



Niniejsza rozprawa powstała w wyniku realizacji jednego z zadań projektu pn. „Doktorat Wdrożeniowy”- II edycja, finansowanego ze środków budżetu Państwa.

Id projektu: 410487, nr rej.: 0062/DW/2018. Dofinansowanie projektu 1 875 720 zł.

Całkowita wartość projektu 1 875 720 zł.



**Politechnika
Śląska**

Dyscyplina Naukowa
Inżynieria Lądowa, Geodezja i
Transport

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Łukasz Mazurek

Optymalizacja ilościowej i jakościowej analizy przekładni zębatych dla wybranych silników elektrycznych

Optimization process of quantitative and qualitative analysis of the
gearbox for selected electric motors

Promotor

prof. dr hab. inż. Bogusław Łazarz

Opiekun pomocniczy ze strony Przedsiębiorstwa

dr inż. Markus Kuester

Katowice, wrzesień 2023 r.

„labores pariunt honores”

Źonie Annie oraz dzieciom: Wiktorowi, Lenie oraz Hannie
Za miłość, wiarę oraz wsparcie w każdym momencie

Promotorowi
prof. dr hab. inż. Bogusławowi Łazarzowi
Za nieocenione wsparcie, cierpliwość i wkład w całość poniższej pracy

Dyrektorowi zakładu ABM Greiffenberger Polska
Robertowi Broniszowi
Za zaufanie oraz życzliwe słowo na każdym etapie powstawania pracy

Dziękuję serdecznie

SPIS TREŚCI

1.	WPROWADZENIE.....	5
2.	STAN ZAGADNIENIA.....	9
2.1.	Ogólna charakterystyka przekładni zębatych.....	9
2.2.	Model dynamiczny przekładni zębatych.....	15
2.3.	Wibroaktywność przekładni zębatych.....	20
2.4.	Akustyka przekładni zębatych.....	23
2.4.1	<i>Ogólne informacje o akustyce przekładni.....</i>	<i>23</i>
2.4.2	<i>Przyczyny powstawania hałasu w przekładniach zębatych.....</i>	<i>25</i>
2.5.	Modelowanie numeryczne w zakresie symulacji zagadnień dynamicznych oraz akustycznych.....	30
2.6.	Aktualne trendy w zakresie modelowania zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach mechanicznych.....	39
3.	PODSUMOWANIE PRZEGLĄDU LITERATURY.....	51
4.	CEL, ZAŁOŻENIA I ZAKRES PRACY.....	54
5.	TEZA.....	58
6.	BADANIA ROZPOZNAWCZE – BUDOWA MODELU NUMERYCZNEGO PRZEMYSŁOWEJ PRZEKŁADNI TDB 230.....	59
6.1.	Charakterystyka przemysłowej przekładni TDB 230 jako napędu pojazdów transportu bliskiego.....	60
6.2.	Budowa modelu wirtualnego przemysłowej przekładni TDB 230 – geometria CAD.....	68
6.3.	Budowa numerycznego modelu dynamicznego przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu Ansys Mechanical – Metoda Elementów Skończonych.....	72
6.3.1.	<i>Analiza modalna przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu Ansys Mechanical.....</i>	<i>72</i>
6.3.2.	<i>Analiza harmoniczna przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu Ansys Mechanical.....</i>	<i>82</i>
6.4.	Budowa numerycznego modelu akustycznego przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu MSC Actran – Metoda Elementów Skończonych.....	90

7.	BADANIA ZASADNICZE – TESTY STANOWISKOWE PRZEMYSŁOWEJ PRZEKŁADNI TDB 230.....	96
7.1.	Charakterystyka stanowiska badawczego.....	96
7.2.	Wyniki pomiarów stanowiskowych.....	102
7.3.	Wyniki pomiarów stanowiskowych – modernizacja.....	107
8.	PODSUMOWANIE I WNIOSKI.....	113
	BIBLIOGRAFIA.....	118
	SPIS RYSUNKÓW.....	126
	SPIS TABEL.....	131
	STRESZCZENIE.....	132
	ABSTRACT.....	134

1. WPROWADZENIE

Szeroko rozumiany przemysł transportowy od dłuższego już czasu jest gałęzią, która rozwija się bardzo dynamicznie. Nieważne, czy mowa jest o przemyśle motoryzacyjnym, lotniczym, morskim czy też o transporcie bliskim – każdą z wymienionych gałęzi przeżywa obecnie renesans związany przede wszystkim z dużym popytem na oferowane produkty oraz usługi. W każdej z wymienionych gałęzi przemysłu można wyróżnić również bardzo dużą ilość mniej lub bardziej złożonych układów mechanicznych.

Większość niezliczonej liczby systemów mechanicznych stosowanych w różnych gałęziach przemysłu (w tym również w urządzeniach transportu bliskiego) jest wyposażona w układ napędowy. W układach napędowych maszyn zwykle energia niemechaniczna jest zamieniana na energię mechaniczną. Zamiany tej dokonuje się za pomocą różnego rodzaju silników, np. elektrycznych, spalinowych, parowych czy turbinowych. Ze względu na wymagania eksploatacyjne na ogół energia mechaniczna silnika napędowego jest przekazywana do maszyny roboczej poprzez przekładnię mechaniczną, która najczęściej jest przekładnią zębatą dowolnego typu.

Przekładnie zębate są mechanizmami przenoszącymi ruch między uzębionymi członami o ruchu obrotowym lub obrotowym i posuwisto – zwrotnym, bądź też między członami o ruchu posuwisto – zwrotnym. Zazwyczaj pośredniczą w przenoszeniu ruchu obrotowego i przekazywaniu mocy z silnika do maszyny roboczej. Ponieważ ruch ten, ze względu na stosunkowo małe straty energii, jest w układach napędowych maszyn ruchem dominującym, przekładnie zębate zwykle stanowią integralny element tych układów. Implikuje to jedno z głównych zadań przekładni mechanicznych, jakim jest dopasowanie charakterystyk momentu obrotowego maszyny roboczej i silnika napędowego, determinowane przez dobór wymaganego przełożenia przekładni [1].

Najprostsze rozwiązanie konstrukcyjne przekładni mechanicznej (zębatej) oparte jest na dwóch kołach zębatych, które współpracując wzajemnie, przekazują ruch obrotowy z jednego koła na drugie. Z przekazywaniem tego ruchu związana jest najczęściej zmiana kierunku obrotów biernego koła zębatego.

W układach przenoszących napęd najczęściej spotyka się przekładnie zębate oparte na pracujących wzajemnie kołach walcowych bądź stożkowych, aczkolwiek spotyka się również rozwiązania konstrukcyjne zawierające oba wspomniane typy kół. Zgodnie z panującą nomenklaturą mniejsze koło nazywane jest zębikiem a większe – kołem zębatym (zwanym

również kołem biernym bądź też kołem napędzanym).

W całej gamie kół zębatych można dokonywać różnorodnego podziału i rozgraniczenia. Najczęściej występującym podziałem jest ten oparty na kierunku linii zębów w odniesieniu do tworzących walca lub stożka. W tym przypadku rozróżniamy przede wszystkim:

- koła zębate o zębach prostych – kierunek linii zęba jest zgodny z tworzącą walca lub stożka,
- koła zębate o zębach skośnych – linia zęba jest prostą, lecz jej kierunek względem tworzącej walca lub stożka jest skośny (umiejscowiony pod odpowiednim kątem),
- koła zębate o zębach daszkowych – linia zęba jest prostą łamaną, symetryczną względem osi symetrii wieńca zębatego a zęby o prawym i lewym kierunku linii zęba schodzą się tak, że między nimi nie ma przerwy,
- koła zębate o zębach krzywoliniowych – linia zęba w kole walcowym ma kształt łuku,
- koła zębate o zębach krzywoliniowych (spiralnych) – linia zęba w kole stożkowym tworzy spiralę bądź fragment łuku okręgu.

Rozpatrując zalety i wady poszczególnych rodzajów zębów w kołach zębatych należy jednoznacznie stwierdzić, że te o uzębieniu skośnym jak również krzywoliniowym cechują się większą cichobieżnością jak również nośnością. Szczęólnego znaczenia nabiera tutaj kwestia wspomnianej już cichobieżności, która w dobie coraz bardziej rygorystycznych norm dotyczących poziomu emitowanego hałasu przez urządzenia mechaniczne stosowane w różnych gałęziach przemysłu (w szczególności zaś w przemyśle transportowym – tym dalekim, jak i bliskim) nabiera szczególnego znaczenia.

Przekładnie zębate będąc integralnymi elementami układów napędowych stosowanych w szeroko rozumianym transporcie powinny również wykazywać się ściśle określonymi właściwościami akustycznymi – zarówno w ujęciu indywidualnej pracy samej przekładni, jak również podczas interakcji z kompletnym zespołem napędowym oraz całym pojazdem transportowym. Potencjalnie emitowany hałas tak rozpatrywanego złożonego systemu z całą pewnością będzie oddziaływał zarówno na bezpośredniego użytkownika (kierowca, pasażer) jak również na całe otoczenie (współpracownicy znajdujący się w bliższym lub dalszym sąsiedztwie, przechodnie na zewnątrz pojazdu). Nie wypada w tym miejscu nie wspomnieć również o aspekcie wpływu pojazdu transportowego oraz emitowanego przezeń hałasu na otaczające środowisko – jest to bowiem aspekt również kontrolowany oraz uregulowany określonymi regułami prawnymi oraz środowiskowymi.

Badania hałasu i drgań przekładni zębatych są prowadzone najczęściej z następujących powodów:

- w celu określenia poziomu hałasu, który jest coraz częściej ograniczany w warunkach odbioru technicznego,
- w celu wykrycia przyczyn hałasów i drgań dla ewentualnego poprawienia własności akustycznych przekładni,
- w celu stwierdzenia ogólnej poprawności wykonania przekładni lub zmian zachodzących na skutek zużywania się jej elementów [3], [61].

W dobie dynamicznego rozwoju specjalistycznego oprogramowania komputerowego dedykowanego do rozwiązywania różnorodnych zagadnień naukowych oraz inżynierskich coraz łatwiejsze staje się bardzo dokładne określenie zarówno zachowania się złożonych systemów wykorzystywanych w szeroko pojętym transporcie (w tym również przekładni zębatych), jak również ich charakterystycznych parametrów oraz danych liczbowych. Pozwala to uniknąć dodatkowych kosztów już na etapie prototypowania produktu, jak również znacząco redukuje ilość testów koniecznych do prawidłowego przetestowania produktu (przekładni zębatej). Podsumowując – nowoprojektowane urządzenie mechaniczne staje się już na etapie wirtualnego prototypowania zoptymalizowane (topologicznie, wytrzymałościowo lub ogólnie mówiąc - wielokryterialnie), jak również tańsze w końcowym okresie wprowadzania na rynek. Jest to, dla każdego pojedynczego producenta, argument nie do przecenienia i wart do rozważenia podczas ogólnego rachunku potencjalnych zysków i strat w rachunku ekonomicznym.

Celem pracy jest budowa kompleksowego modelu numerycznego przemysłowej przekładni zębatej TDB 230 oraz walidacja poprawności tak zdefiniowanego modelu numerycznego poprzez porównanie z danymi testowymi. Jako kompletny model numeryczny rozumiane jest tu szczegółowe zachowanie w zakresie statyki ciała stałego, jak również zachowania dynamicznego. Mechanika ciała stałego określa podstawowe zachowania wytrzymałościowe poszczególnych komponentów przekładni jak również w jej ujęciu całościowym. Dynamika bryły natomiast pozwala wyznaczyć podstawowe charakterystyki pracy przekładni w ujęciu dynamicznych oraz stanowi wstęp do obliczeń wibroakustycznych.

W celu określenia szczegółowego zachowania się układu przekładni mechanicznej (w tym również badanego modelu TDB 230) należy wykorzystać szerokie spektrum specjalistycznego oprogramowania numerycznego, które swoimi możliwościami obliczeniowymi pozwala na ujęcie fizyki zjawiska w zakresie mechaniki ciała stałego,

dynamiki ciała oraz emisji akustycznej i zjawisk wibroakustyki maszyn i urządzeń.

Cała seria przekładni użytkowanych w urządzeniach transportu bliskiego (a dokładniej w wózkach widłowych) – zarówno wspomniana już przekładnia TDB 230, jak również TDB 254 (model nieco większy geometrycznie) są modelami flagowymi w ofercie firmy ABM Greiffenberger, dlatego tak kluczowym aspektem jest optymalizacja tego produktu, szczególnie pod kątem zastrzonych norm dotyczących emitowanego hałasu.

2. STAN ZAGADNIENIA

Przekładnie mechaniczne stanowią podstawowy element układów napędowych większości maszyn i urządzeń użytkowych eksploatowanych w różnych gałęziach przemysłu, mają przez to również znaczący wpływ na niezawodność, charakter i jakość ich pracy. Spośród przekładni mechanicznych najczęściej wykorzystuje się przekładnie zębate, co tłumaczy się ich wysoką niezawodnością, niskimi kosztami eksploatacji, relatywnie niewielkimi wymiarami gabarytowymi oraz stosunkowo dużą sprawnością.

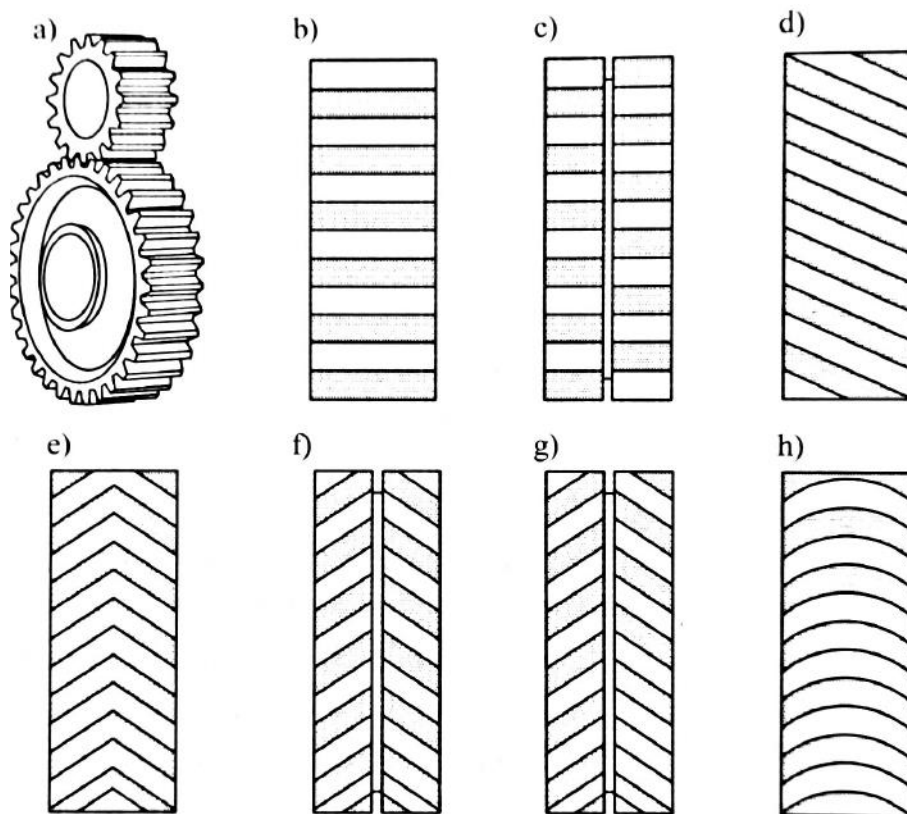
Pojazdy transportu bliskiego (w szczególności wózki widłowe) są grupą pojazdów transportowych, w których przekładnie zębate wykorzystywane są w bardzo szerokim zakresie – głównie ze względu na niewielkie wymiary gabarytowe (dodatkowa wielowariantowość zapewniona poprzez łączenie ze sobą różnych rodzajów zastosowanych kół zębatych – jak w przypadku badanej przekładni TDB 230 – jest to bowiem przekładnia dwustopniowa) oraz dużą wytrzymałość kompletnego złożenia przekładni.

2.1. Ogólna charakterystyka przekładni zębatych

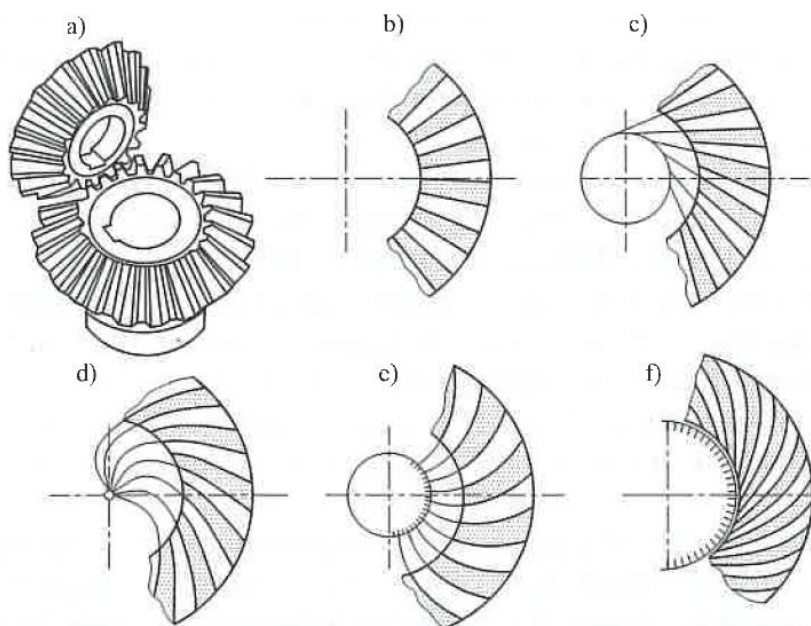
Biorąc pod uwagę mnogość rozwiązań konstrukcyjnych stosowanych obecnie w przemyśle przekładni zębatych można dokonać różnorodnego ich podziału.

