doświadczalnych (tensometrycznych) z rozwiązaniem numerycznym, w analizie wykonanej w programie opartej na metodzie elementów skończonych Abaqus przedstawiono dwa rozkłady naprężeń: naprężenia według teorii Treski (S, Tresca) oraz naprężenia kierunkow (S, S22), wyznaczone w odpowiednich punktach geometrycznych osi.

Zgodnie z obowiązującą normą PN-EN 13103-1 [3], obliczenia wytrzymałościowe prowadzi się z wykorzystaniem hipotezy największego naprężenia normalnego (hipotezy Treski). W związku z tym, do porównania wyników analitycznych z rozwiązaniem numerycznym

wykorzystano bezpośrednio pole Tresca Stress, dostępne w Abaqusie, które odpowiada wartości największej różnicy pomiędzy głównymi naprężeniami i służy jako miara stanu granicznego zgodnie z tą hipotezą (rys.7.7).

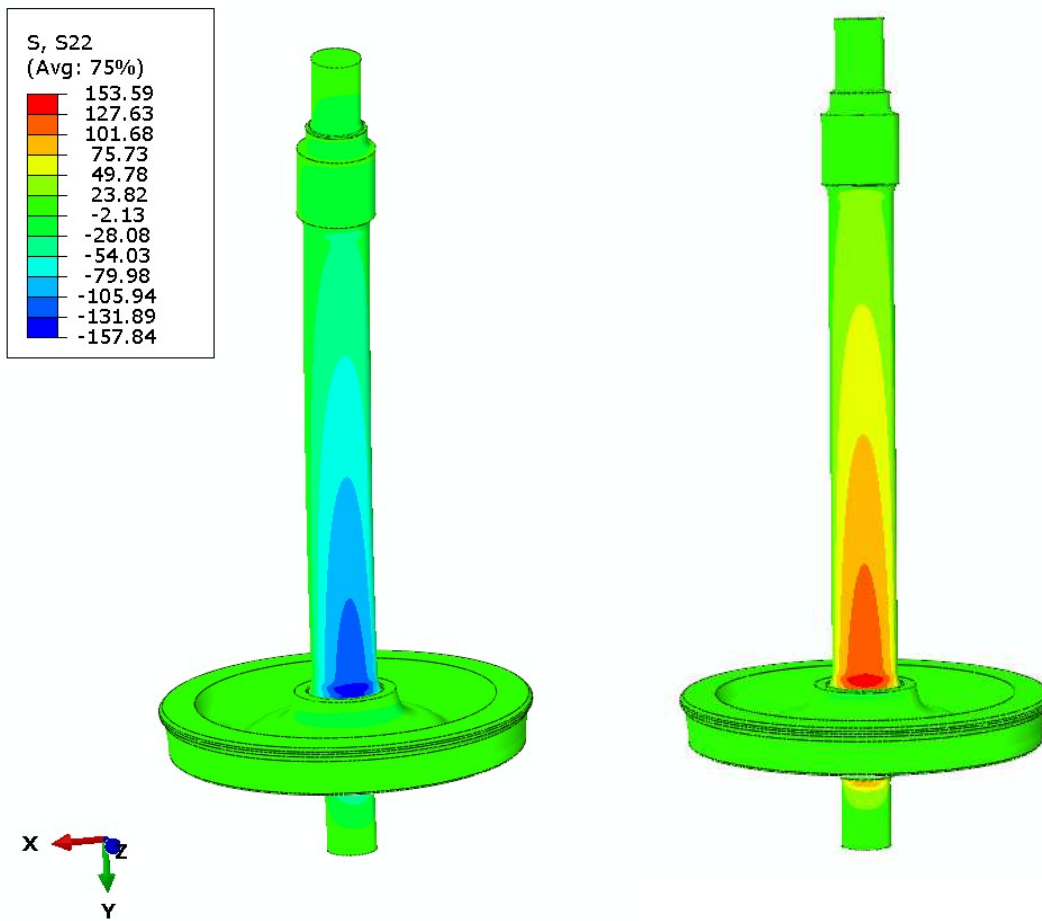


Naprężenia Treski [MPa]									
11	15	23	25	26	27	28	29	30	31
97.4	128.1	165.4	29.8	29.8	59.4	81.3	55.3	48.1	3

Rys. 7.7. Rozkład naprężeń Treski

Jednocześnie, w celu umożliwienia porównania z wynikami pomiarów tensometrycznych, które rejestrują naprężenia w konkretnych kierunkach, w analizie numerycznej uwzględniono również rozkład naprężeń kierunkowych (osiowych) (rys.7.8). Dane te odpowiadają rzeczywistym wartościom rejestrowanym przez tensometry w badaniach doświadczalnych i pozwalają na bezpośrednie odniesienie numerycznego modelu obliczeniowego do wyników pomiarowych. Wartości naprężeń o znakach ujemnych wskazują na występowanie w danym punkcie stanu ściskania, natomiast wartości dodatnie odpowiadają stanowi rozciągania.

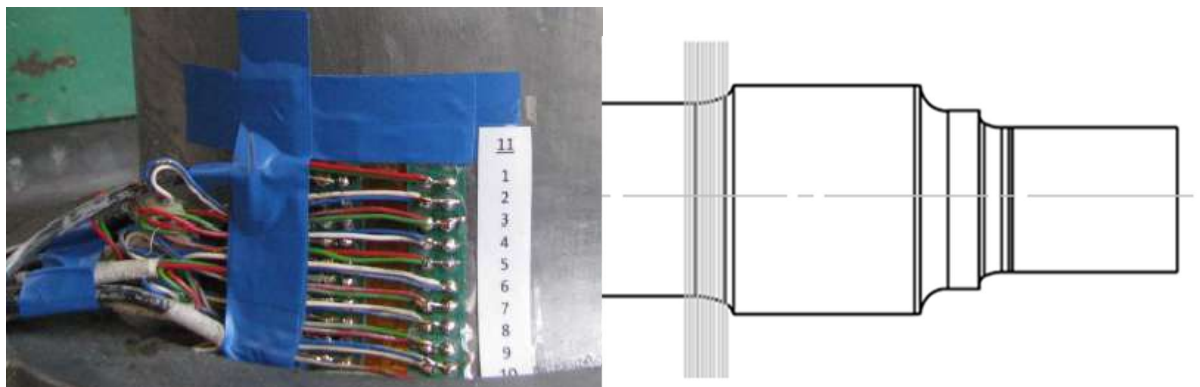
Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych



Rys.7.8. Rozkład naprężeń osiowych

Wartości naprężeń z miejsc, w których zostały zamocowane tensometry podczas badania stanowiskowego zamieszczone zostały w tabeli 7.2.

Tab. 7.2. Wartości naprężeń osiowych w miejscach tensometrów



Naprężenia osiowe [MPa]										
11	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
129.4	133.8	139.9	141.7	147.5	147.7	153.4	148.5	143.8	143.9	152.7

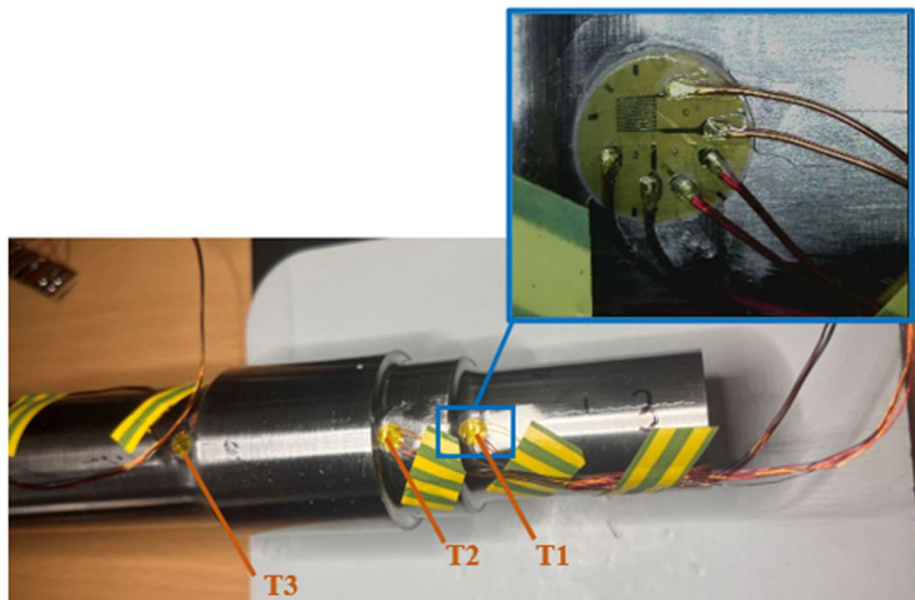
## 8. Badania doświadczalne na próbkach o małej skali

Badania doświadczalne stanowią kluczowy element oceny wytrzymałości mechanicznej materiałów stosowanych w konstrukcjach osi kolejowych. W tym rozdziale przedstawione zostaną badania na próbkach o małej skali, pomniejszonych o współczynnik 5 w stosunku do rzeczywistych wymiarów osi kolejowych, w celu sprawdzenia wpływu geometrii osi na zachowanie mechaniczne różnych materiałów. Wyniki te pozwolą na ocenę możliwych korelacji między testami na małą i dużą skalę oraz lepsze zrozumienie wpływu materiału na właściwości osi kolejowych.

### 8.1. Metody pomiarowe

Aby zapewnić pełny obraz odkształceń oraz naprężeń w badanych materiałach, zastosowano tensometrię elektrooporową, umożliwiającą dokładne określenie wartości odkształceń z przeliczeniem na naprężenia w miejscach krytycznych.

Do badań tensometrycznych zastosowano tensometry typu RF91 1/120ZE produkcji HBM. Tensometry te mają bazę pomiarową wynoszącą 1 mm oraz rezystancję 120  $\Omega$ , a ich rozmieszczenie jest równomierne co 4 mm, co pozwoliło na uzyskanie wysokiej rozdzielczości pomiarowej w analizowanym obszarze. Rozmieszczenie tensometrów na próbce zaprezentowano na rysunku 8.1.



Rys.8.1. Rozmieszczenie tensometrów na badanej próbce

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

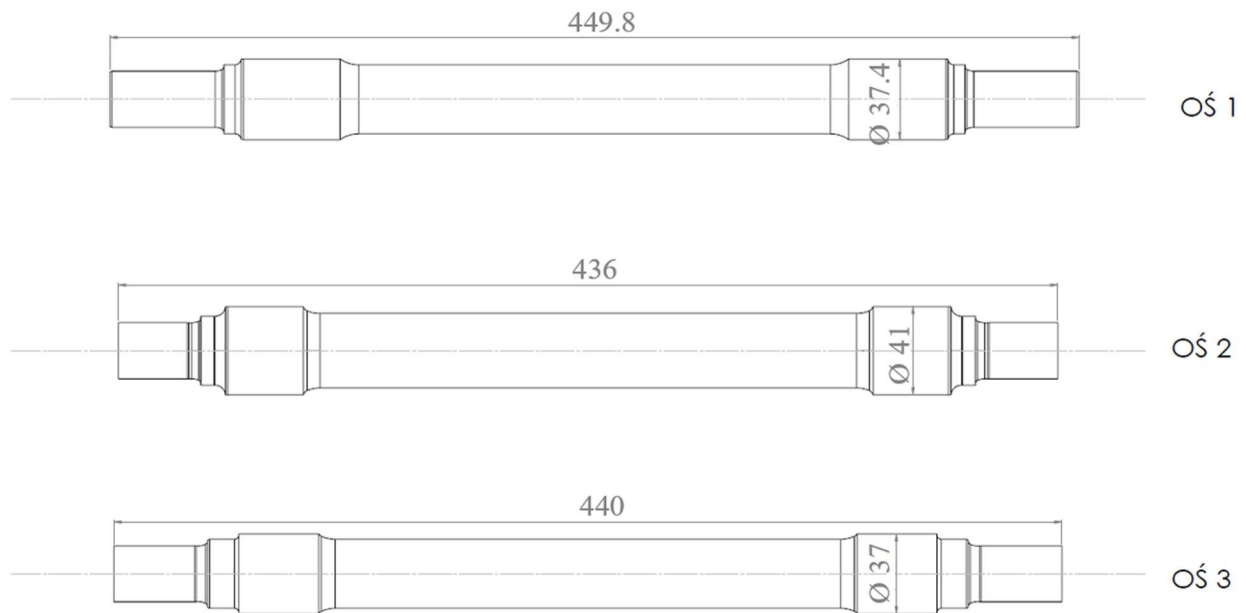
Badania wytrzymałościowe przeprowadzono przy użyciu uniwersalnej maszyny wytrzymałościowej ZWICK/Roell Z100 (rys.8.2), umożliwiającej pomiar sił w zakresie od 0,2 kN do 100 kN. Urządzenie pozwala na realizację prób rozciągania, ściskania oraz zginania, co czyni je wszechstronnym narzędziem do analizy właściwości mechanicznych materiałów.



Rys.8.2. Maszyna wytrzymałościowa ZWICK/Roell Z100

### 8.2. Obiekt badań oraz zastosowane materiały

Celem przeprowadzonych badań było określenie, czy małoskalowe modele osi mogą dostarczyć wiarygodnych i reprezentatywnych informacji o stanie naprężeń, które występują w rzeczywistych, pełnowymiarowych konstrukcjach. Założono, że jeżeli odwzorowanie rozkładu odkształceń, a następnie naprężeń na modelach w pomniejszonej skali okaże się wystarczająco dokładne, to możliwe będzie wykorzystanie takich modeli w badaniach wstępnych oraz optymalizacyjnych, co znacząco obniży koszty oraz skróci czas prowadzenia eksperymentów. Kształty geometryczne zbadanych osi zaprezentowano na rysunku 8.3.



Rys. 8.3. Rysunki osi, które zostały poddane badaniom

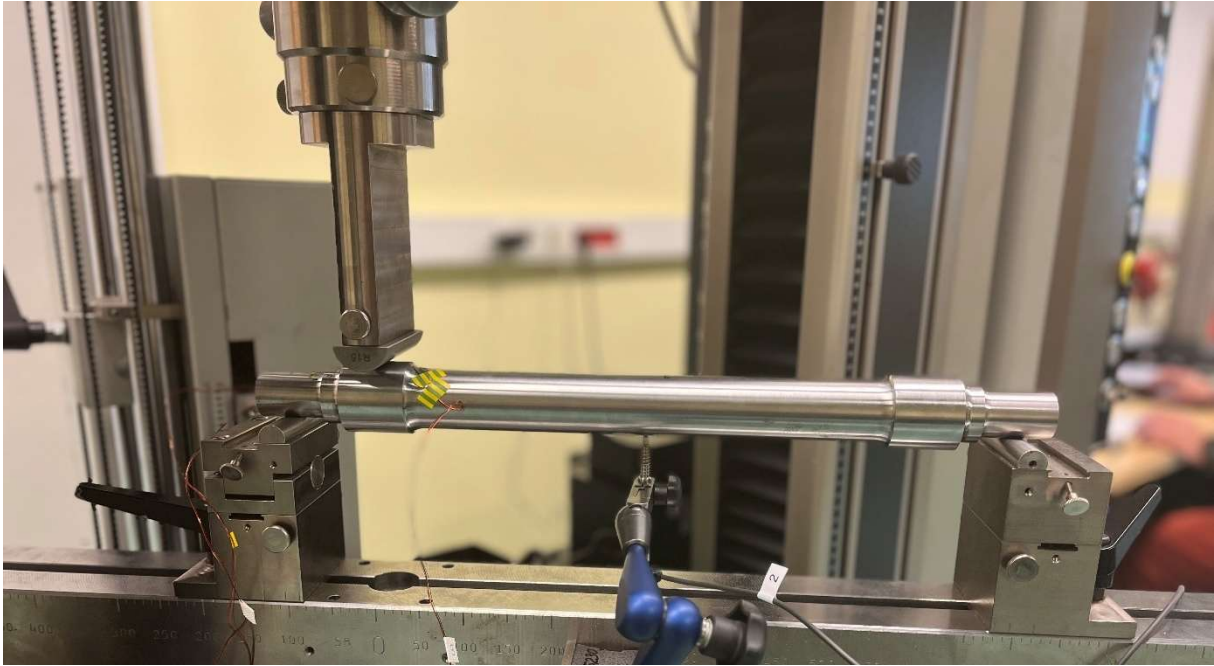
W ramach eksperymentu przeprowadzono badania dla trzech rodzajów osi wykonanych z trzech różnych materiałów: konwencjonalnej stali walcowanej na zimno S235, oraz materiałów polimerowych: MJF (Multi Jet Fusion) oraz SLS (Selective Laser Sintering). Badaniom tensometrycznym poddano jedynie stalowe próbki. W przypadku materiałów polimerowych dla celów porównawczych oraz wstępnej oceny wpływu technologii wytwarzania i materiału na zachowanie geometrii osi, przeprowadzono testy badając jedynie strzałkę ugięcia. Dane materiałowe dla badanych materiałów zostały przedstawione w tabeli 8.1.