Ze względu na kierunek linii zębów w odniesieniu do tworzących walca lub stożka (o czym było już wspomniane) rozróżnia się koła o zębach:

- prostych,
- skośnych,
- daszkowych,
- daszkowych rozgraniczonych rowkiem technologicznym,
- krzywoliniowych,
- krzywoliniowych (spiralnych).



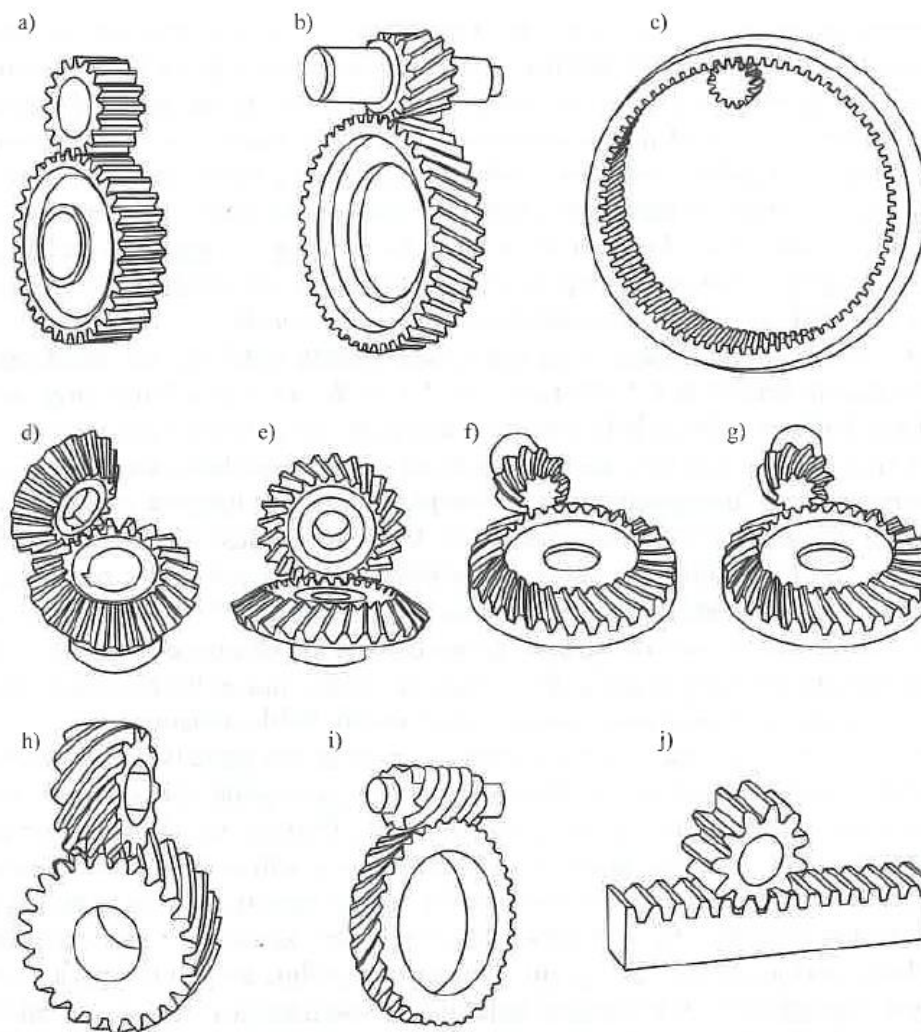
Rys. 1. Typowe linie zębów w kołach zębatych walcowych: a) para kół tworzących przekładnię walcową, b) zęby proste, c) zęby schodkowe, d) zęby skośne, e) zęby daszkowe bez rowka technologicznego, f) zęby daszkowe z rowkiem technologicznym, g) zęby daszkowe przestawione w zakosy, h) zęby łukowe [1]



Rys. 2. Typowe linie wzdłużne zębów w kołach stożkowych: a) przekładnia stożkowa, b) zęby proste, c) zęby skośne, d, e, f) zęby krzywoliniowe (spiralne) [1]

W zależności od postaci konstrukcyjnej współpracujących kół zębatych oraz wzajemnego usytuowania ich osi obrotu rozróżnia się przekładnie [1]:

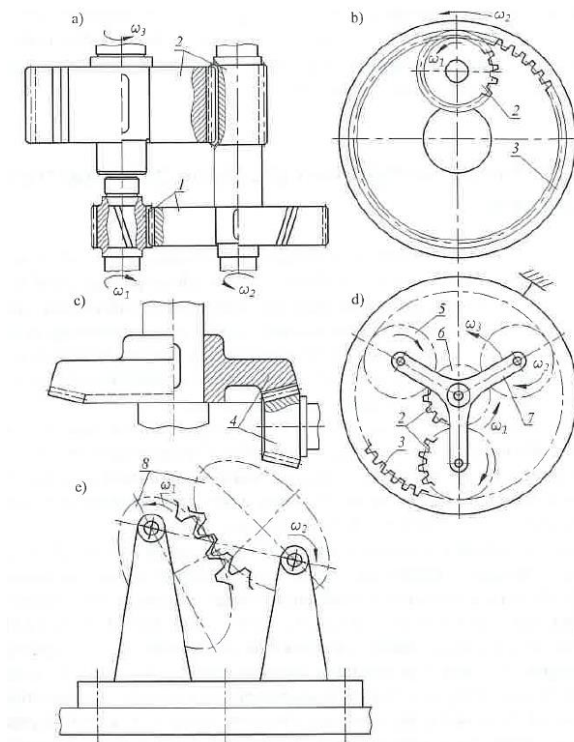
- walcowe o zazębieniu zewnętrznym, stałych i równoległych osiach, utworzone z kół o uzębieniu prostym lub skośnym,
- walcowe o zazębieniu wewnętrznym, stałych i równoległych osiach, utworzone z kół o uzębieniu prostym lub skośnym,
- walcowe o zazębieniu śrubowym wewnętrznym, stałych i równoległych osiach, utworzone z kół stożkowych,
- kątowe (stożkowe) o zazębieniu zewnętrznym utworzone z kół stożkowych o uzębieniu prostym, skośnym lub krzywoliniowym, których osie obrotu kół przecinają się najczęściej pod kątem prostym – przekładnie ortogonalne, rzadziej pod kątem ostrym lub rozwartym,
- kątowe (stożkowe) śrubowe o zazębieniu zewnętrznym o stałych i wchrowatych osiach obrotu, utworzone z kół stożkowych o uzębieniu śrubowym – przekładnie hipoidalne,
- walcowe śrubowe o zazębieniu zewnętrznym, stałych i wchrowatych osiach obrotu kół, utworzone z kół o uzębieniu śrubowym,
- ślimakowe o zazębieniu zewnętrznym, utworzone z dwóch kół, z których jedno jest ślimakiem, drugie ślimacznicą; osie tych kół nie przecinają się i są usytuowane względem siebie pod kątem prostym,
- obiegowe (satelitarne) o zazębieniu zewnętrznym oraz wewnętrznym, utworzone z kół o uzębieniu prostym lub skośnym, przy czym osie obrotu kół są równoległe, kół centralnych są stałe, natomiast kół obiegowych ruchome.



Rys. 3. Podstawowe skojarzenia kół zębatych tworzących przekładnię: a) walcową o zazębieniu zewnętrznym prostym, b) walcową o zazębieniu zewnętrznym skośnym, c) walcową o zazębieniu wewnętrznym prostym, d, e, f) stożkową o zazębieniu zewnętrznym i przecinających się osiach – zęby proste (d), skośne (e), łukowe (f), g) stożkową o zazębieniu śrubowym zewnętrznym i wichrowatych (przesuniętych) osiach – przesunięcie hipoidalne ,h) walcową o zazębieniu zewnętrznym śrubowym i wichrowatych osiach, i) ślimakową o zazębieniu zewnętrznym, j) przekładnia zębatkowa [1]

Przedstawiony powyżej podział przekładni zębatych jest jednym z najbardziej podstawowych. W następnej kolejności wskazać można podział przekładni ze względu na postać konstrukcyjną przekładni związaną z transmisją ruchu obrotowego z wału czynnego na wał bierny. W tym przypadku rozróżnić można [1, 2]:

- przekładnie zębate o stałych osiach (Rys. 4a), w których osie obrotu kół zębatach nie zmieniają swego położenia względem korpusu bądź innych konstrukcji wiążących elementy przekładni w całość;
- przekładnie zębate obiegowe zwane też planetarnymi. W przekładniach tych dwa koła centralne o stałych osiach obrotu, jedno z uzębieniem zewnętrznym – koło słoneczne, drugie o wewnętrznym – koło pierścieniowe, są współosiowe, natomiast co najmniej jedno koło zwane kołem obiegowym (satelitą) jest powiązane z jarzmem i zazębia się jednocześnie z kołami centralnymi;
- przekładnie specjalne o stałych osiach obrotu kół, np. przekładnia o niekołowym przekroju kół zębatach (Rys. 4e). W takiej przekładni przy stałej prędkości kątowej jednego koła, prędkość drugiego jest okresowo zmienna.



Rys. 4. Schematy typowych przekładni zębatach: a) przekładnia walcowa dwustopniowa o zazębieniu zewnętrznym i stałych osiach obrotu kół, b) przekładnia walcowa o zazębieniu wewnętrznym i stałych osiach obrotu kół, c) przekładnia stożkowa o stałych osiach obrotu kół, d) przekładnia obiegowa (ruchome osie obrotu kół obiegowych), e) przekładnia specjalna z kołami eliptycznymi [1, 2]

Wspomniany został już wcześniej fakt integralności przekładni mechanicznych z resztą układów napędowych większości maszyn oraz urządzeń (w tym również pojazdów transportowych). Zważywszy na to należy jednoznacznie podkreślić, że w tym ujęciu przekładnie mechaniczne mają znaczący wpływ zarówno na niezawodność jak i jakość pracy kompletnych układów napędowych. Stanowią one często ten podzespół układu napędowego, który limituje żywotność całego układu.

Ciągły postęp technologiczny większości gałęzi przemysłu (w tym oczywiście przemysłu transportowego), jak również rozwój dostępnych maszyn i narzędzi wspomagających, obliguje niejako konstruktorów i analityków do ciągłego udoskonalania konstrukcji przekładni zębatych oraz ich optymalizacji. Wiąże się to z nie tylko z udoskonalaniem ich konstrukcji geometrycznej z uwzględnieniem chociażby nowoczesnych technik wytwórczych, ale również optymalizacji pracy samej przekładni zębatej.

Poprawnie skonstruowana przekładnia zębata, ze względu na walory techniczne i użytkowe, powinna charakteryzować się przede wszystkim:

- odpowiednio wysoką sprawnością mechaniczną,
- dużą niezawodnością pracy,
- ściśle określoną (założoną przez konstruktorów) wytrzymałością,
- odpowiednio cichą pracą (również ściśle określoną).

Wymienione powyżej wymagania nie są oczywiście jedynymi, które można przypisać do projektowanych przekładni zębatych, ale są tymi najważniejszymi i najistotniejszymi z punktu widzenia pracy oraz parametrów konstrukcyjnych. W zależności bowiem od miejsca wykorzystania i przeznaczenia przekładni zębatej, można również wyróżnić szereg wysoce specjalizowanych wymagań, którym przekładnia musi sprostać.

Równomierność ruchu wynika z potrzeby ograniczenia międzyzębnych sił dynamicznych, które pojawiają się wskutek oddziaływania cech konstrukcyjnych i technologicznych związanych z kinematyką przekładni, właściwości ruchowych silnika napędowego, a także warunków pracy maszyny roboczej [1, 14].

Niezawodność pracy oraz sprawność mechaniczna są jednymi z głównych wymagań stawianych przekładniom. Niekiedy uszkodzenie przekładni może stwarzać zagrożenie dla życia ludzkiego. Niezawodność pracy przekładni oraz jej sprawność z jednej strony zależy od wartości i charakteru sił międzyzębnych, a z drugiej strony od cech geometrycznych i właściwości materiału, z jakiego wykonane są elementy przekładni, a przede wszystkim koła zębate [1], [69].

Trwałość przekładni zależy głównie od wartości i charakteru przenoszonego przez przekładnię obciążenia. Na ogół przekładnie są tak projektowane, że o ich trwałości decyduje wytrzymałość stykowa zębów, która zależy od wielu czynników, między innymi od [1, 25]:

- rodzaju i jakości materiału, z jakiego są wykonane wieńce zębate kół,
- wartości naprężeń w obszarze styku współpracujących zębów,
- prędkości i kierunku poślizgu zarysów zębów,
- dokładności wykonania współpracujących kół,
- dokładności montażu kół w korpusie przekładni,
- doboru środka smarnego i sposobu smarowania przekładni.

Cicha praca przekładni zależy przede wszystkim od klasy dokładności wykonania uzębienia, staranności montażu kół w przekładni oraz od sposobu smarowania i zastosowanego środka smarującego.

2.2. Model dynamiczny przekładni zębatych

Pracująca w układzie napędowych przekładnia zębata jest szczególnie narażona na występujące w układzie drgania i wibracje, które mają znaczący wpływ na wytrzymałość i żywotność jej komponentów składowych. Drgania mechaniczne stanowią ponadto źródło emitowanego przez przekładnię hałasu, którego szkodliwy wpływ na otaczające środowisko zostanie omówiony w dalszej części niniejszej pracy. Z wyżej wymienionych powodów całość zagadnień dynamicznych występujących nie tylko w przekładniach mechanicznych, ale w całych układach napędowych, stanowi ciągle przedmiot wielu prac naukowych. Z tych samych powodów również w różnorodnych gałęziach przemysłu opierających się na wykorzystaniu przekładni mechanicznych (w tym oczywiście przekładni zębatych) znaczącą rolę odgrywają badane i analizowane zagadnienia dynamiczne.

Dotychczasowe badania zjawisk dynamicznych występujących w przekładniach opierały się w głównej mierze na dwóch metodach modelowania. W obu tych metodach podstawą ich tworzenia są dyskretne modele zarówno kół zębatych jak i pozostałych elementów układu napędowego.

Pierwsza metoda modelowania opierała się na założeniu, że sama przekładnia jest odseparowana od pozostałych elementów układu napędowego, a głównym źródłem drgań są pracujące koła zębate. Założenie to pozwalało na przedstawienie zjawisk dynamicznych zachodzących w samym zazębieniu w dość dokładny sposób z dodatkowym uwzględnieniem takich cech, jak odchyłki wykonania zębów, zmienna sztywność poszczególnych zazębień czy

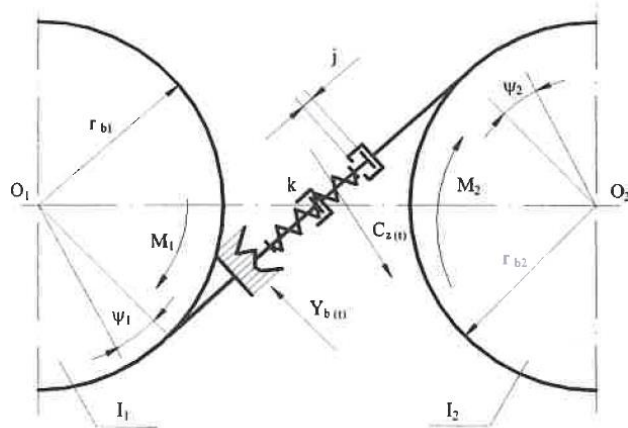
też luzów międzyzębnych.

Druga metoda modelowania traktowała model kinematyczny zespołu napędowego jako zbiór elementów masowych ze sobą za pomocą elementów podatnych (tj. sprężystych i tłumiących drgania), ale samo zazębienie pracujących kół zębatych modelowano w sposób uproszczony. Ten sposób opisu matematycznego nie pozwala zatem na dokładne modelowanie zagadnień dynamicznych zachodzących w samym zazębieniu współpracujących kół. Jest to niejako odwrotność modelowa pierwszego podejścia.

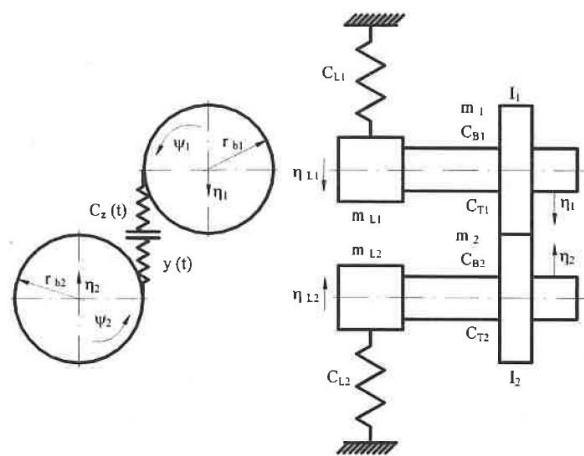
Można zatem stwierdzić, że kompletnie opisany matematycznie układ napędowy wraz ze współpracującą z nim przekładnią mechaniczną stanowią układ nieliniowy, głównie ze względu na właściwości poszczególnych elementów składowych opisywanego układu.

Jak wspomniano już wcześniej modelowanie dynamiki przekładni stanowiło przedmiot wielu prac naukowych, które dodatkowo zmierzały w dwóch różnych kierunkach realizowane podejścia. Pierwszy z nich prowadził do bardzo dokładnej analizy zjawisk dynamicznych w zazębieniu, które było odizolowane od reszty układu napędowego (brak wpływu globalnego na charakterystyki samego układu). Drugi kierunek natomiast prowadził do dokładnej analizy całego układu napędowego, przy założeniu bardzo uproszczonego opisu własności dynamicznych samego zazębienia. Do najważniejszych osiągnięć w pierwszym z wymienionych kierunków modelowania należą przede wszystkim [25]:

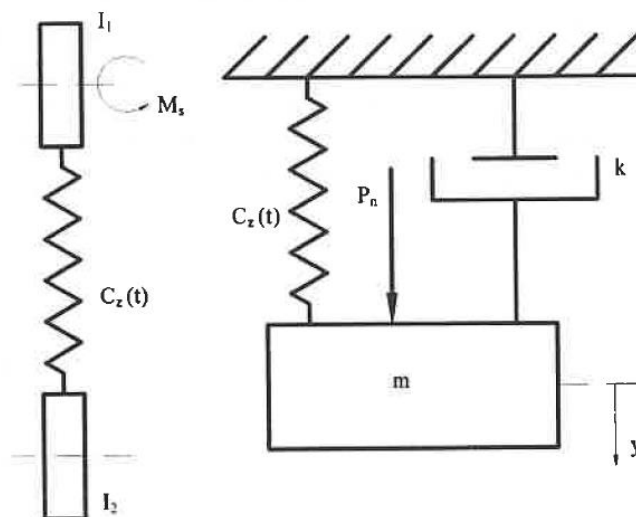
- model J. Bollingera i M. Boscha (Rys. 5), który składał się z dwóch kół ułożyskowanych na sztywno i połączonych tłumikiem oraz sprężyną o zmiennej sztywności (funkcja zmienna w czasie). Model uwzględniał zarówno luz międzyzębny jak i wpływ odchyłek kinematycznych;
- model A. Kowalewa, który uwzględniał jedynie zmienną w czasie sztywność zazębienia oraz odchyłki wykonania, ale bez uwzględnienia tłumienia drgań;
- model H. Rettiga przedstawiony na Rys. 6. Para kół zębatych oraz wały i łożyska traktowane są jako układ złożony z 6 brył a ruch tego układu opisano 6 równaniami różniczkowymi. W następnym kroku twórca modelu uprościł swój model do postaci przedstawionej na Rys. 7, a pominięcie niektórych elementów układu nie wpływa znacząco na pogorszenie uzyskiwanych w ramach modelowania wyników.



Rys. 5. Model przekładni jednostopniowej J. Bollingera i M. Boscha [5]



Rys. 6. Model dynamiczny jednostopniowej przekładni zębatej (model H. Rettiga) [5]



Rys. 7. Uproszczony model dynamiczny jednostopniowej przekładni zębatej (model H. Rettiga) [5]

Warto w tym miejscu jednak wspomnieć, że wymienione wyżej wszystkie wyszczególnione modele są w znacznym stopniu uproszczone, ponieważ nie pozwalają na odzwierciedlenie w pełni zjawisk dynamicznych zachodzących w zazębieniu przekładni.

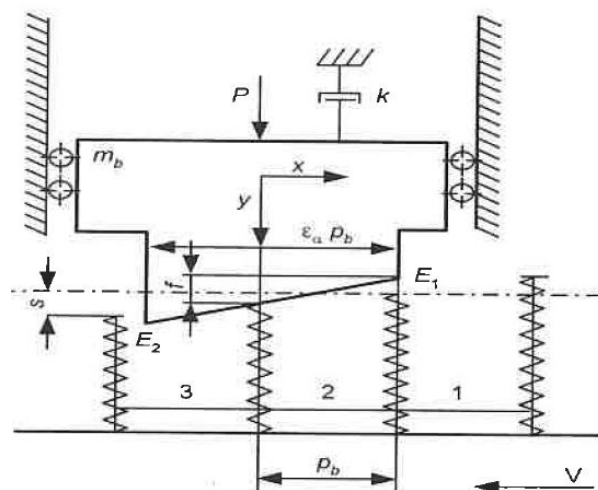
Obecnie w badaniach symulacyjnych przekładni wyizolowanych wykorzystuje się dwie grupy zaawansowanych modeli dynamicznych. Modele palisadowe stanowią rozwinięcie pomysłu L. Mullera (o czym dalej), który polegał na zastąpieniu sprężystych zderzeń zębów w ruchu obrotowym ruchem bryły dociskanej siłą obwodową do przesuwającej się pod nią palisady elementów sprężystych. Druga grupa to modele bazujące na tak zwanej interferencji pozornej, zgodne z propozycją S. Radkowskiego, rozptarujące ruch wzdłuż linii przyporu przy założeniu różnych błędów. Założenie to dopuszcza teoretycznie przenikanie się zarysów zębów zębniaka i koła. Takie przenikanie jest fizycznie niemożliwe i dlatego następuje zmienne w czasie ugięcie sprężyste zębów i innych elementów przekładni [5], [25].

Metoda interferencji pozornej pozwala na obliczenie interferencji pozornej dla wszystkich par zębów będących w przyporze i wyliczenie na ich podstawie całkowitej siły międzyzębnej, z uwzględnieniem zmiennej sztywności zębów. Analiza taka jest dokonywana w pojedynczym przekroju czołowym wienca. Szerokość koła jest uwzględniana poprzez sumowanie n płaskich przekrojów, z których składa się wieniec [5], [25].

Budowa modelu palisadowego opracowanego przez L. Mullera oparta jest na następujących założeniach:

- w modelu uwzględnione są wyłącznie drgania skrętne analizowanej pary kół zębatach,
- w przyporze występuje zmienna liczba zębów,
- para współpracujących zębów charakteryzuje się stałą bądź zmienną sztywnością na odcinku przyporu,
- dodatkowe elementy układu napędowego (wały wraz z kołami oraz kadłub przekładni) traktowane są jako elementy idealnie sztywne,
- zewnętrzne obciążenie układu jest stałe,
- tłumienie drgań zostało przyjęte jako wiskotyczne.

Model opracowany przez L. Mullera przedstawiono dokładnie na Rys. 8.



Rys. 8. Model dynamiczny przekładni jednostopniowej L. Mullera [5]

Drugi kierunek prac koncentrujący się na badaniu własności dynamicznych całych układów napędowych, przy jednoczesnym założeniu mocno uproszczonego opisu własności dynamicznych zazębienia został najmocniej rozwinięty poprzez przedstawienie następujących modeli opisujących właściwości dynamiczne:

- modele W. Nadolskiego, wprowadzające układ równań uwzględniający zmienną sztywność zazębienia, podatność giętną i skrętną wałów oraz podatność podpór;
- model R. Grybosia, w którym uwzględniono drgania skrętne i pominięto tłumienie w układzie;
- modele przekładni dwustopniowych z uwzględnieniem drgań skrętnych M. Boscha i K. Marchelka, w których wyniki otrzymano metodą modelowania analogowego;
- model F. Pfeiffera, przyjmujący odmienny sposób opisu odchyłek wykonawczych (jako impulsy o nieskończenie krótkim czasie trwania).

Rozwój oprogramowania narzędziowego, komputerów i wiedzy na temat czynników wpływających na dynamikę przekładni zębatych pozwala obecnie na zbudowanie modelu dynamicznego układu napędowego, który łączyłby w sobie zalety obu wyżej opisanych sposobów badań symulacyjnych. Model taki powinien uwzględniać drgania giętno – skrętne w układzie napędowym, składającym się z silnika, przekładni i maszyny roboczej z uwzględnieniem wszystkich naistotniejszych parametrów samego zazębienia. Obliczenia przy wykorzystaniu takiego modelu pozwolą na wyznaczenie obciążeń dynamicznych w zazębieniu zarówno dla ustalonego obciążenia i prędkości obrotowej, jak i podczas pracy

przy zmiennym obciążeniu, a więc w czasie rozruchu, hamowania lub chwilowego przeciążenia przekładni.

2.3 Wibroaktywność przekładni zębatych

Optymalizacja konstrukcji przekładni zębatej, która prowadzi do minimalizacji zjawisk dynamicznych oraz spełnienia wszystkich postawionych kryteriów, możliwa jest w większości przypadków jedynie z wykorzystaniem zaawansowanych metod numerycznych. Prowadzenie prac i badań z użyciem modeli matematycznych oraz numerycznych pozwala na ograniczenie ilości testów doświadczalnych do niezbędnego minimum (lub do całkowitego ich wyeliminowania) co stanowi dla każdej firmy wartość dodaną i jest przez to uzasadnione ekonomicznie.

W chwili obecnej wyróżnić można dwa główne kierunki badań nad optymalizacją konstrukcji przekładni zębatych. Pierwszy kierunek stanowią prace nad modelami dynamicznymi przekładni zębatych wykorzystujące powstałe wcześniej aparaty matematyczne opisujące zjawiska dynamiczne występujące w samym zazębieniu współpracującej pary kół zębatych. Pozwala to na dokładniejsze odwzorowanie zjawisk dynamicznych w przekładni, wywołanych głównie przez oddziaływania wewnętrzne pracujących kół zębatych.

Drugi kierunek badań ma na celu określenie wpływu geometrii obudowy przekładni na jej właściwości wibroakustyczne jak również możliwości poprawy ogólnej cichobieżności całości układu. Wykorzystywane są w tym celu m.in. metody obliczeniowe MBD oraz MES, za pomocą których poszukuje się optymalnego ukształtowania korpusów przekładni. Można powiedzieć, że jest to modelowanie globalne, skupione przede wszystkim na obudowie przekładni. Mniejszą uwagę w takim podejściu przykłada się do występujących w układzie sił wewnętrznych – ważniejsze jest bowiem globalne dynamiczne zachowanie się układu.

Wibroaktywność analizowanej przekładni zależy przede wszystkim od wielkości wymuszeń wywołanych zazębieniem się kół oraz od charakterystyk rezonansowych kół zębatych, węzłów łożyskowych oraz obudowy przekładni.

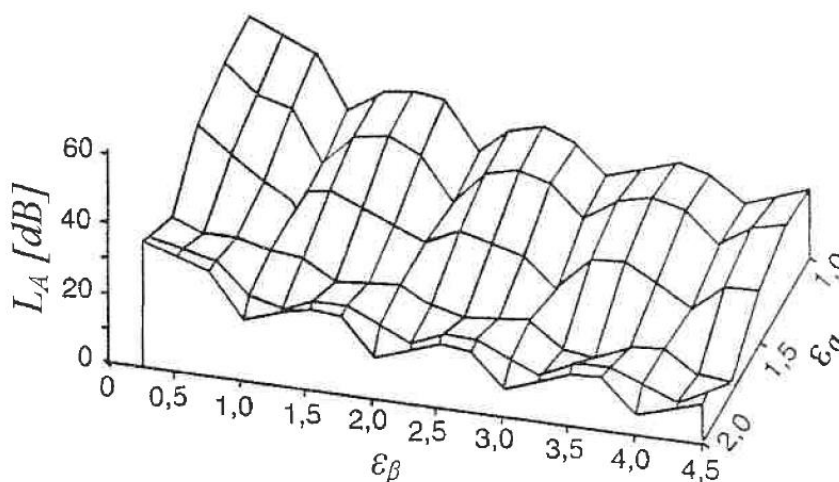
Z dotychczasowych badań wynika, że korpus przekładni wytwarza hałas głównie na skutek pobudzenia do drgań przez wały i łożyska, a nie na skutek działania zmian ciśnienia akustycznego wewnątrz przekładni. Energia przenoszona przez wały i węzły łożyskowe stanowi 90-95% całkowitej energii drgań przekazywanej korpusowi [4], [42].

W przekładniach zębatych występuje szereg czynników konstrukcyjnych, technologicznych oraz eksploatacyjnych, które wymuszają drgania będące w ostateczności

źródłem hałasu.

Spśród czynników konstrukcyjnych samej przekładni można wymienić przede wszystkim [40]:

- liczbę zębów oraz ich moduł,
- kąt przyporu zębów,
- luz obwodowy,
- czołowy i poskokowy kąt przyporu (wpływ pokazany na Rys. 9)
- modyfikacje zarysu i linii zęba,
- materiał z którego wykonane są koła zębate,
- rodzaj łożysk oraz sposób ich montaż,
- geometria samego korpusu oraz materiał z którego jest on wykonany.



Rys. 9. Wpływ wskaźników przyporu czołowego i poskokowego na poziom mocy akustycznej przekładni [4]

Wśród czynników technologicznych wpływających w największym stopniu na wibroaktywność przekładni zębatej można wyróżnić przede wszystkim:

- odchyłki zarysu i linii profilu zębów,
- stan i chropowatość powierzchni roboczych zębów,
- bicie kół oraz ich ewentualną mimośrodowość.

W grupie czynników eksploatacyjnych możemy natomiast wyróżnić przede wszystkim:

- wielkość oraz charakter występującego w przekładni obciążenia,
- prędkość obrotową,
- zastosowany rodzaj smarowania oraz właściwości czynnika smarującego.

Drgania i hałas przekładni mają bezpośredni związek z jej stanem technicznym. Wzrost zużycia zwiększa natężenie tych zjawisk, a istniejący związek przyczynowo – skutkowy jest podstawą diagnostyki wibroakustycznej. Warto w tym miejscu wspomnieć, że diagnostyka wibrakustyczna jest powszechną i skuteczną metodą diagnozowania stanu technicznego nie tylko przekładni zębatej, ale wielu różnych maszyn i urządzeń. Coraz powszechniejsza staje się również diagnostyka nie tylko doraźna, ale również taka, która działa niejako w czasie rzeczywistym, ale w trybie tzw. *predictive maintenance*. Warto również wspomnieć, że taka predykcja ma najczęściej na celu określenie symptomów uszkodzeń elementów przekładni w wczesnych fazach ich wystąpienia.

Zużycie zębów powoduje zmiany ich początkowych zarysów, w tym ich przesunięcie, co w konsekwencji przyczynia się do wzrostu luzów obwodowych. Zużycie prowadzi do wzrostu dynamiki przekładni, jednak tylko w początkowych fazach, po których nie obserwuje się dalszego wzrostu sił międzyzębnych [4], [40], [42].

Uszkodzenia elementów przekładni mogą przyczynić się do pobudzania do drgań rezonansowych wszystkich elementów konstrukcyjnych przekładni. W tym miejscu pokazuje to stopień komplikacji urządzenia oraz wskazuje na potencjalne trudności identyfikacji danego uszkodzenia poprzez możliwość nałożenia się na siebie kilku różnych czynników. Nie ulega jednak wątpliwości w diagnozowanym układzie przekładni zębatej głównym emitery hałasu jest obudowa przekładni. Często właśnie to jej właściwości dynamiczne (drżania własne, odpowiedzi częstotliwościowe na zadane wymuszenia) charakteryzują parametry wibroakustyczne całej przekładni zębatej.

W chwili obecnej można wyodrębnić następujące kierunki rozwoju modeli dynamicznych przekładni zębatych:

- modele przekładni zębatej wyodrębnionej z całości układu napędowego – charakterystyczny dla tego kierunku jest bardzo dokładny opis modelu pary kół zębatych, uwzględniający m.in. zmienną sztywność zazębienia i jedno źródło drgań i nadwyżek dynamicznych w postaci współpracujących kół zębatych,
- modele z przekładnią nieodizolowaną, a więc połączoną z innymi elementami układu napędowego, takimi jak: silnik, maszyna robocza oraz człony pośredniczące (wały, sprzęgła), ale kosztem poczynionych uproszczeń w obrębie analizy zazębienia przekładni (najczęściej przez przyjęcie stałej, średniej sztywności zazębienia) [4].

Warto w tym miejscu wspomnieć, że do obu wyżej wymienionych opisów w obecnych czasach używa się zarówno zaawansowanego modelowania matematycznego opisującego

zjawiska fizyczne (w tym przede wszystkim dynamiczne) zachodzące w analizowanej przekładni, jak również ściśle ukierunkowanego modelowania numerycznego z wykorzystaniem specjalistycznego oprogramowania inżynierskiego, które wykorzystuje zarówno Metodę Elementów Skończonych, Metodę Elementów Brzegowych, jak również Metodę Układów Wieloczłonowych. Każda z wyżej wymienionych metod pozwala w charakterystyczny sposób określić właściwości dynamiczne albo ściśle wyizolowanego pojedynczego stopnia kół zębatych z przekładni, albo w sposób ogólny całego układu przekładni. Warto również wspomnieć, że przy obecnym poziomie rozwoju oprogramowania inżynierskiego możliwe jest również łączenie obu wyżej wymienionych metod.

2.4. Akustyka przekładni zębatych

2.4.1. Ogólne informacje o akustyce przekładni

Hałas emitowany przez przekładnię zębatą jest tzw. dźwiękiem zakłócającym i jest to dźwięk o bardzo dużym natężeniu obejmującym swoim zakresem szerokie pasmo częstotliwości, w którym występuje nieskończenie wiele tonów o różnych częstotliwościach i amplitudach.

Z powszechnie zdefiniowanych oraz szeroko wykorzystywanych pojęć w akustyce, najczęściej używane są:

- natężenie dźwięku, liczbowo równe ilości energii dźwiękowej przepływającej w jednostce czasu przez jednostkowy przekrój, wyrażane jest w W/cm^2 .
- ciśnienie akustyczne, stanowiące różnicę ciśnień jaka powstaje w ośrodku przenoszącym dźwięk ponad wartość średnią, zwaną ciśnieniem statycznym, wyrażane w mikrobarach,
- poziom natężenia dźwięku (intensywność), mierzony względem natężenia dźwięku $10^{-16} W/cm^2$, któremu odpowiada ciśnienie akustyczne $0.0002 \mu bar$, wyrażane w decybelach (dB),
- głośność dźwięku, określana w odniesieniu do tonu o częstotliwości 1000Hz, wyrażana w fonach (fon) [3].

Każdy element układu napędowego maszyny lub urządzenia stanowi potencjalnie źródło dźwięku (hałas), które finalnie tworzą pole akustyczne. Ponadto każdy ze składników tego i innego systemu akustycznego, w tym przekładnia zębata, może w większym lub mniejszym stopniu wpływać na poziom hałasu emitowanego przez określony układ mechaniczny.