Tab.8.1. Podstawowe własności mechaniczne i fizyczne materiałów zastosowanych do wykonania próbek [61,62].

Material	Granica plastyczności [MPa]	Wytrzymałość na rozciąganie [MPa]	Moduł sprężystości [GPa]	Gęstość [kg/dm <sup>3</sup> ]	Współczynnik Poissona [-]
S235	235	340	210	7.86	0.30
MJF	23	39	1.7	1.01	0.47
SLS	25	42	1.8	0.958	0.41

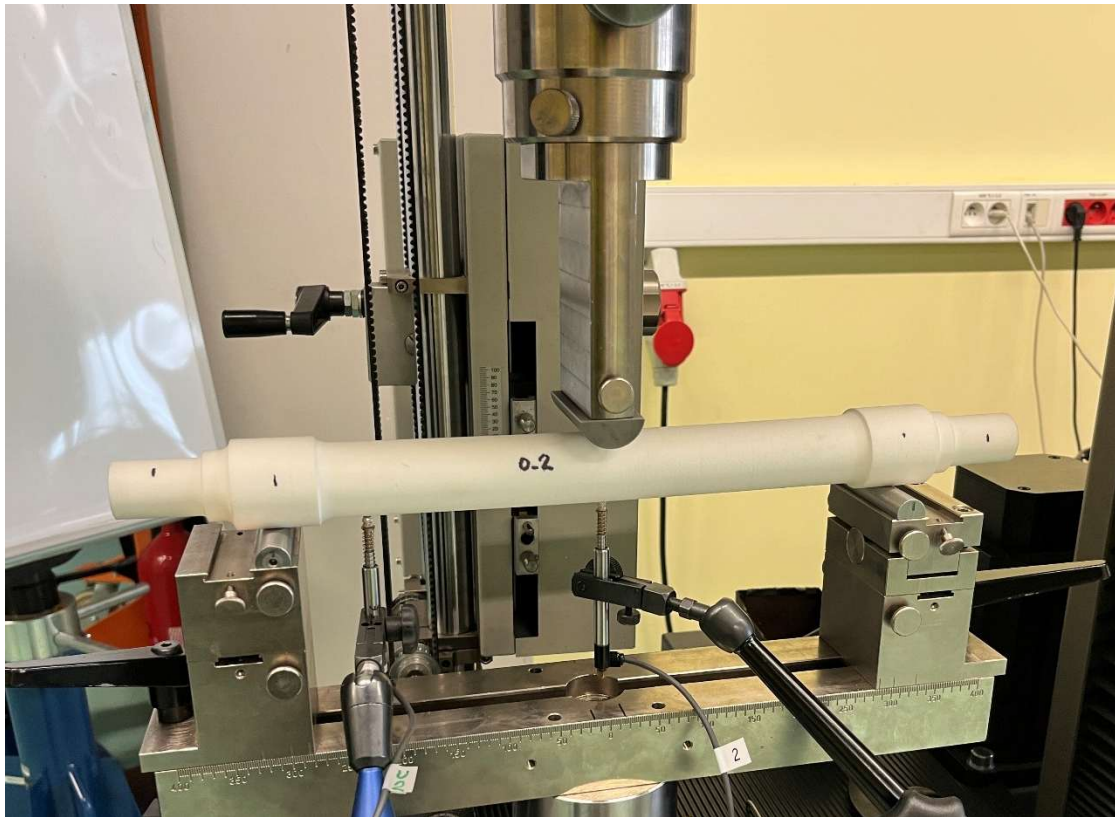
## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

Próbki badawcze poddano testom zginania w trójpunktowym układzie obciążenia. Układ obciążenia składał się z podpór rozmieszczonych symetrycznie oraz siłownika wywierającego siłę w miejscu osadzenia koła. Próbkę zamocowano na maszynie oraz obciążono siłą, tak, aby najlepiej odwzorować obciążenia z maszyny zmęczeniowej do badań zmęczeniowych wielkoskalowych przedstawionej w rozdziale 6. Konfigurację układu przedstawiono na rysunku 8.4. Na środku zamocowany został czujnik ugięcia WI10.



Rys. 8.4. Zamocowanie próbki stalowej na maszynie wytrzymałościowej ZWICK/Roell Z100

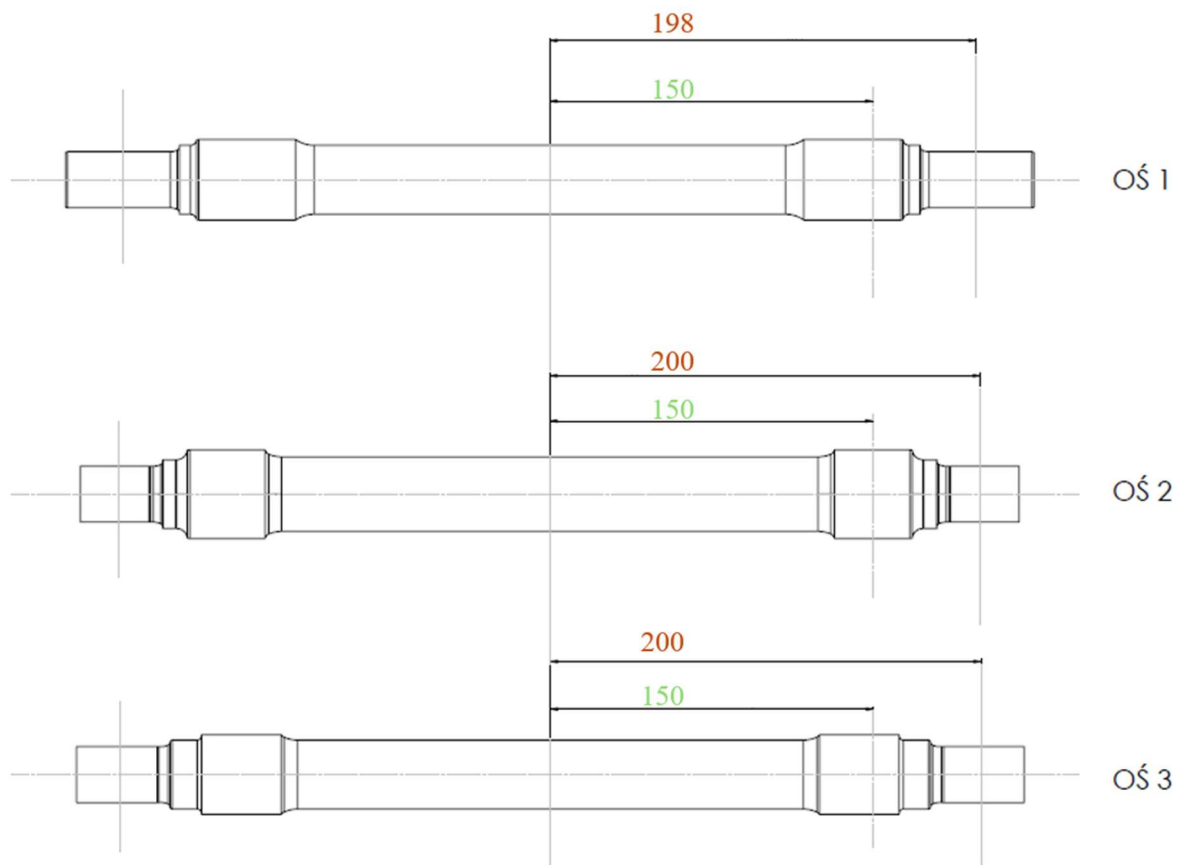
Natomiast próbki z tworzywa sztucznego poddano testom symetrycznego trójpunktowego zginania. Siła została przyłożona na środku osi, natomiast podpory są w miejscu osadzenia kół. Podczas tego badania zamontowano też dwa czujniki ugięcia, pierwszy dokładnie na środku próbki (U1), a drugi 100 mm od środka (U2). Sposób zamocowania i przyłożenia siły przedstawiono na rysunku 8.5.



Rys. 8.5. Zamocowanie próbki z SLS na maszynie zmęczeniowej

Dokładne wymiary miejsc, w których przyłożono siły oraz rozmieszczono podpory pokazano na rysunku 8.6. W przypadku badań tensometrycznych, w których analizowano wyłącznie osie stalowe, czerwony wymiar na rysunku oznacza odległość między podporami ustawionymi symetrycznie po obu stronach. Jest ona równa rozstawowi maźnic danej osi. Z kolei zielony wymiar oznacza odległość od środka osi do punktu, w którym przykładana jest siła podczas badania. W praktyce jest to połowa rozstawu kół.

Podczas badań trójpunktowego zginania symetrycznego, w których mierzono jedynie ugięcie (tzw. strzałkę ugięcia) próbek ze wszystkich badanych materiałów (S235, SLS oraz MJF) siłę przykładano dokładnie w środku próbki, a podpory ustawiano w miejscach odpowiadających rozstawowi kół (zielony wymiar z rysunku 8.6).

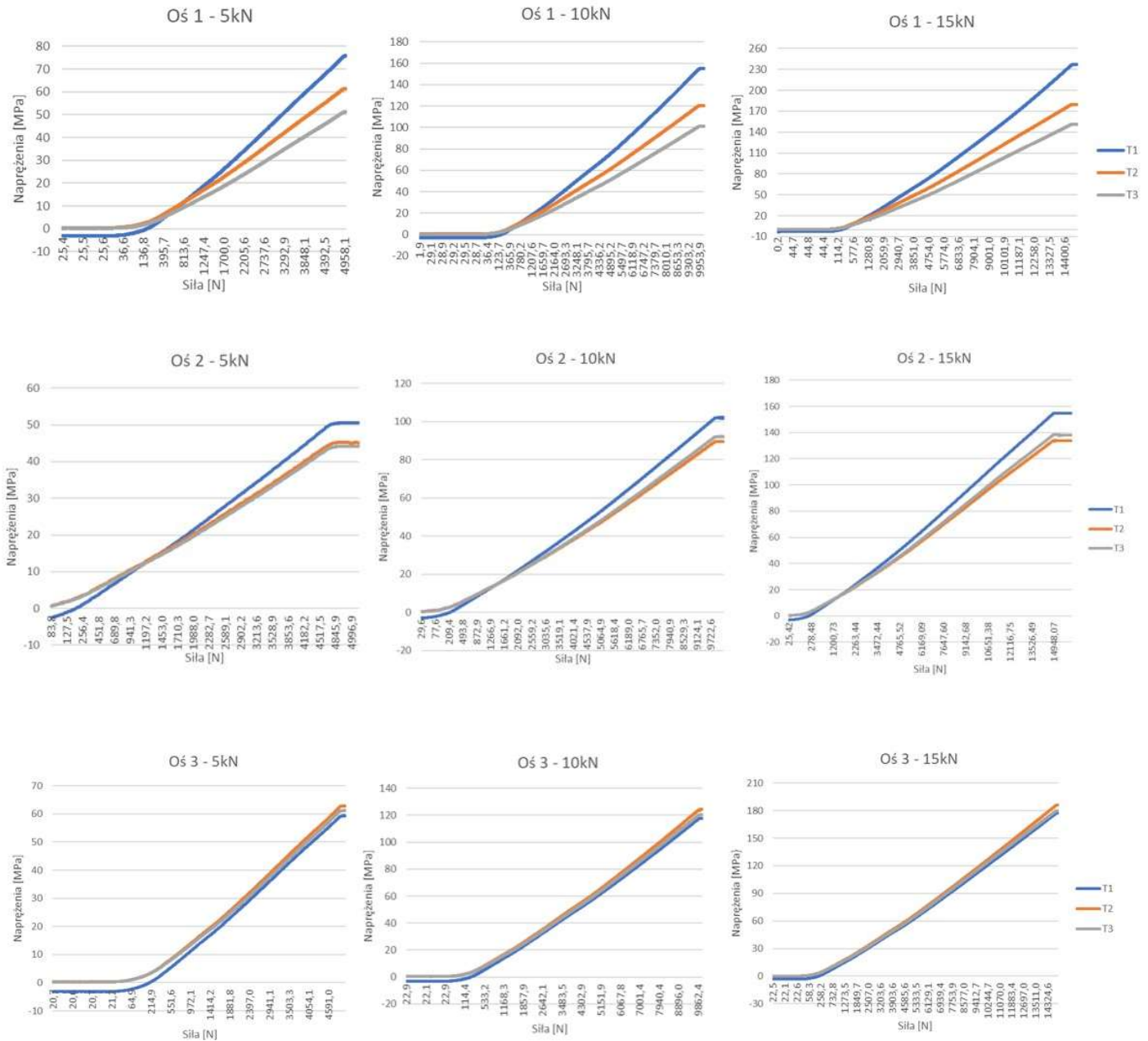


Rys. 8.6. Wymiary przyłożenia sił i podpór na próbkach

W dalszej części przeprowadzono również analizy numeryczne MES, obejmujące zarówno modele w skali zredukowanej, jak i rzeczywistej. Celem tego etapu było sprawdzenie, na ile dobrze modele małoskalowe odwzorowują rozkład naprężeń, jaki występowałby w rzeczywistej, wielkoskalowej osi. Analizy te pozwoliły na ocenę wpływu skali geometrycznej na charakter rozkładu naprężeń i na oszacowanie potencjału badawczego modeli zminiaturyzowanych.

### 8.3. Wyniki testów doświadczalnych – badania tensometryczne

Poniżej przedstawiono wyniki badań doświadczalnych dla trzech wariantów geometrii osi, obciążonej na maszynie wytrzymałościowej siłami 5kN, 10kN oraz 15kN. Zależność naprężenia od siły dla wszystkich badanych osi przedstawiono na rysunku 8.7.