Emitowany przez maszyny i urządzenia hałas jest zjawiskiem negatywnym,

niepożądanym oraz mającym negatywny wpływ na zdrowie osób wystawionych na ekspozycję takiego hałasu. Powoduje to, że przepisy prawne i regulacje stają się w tym temacie coraz ostrzejsze - obniżają bowiem poziom dopuszczalnego hałasu emitowanego przez maszyny i mechanizmy, w tym również przez przekładnie zębate.

Hałas emitowany przez systemy mechaniczne można zredukować przede wszystkim przez redukcję intensywności pobudzeń do drgań ich elementów. Należy o tym pamiętać już w fazie konstruowania i wytwarzania elementów składowych tych systemów, a w szczególności układów napędowych (gdzie jednym z elementów może być przekładnia zębata) [1], [26].

Poziom hałasu emitowanego przez przekładnię powinien być określony przez jej wytwórcę, a informacja o nim podana w specyfikacji technicznej dołączonej do tej przekładni. Jest to również obwarowane przepisami prawnymi i w tej kwestii nie ma żadnych odstępstw ani wyjątków od powszechnie obowiązujących zasad.

W czasie pracy przekładni każda jej składowa, wskutek oddziaływania czynników konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych, jest pobudzana do drgań mechanicznych. Drgania te są w dalszej kolejności źródłem wibracji akustycznych (fal akustycznych), a więc ostatecznie dźwięku emitowanego przez przekładnię.

Ocena emitowanego hałasu jest możliwa na podstawie przeprowadzonych pomiarów parametrów akustycznych, np. poziomu ciśnienia akustycznego.

Podczas analizy wpływu hałasu na organizm ludzki na ogół uwzględnia się rozkład poziomu dźwięku oznaczony symbolem *A*. W stosowanych miernikach poziomu dźwięku są wbudowane specjalne filtry korekcyjne częstotliwości: *A*, *B*, *C* oraz *D*. Filtr korekcyjny *A* przystosowuje charakterystykę pomiarową przyrządu do charakterystyki czułości ucha w zakresie małych poziomów głośności (0 – 55 fonów), filtr *B* w zakresie średnich (55 – 85 fonów), a filtr *C* – dużych poziomów głośności (powyżej 85 fonów). Dla bardzo wysokich poziomów głośności wprowadzono krzywą korekcyjną *D* [1], [28].

Metoda oceny hałasu według krzywej rozkładu poziomu dźwięku *A* uzyskała międzynarodową akceptację. Jest ona bardzo prosta w stosowaniu, ponieważ we wszystkich urządzeniach do pomiaru poziomu dźwięku jest wbudowany na stałe filtr korekcyjny poziomu dźwięku *A*. Jeśli hałas o poziomie *A* nie przekracza 35 dB, to jest on dla zdrowia nieszkodliwy, natomiast w zakresie 35 – 70 dB – wpływa ujemnie na organizm. Ciągła ekspozycja hałasu o poziomie *A* w zakresie 70 – 85 dB działa szkodliwie na zdrowie, a hałas w przedziale 90 – 130 dB jest niebezpieczny dla organizmu [1], [28].

Do podstawowych wielkości, które charakteryzują poziom emitowanego przez maszyny i urządzenia hałasu (dźwięku) można zaliczyć m.in.

- ciśnienie akustyczne,
- poziom ciśnienia akustycznego,
- moc akustyczną,
- poziom mocy akustycznej,
- natężenie dźwięku.

2.4.2. Przyczyny powstawania hałasu w przekładniach zębatych

Wartość siły międzyzębnej działającej w danej parze kontaktowej kół zębatych powoduje pobudzenie do drgań wielu elementów przekładni, które można uznać za ciała sprężyste. Zmiany tej wartości mogą pochodzić zarówno ze źródeł zewnętrznych (tzw. wzbudzenia zewnętrzne) jak i ze źródeł wewnętrznych (wzbudzenia wewnętrzne). Ostatecznie oba rodzaje wzbudzeń mogą prowadzić do sprzężenia pojawiających się drgań mechanicznych oraz akustycznych i mają istotny wpływ na hałas emitowany przez przekładnię.

Wzbudzenia zewnętrzne pojawiają się, gdy zmienność obciążenia jest spowodowana nierównomierną pracą silnika napędowego, zmianą oporów ruchu po stronie biernej przekładni, bądź też oddziaływaniem obu przyczyn jednocześnie. Wzbudzenie zewnętrzne może się również pojawić po zainstalowaniu przekładni bądź całości układu napędowego w miejscu przeznaczenia – np. w analizowanym układzie napędowym wózka widłowego. Wówczas, poprzez interakcję z komponentami wózka widłowego, może dochodzić do generacji pobudzających sił zewnętrznych, które mogą mieć również charakter rezonansowy.

Wzbudzenia wewnętrzne, które z reguły mają charakter periodyczny, są następstwem oddziaływania czynników związanych z parametrami konstrukcyjnymi przekładni, technologią wytwarzania elementów przekładni (dotyczy to przede wszystkim obróbki kół zębatych) oraz warunkami eksploatacji. Redukcja hałasu wytwarzanego przez przekładnię wskutek oddziaływania tych czynników w znacznym stopniu leży w gestii konstruktora przekładni [1], [26].

Wpływ liczby zębów

Wymaganą średnicę kół, a ściślej średnicę zębniaka, wyznacza się z warunku wytrzymałościowego zazębienia na naciski powierzchniowe. Jeśli dla tak wyznaczonej średnicy zębniaka przyjmie się większą liczbę zębów, a tym samym mniejszy moduł, to najczęściej wzrasta poziom hałasu przekładni. Zapewne wynika to stąd, że przy większej liczbie zębów zwiększa się też liczba impulsów drganiowych w jednostce czasu. Można zatem sądzić, że dążąc do zmniejszenia hałasu trzeba stosować małą liczbę zębów [1].

Jeśli jednak w wyniku zwiększenia liczby zębów, a tym samym zmniejszenia modułu, zmniejszą się bezwzględne wartości błędów wykonawczych, a więc zmniejszy się także energia impulsów drganiowych i w konsekwencji ogólny poziom hałasu [1], [26].

Przy ocenie wpływu liczby zębów na głośność przekładni pojawia się pewna trudność, ponieważ drgania wzbudzone w wyniku wchodzenia w przypór kolejnej pary zębów składają się z dużej liczby harmonicznnych. Sprawia to, że jedne harmoniczne powodują zwiększenie głośności, jednocześnie inne jej zmniejszenie, stąd konieczna jest kompleksowa analiza stanu dynamicznego przekładni [28].

Wpływ szerokości koła (wieńca zębatego)

Ponieważ średnicę zębniaka wyznacza się z warunku wytrzymałościowego zazębienia na naciski powierzchniowe, więc przy stałej średnicy zmiana jego szerokości powoduje zmianę obciążenia przypadającego na jednostkę (F/b). Taka zmiana pociąga za sobą również zmianę ugięcia zęba, co ma szczególne znaczenie przy wchodzeniu zębów w przypór. Im mniejsze ugięcie zęba, tym mniejszy impuls uderzeniowy w chwili wejścia w zazębienie, a tym samym mniejszy hałas. Taka interpretacja sugeruje, że zwiększenie szerokości wieńca jest zabiegiem korzystnym. Jednakże taki zabieg pociąga za sobą wzrost objętości i masy koła, także wzrost gabarytów przekładni i kosztów wytwarzania [1].

Kierując się względami ekonomicznymi i technicznymi zwykle zmierza się do pełnego wykorzystania własności materiałowych kół, ze względu na obciążenie jednostkowe zazębienia. Jeżeli obciążenie jednostkowe zdefiniuje się za pomocą wyrażenia $Q = F/bd_1$, to w celu zachowania stałej wartości tego obciążenia trzeba przy wzroście średnicy d_1 zwiększyć wartość F/b , a tym samym ugięcie zęba. Stąd wynika, że w celu zmniejszenia hałasu przekładni, należy w miarę możliwości przyjmować dużą wartość współczynnika względnej szerokości wieńca [1].

Wpływ stanu powierzchni bocznych zębów

Stan powierzchni bocznej zębów (chropowatość, falistość) jest ściśle związany z obróbką wykańczającą uzębienia. Jeśli po obróbce zasadniczej (nacinaniu uzębienia) uzębienie jest poddawane wiórkowaniu, szlifowaniu, honowaniu czy docieraniu, to znacząco zmniejszy się chropowatość i falistość powierzchni czynnej zębów, a tym samym hałas przekładni [1].

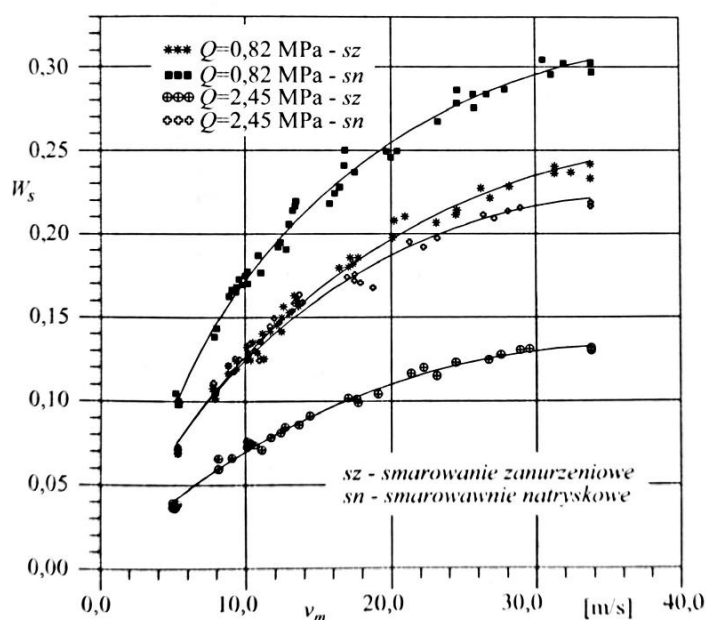
Chropowatość powierzchni czynnej zębów ma znaczący wpływ na hałas emitowany przez przekładnię. Jeśli powierzchnie te są twarde, np. po hartowaniu, to w celu zwiększenia ich gładkości oraz zlikwidowaniu odkształceń cieplnych, zęby są szlifowane. Koła o uzębieniu szlifowanym mogą w czasie pracy wydawać dźwięki słyszalne jako gwizd. Wskazane jest, aby

podczas szlifowania powierzchni zębów koła współpracującego nadać odmienną strukturę [1].

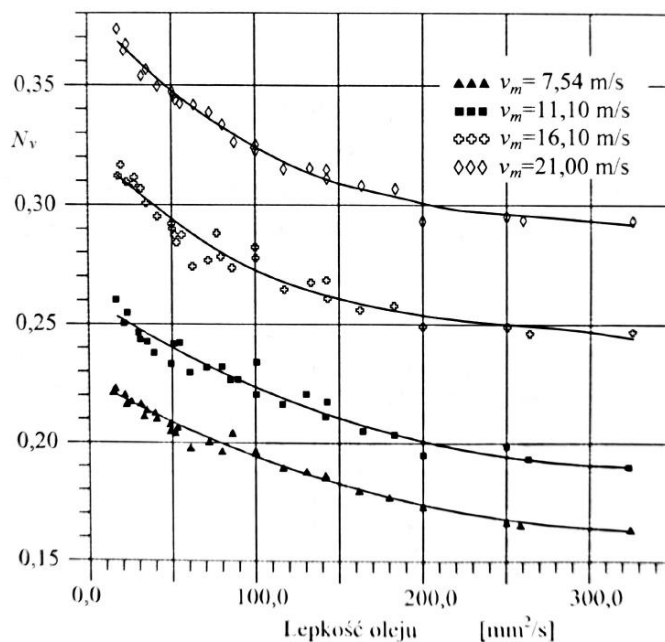
Jeżeli po szlifowaniu zęby kół są dodatkowo docierane (parami na docierarce), to hałas przekładni ulega dalszej redukcji. Docieranie polepsza strukturę powierzchni i poprawia ślad współpracy zębów. Cichobieżność kół o uzębieniu wiórkowanym i odpowiednio modyfikowanym po wysokości zęba, może być taka sama jak kół szlifowanych. Zęby ulepszone cieplnie ulegają szybkiemu docieraniu w czasie eksploatacji przekładni, co sprawia, że na ogół nie są one poddawane obróbce wykańczającej [1].

Wpływ smarowania

Dotychczasowe wyniki otrzymane w ramach badań i prac naukowych wskazują jednoznacznie, że sposób smarowania (Rys. 10) jak również lepkość oleju (Rys. 11) wpływają na międzyzębne obciążenie dynamiczne (nadwyżkę dynamiczną).



Rys. 10. Przebieg współczynnika wpływu smarowania W_s na międzyzębne obciążenie dynamiczne w funkcji prędkości obwodowej kół v_m w zależności od przenieszonego obciążenia jednostkowego Q i sposobu smarowania [1].



Rys. 11. Wpływ lepkości oleju na nadwyżkę dynamiczną N_v w zależności od prędkości obwodowej kół [1]

Na podstawie rysunków 10-11 można stwierdzić, że tłumiące działanie oleju pokrywającego powierzchnie boczne (czynne) zębów przed wejściem w przypór oraz sposób jego dostarczania na te powierzchnie, ma wpływ na energię pobudzenia układu kół zębatych do drgań [1].

Wpływ postaci konstrukcyjnej korpusu

Przy rozważaniu i podejmowaniu decyzji o redukcji hałasu emitowanego przez przekładnię, wskazane jest poddanie analizie również postaci konstrukcyjnej korpusu przekładni. Jest to uzasadnione tym, że właściwie energia emitowana do otoczenia w postaci fal dźwiękowych (dźwięk powietrzny) jest sprzężona z energią mechaniczną drgań korpusu (dźwięk materiałowy). Zatem wypromieniowanie dźwięku z przekładni do otoczenia odbywa się w przeważającej części przez korpus. Dźwięk materiałowy wzbudzany przez zęby będące w przyporze jest przenoszony przez koła, wały i łożyska na korpus przekładni. Ponadto dźwięk materiałowy przenoszony na korpus jest wbudzany także przez łożyska i inne ruchome elementy zamontowane wewnątrz korpusu przekładni. Generalnie można powiedzieć, że wszystkie dźwięki materiałowe powstałe wewnątrz przekładni są w większym lub mniejszym stopniu przekazywane na korpus, który pośredniczy w wyemitowaniu ich do powietrza. Zatem własności akustyczne przekładni w dużej mierze zależą od drgań korpusu, których charakterystyka amplitudowo – częstotliwościowa jest zwykle dość złożona [1], [76].

Konstruując korpus przekładni należy unikać rozwiązań, w których może w jakichś

jego węzłach nastąpić wzmocnienie drgań przy częstotliwości wymuszeń źródła pobudzającego, tzn. częstotliwości zazębienia. Miejsca te spełniają rolę rezonatora akustycznego, a więc są one źródłem hałasu o dużej intensywności. W celu rozpoznania ich trzeba przeanalizować postaci drgań korpusu. Można tego dokonać analitycznie, rozpatrując płaski lub przestrzenny model, posługując się MES, a także na drodze badań doświadczalnych.

Dostępne dość powszechnie metody analizy drgań umożliwiają otrzymanie dokładnego obrazu postaci drgań korpusu zarówno w zakresie określenia postaci drgań własnych korpusu, jak również jego odpowiedzi częstotliwościowej na zadane wymuszenie. Rozpoznanie tych postaci drgań umożliwia optymalizację postaci konstrukcyjnej korpusu zarówno pod względem dynamicznym jak i akustycznym.

Środki zaradcze podejmowane w celu redukcji hałasu emitowanego przez przekładnię zębatą

Bazując na przytoczonych wcześniej rozważaniach można zauważyć, jak istotnym zagadnieniem jest potrzeba redukcji hałasu emitowanego przez przekładnię zębatą. Z drugiej strony trzeba zdawać sobie sprawę, jak trudnym (a niekiedy nawet niemożliwym do osiągnięcia) jest to zadaniem. Redukcji hałasu danej przekładni powinno się dokonywać już na etapie jej projektowania, korzystając zarówno z dostępnych rozwiązań numerycznych (MES), jak również z dostępnych metod badawczych.

Jeśli znane są źródła emisji dźwięku, to można podejmować określone zabiegi, aby znacznie zredukować hałas. Przy zwalczaniu hałasu przekładni należy dążyć do minimalizacji sił wzbudzających drgania kół, tzn. międzyzębnych sił dynamicznych. Redukcja sił wymuszających ma na celu zmniejszenie amplitudy drgań mechanicznych, które powodują powstawanie dźwięków materiałowych. Redukcję wymuszeń uzyskuje się w wyniku [1]:

- dokładnego wyważenia elementów ruchomych przekładni, szczególnie wykonujących ruch obrotowy,
- dokładnego wykonania elementów przekładni, a przede wszystkim uzębienia kół,
- zmniejszenia oporów tarcia,
- zastosowania tłumików drgań,
- zastosowania materiałów tłumiących drgania, np. żeliwnego korpusu przekładni,
- zmiany postaci konstrukcyjnej kół lub korpusu przekładni [1], [70].

Warto wspomnieć jak istotnym obecnie zagadnieniem jest redukcja hałasu emitowanego przez przekładnię zębatą. Dotyczy to w istocie nie tylko samej przekładni, ale również części

bądź układów współpracujących. Biorąc pod uwagę mnogość możliwych zastosowań przekładni zębatych (w tym jako podstawowej części układów napędowych w pojazdach transportowych), warto zwrócić uwagę na ilość możliwych interakcji pomiędzy poszczególnymi układami. Nie bez przyczyny działają badawcze reprezentując różnorodne gałęzie przemysłu (przede wszystkim zaś w każdej gałęzi przemysłu transportowego) wydzielają w swoich strukturach działają zajmujące się zagadnieniami typu NVH – noise, vibration and harshness. Są one właśnie odpowiedzialne za określanie właściwości dynamicznych oraz akustycznych poszczególnych układów jak również ich wpływem na właściwości wytrzymałościowe oraz zmęczeniowe konstrukcji.

2.5. Modelowanie numeryczne w zakresie symulacji zagadnień dynamicznych oraz akustycznych

Wśród obecnie dostępnych rozwiązań wspomagających prace naukowo – badawcze, badawczo – rozwojowe oraz inżynierskie prace przemysłowe dostępnych jest szereg rozwiązań programowych, które pozwalają na wykonanie – symulowanie, niemal każdego zagadnienia fizycznego. Problemu w tym przypadku nie stanowi nawet fizyka omawianego zjawiska – w taki sam zaawansowany sposób można modelować zagadnienia numerycznej mechaniki płynów, numerycznej wymiany ciepła, numerycznych zagadnień elektromagnetycznych czy też mechaniki ciała stałego. Dodatkowym atutem tego typu analiz jest możliwość łączenia ze sobą różnych rodzajów (fizyki modelowanych zjawisk) symulacji, tworząc tzw. analizy pół sprzężonych. Dzięki temu możliwe jest łączenie ze sobą analiz tworząc następujące cykle numeryczne: elektromagnetyzm – obliczeniowa (komputerowa) mechanika płynów – numeryczna wymiana ciepła – numeryczna mechanika ciała stałego, bądź też krótszych łańcuchów dowolnie ze sobą łączonych na podstawie wymienionego wyżej łańcucha logicznego.

Uszczegóławiając dodatkowo wiadomości z zakresu analiz numerycznych można również wyodrębnić zagadnienia rozwiązywane numerycznie w stanie ustalonym (niezależne od upływającego czasu, tzw. steady state) oraz zagadnienia numeryczne w stanie nieustalonym (zależne od czasu, tzw. transient). Szczególnie drugi rodzaj wymienionych analiz (transient) stosowany jest szczególnie tam, gdzie na znaczenia nabiera fakt uwzględnienia dużej bezwładności układu i szybkozmienności modelowanych zjawisk fizycznych – w tym przypadku użytkownik ma możliwość zdefiniowania odpowiedniego kroku czasowego oraz czasu trwania całej analizy – tym sposobem możliwe jest uchwycenie wszelkich istotnych zmian w modelowanym zagadnieniu.

Biorąc pod uwagę „zasadę działania” każdego programu numerycznego, to opiera się on na określonej metodzie obliczeniowej. Najbardziej rozpowszechnioną jest Metoda Elementów Skończonych (MES), którą wykorzystuje większość obecnie oferowanych komercyjnie pakietów programowych. Z pomocą MES możliwe jest modelowanie m.in. takich zjawisk fizycznych, jak wymiana ciepła i masy, modelowanie zagadnień wytrzymałościowych oraz zmęczeniowych, jak również modelowanie zagadnień numerycznej mechaniki płynów (niektóre dostępne pakiety „przepływowe” – Ansys CFX). Oprócz wspomnianej już Metody Elementów Skończonych, komercyjnie dostępne pakiety bazują również na innych metodach obliczeniowych, takich jak Metoda Objętości Skończonych, Metoda Elementów Brzegowych czy też Metoda Układów Wieloczłonowych (Metoda Ciał Sztywnych, Multi-Body Dynamics).

Szczególne znaczenia w ostatnim czasie nabierają analizy typu NVH – Noise, Vibration and Harshness, czyli – ogólnie rzecz biorąc – wszelkiego rodzaju analizy dynamiczne oraz akustyczne, określające charakterystyki danego ciała bądź układu w polu zagadnień dynamicznych (wszelkiego rodzaju drgania) oraz akustycznych (emisja akustyczna, wibro-akustyka oraz aero-akustyka). W tym miejscu określa się również wpływ powyższych zagadnień na właściwości zmęczeniowe oraz żywotnościowe konstrukcji. Warto również wspomnieć fakt, że do tej grupy analiz zaliczają się zagadnienia, które podlegają bardzo rygorystycznym przepisom prawnym, a które definiują poziom emitowanego hałasu czy też poziom emitowanej mocy akustycznej. W ramach wymienionych zagadnień również można wymienić grupę zasobów programowych, które są niejako liderami pod kątem jakości oferowanych rozwiązań produktowych, jakości otrzymywanych wyników oraz wymienności danych z innymi programami. Można w tym miejscu wymieć rozwiązania zarówno bazujące na Metodzie Układów Wieloczłonowych, jak i na Metodzie Elementów Skończonych. Do tej pierwszej grupy zaliczyć można program MSC Adams, natomiast do drugiej – MSC Actran.

Najnowsze pakiety programów, służące do symulacji układów wieloczłonowych (UW) zawierają złożone procedury ułatwiające budowę modeli geometrycznych członów, a także umożliwiają wprowadzenie opisu kształtu z najbardziej popularnych systemów CAD. Wyposażone są m.in. w bogate biblioteki sił, połączeń między członami oraz rozbudowane moduły graficznej prezentacji modeli i wyników obliczeń. Posiadają duże możliwości parametryzacji modeli oraz uwzględniania efektów odkształcalności członów. W programach tych dostępnych jest zwykle wiele metod formułowania i rozwiązywania układów równań różniczkowych i algebraicznych. Pakiety wykonujące obliczenia z zastosowaniem metod układów wieloczłonowych są wygodnym środowiskiem do modelowania układów wymagających uwzględnienia efektów będących przedmiotem badań osobnych dziedzin.

Możliwe jest zatem uwzględnianie w modelu układów wieloczłonowych dynamiki układów sterowania (których model może być przygotowany w innych systemach obliczeniowych), efektów odkształcalności członów (model członu przygotowywany jest np. w programach MES) albo sił aerodynamicznych [9], [21].

Systemy inżynierskie (specjalistyczne oprogramowanie komputerowe) do analizy układów wieloczłonowych składają się zwykle ze współpracujących ze sobą programów, z których część realizuje ogólne zadania analizy z wykorzystaniem ciał sztywnych, a inne przeznaczone są do konkretnych, szczegółowych zastosowań. Na przykładzie wspomnianego pakietu MSC Adams można wyróżnić moduły podstawowe, takie jak preprocesor (ADAMS/View), moduł obliczeniowy (ADAMS/Solver) oraz postprocesor, a także wiele modułów specjalizowanych, przeznaczonych do zastosowań w różnych dziedzinach, jak np. ADAMS/Car, ADAMS/Rail, ADAMS/Drivetrain czy też ADAMS/Flex. W modułach specjalizowanych znajdują się biblioteki gotowych, sparametryzowanych modeli całych zespołów, stąd stanowią one szczególnie wygodne środowisko budowy tzw. prototypów wirtualnych. Wbudowane biblioteki gotowych do implementacji modeli bardzo często pochodzą ze współpracy z użytkownikami oprogramowania, którzy bardzo często sami zgłaszają potrzebę budowy nowych elementów i funkcjonalności programu.

W analizie układów wieloczłonowych wykorzystywane są bardzo zaawansowane metody formułowania równań ruchu oraz ich analizy numerycznej. Stąd w posługiwaniu się nawet gotowymi, sprawdzonymi programami do symulacji UW, potrzebne jest zrozumienie stosowanych metod oraz ich podstaw matematycznych, a także dobra znajomość używanych programów i badanych zjawisk. Uzyskane wyniki powinny być weryfikowane przez uproszczone szacunki analityczne oraz sprawdzenie jakościowej poprawności wybranych rezultatów cząstkowych. W badaniach tego typu istotne jest założenie, że układ rzeczywisty jest reprezentowany przez model złożony z wielu członów, podlegających działaniu sił różnego rodzaju i połączonych ze sobą określonymi parami kinematycznymi. Nie ma natomiast znaczenia, czy człony reprezentują elementy robotów lub pojazdów, czy też jakikolwiek inny mechanizm. Układy takie określa się bowiem terminem układów wieloczłonowych.

Badając układy wieloczłonowe, dokonujemy zazwyczaj analizy kinematycznej lub dynamicznej. Model układu mechanicznego musi uwzględniać wymiary charakterystyczne członów oraz jego strukturę (pary kinematyczne tworzone przez człony), a w przypadku analizy dynamicznej – także masy członów i siły działające na układ. W przypadku przeprowadzania analizy dynamicznej z wykorzystaniem Metody Układów Wieloczłonowych niezbędne jest również poprawne zdefiniowanie właściwości materiałowych przypisanych do

poszczególnych części – w tym przypadku istnieje konieczność zdefiniowania wartości gęstości odpowiednich materiałów.

Z analizą kinematyczną mamy do czynienia wtedy, gdy ruch wybranych członów (np. napędowych) jest znany, a poszukujemy ruchu pozostałych członów. Istotne znaczenie ma tu fakt, że liczba warunków określających zadany ruch (tzw. więzów kierujących) jest równa liczbie stopni swobody rozpatrywanego układu. Z matematycznego punktu widzenia, zadanie kinematyki sprowadza się najczęściej do rozwiązania układu równań algebraicznych [9].

Z analizą dynamiczną mamy do czynienia wtedy, gdy więzy nałożone na ruch układu nie odbierają mu wszystkich stopni swobody. Dane do zadania dynamiki stanowią warunki początkowe w postaci znanych położenia i prędkości wszystkich członów oraz informacje o czasowych przebiegach sił działających na człony. Zadanie dynamiki polega na wyznaczeniu ruchu układu wielocłonowego pod wpływem przyłożonych do niego sił. Od strony matematycznej rozwiązanie zadania dynamiki polega na scałkowaniu układu równań różniczkowo – algebraicznych [9]. [67]

Biorąc pod uwagę naukowe oraz komercyjne wykorzystanie programów opierających swoje działanie na Metodzie Układów Wielocłonowych należy jednoznacznie stwierdzić, że jednym z najczęściej wykorzystywanych narzędzi tej grupy jest MSC Adams (oprócz tego również Dassault Simpack). W swoim podstawowym pakiecie program ten umożliwia przede wszystkim:

- budowę modelu geometrycznego mechanizmów z istniejących prototypów geometrycznych członów albo wykorzystanie istniejących modeli wykonanych wcześniej w zewnętrznym środowisku CAD. Modele poszczególnych członów w zakresie geometrii, charakterystyk masowych, tłumienia i sztywności mogą także pochodzić z popularnych programów MES (Ansys, Abaqus, Nastran);
- modelowanie tworzonych przez poszczególne człony par kinematycznych, które dostępne są zarówno w bibliotece połączeń, jak również zdefiniowanych przez użytkownika;
- określenie więzów kierujących oraz obciążeń układu, dostępnych w bibliotece lub zdefiniowanych przez użytkownika;
- analizę kinematyczną, statyczną oraz dynamiczną układu – do wyboru przez użytkownika
(w tym zakresie również zaawansowane ustawienie parametrów poszczególnych rodzajów analiz);

- rozbudowaną analizę wyników, zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości;
- badanie wpływu różnorodnych parametrów na wyniki analizy (tzw. parametryzacja modelu) oraz ich optymalizacja.
- porównywanie i korelacja danych symulacyjnych oraz testów stanowiskowych wraz z dostrojeniem modelu numerycznego do modelu fizycznego.

Tak jak wspomniano już wcześniej, program MSC Adams ma budowę wielomodułową, w głównej mierze składa się z trzech modułów podstawowych: *ADAMS/View*, *ADAMS/Solver* oraz *ADAMS/Postprocessor*. Moduły podstawowe są modułami ogólnego przeznaczenia i stanowią w zasadzie środowisko modelowania dowolnych, bardzo różnorodnych mechanizmów w zakresie typowych analiz kinematycznych, statycznych oraz dynamicznych. Moduły podstawowe umożliwiają wykonanie następujących zadań [9]:

- *ADAMS/View* – jest środowiskiem graficznym, które pozwala na utworzenie sparametryzowanego modelu mechanizmu oraz pełną symulację kinematyki i dynamiki tego modelu. Umożliwia ocenę wpływu różnych parametrów na wyniki. Dwa podstawowe główne moduły, a więc *ADAMS/Solver* oraz *ADAMS/Postprocessor* są zintegrowane z tym modułem.
- *ADAMS/Solver* – jest to niejako „silnik” obliczeniowy całego programu. Na podstawie definicji modelu oraz zadania zapisanych w tekstowych plikach wejściowych wykonuje wszelkie potrzebne analizy. Wyniki zapisuje w plikach wyjściowych. Moduł ten może być uruchomiony osobno albo wprost z modułu głównego, tj. *ADAMS/View*.
- *ADAMS/Postprocessor* – służy do rozbudowanej ilustracji i opracowania w różnej formie wyników obliczeń. Podobnie jak *ADAMS/Solver* może być uruchomiony wprost z modułu *ADAMS/View* albo osobno.

Druą grupą modułów specjalizowanych, zintegrowanych ze środowiskiem *ADAMS/View* w formie tzw. wtyczek (*plugins*), których używanie wymaga osobnej licencji, służy do wykonywania następujących zadań [9],67]:

- *ADAMS/Autoflex* – służy do przygotowania modeli członów odkształcalnych z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych, na podstawie opisu ich geometrii utworzonego w *ADAMS/View* bądź w zewnętrznych programach typu CAD.
- *ADAMS/Control* – umożliwia analizę modeli mechanizmów wspólnie z modelami układów sterowania, które mogą być przygotowane w pakietach takich jak *EASY5* bądź

MATLAB. Symulacje można przeprowadzić w programie *ADAMS* bądź w środowisku jednego z wymienionych pakietów.

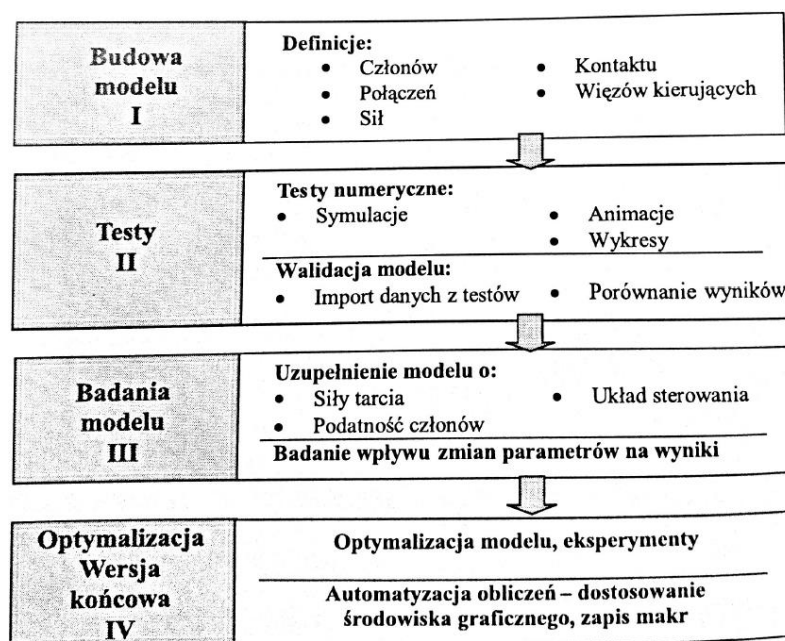
- *ADAMS/Durability* – umożliwia przygotowanie danych do oceny trwałości i badań zmęczeniowych mechanizmów w zewnętrznych programach oraz szacowania odkształceń i naprężeń w członach odkształcalnych w środowisku *ADAMS*.
- *ADAMS/Vibration* – pozwala na przeprowadzenie różnego rodzaju analiz mechanizmów w dziedzinie częstotliwości (analiza modalna, zadawanie sił zależnych od częstotliwości etc.) w środowisku *ADAMS*.

Ostatnia grupa modułów pakietu *MSC ADAMS* to moduły samodzielne o różnych przeznaczeniach. Niektóre z nich zawierają gotowe biblioteki sparametryzowanych funkcjonalnych modeli całych systemów. Wśród nich można wyróżnić przede wszystkim [9]:

- *ADAMS/Flex* – program, który umożliwia symulacje mechanizmów z członami odkształcalnymi. Modele tych członów przygotowuje się w zewnętrznych programach MES (albo z wykorzystaniem modułu *ADAMS/Autoflex*) i zapisuje w plikach o rozszerzeniu .mnf (modal neutral file). Moduł ten może być używany z modułem *ADAMS/Solver* albo *ADAMS/View*.
- *ADAMS/Car* – jest to rozbudowany moduł obliczeniowy, który służy do wszechstronnej dynamiki pojazdów. Zawiera bibliotekę sparametryzowanych modeli różnych zespołów samochodowych. Umożliwia m.in. przygotowanie pełnego modelu pojazdu, poprzez złożenie z bibliotecznych modeli podzespołów (zawieszenie, silnik, układ przeniesienia napędu etc.) oraz zawiera predefiniowane cykle typowych symulacji w różnych warunkach ruchu (w trakcie skręcania, hamowania itp.). Umożliwia także samodzielne przygotowanie szablonów. Zawiera również rozbudowaną bibliotekę modeli opon.
- *ADAMS/Rail* – rozbudowany moduł obliczeniowy, który służy do wszechstronnej symulacji dynamiki pojazdów szynowych (tramwaje, pociągi). Zawiera m.in. bibliotekę szablonów wagonów, bibliotekę szablonów akcesoriów. Umożliwia również samodzielne przygotowanie szablonów [9], [83].