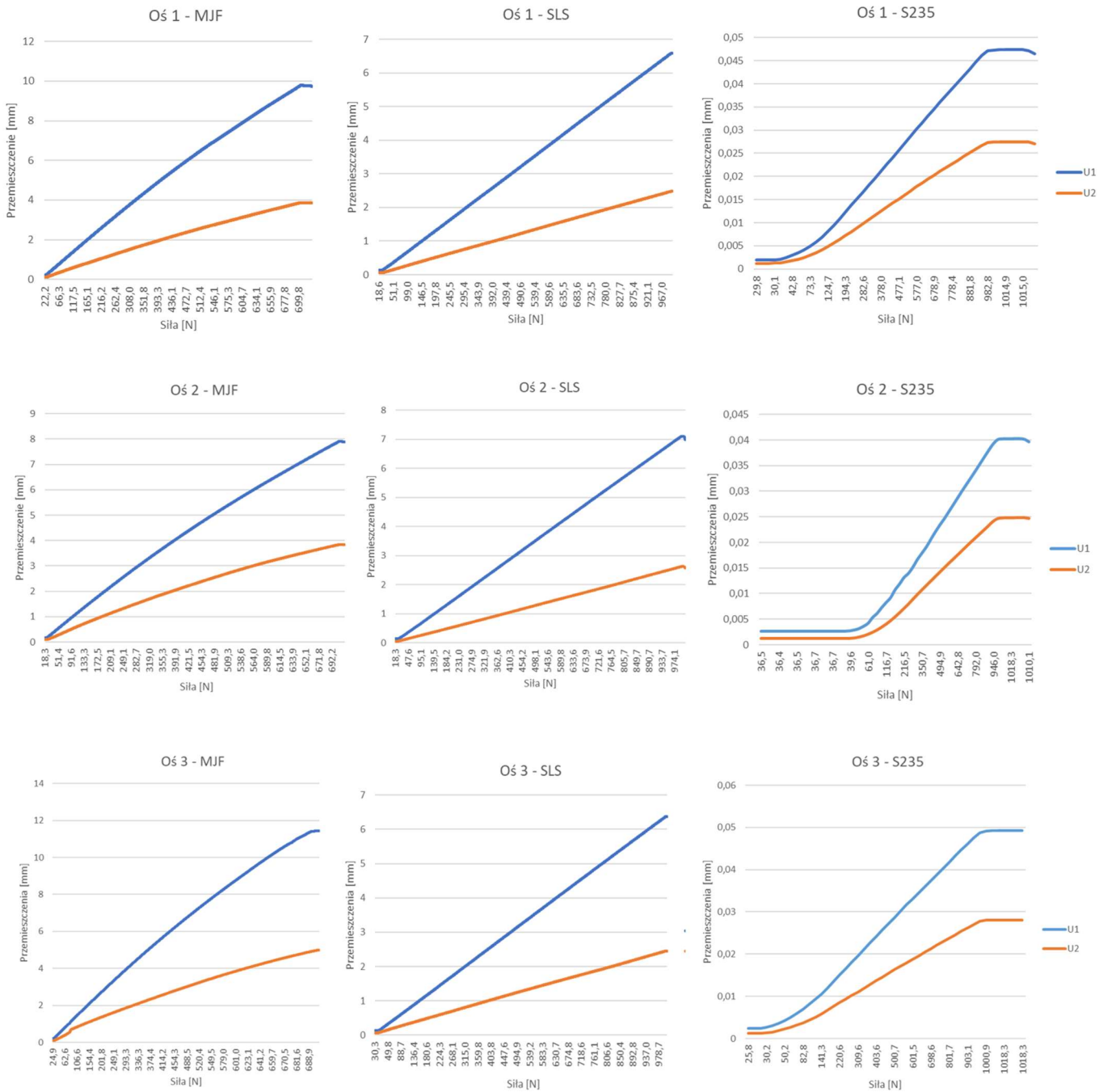
Rys. 8.7. Zależność napężenia od siły dla wszystkich badanych osi

#### 8.4. Wyniki testów doświadczalnych – strzałka ugięcia

Badania przeprowadzono na próbkach wykonanych z trzech różnych materiałów w celu analizy zjawiska skalowania materiałowego oraz porównania ich zachowania w zakresie sprężystym. Głównym parametrem oceny była strzałka ugięcia, której wartość rejestrowano podczas obciążania próbek. Analiza tego zjawiska pozwala na wyznaczenie różnic w sztywności materiałów, wynikających bezpośrednio z ich właściwości sprężystych, a także z geometrii samej próbki.

Ze względu na odmienne właściwości mechaniczne poszczególnych materiałów zastosowano różne wartości siły obciążającej, tak aby każdorazowo zachować pracę próbek w zakresie sprężystym. Dla stali S235 oraz próbek wykonanych w technologii SLS przyjęto obciążenie 1 kN, natomiast dla próbek wytworzonych metodą MJF 0,7 kN.

Na rys. 8.8 przedstawiono zależność przemieszczenia (ugięcia) od siły dla wszystkich badanych osi, stanowiącą punkt wyjścia do dalszej analizy wyników. Natomiast w tabeli 8.2 zestawiono te wyniki z wartościami otrzymanymi z symulacji komputerowej opartej na metodzie elementów skończonych.



Rys.8.8. Zależność przemieszczenia (ugięcia) od siły dla wszystkich badanych osi

Tab.8.2. Zestawienie strzałki ugięcia z badań doświadczalnych i MES

Badana oś	Material	Czujnik ugięcia	Strzałka ugięcia MES [mm]	Strzałka ugięcia eksperyment [mm]	Różnica względna [%]
oś 1	MJF	U1	8.72	9.78	12.16
		U2	3.20	3.86	20.63
	SLS	U1	5.54	6.58	18.77
		U2	2.64	2.48	6.06
	S235	U1	0.045	0.045	0.00
		U2	0.025	0.025	0.00
oś 2	MJF	U1	6.90	7.91	14.64
		U2	2.46	3.83	55.69
	SLS	U1	7.01	7.11	1.43
		U2	2.01	2.62	30.35
	S235	U1	0.04	0.04	0.00
		U2	0.02	0.02	0.00
oś 3	MJF	U1	12.24	11.43	6.62
		U2	5.87	4.99	14.99
	SLS	U1	5.06	6.38	26.09
		U2	2.42	2.45	1.24
	S235	U1	0.05	0.05	0.00
		U2	0.03	0.03	0.00

Porównanie strzałek ugięcia w osi wykazało, że dla stali S235 wyniki pokrywają się z obliczeniami, natomiast w przypadku próbek wytwarzanych przyrostowo (SLS, MJF) odnotowano rozbieżności sięgające względnie nawet 56%. Różnice te wynikają ze specyfiki procesu wytwarzania, który bezpośrednio wpływa na właściwości mechaniczne materiału, przez co dane przyjęte do obliczeń mogą odbiegać od rzeczywistych. W celu uzyskania wiarygodnych modeli obliczeniowych konieczne jest wcześniejsze przebadanie próbek materiałowych pochodzących z konkretnej technologii wytwarzania.

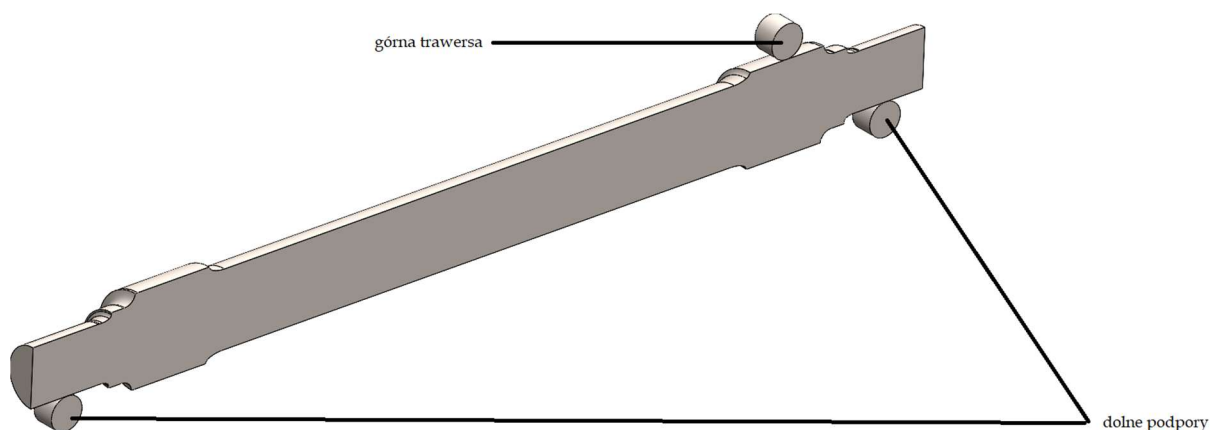
### 8.5. Wyniki badań numerycznych MES

W celu przeprowadzenia analizy numerycznej wykorzystano model połowy wału, co było możliwe dzięki zastosowaniu warunku symetrii względem płaszczyzny osiowej. Geometrię podzielono na elementy czworoboczne drugiego rzędu, co zapewniało odpowiednią dokładność odwzorowania kształtu oraz rozkładu naprężeń. Maksymalna długość krawędzi elementu wynosiła 5 mm, a minimalna – 1 mm. Całkowita liczba węzłów w modelu wyniosła 653 070, natomiast liczba elementów była równa 434 670. W rejonach spodziewanego spiętrzenia naprężeń (m.in. w pobliżu korbów geometrycznych oraz obszarów kontaktowych) zastosowano dodatkowe zagęszczenie siatki do 0,5 mm. Przeprowadzona analiza siatkowania wykazała, że dalsze zagęszczanie elementów nie powodowało istotnych zmian w wynikach, różnice wartości maksymalnych naprężeń nie przekraczały 5%, co uznano za granicę istotności dla potrzeb niniejszych obliczeń. Badania wykonano w programie SolidWorks Simulation. W przeprowadzonych analizach numerycznych z wykorzystaniem metody elementów skończonych prezentowane były naprężenia zredukowane według hipotezy Misesa. Wynikało to z faktu, że w badaniach eksperymentalnych zastosowano rozety tensometryczne. Dzięki nim możliwy był pomiar odkształceń w kilku kierunkach, a następnie poprzez odpowiednią transformację, wyznaczenie odpowiadających im naprężeń Misesa. Takie podejście umożliwiło bezpośrednie porównanie wyników obliczeń komputerowych z rezultatami uzyskanymi w trakcie badań doświadczalnych.

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

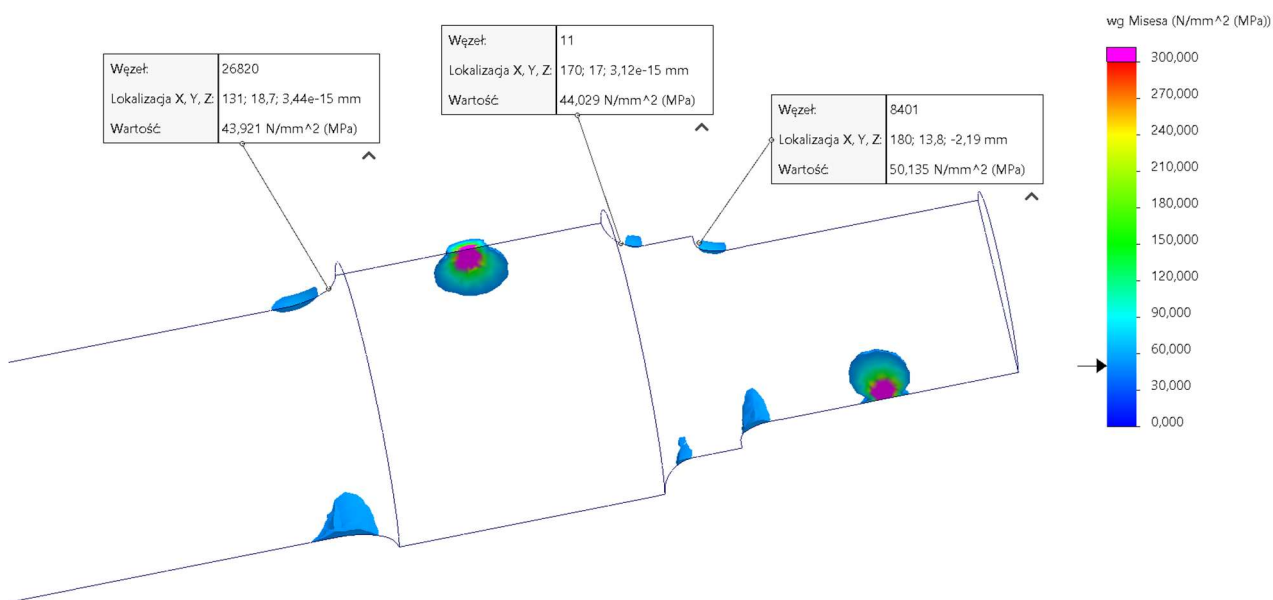
W modelu zdefiniowano warunki kontaktu pomiędzy podporami, trawersą a powierzchnią wału, przyjmując warunek braku przenikania (rys.8.9). Wprowadzono również odpowiednie warunki brzegowe:

1. Warunek symetrii – zablokowanie translacji prostopadłych do płaszczyzny symetrii.
2. Zablokowanie translacji we wszystkich kierunkach na dwóch dolnych podporach.
3. Zablokowanie translacji wzdłuż osi wału na górnej trawersie.
4. Zablokowanie przesunięcia osiowego wału na jednym z jego końców.
5. Zadanie obciążenia pionowego na górnej trawersie.



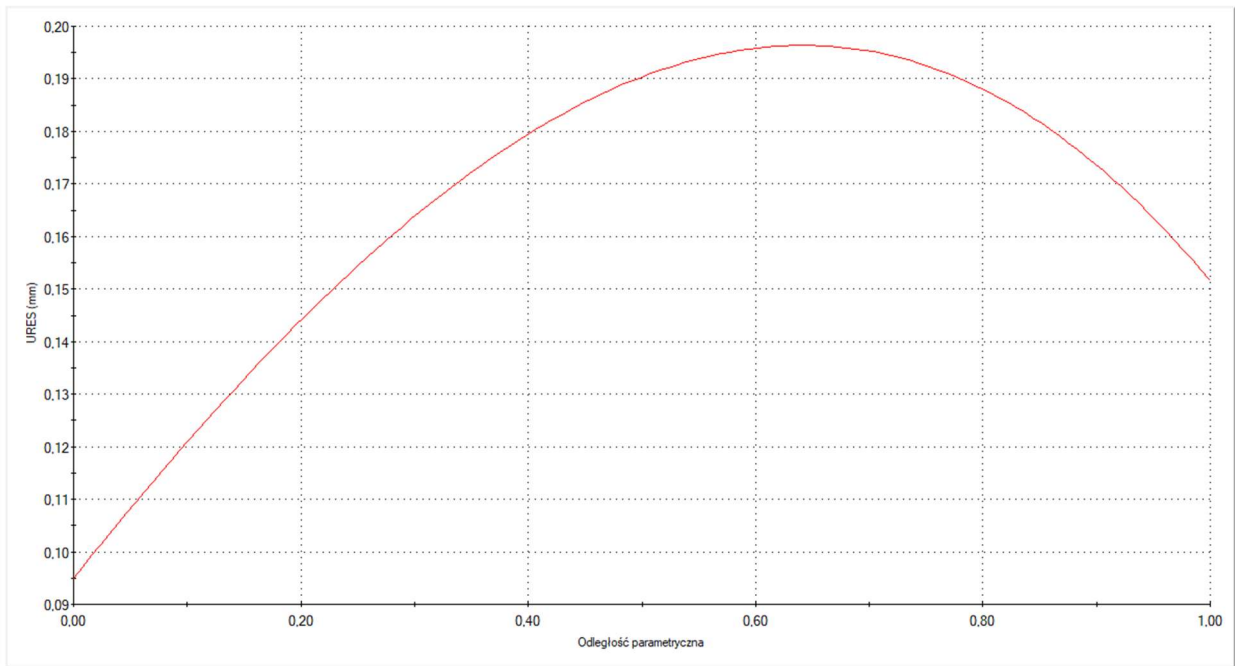
Rys.8.9. Widok modelu obliczeniowego oraz podpór i trawersy.

Analizę przeprowadzono dla trzech poziomów obciążenia: 5 kN, 10 kN oraz 15 kN. Uzyskane wyniki pozwoliły na określenie rozkładu naprężeń oraz przemieszczeń dla każdego z przypadków obciążeniowych, a także na ocenę wpływu wartości siły na maksymalne naprężenia zginające oraz deformację konstrukcji. Na rysunkach 8.10 ÷ 8.15 przedstawiono wyniki dla osi 2. Wyniki dla pozostałych osi oraz zestawienie ich z wynikami z badań doświadczalnych przedstawiono w tabeli zbiorczej 8.3. Porównano tam też wyniki badań MES na wielkoskalowych osiach. Siła w symulacji numerycznej została przeskalowana tak, aby zachować równość strzałek ugięcia, co jednocześnie powoduje pięciokrotny spadek naprężeń w modelu MES. W celu dokonania porównania naprężeń wyniki naprężeń otrzymane w programie SolidWorks na modelach wielkoskalowych należy pomnożyć razy 5.

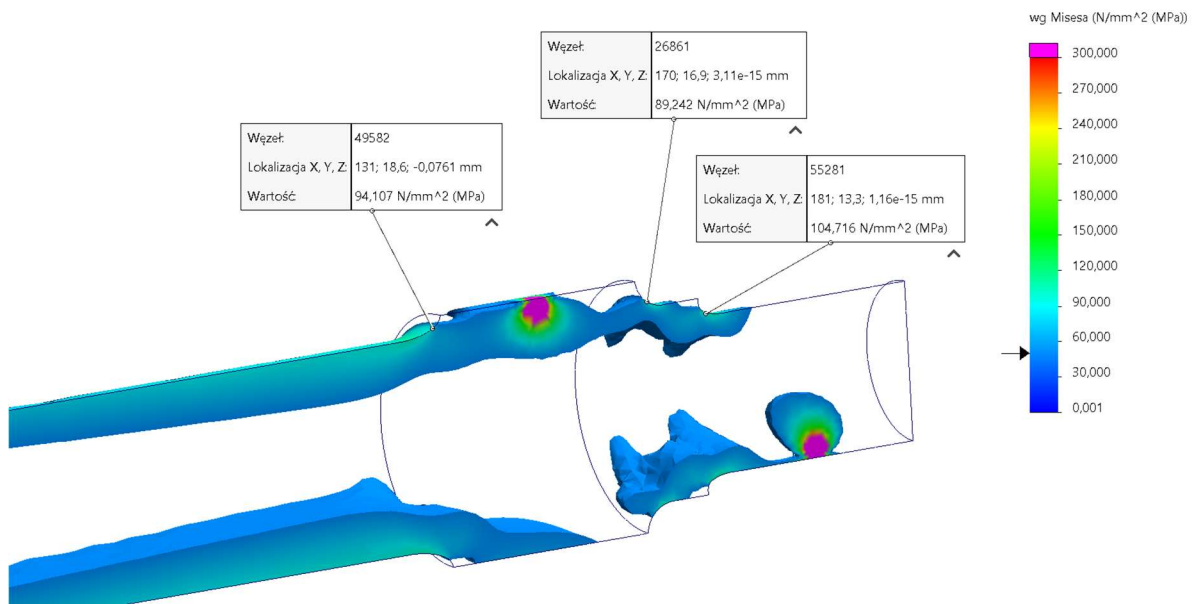


Rys. 8.10. Rozkład naprężeń zredukowanych (powyżej 50MPa) oraz wartości naprężeń w miejscach przyklejenia tensometrów dla siły 5kN

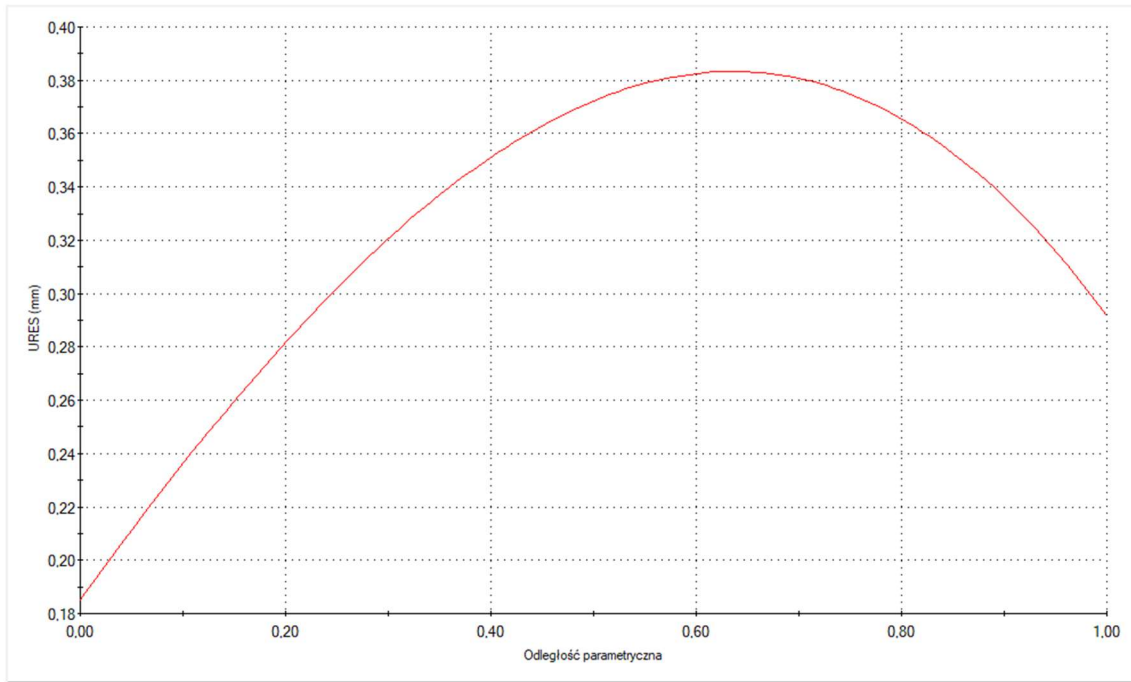
## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych



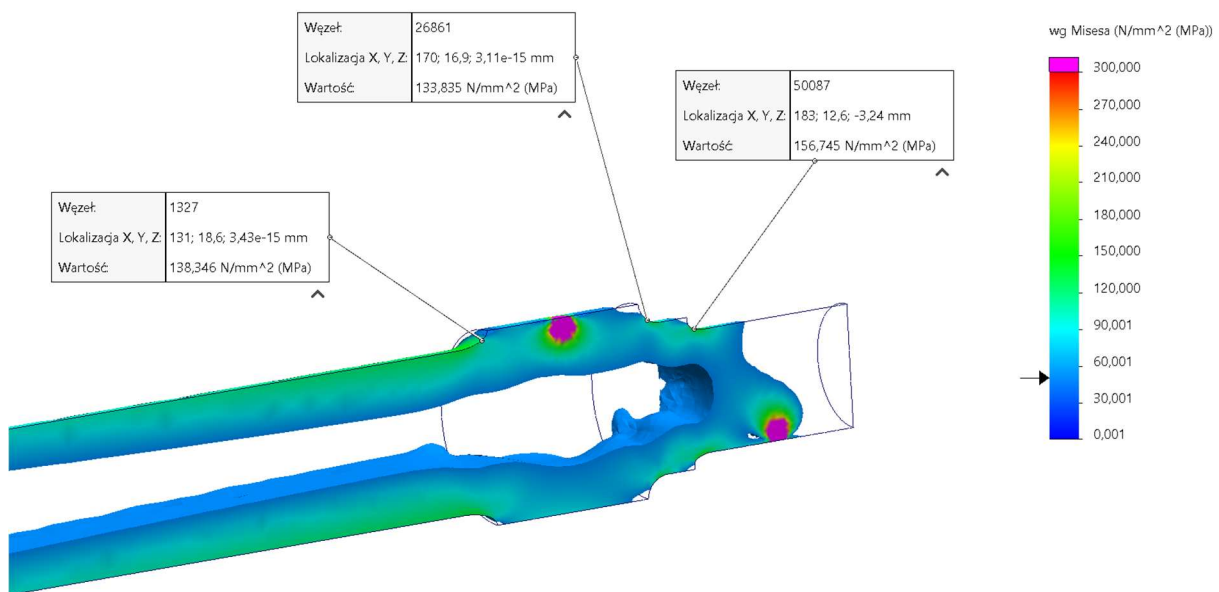
Rys. 8.11. Wykres ugięcia wału pomiędzy kołami dla siły 5kN



Rys. 8.12. Rozkład naprężeń zredukowanych (powyżej 50MPa) oraz wartości naprężeń w miejscach przyklejenia tensometrów dla siły 10kN

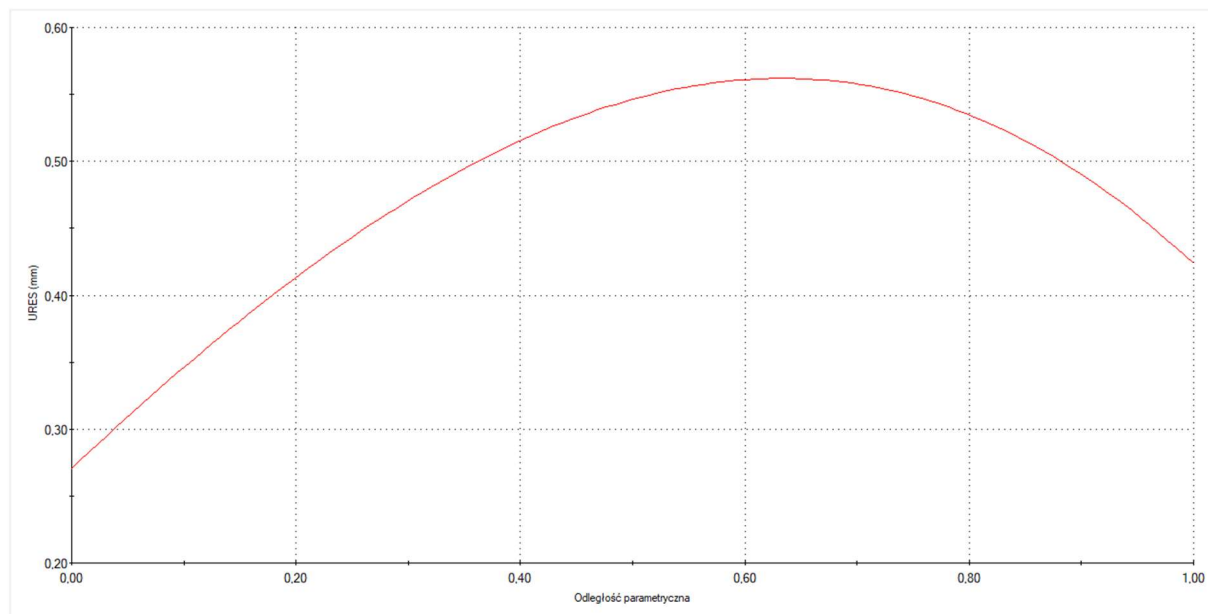


Rys. 8.13. Wykres ugięcia wału pomiędzy kołami dla siły 10kN



Rys. 8.14. Rozkład naprężeń zredukowanych (powyżej 50MPa) oraz wartości naprężeń w miejscach przyklejenia tensometrów dla siły 15kN

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych



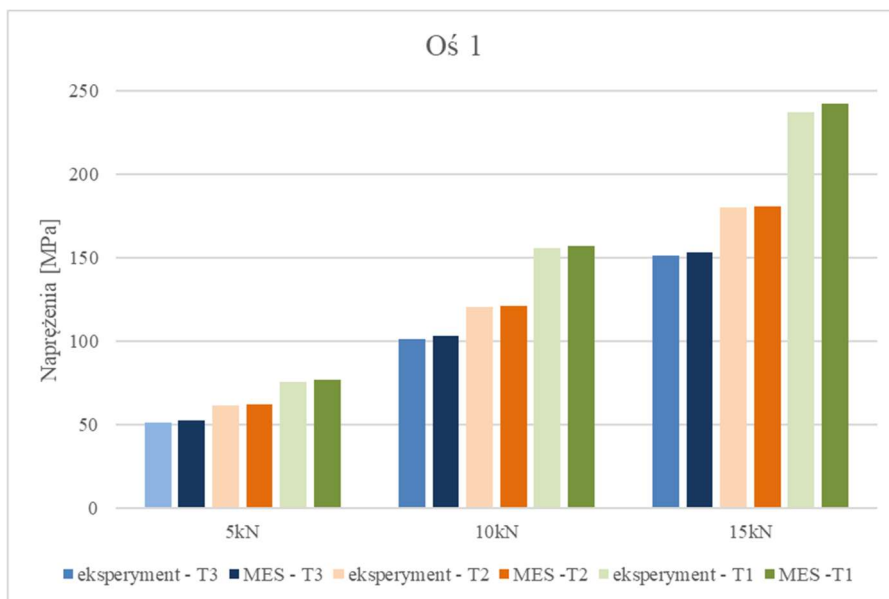
Rys. 8.15. Wykres ugięcia wału pomiędzy kołami dla siły 15kN

Na rysunkach 8.16 ÷ 8.18 przedstawiono na wykresach zestawienie wyników z badań eksperymentalnych oraz numerycznych ze wszystkich trzech próbek, natomiast na rysunku 8.19 zestawiono różnice względne dla wszystkich badanych przypadków.

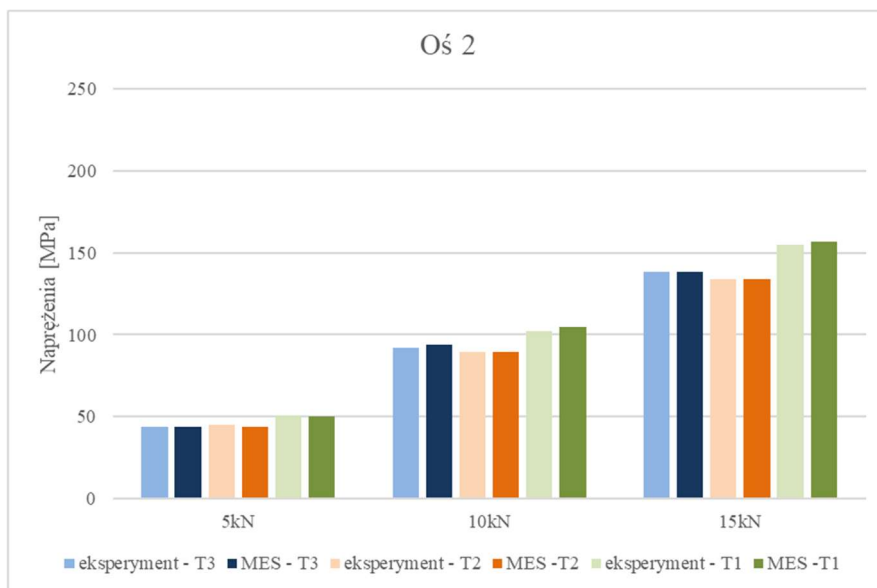
Tab.8.3. Zestawienie wyników z badań tensometrycznych

Badana oś	Siła [kN]	Tensometr	Naprężenia MES [MPa]	Naprężenia eksperyment [MPa]	Różnica względna [%]	Siła [kN]	Naprężenia MES wielkoskalowe [MPa]	Siła przemnożona x5 [kN]	Naprężenia MES wielkoskalowe przemnożone x5 [MPa]
oś 1	5	T1	76.98	75.74	1.61	25	15.40	125	76.98
		T2	62.30	61.45	1.36		12.46		62.30
		T3	52.39	51.25	2.17		10.48		52.39
	10	T1	156.98	155.59	0.88	50	31.40	250	156.98
		T2	120.98	120.57	0.33		24.20		120.98
		T3	102.80	101.07	1.68		20.56		102.80
	15	T1	241.91	237.3	1.91	75	48.38	375	241.91
		T2	180.38	179.85	0.29		36.08		180.38
		T3	153.23	151.05	1.42		30.65		153.23
oś 2	5	T1	50.13	50.80	1.33	25	10.03	125	50.13
		T2	44.03	45.17	2.59		8.81		44.03
		T3	43.92	44.12	0.46		8.78		43.92
	10	T1	104.72	102.05	2.55	50	20.94	250	104.72
		T2	89.24	89.40	0.18		17.85		89.24
		T3	94.10	92.08	2.14		18.82		94.10
	15	T1	156.75	154.71	1.30	75	31.35	375	156.75
		T2	133.84	134.01	0.13		26.77		133.84
		T3	138.35	138.27	0.06		27.67		138.35
oś 3	5	T1	60.76	59.39	2.25	25	12.15	125	60.76
		T2	64.45	62.86	2.46		12.89		64.45
		T3	63.12	61.29	2.90		12.62		63.12
	10	T1	119.10	117.79	1.10	50	23.82	250	119.10
		T2	125.64	124.42	0.97		25.13		125.64
		T3	121.98	120.5	1.21		24.40		121.98
	15	T1	179.14	177.44	0.95	75	35.83	375	179.14
		T2	188.10	186.19	1.01		37.62		188.10
		T3	181.72	179.87	1.02		36.34		181.72

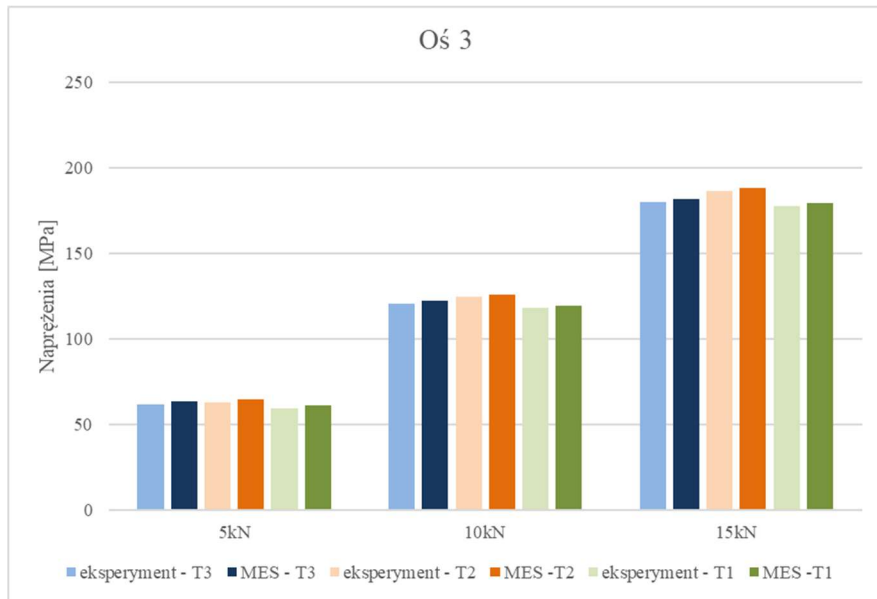
## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych



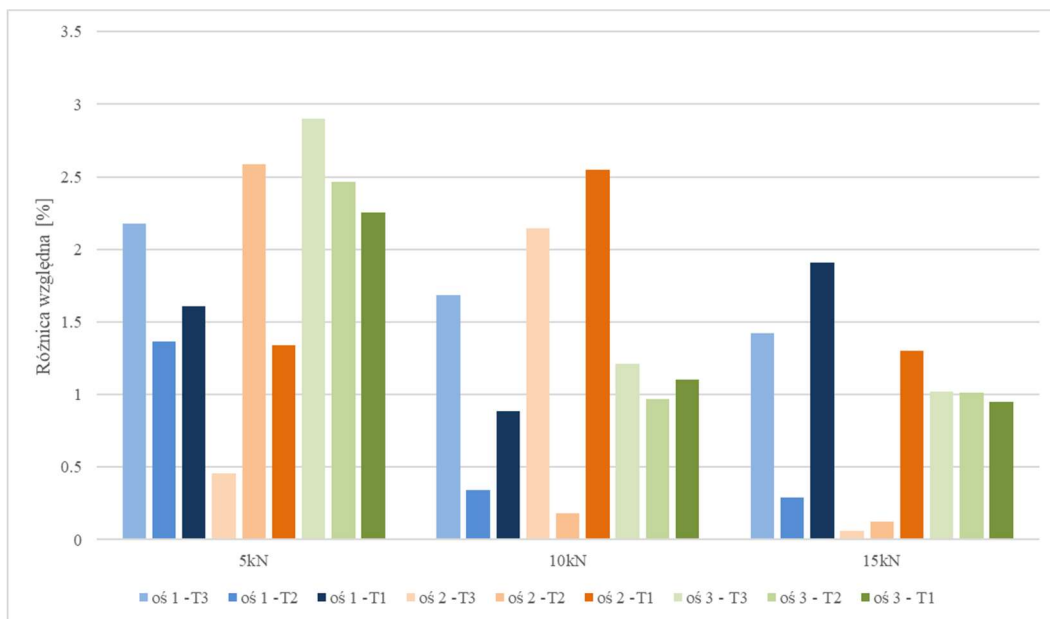
Rys.8.16. Wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych i numerycznych dla osi 1 (naprężenia Misesa)



Rys.8.17. Wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych i numerycznych dla osi 2 (naprężenia Misesa)



Rys.8.18. Wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych i numerycznych dla osi 3 (naprężenia Misesa)



Rys. 8.19. Rozkład różnicy względnej między badaniami stanowiskowymi a MES

Tab.8.4. Zestawienie strzałki ugięcia z badań doświadczalnych i numerycznych

Badana oś	Siła [kN]	Strzałka ugięcia MES [mm]	Strzałka ugięcia eksperyment [mm]	Różnica względna [%]	Siła [kN]	Strzałka ugięcia MES wielko-skalowe [mm]
oś 1	5	0.24	0.23	4.17	25	0.24
	10	0.48	0.45	6.25	50	0.48
	15	0.68	0.65	4.41	75	0.68
oś 2	5	0.19	0.18	5.26	25	0.19
	10	0.37	0.39	5.41	50	0.37
	15	0.55	0.53	3.64	75	0.55
oś 3	5	0.24	0.23	4.17	25	0.24
	10	0.47	0.45	4.26	50	0.47
	15	0.69	0.66	4.35	75	0.69

Po zakończeniu badań wytrzymałościowych wykonano dodatkowe pomiary metrologiczne z wykorzystaniem współrzędnościowej maszyny pomiarowej Wenzel z głowicą Renishaw PH10M (rys.8.20). Pozwoliły one nie tylko porównać wymiary rzeczywiste z nominalnymi, ale również zarejestrować odkształcenia powstałe w próbkach po ich obciążeniu. Jest to istotne z punktu widzenia oceny wiarygodności wyników ugięcia oraz wpływu zmian geometrii na charakterystykę pracy próbek.



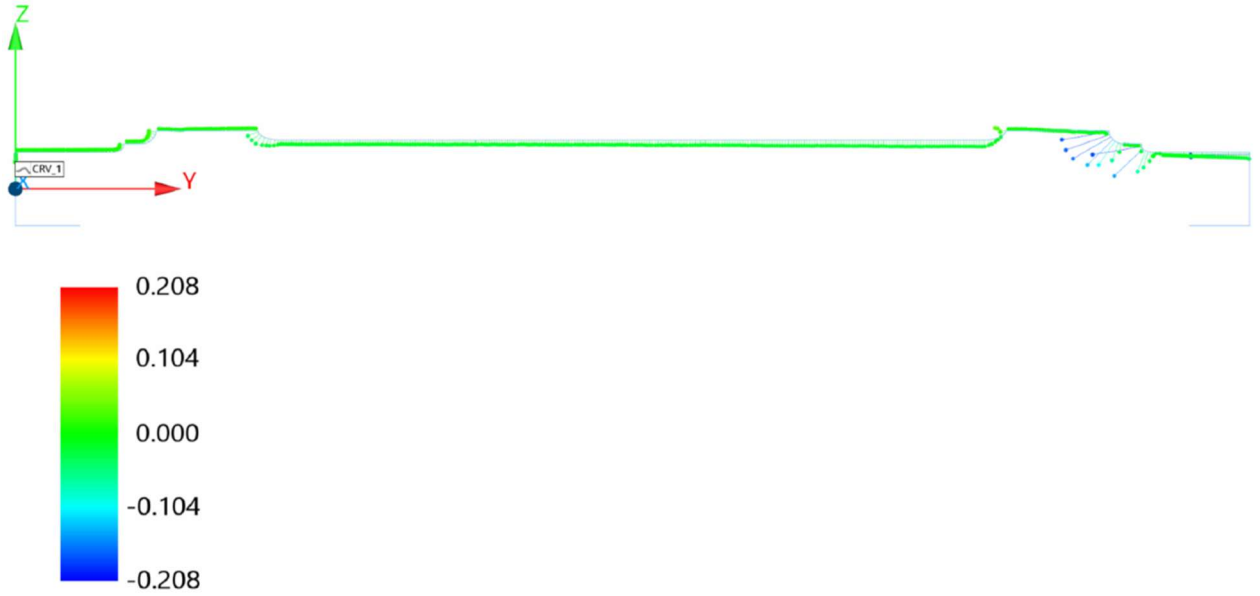
Rys.8.20. Pomiary na maszynie współrzędnościowej Wenzel

Wyniki pomiarów współrzędnościowych dla osi 2 zestawiono w tabeli 8.5, umożliwiając porównanie wymiarów nominalnych z wartościami zmierzonymi oraz określenie odchyłek geometrycznych. Dla przejrzystej prezentacji rozkładu niezgodności przygotowano również rysunki z półprzekrojami próbek (rys.8.21÷8.23), na których zaznaczono odchyłki wymiarowe względem modelu nominalnego.

Tab.8.5. Porównanie wartości nominalnych ze zmierzonymi osi 2

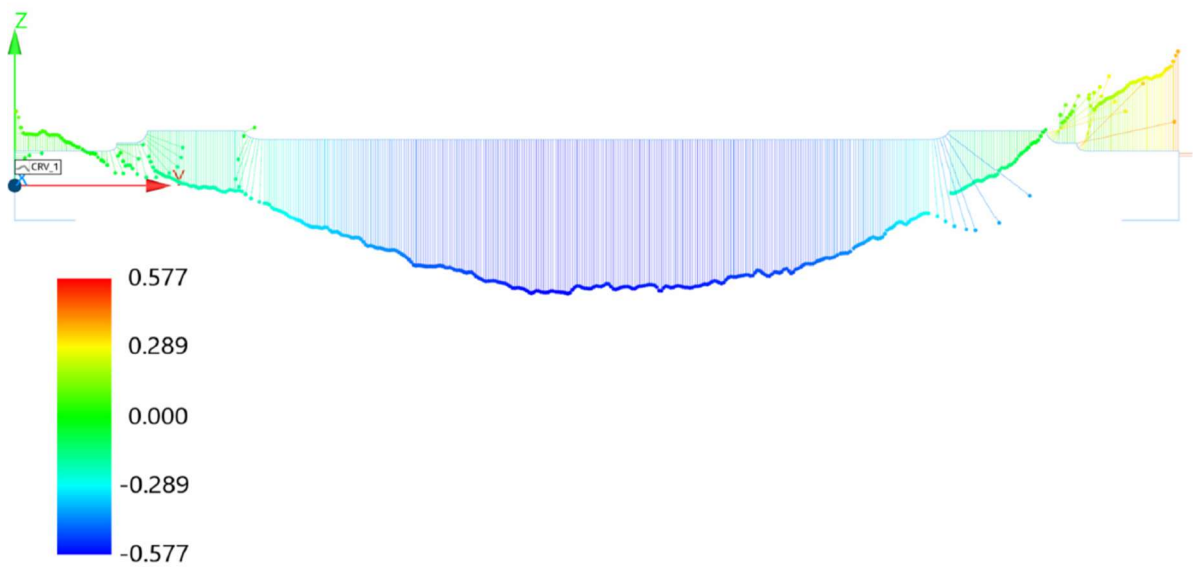
Lp.	Typ cech	Wartość nominalna [mm]	Material	Wartość zmierzona [mm]
1	Średnica $\varnothing$ zewnętrzna	26.000	S235	26.010
			MJF	25.961
			SLS	25.892
2	Średnica $\varnothing$ zewnętrzna	32.000	S235	32.011
			MJF	31.955
			SLS	31.893
3	Średnica $\varnothing$ zewnętrzna	41.000	S235	41.011
			MJF	41.027
			SLS	40.837
4	Średnica $\varnothing$ zewnętrzna	34.600	S235	34.605
			MJF	34.544
			SLS	34.417
5	Średnica $\varnothing$ zewnętrzna	41.000	S235	41.007
			MJF	40.990
			SLS	40.811
6	Średnica $\varnothing$ zewnętrzna	32.000	S235	32.009
			MJF	31.917
			SLS	31.849
7	Średnica $\varnothing$ zewnętrzna	26.000	S235	26.009
			MJF	25.894
			SLS	25.852

### PÓŁPRZEKRÓJ



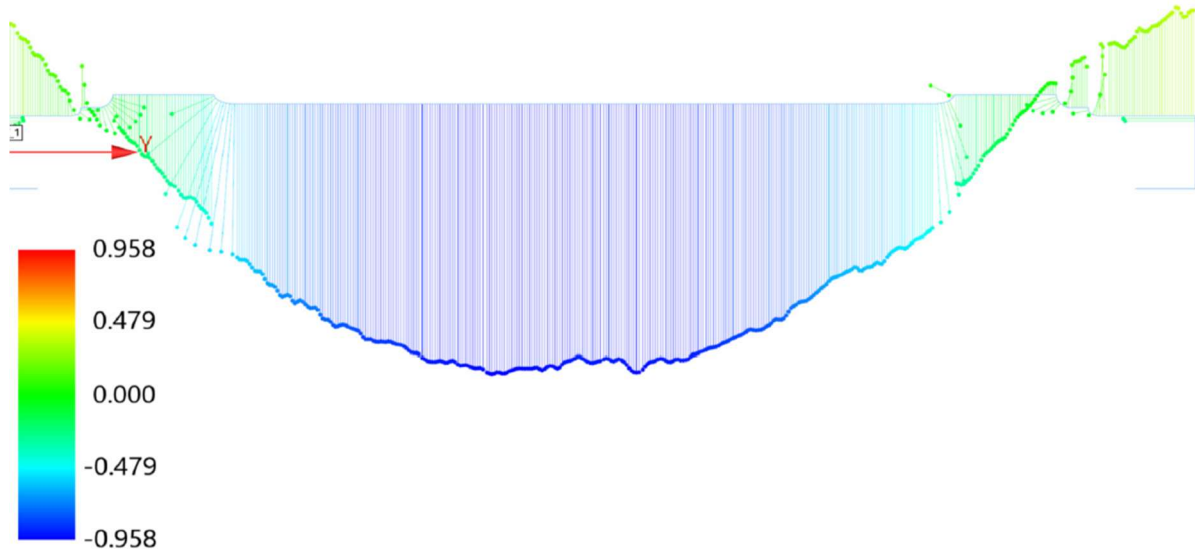
Rys. 8.21. Widok półprzekroju z odchyłkami w [mm] osi 2 – materiał S235

### PÓŁPRZEKRÓJ



Rys. 8.22. Widok półprzekroju z odchyłkami w [mm] osi 2 – materiał MJF

### PÓŁPRZEKRÓJ



Rys. 8.23. Widok półprzekroju z odchyłkami w [mm] osi 2 – materiał SLS

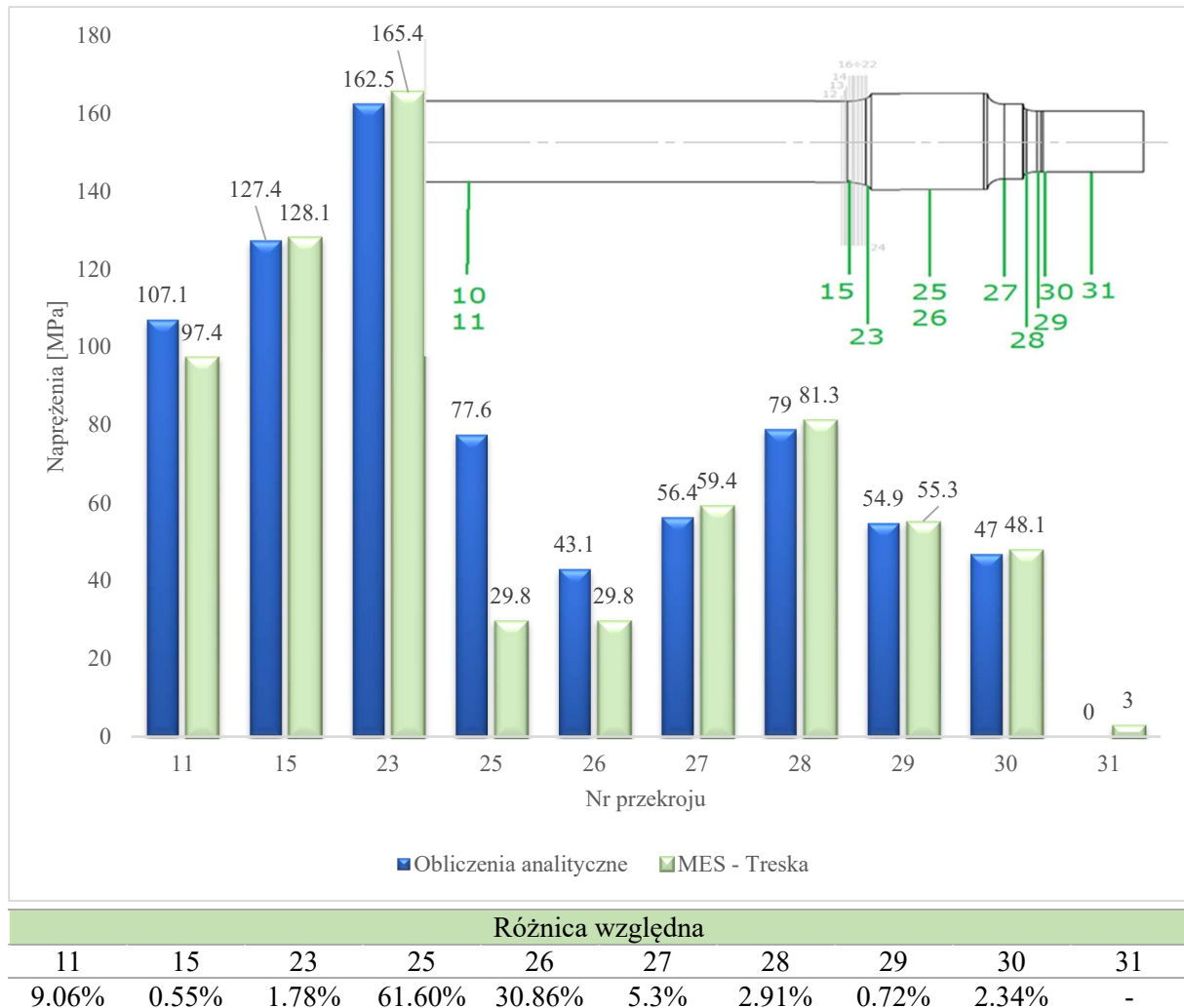
Zarejestrowane odchyłki średnicy osi mogą istotnie wpływać na wartość strzałki ugięcia, osiągając poziom kilku procent. Wynika to z faktu, że ugięcie belki obciążonej poprzecznie jest odwrotnie proporcjonalne do czwartej potęgi jej średnicy. W obszarze środkowym osi stwierdzono występowanie ujemnych odchyłek wymiarowych, co skutkuje zwiększeniem wartości ugięcia w porównaniu z osią o wymiarach nominalnych.