Kolejność etapów postępowania w przygotowaniu modelu układu wielocłonowego (modelu mechanizmu), jak również podczas jego analizy, z wykorzystaniem modułów podstawowych, można w najczęściej spotykanym wariacie przedstawić tak, jak na Rys. 12. Należy przy tym pamiętać, że wszystkie równania są układane, a następnie rozwiązywane, w sposób automatyczny, na podstawie przygotowanego przez użytkownika modelu

geometrycznego członów i ich połączeń, a także definicji sił działających na układ [9].



Rys. 12. Etapy modelowania układów wielocłonowych w programie *MSC ADAMS* (jeden z wariantów) [9]

Drugą grupą programów powszechnie wykorzystywaną w zakresie badań naukowych, prac badawczo – rozwojowych oraz codziennych obliczeniach inżynierskich stanowią te, które wykorzystują Metodę Elementów Skończonych (MES). Można śmiało powiedzieć, że reprezentantów tej grupy oprogramowania jest znacznie więcej, aniżeli przedstawicieli programów wykorzystujących Metodę Układów Wielocłonowych.

Najnowsze pakiety programów MES zawierają złożone procedury ułatwiające budowę modelu geometrycznego i umożliwiające wprowadzenie opisu kształtu z najbardziej popularnych systemów CAD (Computer Aided Design – komputerowe wspomaganie projektowania). Wyposażone są także w algorytmy automatycznej dyskretyzacji oraz rozbudowane moduły graficznej prezentacji modelu i wyników obliczeń. W programach MES dostępnych jest zwykle wiele metod rozwiązywania układów równań liniowych, równań nieliniowych, zagadnień własnych itp. Do najbardziej znanych systemów bazujących na Metodzie Elementów Skończonych wykorzystywanych w wielu gałęziach przemysłu (w tym bardzo szeroko w transporcie) należą *Ansys*, *Nastran*, *Abaqus*, *Marc*, *Femap*. Dostępnych jest ponadto wiele komercyjnych programów wyspecjalizowanych, np. do analizy zagadnień przepływowych, konstrukcji budowlanych, do obliczeń konstrukcji kompozytowych, rurociągów itp [10], [68].

Spośród wielu systemów MES – *Ansys* jest programem zaliczanym do wiodących i najczęściej wykorzystywanym w pracach komercyjnych jak i naukowych. Jako ciekawostkę można przytoczyć fakt, że Międzynarodowy Ośrodek Badań Atomowych CERN w Genewie wykorzystuje ten program do projektowania swoich akceleratorów. System *Ansys* ma wiele zalet, które decydują o jego walorach użytkowych. Można do nich zaliczyć przede wszystkim:

- swój własny język opisu konstrukcji *APDL* (*Ansys Parametric Design Language*),
- bogata biblioteka elementów skończonych (około 100 typów elementów, m.in. linowe, płaskie, przestrzenne, osiowosymetryczne, powłokowe, kontaktowe),
- duże możliwości selekcji cech obiektów i przedstawienia wyników,
- wygodna praca zarówno w trybie wsadowym, jak i interakcyjnym (dialogowym),
- dobrze opracowana dokumentacja i pomoc (Manual, Tutorial, Help, Online Help).

Wykorzystanie pakietu *Ansys* umożliwia rozwiązywanie zagadnień z następujących działów mechaniki:

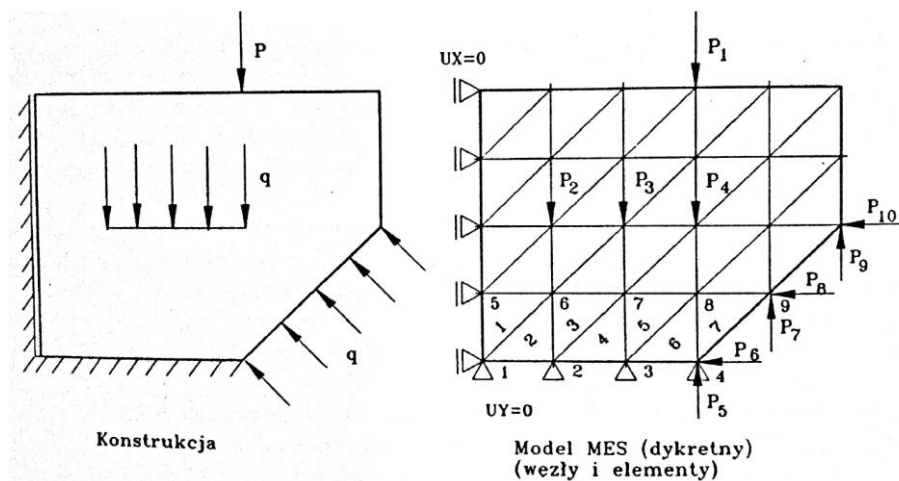
- mechanika konstrukcji,
- mechanika płynów,
- termodynamika,
- elektromagnetyzm,
- akustyka, wibroakustyka,
- mechanika pękania,
- pola sprzężone (połączone ze sobą wzajemnie wyżej wymienione analizy) .

Pakiet *Ansys* w zakresie numerycznej mechaniki konstrukcji umożliwia rozwiązywanie następujących zagadnień:

- statyka, dynamika liniowa i nieliniowa, stateczność,
- plastyczność, pełzanie, mechanika pękania, zmęczenie materiału,
- struktury izotropowe, anizotropowe oraz ortotropowe,
- kompozyty,
- optymalizacja.

Rozpatrując teoretyczne podstawy funkcjonowania oraz zastosowania Metody Elementów Skończonych można powiedzieć, że metoda MES polega na zastąpieniu konstrukcji jednolitej (ciągłej) modelem dyskretnym (nieciągłym) zwanym strukturą. Podział konstrukcji na elementy nazywa się dyskretyzacją lub idealizacją. Dyskretyzacji podlegają: wnętrze konstrukcji, obciążenia ciągłe (powierzchniowe) oraz warunki brzegowe (Rys. 13). Obciążenia

ciągłe zastępuje się statycznie równoważnym układem sił skupionych zaczepionych w węzłach. Oddziaływanie między elementami występuje poprzez węzły. W związku z tym sztywność modelu MES jest zawsze mniejsza niż konstrukcji. Zapewniona jest tylko ciągłość przemieszczeń i kątów obrotu w węzłach. Nazwa metody bierze się stąd, że elementy mają małe, ale skończone wymiary. Opisując proces dyskretyzacji warto również wspomnieć o dwóch typach elementów stanowiących podstawę modeli dyskretnych. Pierwszy z typów elementów jest niejako podstawowym – jest to tzw. element liniowy (z tzw. liniową funkcją kształtu). Drugi typ elementu – to element paraboliczny (z tzw. paraboliczną funkcją kształtu). Oba typy elementów są powszechnie stosowane, jednak to elementy paraboliczne powinny być używane jako te, których wyniki powinny być ostatecznie interpretowane. Są one mniej sztywne od elementów liniowych oraz lepiej oddają kształty krzywoliniowe (promienie zaokrągleń, fazy itp.).



Rys. 13. Konstrukcja i model MES [11]

Jak wspomniano już wcześniej, systemy MES (w tym również *Ansys*) cechują się wieloma istotnymi zaletami. Natomiast do głównych wad można zaliczyć m.in. [11]:

- aproksymację przemieszczeń wielomianami niskiego stopnia,
- naruszona ciągłość odkształceń i naprężeń między brzegami elementów,
- konieczność zagęszczania w obszarach koncentracji naprężeń,
- metoda dość uciążliwa w zagadnieniach przestrzennych (otrzymuje się duże zadania).

Zestawiając ze sobą powyższe „za” i „przeciw” należy jednoznacznie stwierdzić, że Metoda Elementów Skończonych znajduje bardzo szerokie zastosowanie zarówno w pracach naukowych jak i rozwiązaniach stosowanych komercyjnie w przemyśle (wiele różnych gałęzi przemysłu). Istnieją wręcz branże przemysłowe w których odpowiednio przygotowane modele

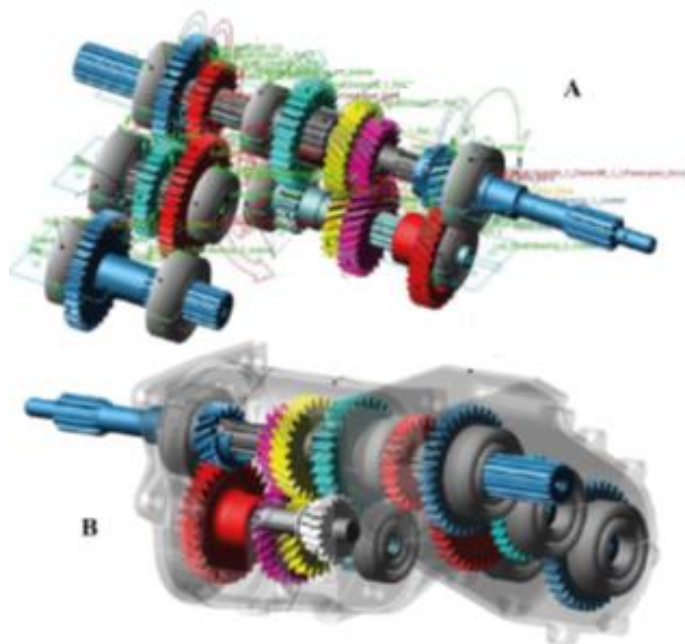
numeryczne stanowią również etap prac certyfikacyjnych umożliwiając dopuszczenie do wykorzystania (do ruchu, do lotu) maszyn i urządzeń projektowanych z wykorzystaniem tychże metod symulacyjnych.

2.6. Aktualne trendy w zakresie modelowania zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach mechanicznych

Stan zagadnienia zaprezentowany w poprzednich punktach pozwolił na przedstawienie typowych narzędzi oraz metod służących do numerycznego określenia właściwości elementów maszyn i urządzeń. Przedstawiono zarówno Metodę Układów Wieloczłonowych jak i Metodę Elementów Skończonych. Zaprezentowano również możliwe do użycia w tym przypadku narzędzia komputerowe w postaci specjalistycznego oprogramowania takiego jak MSC Adams czy też Ansys Mechanical. Wymienione oczywiście poprzednio narzędzia w żadnym stopniu nie wyczerpują limitu dostępnych rozwiązań – można w tym miejscu wymienić również inne powszechnie stosowane rozwiązania takie jak Simpack (Metoda Układów Wieloczłonowych), MSC Nastran (Metoda Elementów Skończonych) czy też Abaqus (Metoda Elementów Skończonych). Wybór narzędzia podyktowany jest najczęściej nie tylko ceną, ale również szczegółami dotyczącymi możliwościami modelowania ściśle określonych zjawisk i zagadnień fizycznych.

Obecnie panujące w nauce i przemyśle trendy numeryczne w zakresie modelowania zjawisk dynamicznych zachodzących w przekładniach jasno wskazują na bardzo powszechne wykorzystanie Metody Układów Wieloczłonowych (z ang. Multi-Body Simulation). W tym zakresie budowane są zarówno pojedyncze zestawy (stopnie) kół zębatych, jak również kompletne zespoły napędowe w takich gałęziach przemysłu jak branża samochodowa czy też energetyki wiatrowej.

Bardzo częstym przykładem zastosowania Metody Układów Wieloczłonowych wraz ze specjalistycznym oprogramowaniem (w tym przypadku MSC Adams) jest modelowanie zagadnień dynamicznych zachodzących w przekładniach mechanicznych w przypadku uszkodzenia jej poszczególnych komponentów. Jak wskazują autorzy [12] podstawowym celem pracy było określenie właściwości dynamicznych numerycznie przygotowanej skrzyni biegów z modelowanym uszkodzeniem jednego z kół zębatych – jako ułamanym kawałkiem pojedynczego zęba. W tym celu został przygotowany model numeryczny kompletnego złożenia skrzyni biegów zaprezentowany na rys. 14.



Rys. 14. Przygotowany model numeryczny (Multi-Body Simulation) skrzyni biegów

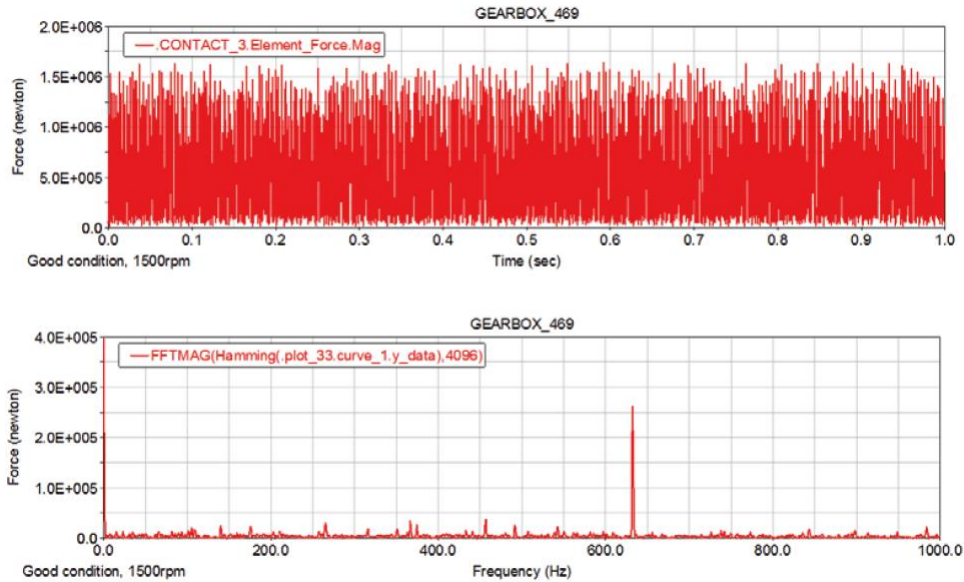
Ponieważ w opcjach programu MSC Adams nie ma możliwości zdefiniowania „wirtualnego” uszkodzenia danego elementu układu, tak więc to ułamanie zęba musiało zostać odtworzone automatycznie, w modelu geometrycznym koła zębatego. Tak przygotowany model koła wraz z uszkodzeniem jest przedstawiony na rys. 15.



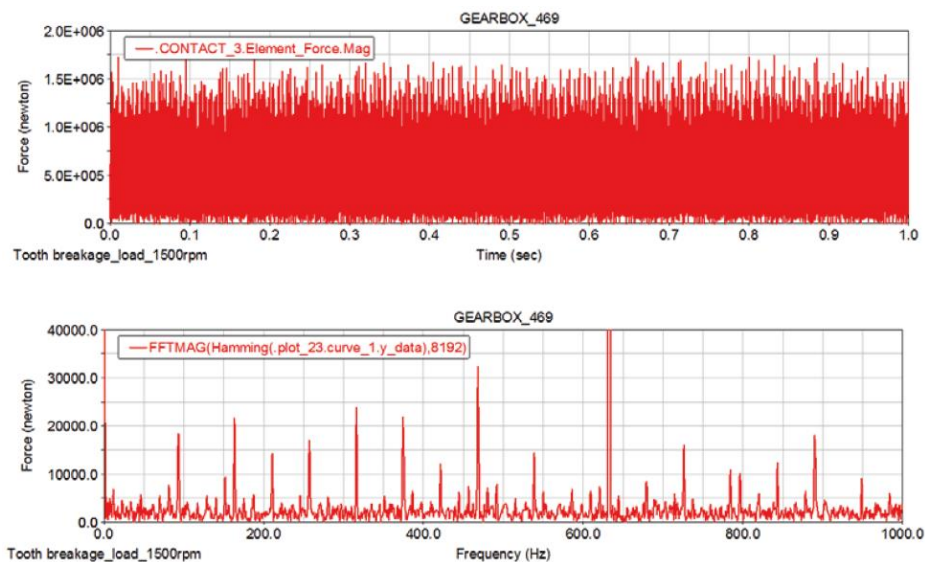
Rys. 15. Modelowanie uszkodzenia koła zębatego w modelu numerycznym – fizyczne uszkodzenie zęba (modyfikacja geometrii zęba)

Poszukiwane są właściwości dynamiczne całego układu przekładni ze szczególnym naciskiem na monitorowanie zjawisk zachodzących w parze kontaktowej zawierającej uszkodzone koło zębate [12]. W tym przypadku sprawdzana jest wartość siły międzyzębnej

w parze kontaktowej, a dokładnie – jej przebieg w dziedzinie czasu trwania symulacji. Wyniki przedstawione zostały w postaci przebiegu zmian siły międzyzębnej w dziedzinie czasu i dziedzinie częstotliwości (dla układu całkowicie sprawnego jak i dla modelowanego uszkodzenia koła zębatego), co jest pokazane na rys. 16 – 17.



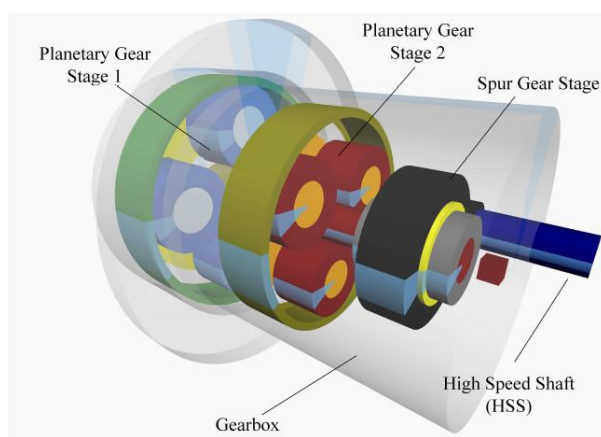
Rys. 16. Przebiegi wartości siły międzyzębnej w parze kontaktowej nieuszkodzonego koła zębatego przedstawione w dziedzinie czasu (górne zdjęcie) i częstotliwości (dolne zdjęcie) [12]



Rys. 17. Przebiegi wartości siły międzyzębnej w parze kontaktowej uszkodzonego koła zębatego przedstawione w dziedzinie czasu (górne zdjęcie) i częstotliwości (dolne zdjęcie) [12]

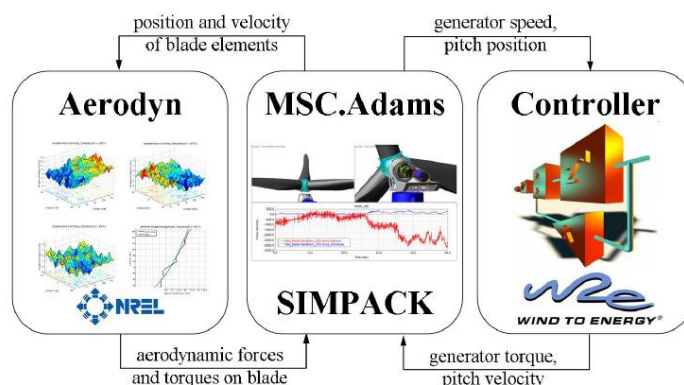
Jak wskazują autorzy pracy, MSC Adams okazał się bardzo efektywnym narzędziem w zakresie modelowania zagadnień dynamicznych dla układów napędowych. Dodatkowo możliwość modyfikacji wielu danych wejściowych w programie, czyni te możliwości jeszcze bardziej zaawansowanymi [12], [84].