## 9. Omówienie otrzymanych wyników

W celu przeprowadzenia analizy porównawczej wyników, dane uzyskane zarówno z obliczeń analitycznych, jak i z badań numerycznych opartych na metodzie elementów skończonych (MES), zostały zilustrowane w formie wykresów słupkowych. Na rysunku 9.1 przedstawiono zestawienie wyników uzyskanych obiema metodami. W prawym górnym rogu wykresu zamieszczono oznaczenia przekrojów na osi. Zielonym kolorem oznaczono przekroje, dla których wyniki uzyskano na podstawie obliczeń analitycznych. Z kolei przekroje zaznaczone kolorem szarym (numery 12÷14 oraz 16÷22) odpowiadają lokalizacjom tensometrów zastosowanych podczas eksperymentu.

W przypadku obliczeń analitycznych niecelowe jest porównywanie wyników w każdym z punktów odpowiadających blisko siebie rozmieszczonym tensometrom. Wynika to z tego, że w analizie analitycznej stosowane są te same zależności matematyczne dla sąsiednich punktów, a różnice w położeniu są na tyle niewielkie, że nie mają istotnego wpływu na wartość uzyskanych wyników. Uwzględnienie wszystkich tych punktów mogłoby prowadzić do sztucznego zawyżenia rozbieżności pomiędzy wynikami analitycznymi a wynikami uzyskanymi metodą MES, co nie odzwierciedlałoby rzeczywistego poziomu zgodności między tymi dwoma metodami obliczeniowymi.

Jak przedstawiono na rysunku 9.1, wyniki uzyskane metodą analityczną oraz metodą elementów skończonych wykazują ogólną zbieżność. Największe rozbieżności obserwuje się w rejonie przekrojów nr 25 i 26, które odpowiadają strefie osadzenia koła jezdne. Różnice te wynikają przede wszystkim z założeń przyjętych w modelu analitycznym, w którym całkowity moment gnący przyjmuje się jako przenoszony wyłącznie przez oś, czyli najgorszy możliwy przypadek. W rzeczywistości jednak część momentu jest przejmowana bezpośrednio przez koło, co prowadzi do lokalnego odciążenia osi. Ponadto, w analizowanym obszarze w obliczeniach analitycznych występuje nagła zmiana wartości momentu, co skutkuje skokowym przejściem. Natomiast w wynikach uzyskanych z symulacji numerycznej (MES) przejście to ma charakter bardziej ciągły, lepiej odzwierciedlając rzeczywisty, rozproszony rozkład momentów zginających w tej części konstrukcji.



Rys.9.1. Wyniki uzyskane z badań analitycznych i numerycznych (naprężenia Treski)

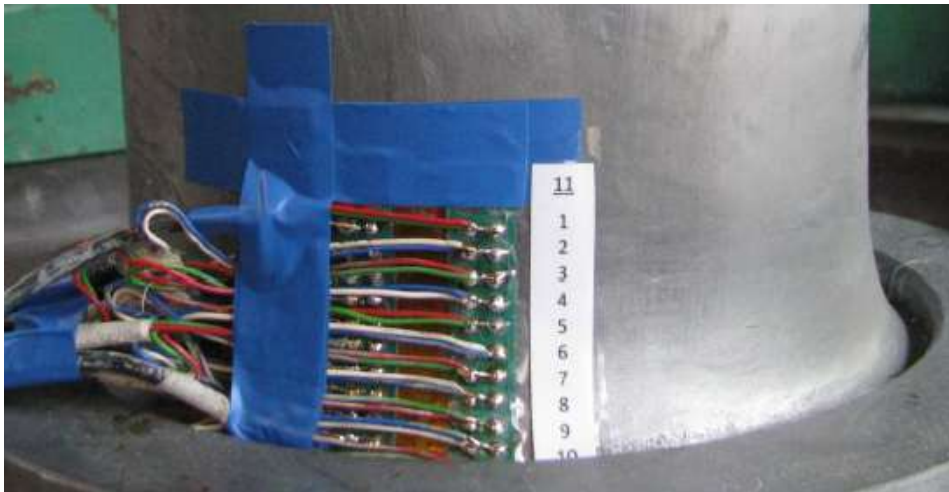
Na rysunku 9.2 przypomniano schemat rozmieszczenia tensometrów zastosowanych podczas badań stanowiskowych. Wyniki porównawcze uzyskane z eksperymentu oraz symulacji numerycznych przedstawiono na rysunkach 9.3÷9.5. Analiza porównawcza wskazuje na dobrą zgodność między danymi eksperymentalnymi a wynikami uzyskanymi metodą elementów skończonych.

Największa zaobserwowana różnica względna wynosi 5,9% i dotyczy tensometru nr 1 w pierwszej próbce badawczej. Pozostałe różnice względne zostały zestawione na rysunku 9.6. Tego typu różnice mieszczą się w zakresie typowym dla porównań danych eksperymentalnych z wynikami symulacji numerycznych.

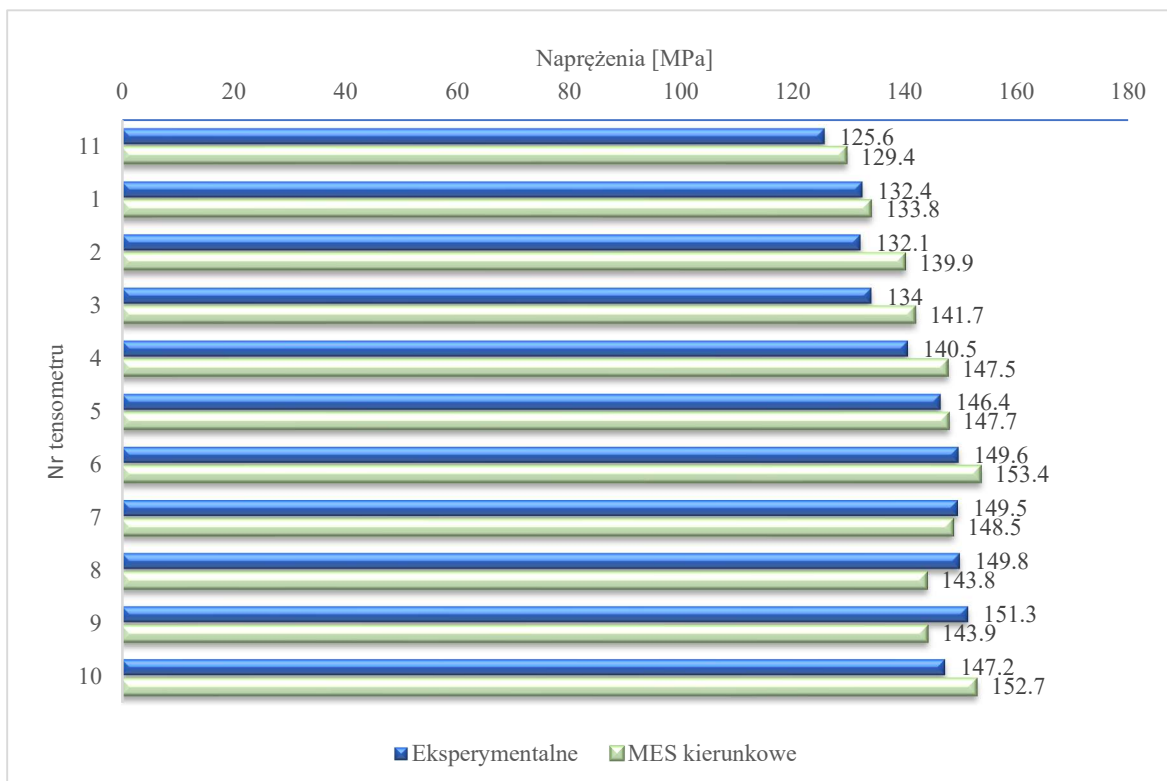
Niewielkie odchylenia pomiędzy wartościami eksperymentalnymi i numerycznymi mogą wynikać z kilku czynników. Po pierwsze, możliwe jest minimalne przesunięcie tensometru względem planowanej lokalizacji, wynikające z dopuszczalnego błędu podczas procesu klejenia. Po drugie, wpływ mogą mieć drobne różnice geometryczne elementów, związane z tolerancjami

wykonawczymi, które w sposób naturalny występują w trakcie procesu produkcyjnego.

Wysoki poziom zgodności potwierdza nie tylko poprawność opracowanego modelu numerycznego, lecz także zasadność zastosowania metody elementów skończonych do tego typu zagadnień. Metoda ta okazała się skutecznym narzędziem odwzorowującym rzeczywisty stan naprężeń i odkształceń w badanym układzie, co pozwala na jej wykorzystanie zarówno w celach projektowych, jak i diagnostycznych.

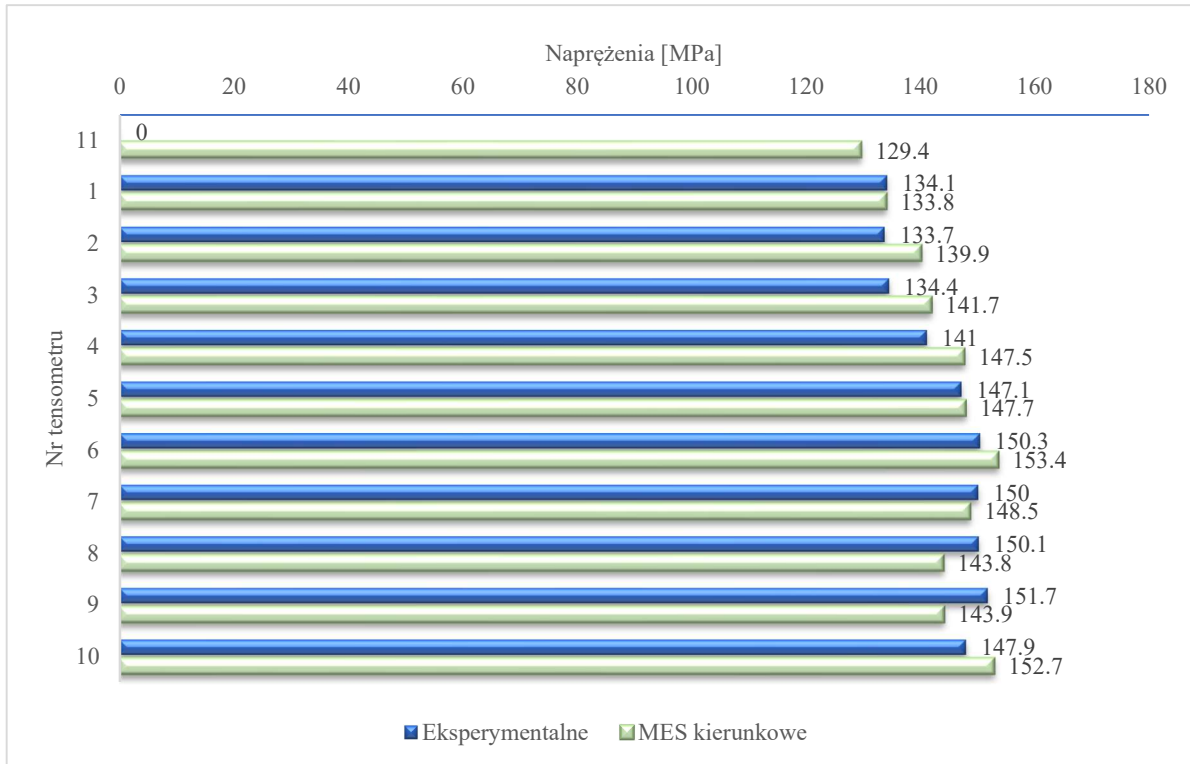


Rys.9.2. Umiejscowienie tensometrów podczas badań eksperymentalnych

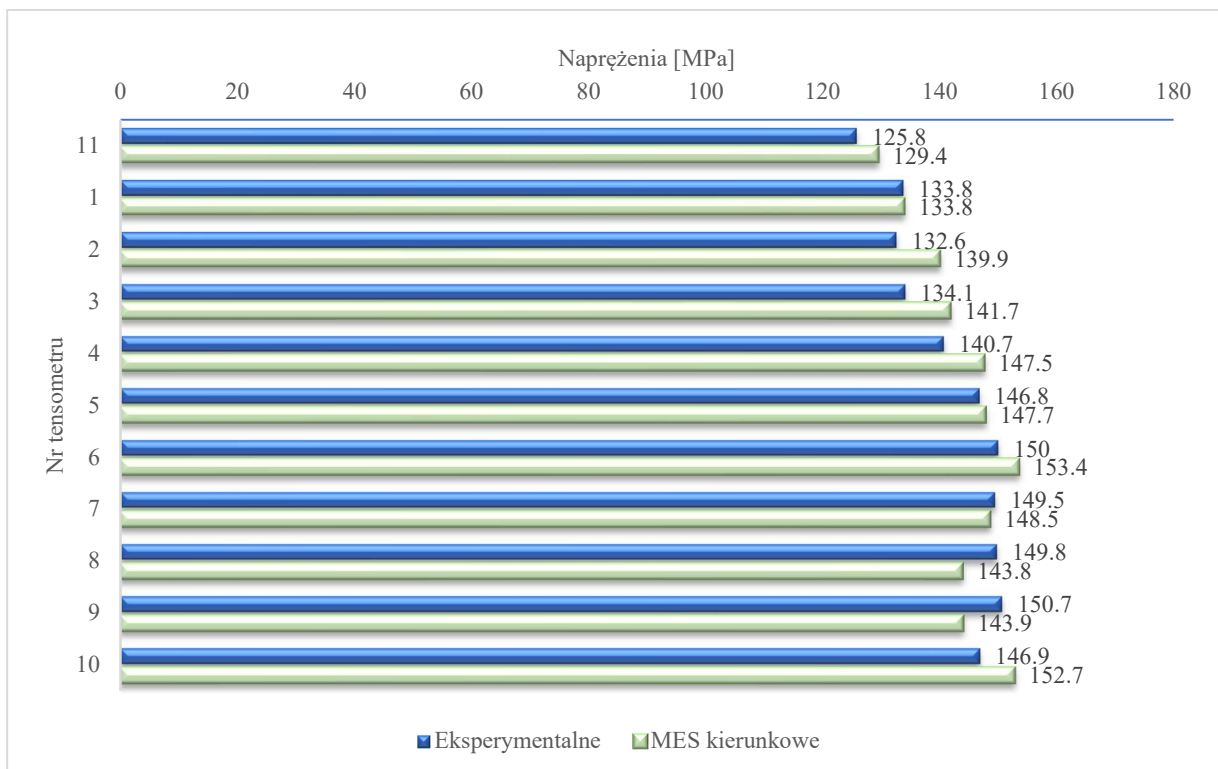


Rys.9.3. Wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych i numerycznych (MES) (naprężenia osiowe) – próbka 1

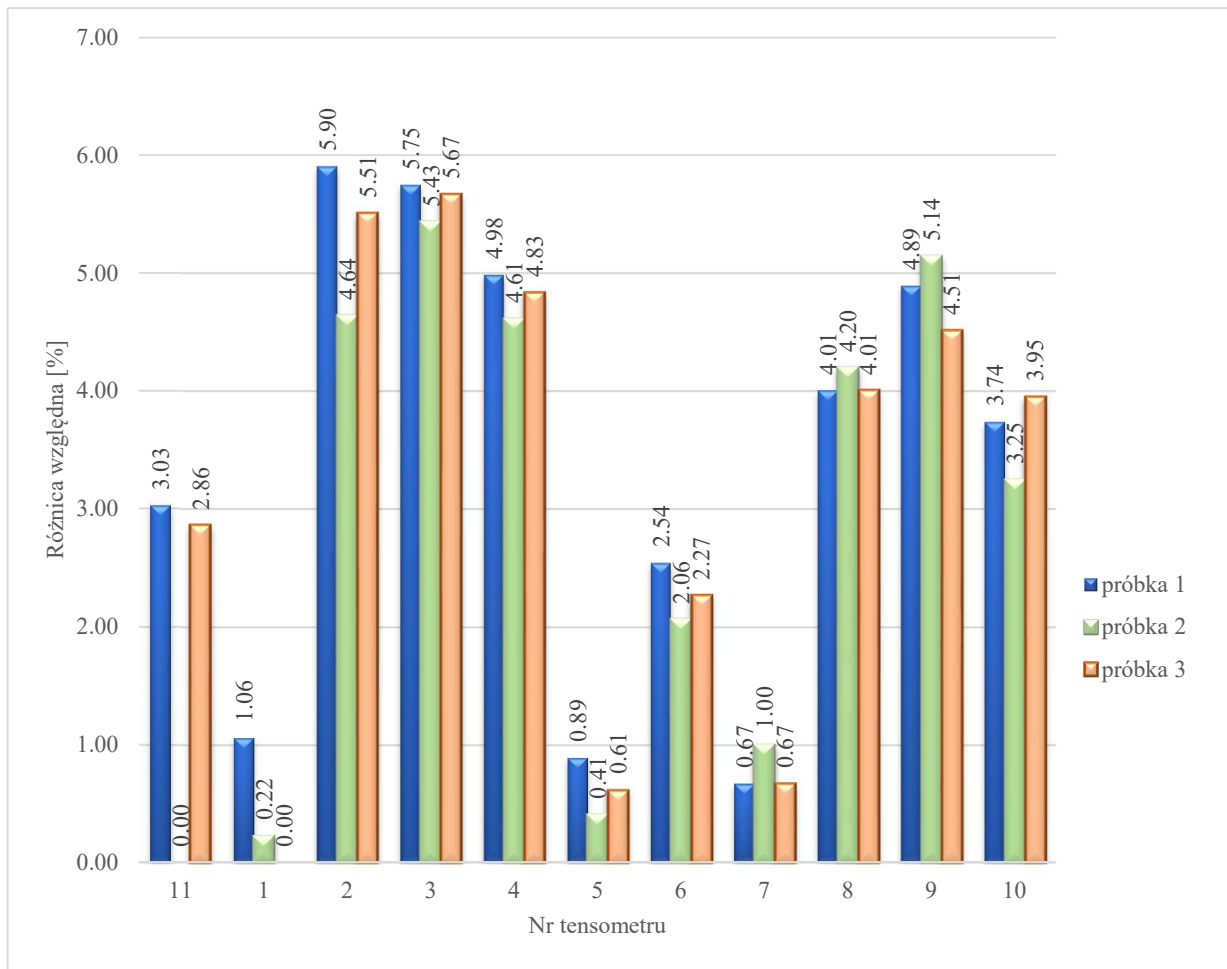
## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych



Rys.9.4. Wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych i numerycznych (MES) (naprężenia osiowe) – próbka 2



Rys.9.5. Wyniki uzyskane z badań eksperymentalnych i numerycznych (MES) (naprężenia osiowe) – próbka 3



Rys. 9.6. Rozkład różnicy względnej między badaniami stanowiskowych a MES

## 10. Podsumowanie i wnioski

Punktem wyjścia do podjęcia tematyki niniejszej rozprawy była analiza aktualnego stanu wiedzy oraz praktycznych potrzeb inżynierii kolejowej w zakresie oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi tocznych kolejowych zestawów kołowych. W pierwszej kolejności szczegółowej analizie poddana została obowiązująca norma PN-EN 13103-1+A1:2023-05 [3], która stanowi obecnie główny punkt odniesienia w projektowaniu osi. W toku analizy ujawniono szereg ograniczeń tej normy, zarówno w warstwie formalnej, jak i merytorycznej. Choć zakres niniejszej pracy nie pozwalał na pełne opracowanie wszystkich zidentyfikowanych nieścisłości, stanowią one wartościowy obszar do dalszych badań.

W pracy skoncentrowano się przede wszystkim na wdrożeniu podejścia opartego na Metodzie Elementów Skończonych (MES) jako alternatywy i uzupełnienia dla klasycznych analiz normatywnych. MES jako narzędzie numeryczne oferuje znacznie większą elastyczność i precyzję, szczególnie istotną przy ocenie niestandardowych rozwiązań konstrukcyjnych, a także przypadków napraw i regeneracji osi użytkowanych przez wiele lat w różnych warunkach eksploatacyjnych.

Motywacją do podjęcia badań były również obserwacje płynące z codziennej pracy inżynierskiej. W praktyce często spotyka się przypadki osi odbiegających od obecnych standardów, na przykład ze sfazowaniem zamiast rowka odciążającego, czy z maźnicą umieszczoną między kołami, a nie po zewnętrznej stronie kół, co znacząco zmienia rozkład sił działających na oś. Dla takich przypadków norma nie przewiduje jednoznacznego sposobu oceny trwałości zmęczeniowej, a nieprzewidzenie przez normę użycia metody numerycznej (MES) do oceny wytrzymałości zmęczeniowej ogranicza możliwość podejmowania rzetelnych decyzji diagnostycznych i projektowych.

Równolegle, rosnące wymagania w zakresie zrównoważonego projektowania i gospodarki obiegu zamkniętego stawiają przed inżynierami nowe wyzwania. W szczególności pojawiła się potrzeba określania wymiarów regeneracyjnych już na etapie projektowania, co pozwala zmniejszyć zużycie zasobów i zoptymalizować koszty eksploatacyjne. W istniejącej metodyce brakuje mechanizmów uwzględniania takich aspektów w sposób systematyczny.

Wreszcie, istotnym impulsem do realizacji pracy był aspekt uproszczenia i automatyzacji analiz. Coraz więcej klientów oczekuje dostępu do narzędzi umożliwiających samodzielne wykonywanie analiz zmęczeniowych, bez konieczności angażowania wysoko wyspecjalizowanej kadry. Odpowiedzią na to wyzwanie stało się opracowanie autorskiego narzędzia obliczeniowego, które integruje wiedzę ekspercką z nowoczesnym podejściem

numerycznym i może być wykorzystywane zarówno wewnętrznie, jak i w przyszłości udostępnione na zewnątrz. Dodatkowo po pewnych modyfikacjach może służyć również jako arkusz wstępnej oceny osi „staroużytecznych” do dalszej eksploatacji.

Celem niniejszej rozprawy było opracowanie alternatywnej metody oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych pojazdów szynowych w oparciu o Metodę Elementów Skończonych (MES). W toku przeprowadzonych badań oraz prac analitycznych cel ten został w pełni osiągnięty. Opracowana metoda pozwala na znacznie bardziej elastyczne i dokładne podejście do oceny wytrzymałościowej elementów konstrukcyjnych osi, zarówno w wariantach standardowych, jak i nietypowych rozwiązań geometrycznych.

Podczas prowadzonych badań zwrócono uwagę na istotny aspekt praktyczny, jakim jest konieczność uwzględniania tzw. wymiarów naprawczych już na etapie wstępnych obliczeń osi. Są to minimalne dopuszczalne wymiary, do których można zmniejszyć powierzchnię osadzenia, na przykład w sytuacji, gdy podczas wymiany koła konieczne staje się jej przeszlifowanie z powodu utraty wymaganych parametrów. W dotychczasowej praktyce inżynierskiej wartości te znajdowały się w dokumentacji systemu utrzymania, jednak nie były one poparte obliczeniami. W konsekwencji każdorazowa próba wprowadzenia zmian wymagała dodatkowych analiz wytrzymałościowych, a w niektórych przypadkach prowadziła wręcz do konieczności wymiany całej osi na nową. Takie podejście generowało zarówno dodatkowe koszty, jak i negatywnie wpływało na środowisko poprzez zwiększenie ilości złomu. Nowe rozwiązanie zaproponowane w ramach niniejszej pracy zakłada, że wymiary naprawcze wyznaczane są już w trakcie obliczeń projektowych. Dzięki temu możliwe jest nie tylko ograniczenie liczby dodatkowych analiz i uproszczenie procedur serwisowych, lecz także znaczące wydłużenie żywotności osi. W efekcie poprawie ulegają zarówno aspekty ekonomiczne (niższe koszty utrzymania i napraw), jak i ekologiczne (mniejsze zużycie materiałów i ograniczenie odpadów).

Zrealizowane badania potwierdziły postawioną hipotezę badawczą, zakładającą, że wdrożenie innowacyjnej metody oceny wytrzymałości zmęczeniowej istotnie usprawni i przyspieszy proces projektowania osi pojazdów szynowych oraz wzbogaci dotychczasowe podejście metodologiczne do tego typu zagadnień. Metoda ta nie tylko rozszerza możliwości analityczne, ale także umożliwia integrację różnych aspektów projektowania i eksploatacji już na wczesnych etapach prac inżynierskich.

Dodatkową wartością rozprawy jest opracowanie i zaproponowanie dedykowanego narzędzia obliczeniowego, które w sposób innowacyjny integruje podejście analityczne

## Alternatywna metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawów kołowych w pojazdach szynowych

z obliczeniami numerycznymi. Szczególnie cennym elementem tego rozwiązania jest możliwość automatycznego generowania modelu 3D na podstawie dostępnych danych wejściowych, co znacząco ułatwia przechodzenie pomiędzy metodami obliczeniowymi.

W pracy uwzględniono dodatkowy rozdział poświęcony badaniom osi kolejowych w małej skali, który nie był pierwotnie przewidziany w założeniach badawczych. Jego realizacja wniosła jednak istotną wartość zarówno poznawczą, jak i praktyczną, uzupełniając całość rozważań. Przeprowadzone badania wykazały, że uzyskane wyniki pozostają w bardzo dobrej zgodności z rezultatami analiz numerycznych (MES). Potwierdza to zasadność podejścia opartego na modelach zredukowanych jako alternatywy dla kosztownych badań wielkoskalowych, szczególnie w początkowych etapach projektowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych. Uzyskane wyniki potwierdziły zgodność wartości strzałek ugięcia z wynikami obliczeń, przy czym największa różnica względna wyniosła 6.25 % dla osi 1 przy obciążeniu 15kN. Analogicznie, dla naprężeń uzyskano dobrą zgodność obliczeń z pomiarem, a maksymalna różnica względna wyniosła 2.90 % dla osi 3 odczytana przy próbie obciążenia 5kN w tensometrze T3.

Należy jednak podkreślić, że badania w skali zredukowanej nie są w stanie całkowicie zastąpić badań doświadczalnych w skali rzeczywistej. Pełnowymiarowe testy pozostają niezbędne m.in. dla oceny jakości materiału, procesu technologicznego (w tym prawidłowości kucia i jednorodności struktury), dokładności wykonania czy oceny trwałości całej serii produkcyjnej. Niemniej, wykorzystanie badań w skali stanowi cenną metodę wspomagającą, pozwalającą ograniczyć koszty oraz skrócić czas wstępnych analiz projektowych. Uzyskane wyniki otwierają nowe perspektywy dla dalszych badań naukowych i praktycznych w tym obszarze. Modele w małej skali mogą w przyszłości znaleźć zastosowanie w szczególnie złożonych analizach projektowych, umożliwiając wstępną weryfikację założeń konstrukcyjnych przed podjęciem kosztownych badań osi pełnowymiarowych. Tym samym stanowią one istotny krok w kierunku rozwoju nowoczesnych, wieloetapowych metod oceny wytrzymałości zmęczeniowej osi kolejowych.

Wkład naukowy pracy obejmuje trzy zasadnicze elementy:

- Analizę obowiązującej normy PN-EN 13103-1[3] oraz identyfikację jej ograniczeń w kontekście nowoczesnych potrzeb projektowych i diagnostycznych.
- Rozszerzenie istniejącego podejścia analitycznego o analizę numeryczną z wykorzystaniem MES, co pozwala na uwzględnienie złożonych warunków geometrycznych i obciążeń w ocenie trwałości zmęczeniowej.
- Walidację opracowanej metody na podstawie badań eksperymentalnych, co nadaje opracowanemu podejściu wysoką wiarygodność i wartość aplikacyjną.
- Równocześnie praca posiada istotny wymiar wdrożeniowy. Na podstawie przeprowadzonych badań stworzono dedykowane narzędzie obliczeniowe umożliwiające kompleksową analizę wytrzymałości zmęczeniowej osi, zarówno standardowych, jak i nietypowych konstrukcji. Narzędzie to zostało skutecznie wdrożone w środowisku przemysłowym i jest aktywnie wykorzystywane w praktyce inżynierskiej.

Wdrożenie to przyniosło wymierne korzyści, wśród których należy wymienić:

- znaczące skrócenie czasu analizy projektowej,
- poprawę jakości dokumentacji technicznej,
- zwiększenie elastyczności przy obsłudze nietypowych przypadków projektowych,
- umożliwienie prowadzenia analiz przez mniej doświadczonych pracowników, co przekłada się na optymalizację wykorzystania zasobów kadrowych.

Podsumowując całość przeprowadzonych prac i analiz, można sformułować następujące wnioski końcowe:

1. Nowa metoda oceny zmęczeniowej oparta na MES stanowi skuteczne narzędzie wspierające projektowanie i diagnostykę osi zestawów kołowych, rozszerzając możliwości analityczne względem podejścia normatywnego.
2. Walidacja eksperymentalna potwierdziła poprawność opracowanego podejścia oraz jego przydatność w praktyce inżynierskiej.
3. Zidentyfikowano istotne ograniczenia obecnej normy, wskazując na potrzebę dalszego rozwoju metodyki oceny zmęczeniowej w kontekście rosnącej różnorodności rozwiązań konstrukcyjnych.
4. Opracowane narzędzie obliczeniowe zostało z powodzeniem wdrożone, przynosząc realne korzyści: skrócenie czasu analiz, poprawę jakości dokumentacji, większą elastyczność i dostępność analiz.
5. Możliwość uwzględnienia wymiarów regeneracyjnych już na etapie projektowania stanowi ważny krok w kierunku rozwoju gospodarki obiegu zamkniętego.
6. Praca stanowi fundament do dalszych badań naukowych, m.in. w zakresie aktualizacji norm, modelowania pęknięć oraz integracji metody z innymi narzędziami diagnostycznymi.
7. Również w aspekcie wdrożeniowym istnieją możliwości rozszerzenia opracowanego rozwiązania, m.in. adaptacja metodyki do analizy osi napędnych oraz rozbudowa narzędzia obliczeniowego o funkcję umożliwiającą ocenę tzw. „osi staroużytecznych”, których dalsza eksploatacja wymaga indywidualnej weryfikacji wytrzymałościowej.