Innym przykładem bardzo zaawansowanych prac związanych z modelowaniem dynamicznym maszyn i urządzeń są wyniki badań zaprezentowane w [13]. W swojej pracy autorzy położyli nacisk na budowę modelu prototypowej turbiny wiatrowej z wykorzystaniem Metody Układów Wieloczłonowych (a więc modelowanie układu z ciałami sztywnymi, niepodatnymi). W analizowanym układzie napędowym znalazły się również ciała odkształcalne (do modelowania których wykorzystuje się Metodę Elementów Skończonych) [13], [85]. W swojej pracy autorzy wykorzystali oprogramowanie Simpack do budowy kompletnego układu napędowego prototypowej turbiny o mocy 2 MW. Zbudowany model przedstawiony jest na rys. 18.



Rys. 18. Model zespołu napędowego turbiny wiatrowej o mocy 2 MW (wyszczególnione podstawowe komponenty geometryczne) [13]

Dodatkowo autorzy pracy w zakresie prac modelowych zaimplementowali do swojego modelu obliczeniowego również siły aerodynamiczne działające na łopaty turbiny wiatrowej. Implementacja sił aerodynamicznych wymagała użycia dodatkowego zewnętrznego oprogramowania, a cały schemat obliczeniowy został przedstawiony na schemacie (rys. 19).

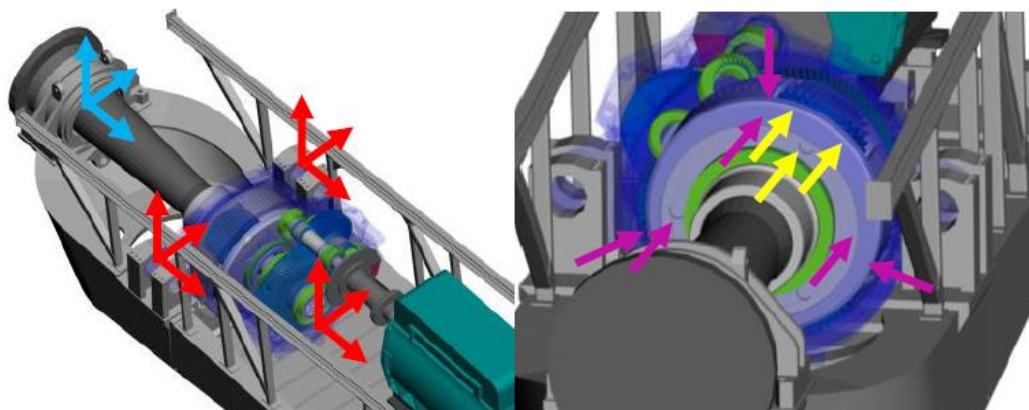


Rys. 19. Schemat obliczeniowy uwzględniający siły aerodynamiczne w toku obliczeniowym [13]

Jak zwracają uwagę autorzy pracy, głównym celem opracowania było nie tylko określenie właściwości dynamicznych modelowanego układu, ale możliwość implementacji dodatkowego modułu sterującego w programie MSC Adams – autorzy poprzez implementację możliwości dołożenia opcji Controls w środowisku MSC Adams chcieli mieć pełen zakres wpływu i kontroli nad warunkami pracy i parametrami użytymi w modelu [13], [68], [84].

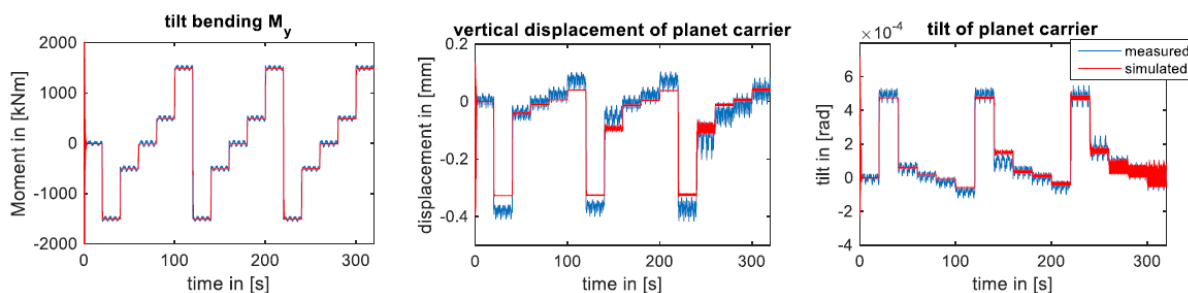
Bardzo częstym przykładem wykorzystania specjalistycznego oprogramowania w kierunku określenia właściwości przekładni mechanicznych bądź też kompletnych układów napędowych jest określenie wielkości sił panujących w układzie wskutek normalnego, operacyjnego działania. W tym zakresie oprogramowanie multidynamiczne może być również bardzo pomocne.

Autorzy postawili sobie zadanie wyznaczenia sił panujących w układzie napędowym turbiny wiatrowej z wykorzystaniem środowiska Simpack [14]. Przygotowany został kompleksowy model zespołu napędowego turbiny wiatrowej, w skład której oprócz typowych przekładni walcowych, wchodziły również przekładnie planetarne. Warto podkreślić wysoki stopień komplikacji takiego modelu ze względu na obecność tego typu przekładni w pracującym układzie. Autorzy prac, oprócz wyznaczenia sił wewnątrz układu napędowego postawili sobie za zadanie wirtualne monitorowanie kondycji i stanu symulowanego obiektu zważywszy na fakt użycia w nim również elementów podatnych (a więc również z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych) [14]. Kompletny przygotowany model przedstawiony został na rys. 20.



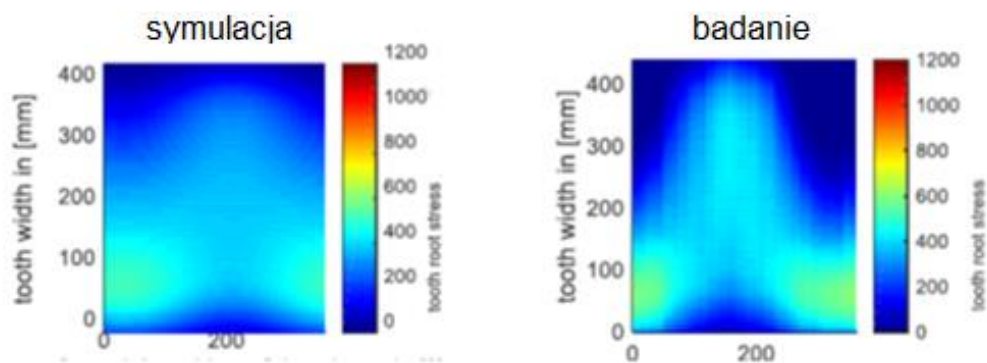
Rys. 20. Model zespołu napędowego przygotowany z wykorzystaniem środowiska Simpack [14]

Przygotowany model obliczeniowy został podzielony na dwa oddzielne zagadnienia. W pierwszym – manualnym – zdefiniowano szereg parametrów wejściowych, które w sposób jednoznaczny określały charakter pracy modelu i symulowanego w nim urządzenia. W drugim natomiast – z wykorzystaniem platformy Matlab/Simulink – model sam niejako odpowiadał za swoje sterowanie i kondycjonowanie, co było oczywiście podejściem bliższym do rzeczywistości (tzw. podejście HIL – Hardware in the Loop) [14], [85]. Efektem takich prac było uzyskanie wyników analizy numerycznej oraz ich porównanie z danymi testowymi. Kilka z takich przykładów zostało zaprezentowanych poniżej:

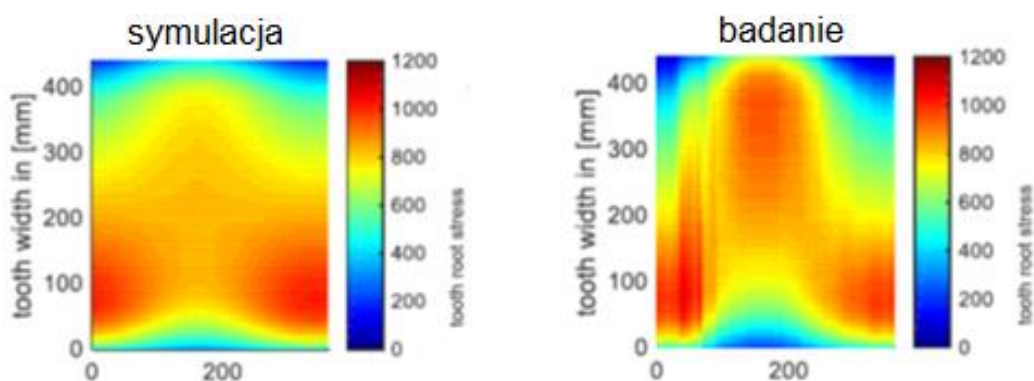


Rys. 21. Przykładowe wyniki prac symulacyjnych uzyskanych z wykorzystaniem środowiska Simpack (czerwone – wyniki symulacji, niebieskie – wyniki pomiarowe) [14]

Dodatkowo również, na podstawie wykorzystania w modelu numerycznym ciał podatnych (elementy przekładni planetarnej) określono poziom naprężeń w jej elementach (w tym przypadku naprężenia u podstawy zęba dla koła słonecznego przekładni) dla dwóch różnych warunków obliczeniowych oraz z rozgraniczeniem na model numeryczny oraz dane pomiarowe [14]. Wyniki zaprezentowano poniżej:



Rys. 22. Naprężenia zredukowane [MPa] u podstawy zęba w kole słonecznym przekładni planetarnej (po lewej – wyniki symulacji numerycznej, po prawej – wyniki na bazie danych pomiarowych) – pierwszy przypadek obliczeniowy [14]

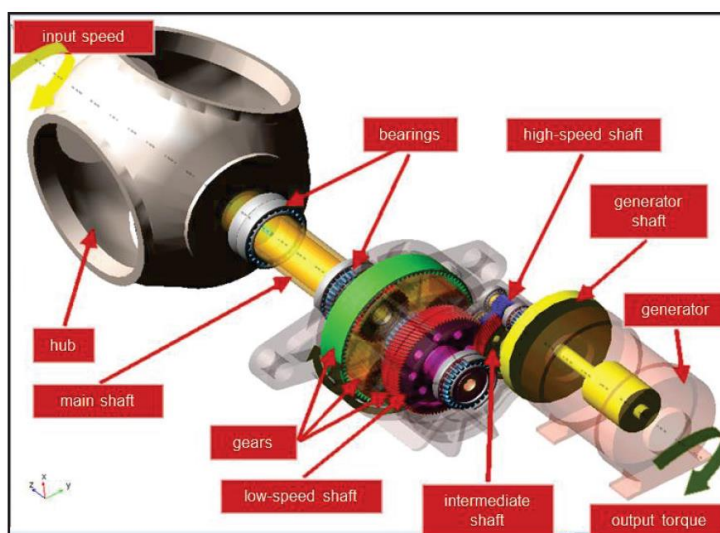


Rys. 23. Naprężenia zredukowane [MPa] u podstawy zęba w kole słonecznym przekładni planetarnej (po lewej – wyniki symulacji numerycznej, po prawej – wyniki na bazie danych pomiarowych) – drugi przypadek obliczeniowy [14]

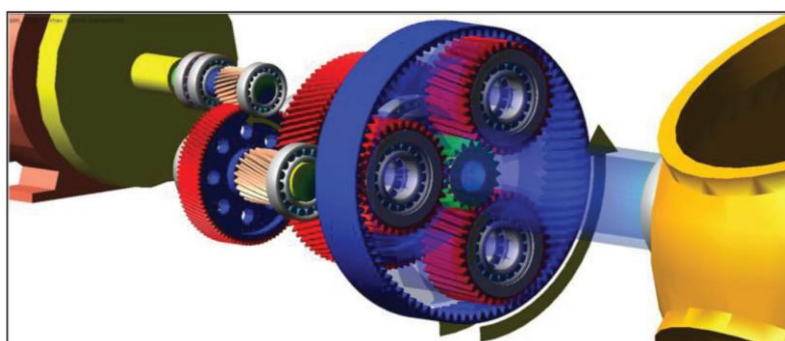
Przygotowany model obliczeniowy pozwolił autorom przede wszystkim na określenie sił panujących w modelowanym układzie. W następnym kroku obliczenia zostały również zweryfikowane poprzez badania stanowiskowe co pozwoliło na porównanie ze sobą otrzymanych danych. Uzyskano wysoką zgodność wyników co pozwoliło dalsze zaplanowane prace autorów oprzeć w dużej mierze na modelowaniu numerycznym. Mając bowiem wyznaczone wartości oraz charakterystyki przebiegu sił wewnętrznych w układzie możliwe były dalsze prace nad doбором najbardziej optymalnych części (przede wszystkim łożyska), jak również nad pracami optymalizacyjnymi topologicznie dla tych z komponentów, które są najbardziej wyťažone [14].

W ramach prac badawczych oraz przemysłowych prowadzone są również obliczenia numeryczne obejmujące swoim zakresem więcej niż jedno analizowane zagadnienie. W przypadku dynamiki maszyn, a w szczególności zagadnień z grupy NVH (Noise, Vibration and Harshness) szczególnie istotnego znaczenia nabiera w tym przypadku konieczność analizowania zjawisk wibroakustycznych układów napędowych. W tym przypadku podejście do tego typu zagadnienia może być o tyle bardziej skomplikowane, że wymaga użycia więcej niż jednego narzędzia obliczeniowego. W tym układzie najszybciej pojawia się zatem sprzężenie analiz typu Multi-Body Simulation (dynamika ciał sztywnych oraz podatnych) oraz Metoda Elementów Skończonych. O ile pierwsza ze wspomnianych metod została już w niniejszym dziale dokładnie przedstawiona, o tyle druga metoda (w aspekcie modelowania zjawisk wibroakustycznych) jeszcze nie. Wynika to z faktu dostępności niewielkiej ilości specjalizowanych narzędzi na rynku oraz ich stosunkowo krótkiego (w porównaniu do pozostałego oprogramowania obliczeniowego) czasu istnienia. Niemniej jednak w tej drugiej grupie warto wspomnieć o programie MSC Actran – w tym momencie można bowiem mówić niejako o standardzie obliczeniowym, jeśli idzie o zjawiska akustyczne maszyn i urządzeń. MSC Actran bardzo sprawnie współpracuje i wymienia dane z wcześniej wspomnianym przedstawicielem oprogramowania MBD – a więc MSC Adams.

Kompletne zjawiska NVH są obiektem badań zespołów naukowych oraz przemysłowych. Bardzo często, jako modele niejako pokazowe, wykorzystywane są układy przeniesienia napędu stosowane w turbinach wiatrowych. Autorzy pracy zaprezentowanej poniżej zbudowali kompleksowy model MBD oraz MES z wykorzystaniem wcześniej wspomnianego oprogramowania MSC Adams oraz MSC Actran. Jako przykład obliczeniowy posłużyła tutaj turbina wiatrowa, co zostało przedstawione na zdjęciach poniżej:



Rys. 24. Model numeryczny (MBD) kompletnego układu przeniesienia napędu analizowanej turbiny wiatrowej (wyszczególnione główne komponenty składowe układu napędowego) [15]



Rys. 25. Model numeryczny (MBD) kompletnego układu przeniesienia napędu analizowanej turbiny wiatrowej [15]

Metodyka wzajemnego połączenia programu MSC Adams oraz MSC Actran oraz dodatkowo wymiany informacji między nimi jest taka, że w pierwszej kolejności należy w programie MSC Adams zdefiniować co najmniej jedno ciało podatne (typu flex, z wykorzystaniem Metody Elementów Skonczonych) – to z tego ciała będą odczytywane dane do programu MSC Actran [15], [16]. W tym przypadku naturalnym jest, że jako ciało elastyczne została wygenerowana obudowa przekładni co zostało pokazane na rys. 26.



Rys. 26. Obudowa przekładni analizowanego układu napędowego zdefiniowana jako ciało typu „flex” [15]

Dla tak przygotowanego modelu MBD przeprowadzana jest analiza numeryczna, a ciało zdefiniowane jako flex dodatkowo zapisuje w swojej historii również wyznaczone wartości deformacji w każdym z węzłów. Te wartości będą w następnej kolejności eksportowane bezpośrednio do programu MSC Actran [15], [16].

W środowisku Actran w pierwszej kolejności generowana jest nowa siatka elementów skończonych na modelu wcześniej wygenerowanej obudowy przekładni. Generacja następuje z wykorzystaniem zaawansowanych narzędzi siatkowania, jakimi dysponuje program [15], [16]. Widok tak wygenerowanej siatki przedstawiony jest na rys. 27.