## Literatura

- [1] [http://www.bbc.co.uk/schools/primaryhistory/famouspeople/george\\_stephenson/images/stephenson\\_rocket.jpg](http://www.bbc.co.uk/schools/primaryhistory/famouspeople/george_stephenson/images/stephenson_rocket.jpg)
- [2] [https://pl.wikipedia.org/wiki/Shinkansen#/media/Plik:JR\\_tokai\\_shinkansen\\_0kei.jpg](https://pl.wikipedia.org/wiki/Shinkansen#/media/Plik:JR_tokai_shinkansen_0kei.jpg)
- [3] PN-EN 13103-1+A1:2023-05 Kolejnictwo - Zestawy kołowe i wózki -- Część 1: Zasady konstrukcji dla osi z czopami zewnętrznymi
- [4] C. Klinger, D. Bettge, Axle fracture of an ICE3 high speed train, *Engineering Failure Analysis* 35 (2013), 66-81
- [5] Makino T, Sakai H, Kozuka C, Yamazaki Y, Yamamoto M, Minoshima K. Overview of fatigue damage evaluation rule for railway axles in Japan and fatigue property of railway axle made of medium carbon steel. *Int J Fatigue* 2020;132:105361.
- [6] Xin Zhao, Shengchuan Wu, Jianguang Bao, Ni Ao, Wenjie Peng, Wei Sun, Experimental characterization and numerical modeling on the external impacting of high-speed railway axle EA4T steel, *Engineering Failure Analysis* 125 (2021) 105449
- [7] V. Giannella, R. Sepe, A. Borrelli, G. De Michele, E. Armentani, Numerical investigation on the fracture failure of a railway axle, *Engineering Failure Analysis* 129 (2021) 105680
- [8] Zoran Odanovic, Analysis of the railway freight car axle fracture, *Procedia Structural Integrity* 4 (2017) 56–63
- [9] Ni Ao, Han Zhang, Huihui Xu, Shengchuan Wu, Dong Liu, Pingguang Xu, Yuhua Su, Qianhua Kan, Guozheng Kang, Corrosion fatigue crack growth behavior of a structurally gradient steel for high-speed railway axles, *Engineering Fracture Mechanics* 281 (2023)
- [10] Hang Li, Jiwang Zhang, Shengchuan Wu, Haonan Zhang, Yanan Fu, Corrosion fatigue mechanism and life prediction of railway axle EA4T steel exposed to artificial rainwater, *Engineering Failure Analysis* 138 (2022)
- [11] Lang Zou, Liantao Lu, Yabo Li, Kai Yang, Hai Zhao, Yihui Dong, Dongfang Zeng, Experimental and numerical study on press-fitted railway axles: Fretting fatigue behaviour in the very high cycle regime, *International Journal of Fatigue* 166 (2023)
- [12] D. Regazzi, S. Beretta, M. Carboni, An investigation about the influence of deep rolling on fatigue crack growth in railway axles made of a medium strength steel, *Engineering Fracture Mechanics* 131 (2014)
- [13] Regazzi D, Cantini S, Cervello S, Foletti S, Pourheidar A, Beretta S. Improving fatigue resistance of railway axles by cold rolling: Process optimisation and new experimental evidences. *Int J Fatigue* 2020;137:105603

- [14] S. Foletti, S. Beretta, G. Gurer, Defect acceptability under full-scale fretting fatigue tests for railway axles, *International Journal of Fatigue* 86 (2016) 34–43
- [15] Miroslav Novosad , Rostislav Fajkoš, Bohuslav Reha, Rudolf Reznicek. Fatigue tests of railway axles. *Procedia Engineering* 2 (2010) 2259–2268.
- [16] Han Zhang, Shengchuan Wu , Ni Ao, Jiwang Zhang, Hang Li, Liang Zhou, Pingguang Xu, Yuhua Su, Fatigue crack non-propagation behavior of a gradient steel structure from induction hardened railway axles, *International Journal of Fatigue* 166 (2023) 107296
- [17] Seung-wan Son, Hyun-seung Jung, Tae-soo Kwon, Jin-sung Kim, Fatigue life prediction of a railway hollow axle with a tapered bore surface, *Engineering Failure Analysis* 58 (2015), 44-55
- [18] Cervello S., Fatigue properties of railway axles: New results of full-scale specimens from Euraxles project, *International Journal of Fatigue* 86 (2016), 2-12
- [19] Makino T, Sakai H, Kozuka C, Yamazaki Y, Yamamoto M, Minoshima K. Overview of fatigue damage evaluation rule for railway axles in Japan and fatigue property of railway axle made of medium carbon steel. *Int J Fatigue* 2020;132:105361.
- [20] Antolik Ł. Metodyka wykrywania pęknięć zmęczeniowych w osiach kolejowych a wymagania norm europejskich. *Problemy Kolejnictwa – Zeszyt 165* (grudzień 2014), str. 7-19.
- [21] PN-EN 12668-1:2010 Badania nieniszczące -- Charakteryzowanie i weryfikacja aparatury ultradźwiękowej -- Część 1: Aparatura
- [22] Kowalski S. Selected problems in the exploitation of wheel sets in rail vehicles. *Journal of Machine Construction and Maintenance* 2/2017, str. 109-116.
- [23] Eva Schmidova , Petr Pascenko, Bohumil Culek, Michal Schmid, Premature failures of railway axles after repeated pressing, *Engineering Failure Analysis* 123 (2021) 105253
- [24] Yiliang Shu, Guangxue Yang, Zhiming Liu, Experimental study on fretting damage in the interference fit area of high-speed train wheels and axles based on specimen, *Engineering Failure Analysis* 141 (2022) 106619
- [25] Amir Pourheidar, Stefano Beretta, Daniele Ragazzi, Cemal Baykara, Comparison of SIF solutions for cracks under rotating bending and their impact upon propagation lifetime of railway axles, *Procedia Structural Integrity* 8 (2018) 610-617
- [26] U. Zerbst, S. Beretta, G. Köhler, A. Lawton , M. Vormwald, H.Th. Beier , C. Klinger, I. Černý , J. Rudlin, T. Heckel, D. Klingbeil, Safe life and damage tolerance aspects of railway axles – a review, *Engineering Fracture Mechanics* 98 (2013) 214-271.

- [27] Han Zhang, Shengchuan Wu , Ni Ao, Jiwang Zhang, Hang Li, Liang Zhou, Pingguang Xu, Yuhua Su, Fatigue crack non-propagation behavior of a gradient steel structure from induction hardened railway axles, *International Journal of Fatigue* 166 (2023) 107296
- [28] M.S. Johnson, R. Evans, P.J. Mistry, S. Li, S. Bruni, A. Bernasconi, S. Cervello, Structural analysis for the design of a lightweight composite railway axle, *Composite Structures* 290 (2022) 115544
- [29] Sobaś M., Czynniki konstrukcyjne i technologiczne wpływające na żywotność osi zestawów kołowych, *Pojazdy Szynowe* Nr 3/2012, 34-39
- [30] Sobaś M., Zabiegi technologiczne zwiększające prognozowaną żywotność osi zestawów kołowych, *Pojazdy Szynowe* Nr 4/2021, 43-54
- [31] Fajkos R., Zima R., Karwala K., Metody oceny jakości systemów powłokowych dla ochrony powierzchniowej kolejowych zestawów kołowych, *Technical Transactions, Zeszyt 14, 7-M/2012*, 81-96
- [32] Yanan Hu, Qingbin Qin, Shengchuan Wu , Xin Zhao , Wenjing Wang, Fatigue resistance and remaining life assessment of induction-hardened S38C steel railway axles, *International Journal of Fatigue* 144 (2021)
- [33] Yan Luo, Hui Wang, Cunhai Li, Xinyan Ren, Shengchuan Wu, Fatigue strength assessment of high-speed railway axle EA4T steel with foreign object damage, *Engineering Failure Analysis* 133 (2022)
- [34] Peng Bo, Iwnicki S, Shackleton P, Crosbee D, Zhao Y. The influence of wheelset flexibility on polygonal wear of locomotive wheels. *Wear* 2019;432-433:102917.
- [35] Jureczko M., Pszenica M. Wpływ wybranych parametrów procesu toczenia na chropowatość powierzchni osi kolejowych zestawów kołowych. *Modelowanie Inżynierskie* 2016 nr 58, str. 57- 64.
- [36] Michnej M. Krwala K. Technologiczne metody podwyższania trwałości osi zestawów kołowych pojazdów szynowych. *Logistyka* 3/2015
- [37] Pavol Dlhý, Jan Poduška, Pavel Pokorný, Michal Jambor, Luboš Náhlík, Daniel Kajánek, Rostislav Fajkoš, Pavel Hutař, Estimation of residual stress distribution in railway axles, *Engineering Failure Analysis* 135 (2022) 106142
- [38] Ferhat Dikmen, Meral Bayraktar, Rahmi Guclu, Determination of critical section of wagon axle by considering dynamic and safety factors, *Alexandria Engineering Journal* Volume 58, Issue 2, June 2019, Pages 611-624

- [39] P. Pokorný, P. Dlhýa, J. Poduška, R. Fajkoš, T. Vojteka, L. Náhlík, M. Grasso, P. Hutař, Influence of heat treatment-induced residual stress on residual fatigue life of railway axles, *Theoretical and Applied Fracture Mechanics* Volume 109, October 2020, 102732
- [40] Ivo Černý, Dynamic aspects during full scale rotating bending axle tests using new generation of facilities with increased load frequency, *Procedia Structural Integrity* Volume 4, 2017, Pages 35-41
- [41] D. Simuneka, M. Leitner, M. Rieger, R. Pippan, H.P. Gänser, F.J. Weber, Fatigue crack growth in railway axle specimens – Transferability and model validation, *International Journal of Fatigue* 133 (2020)
- [42] M. Filippini, M. Luke, I. Varfolomeev, D. Regazzi, S. Beretta, Fatigue strength assessment of railway axles considering small-scale tests and damage calculations, *Procedia Structural Integrity* 4 (2017) 11-18
- [43] Miroslav Novosad, Rostislav Fajkoš, Bohuslav Reha, Rudolf Rezníček. Fatigue tests of railway axles. *Procedia Engineering* 2 (2010) 2259–2268.
- [44] Song C., Shen M.X., Lin X.F., Li D.W., Zhu M.H., An investigation on rotatory bending fretting fatigue damage of railway axles. *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, 2014, 37, 72–84.
- [45] Martin Rieger, Christian Moser, Peter Brunnhofer, David Simunek, Franz-Josef Weber, Andreas Deisl, Hans-Peter Gänser, Reinhard Pippan, Norbert Enzinger, Fatigue crack growth in full-scale railway axles – Influence of secondary stresses and load sequence effects, *International Journal of Fatigue* 132 (2020)
- [46] A. Pourheidar, D. Regazzi, S. Cervello, S. Foletti, S. Beretta, Fretting fatigue analysis of full-scale railway axles in presence of artificial micro-notches, *Tribology International* 150 (2020)
- [47] M.J. Gómez, C. Castejón, J.C. García-Prada, New stopping criteria for crack detection during fatigue tests of railway axles, *Engineering Failure Analysis* 56 (2015) 530–537
- [48] Surajit Kumar Paul, Correlation between endurance limit and cyclic yield stress determined from low cycle fatigue test, *Materialia* vol. 11 (2020)
- [49] Xiaoyun Fan, Kaushik Kethamukkal, Soonwook Kwon, Nagaraja Iyyer, Yongming Liu, High-cycle and low-cycle fatigue life prediction under random multiaxial loadings without cycle counting, *Engineering Fracture Mechanics* 298 (2024)
- [50] Subramanyan S. A cumulative damage rule based on the knee point of the S-N curve. *J Eng Mater Technol* Oct. 1976;98(4):316–21

- [51] Lotsberg I, Sigurdsson G. Hot spot stress S-N curve for fatigue analysis of plated structures. *J Offshore Mech Arct Eng* May 2006;128(4):330–6
- [52] I. Burhan and H. S. Kim, “S-N Curve Models for Composite Materials Characterisation: An Evaluative Review,” *J. Compos. Sci.*, vol. 2, no. 3, 2018
- [53] Golos KM. Multiaxial fatigue criterion with mean stress effect. *Int J Press Vessels Pip* 1996;69(3):263–6
- [54] Lazzarin P, Livieri P, Berto F, Zappalorto M. Local strain energy density and fatigue strength of welded joints under uniaxial and multiaxial loading. *Eng Fract Mech*
- [55] PN-EN 13261:2025-04 Kolejnictwo -- Zestawy kołowe i wózki -- Osie -- Wymagania dotyczące wyrobu
- [56] Stasiak L., Doświadczalna determinacja charakterystyk wytrzymałości zmęczeniowej osi zestawu kołowego pojazdów szynowych, *Rozprawy Nr 173*, Politechnika Poznańska, Poznań 1986
- [57] HBM Strain Gauge Catalog, First choice for strain measurements
- [58] M. Turner, R. Clough, H. Martin, L. Tropp, Stiffness and deflection analysis of complex structures, *Journal of the Aeronautical Sciences*, nr 23(9), 805-824, 1956
- [59] Magnucki K., Szyc W. Wytrzymałość materiałów w zadaniach. Pręty, płyty i powłoki obrotowe. *Wydanie Naukowe PWN, Warszawa-Poznań 2000*
- [60] Wang E., Thomas N., Rainer R. Back to elements - Tetrahedra vs. Hexahedra. *CAD-FEM GmbH, Germany 2004*
- [61] Sowiński K., Experimental and numerical verification of stress distribution in additive manufactured cylindrical pressure vessel—A continuation of the dished end optimization study, *Thin-Walled Structures* 183 (2023)
- [62] Key to Metals AG Total materia - baza materiałowa

## Załącznik 1

```
import pandas as pd
import cadquery as cq
from sympy import symbols, Eq, solve
import turtle

# Load data
data = pd.read_excel('osie_toczne_doktorat_6.xlsm', sheet_name=1)
data.drop(columns='Unnamed: 0', inplace=True)

a = data['Unnamed: 2'].iloc[1] # 1090
b = data['Unnamed: 2'].iloc[2] # 898.5
c = data['Unnamed: 2'].iloc[3] # 841.64
d = data['Unnamed: 2'].iloc[4] # 661
e = data['Unnamed: 2'].iloc[5] # 623
i = data['Unnamed: 2'].iloc[6] # 646.5

# Already halved
d1 = data['Unnamed: 5'].iloc[1] # 65
d2 = data['Unnamed: 5'].iloc[2] # 80
d3 = data['Unnamed: 5'].iloc[3] # 102.5
d4 = data['Unnamed: 5'].iloc[4] # 86.5

r1 = data['Unnamed: 7'].iloc[1] # 40
r2 = data['Unnamed: 7'].iloc[2] # 40
r3 = data['Unnamed: 7'].iloc[3] # 8
r4 = data['Unnamed: 7'].iloc[4] # 25
r5 = data['Unnamed: 7'].iloc[5] # 15
r6 = data['Unnamed: 7'].iloc[6] # 75

f = data['Unnamed: 9'].iloc[1] # 21.5
g = data['Unnamed: 9'].iloc[2] # 39.85
h = data['Unnamed: 9'].iloc[3] # 24.9

r2_center_x = a - b - f
r2_center_y = d1 + g

r1_center_x = r2_center_x - 6.54
r1_center_y = d1 + g

r3_center_x = a - b - 8
r3_center_y = d1 + r3

r4_center_x = a - b + (b - c - r4)
r4_center_y = d2 + h

r5_center_x = a - i
r5_center_y = d4 + r5

r6_center_x = a - e
r6_center_y = d4 + r6

x, y = symbols('x y')
```

```

# Define equations
eq1 = Eq((x - r1_center_x)**2 + (y - r1_center_y)**2, r1**2)
eq11 = Eq(y, d1)
eq2 = Eq((x - r2_center_x)**2 + (y - r2_center_y)**2, r2**2)
eq3 = Eq((x - r3_center_x)**2 + (y - r3_center_y)**2, r3**2)

eq5 = Eq((x - r5_center_x)**2 + (y - r5_center_y)**2, r5**2)
eq6 = Eq((x - r6_center_x)**2 + (y - r6_center_y)**2, r6**2)

# Solve equations
line_r1_intersect = solve((eq1, eq11), (x, y))
r2_r3_intersect = solve((eq2, eq3), (x, y))
r5_r6_intersect = solve((eq5, eq6), (x, y))

def min_x(intersections):
    return min(intersections, key=lambda point: float(point[0]))

def min_y(intersections):
    return min(intersections, key=lambda point: float(point[1]))

def to_float_tuple(pt):
    return (float(pt[0]), float(pt[1]))

line_r1_intersect = to_float_tuple(min_x(line_r1_intersect))
r2_r3_intersect = to_float_tuple(min_y(r2_r3_intersect))
r5_r6_intersect = to_float_tuple(min_y(r5_r6_intersect))

profile = (cq.Workplane('XY')
    .moveTo(0, 0)
    .lineTo(0, d1)
    .lineTo(line_r1_intersect[0], d1)
    .threePointArc(r2_r3_intersect, (a - b, d2))
    .lineTo(r4_center_x, d2)
    .radiusArc((a - c, d3), -r4)
    .lineTo(a - d, d3)
    .threePointArc(r5_r6_intersect, (a - e, d4))
    .lineTo(a, d4)
    .lineTo(a, 0)
    .close()
)

solid = profile.revolve(360, (0, 0), (a, 0))

# Export to STEP file
cq.exporters.export(solid, 'model_rpy_full.step')

```