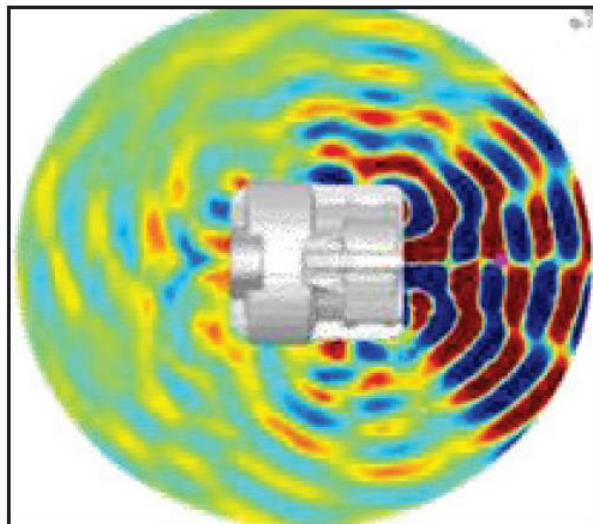


Rys. 27. Siatka elementów skończonych wygenerowana dla obudowy przekładni w programie MSC Actran [15]

W ciągu przygotowania modelu numerycznego należy również zdefiniować warunki brzegowe – w tym przypadku jest to szczególny rodzaj. Jest to bowiem warunek „BC mesh” –

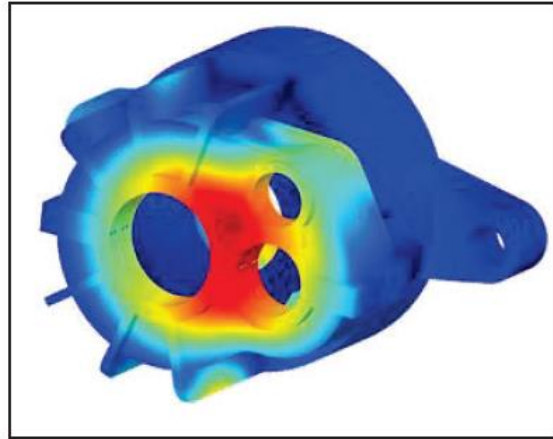
jako odniesienie do zewnętrznego pliku wynikowego z poprzednio przeprowadzonej analizy w programie MSC Adams i odnosi się on jedynie do ciała elastycznego, a więc obudowy. Tak zdefiniowany warunek jest odpowiednio odczytywany i interpretowany przez program [15], [16].

Efektom tak przeprowadzonej analizy numerycznej są wartości ciśnienia akustycznego dla wybranych wartości częstotliwości w jakich rozpatrywana jest analiza lub dla wybranych wartości czasu pracy przekładni. Wyniki mogą być zatem prezentowane bądź w dziedzinie czasu bądź w dziedzinie częstotliwości. Ze względu na konieczność porównywania danych numerycznych z danymi pomiarowymi, częściej w użyciu występują dane w funkcji częstotliwości. Przykładowe formy prezentowania wyników analizy przedstawiono na rys. 28.



Rys. 28. Kontur z naniesionymi warstwicami ciśnienia akustycznego [Pa] w określonym punkcie pracy przekładni [15]

Możliwe jest również za pomocą programu przedstawienie charakteru odpowiedzi elastycznej obudowy na zadane wymuszenie w programie [15], [16]. W tym przypadku zostało to przedstawione na rys. 29.



Rys. 29. Odpowiedź obudowy przekładni na zadane wymuszenie (wizualizacja przemieszczenia, mm) [15]

Jeśli w programie MSC Adams zdefiniowane zostanie co najmniej jedno ciało podatne, możliwe jest do przeprowadzenia kompletne studium dynamicznego zachowania się układu. Tym przypadku następuje również bezpośrednia oraz bezproblemowa wymiana danych pomiędzy dwoma środowiskami obliczeniowymi. W ten sposób przeprowadzona symulacja pozwala wychwycić niedociągnięcia konstrukcyjne projektowanej przekładni już na etapie modelowania numerycznego, dając tym samym możliwość szybkiej eliminacji wykrytych niedostatków [15], [16].

3. PODSUMOWANIE PRZEGLĄDU LITERATURY

Analiza danych literaturowych z zakresu oceny właściwości parametrów pracy przekładni zębatych jako kluczowego elementu zespołu napędowego środków transportu (w tym również transportu bliskiego – jak np. wózki widłowe) jednoznacznie wskazuje na kluczowe znaczenie zarówno właściwości dynamicznych jak i akustycznych zarówno samej przekładni jak i całego układu napędowego.

W dobie panujących powszechnie rygorystycznych norm definiujących oraz regulujących zasady pracy maszyn i urządzeń, jak również wszelkich norm środowiskowych określających wpływ danego mechanizmu czy też urządzenia na otaczające środowisko należy jednoznacznie podkreślić istotę zjawiska generowanych drgań (dynamika maszyny) jak również emitowanego hałasu (właściwości akustyczne maszyny).

Współczesne firmy produkcyjne jak również ośrodki naukowe oraz centra badawczo – rozwojowe dysponują szeregiem zaawansowanych narzędzi umożliwiających określenie różnego rodzaju właściwości projektowanego lub badanego urządzenia. W czasach współczesnych kluczowym etapem oceny różnorodnych parametrów maszyn i urządzeń nie jest już tylko eksperyment fizyczny, który w mniej lub bardziej realny sposób odwzorowywałby rzeczywiste warunki pracy. Obecnie kluczowym etapem, który jednocześnie poprzedza testowanie fizyczne gotowego urządzenia bądź jego prototypu, jest numeryczne testowanie wirtualnego modelu, czyli tak zwanego cyfrowego bliźniaka.

Tak samo, jak możliwe jest doświadczalne wyznaczenie wszelkich kluczowych parametrów określających właściwości danego urządzenia (właściwości mechaniczne, termiczne, przepływowe, lub nawet dokładniej – parametry dynamiczne oraz akustyczne), tak samo możliwe jest zbudowanie komputerowego modelu numerycznego, który przy wykorzystaniu odpowiedniego oprogramowania oraz odpowiednich algorytmów oraz procedur użytkownika również pozwoli na określenie tych samych parametrów co model rzeczywisty przebadany laboratoryjnie. Biorąc pod uwagę główną tematykę rozprawy doktorskiej, czyli numeryczne określenie właściwości dynamicznych oraz akustycznych przemysłowej przekładni zębatej służącej do napędu wózków widłowych, do ich wyznaczenia drogą modelowania numerycznego można posłużyć się specjalistycznym, dedykowanym do danego zagadnienia oprogramowaniem. W zakresie modelowania numerycznego dynamiki maszyn i mechanizmów wykorzystane może zostać oprogramowanie MSC Adams (razem z dedykowanymi dodatkami, tzw. toolkitami – Gear Advanced Technology oraz Bearing Advanced Technology). Wykorzystanie tego narzędzia umożliwi wyznaczenie charakterystyk

czasowych i częstotliwościowych poszczególnych komponentów analizowanej przekładni zębatej. Uzyskane wartości sił w węzłach łożyskowych posłużą do dalszej analizy zespołu przekładni z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych. Ostatnim etapem będzie analiza zjawisk emisji akustycznej oraz wibroakustyki przekładni z wykorzystaniem pakietu MSC Actran – światowego lidera w technologii numerycznego modelowania zjawisk akustycznych, wibroakustycznych oraz aeroakustycznych.

Modelowanie numeryczne zagadnień dynamicznych oraz akustycznych dla zespołu przekładni zębatej jako kluczowego elementu układu napędowego środków transportu umożliwić może określenie wpływu tegoż układu na otaczające środowisko, umożliwiając tym samym ocenę spełnienia, bądź też nie, rygorystycznych norm środowiskowych. Odbywać się to może przy znacznej redukcji kosztów – brak bowiem w tym łańcuchu konieczności wyprodukowania fizycznego modelu przekładni zębatej oraz wszelkiej infrastruktury badawczej, co ma również wpływ na czas trwania wszelkich prac badawczo – rozwojowych. Widać w tym przypadku niewątpliwą zaletę budowy wirtualnych modeli testowych – możliwość odwzorowania rzeczywistych warunków badań stanowiskowych w środowisku specjalistycznego oprogramowania komputerowego daje niewątpliwą przewagę, bowiem wszelkie zmiany geometryczne modelu pociągają za sobą jedynie zmianę modelu geometrycznego CAD oraz aktualizację nowopowstałej geometrii w środowisku numerycznym.

Dodatkowo, wykorzystując obecne możliwości oprogramowania numerycznego, możliwe jest przeprowadzenie procesu optymalizacyjnego projektowanej przekładni zębatej, uwzględniając w niej różnorodne warunki brzegowe, ograniczenia wytwórcze czy też biorąc pod uwagę zakładane warunki masowe oraz warunki pracy. W tym przypadku efektem finalnym jest zoptymalizowana geometria w środowisku programu numerycznego, która może być następnie wyeksportowana do środowiska CAD celem przygotowania odpowiedniej dokumentacji wykonawczej.

Podsumowując można jednoznacznie stwierdzić, że we współczesnym procesie tworzenia (projektowania) wszelkiego rodzaju produktów z dowolnej gałęzi przemysłu (w tym również tak wymagającej, jak branża środków transportu), rola numerycznej estymacji podstawowych oraz zaawansowanych parametrów określających zachowanie się produktów zajmuje kluczową pozycję w całym cyklu projektowania układu. Wirtualny model dowolnego produktu (w tym oczywiście przekładni zębatej) zdefiniowany zgodnie z realnymi warunkami funkcjonowania oraz z odpowiednio zdefiniowanymi formułami wewnątrz programu, pozwala na uzyskanie odpowiedzi na najbardziej kluczowe pytania, których finał

potwierdzenia znajduje odzwierciedlenie w testach i badaniach stanowiskowych. Odpowiednio skorelowany (potwierdzony badaniami) model numeryczny daje odpowiedzi znacznie szybciej oraz znacznie mniejszym nakladem pracowniczym oraz kosztowym w porównaniu do testu stanowiskowego. Jest to argument traktowany jako jeden z kluczowych podczas podejmowania decyzji o wprowadzeniu nowego produktu na rynek.

4. CEL, ZAŁOŻENIA I ZAKRES PRACY

Analiza literatury jednoznacznie wskazuje jak kluczowym zagadnieniem jest określenie właściwości dynamicznych oraz akustycznych elementów układów napędowych w środkach transportu (w tym rzecz jasna środkach transportu bliskiego, np. w wózkach widłowych), w szczególności w przekładniach zębatych. Prace oraz badania naukowe jak i przemysłowe są obecnie ukierunkowane na jak najdokładniejsze zidentyfikowanie właściwości dynamicznych przekładni jeszcze na etapie budowy modelu cyfrowego – eliminuje to bowiem konieczność przygotowania drogiego z reguły stanowiska badawczego jak również przygotowania co najmniej kilku modeli testowych analizowanego urządzenia (w tym przypadku przekładni mechanicznej).

Prawidłowo zidentyfikowany oraz przebadany stanowiskowo model przekładni zębatej pod kątem posiadanych oraz generowanych (za pomocą sił wewnętrznych oraz zewnętrznych) właściwości dynamicznych przekładni powinien stanowić podstawę projektowania tego elementu kompletnego układu napędowego. Jasno określone właściwości dynamiczne stanowić będą punkt wyjścia dla identyfikacji oraz określenia drugiego, niezwykle ważnego elementu charakterystyki przekładni zębatej, a więc właściwości akustycznych oraz wibroakustycznych. Akustyka elementów układów napędowych stosowanych w środkach transportu (w tym również bliskiego) odgrywa kluczowe znaczenie ponieważ wchodzi ona bezpośrednio w interakcję m.in.:

- z operatorem środka transportu (w tym przypadku kierowca – operator wózka widłowego), wpływając negatywnie na jego zachowania, pogarszając odczucia psycho – fizyczne, doprowadzając do zmęczenia (głównie psychicznego) poprzez uciążliwość generowanego hałasu o określonych parametrach;
- z bezpośrednim otoczeniem środka transportu (wózka widłowego) – zarówno tym ożywionym, jak i nieożywionym. W ramach otoczenia nieożywionego rozumie się tu wszelką infrastrukturę (wyposażenie) otaczające określony środek transportu wraz z układem napędowym wyposażonym w przekładnię zębatą będącą źródłem hałasu o określonych parametrach. Jako otoczenie ożywione rozumie się tu przede wszystkim personel będący bezpośrednią lub pośrednią obsługą danego środka transportu, jak również osoby trzecie nie będące związane bezpośrednio z obsługą wspomnianego wcześniej wózka widłowego. Wpływ „głośnego” napędu na otaczającą obsługę określony został w wyżej wymienionym punkcie tego tekstu;

- ze swoim bezpośrednim otoczeniem, a więc ze środkiem transportu, a dokładniej mówiąc – z jego poszczególnymi elementami składowymi. W tym przypadku może to być interakcja z pozostałymi elementami układu napędowego (silnik elektryczny), jak również z dużymi elementami strukturalnymi środka transportu (wózka widłowego), a więc z elementami jego nadwozia, będącymi częściami blaszanymi o znaczących gabarytach oraz stosunkowo niewielkiej sztywności (w odniesieniu do każdej pojedynczej części). Biorąc te wszystkie elementy pod uwagę bardzo łatwo można sobie wyobrazić zjawisko rezonansu wywołanego wymuszeniem pochodzącym bezpośrednio od elementów układu napędowego (np. od przekładni zębatej) i oddziałującym bezpośrednio na elementy nadwozia takie jak drzwi oraz dach kabiny wózka widłowego, elementy karoserii przedniej czy też bezpośrednie osłony elementów układu napędowego. Mnogość różnorodnych części prowadzić może do wielu różnorodnych wymuszeń, których przyczyna może być niekiedy ciężka zarówno do interpretacji jak i identyfikacji.

Biorąc pod uwagę wszystkie wspomniane wyżej parametry kluczowego znaczenia nabiera fakt prawidłowego określenia kompleksowego zachowania się elementów układu napędowego (przede wszystkim zaś przekładni zębatej) pod kątem zjawisk dynamicznych, jak i akustycznych. Prototypowanie kompletnego wirtualnego układu elementów zespołu napędowego wymaga znacznie mniej nakładów rzeczowych oraz finansowych w porównaniu do określenia tych samych parametrów (co drogą wirtualną) z wykorzystaniem badań stanowiskowych. Prawidłowo zwalidowany, kompleksowy model numeryczny (dynamiczny, akustyczny) pozwala w znacznie krótszym czasie (aniżeli model fizyczny) uzyskać odpowiedzi na wszystkie kluczowe pytania z zakresu zachowania się układu pod kątem występujących w nim zjawisk dynamicznych oraz skustycznych. Finalnie zapewnia to znaczne skrócenie cyklu życia produktu (wprowadzenia na rynek), co przekłada się również na jego konkurencyjność oraz postrzeganie przez potencjalnych nabywców. Dodatkowego znaczenia nabiera fakt, że w przypadku konieczności szybkiej zmiany jakichkolwiek parametrów konstrukcyjnych (zmiana geometrii poszczególnych części, zastąpienie jakiegokolwiek części przez inną itp.), zmiana taka jest znacznie szybsza i efektywniejsza w przygotowanym modelu wirtualnym. Nie pociąga ona wówczas za sobą konieczności ponownego odtworzenia części testowych a tym samym – ponownie nie wydłuża okresu testowania prototypowego układu oraz wprowadzenia go do produkcji masowej.

Głównym celem naukowym pracy jest kompleksowe określenie właściwości dynamicznych oraz akustycznych przemysłowej przekładni mechanicznej TDB 230, celem wirtualnej diagnostyki i ewentualnej redukcji niekorzystnych zjawisk wpływających na pracę i zdolności operacyjne przekładni. Dodatkowo naukowy aspekt rozprawy doktorskiej obejmuje swoim zakresem przeprowadzenie kompleksowych badań stanowiskowych obejmujących swoim zakresem zachowanie dynamiczne oraz akustyczne. Proces opisany powyżej odbywać się będzie przy wykorzystaniu zaawansowanych narzędzi numerycznych obejmujących swoim zakresem zarówno Metodę Układów Wieloczłonowych (MSC ADAMS wspólnie z dodatkami Gear Advanced Technology oraz Bearing Advanced Technology), jak i Metodę Elementów Skończonych (Ansys Mechanical oraz MSC Actran). Kombinacja wyżej wymienionych programów oraz analiz różnego rodzaju pozwala tworzyć podwaliny pod kompleksowe podejście co do określenia nie tylko pełnej dynamiki analizowanego układu (przekładnia przemysłowa), ale również jej akustyki. Pozwala również rozpoznać wpływ różnorodnych parametrów (konstrukcyjnych przekładni, warunków pracy i otoczenia) na emitowany przez przekładnię hałas. Mając określone dokładnie wszystkie charakterystyczne parametry dynamiczne oraz akustyczne dwustopniowej przekładni przemysłowej możliwa jest również jej optymalizacja celem znalezienia optimum pomiędzy ściśle określonymi parametrami dynamicznymi oraz akustycznymi, a kosztami wytworzenia oraz kosztami poniesionymi na prace przygotowawcze i badawczo – rozwojowe.

Celem utylitarnym rozprawy jest, oprócz budowy odpowiedniego modelu numerycznego układu napędowego wózka widłowego (przemysłowej przekładni zębatej), również optymalizacja procesu projektowania przekładni, który to proces swoim zakresem będzie obejmował również szczegółowe modelowanie numeryczne tego podzespołu oraz jego późniejszą walidację (celem określenia poprawności sposobu modelowania zachowania się przekładni). Na ten moment bowiem dział badawczo – rozwojowy firmy ABM Greiffenberger w toku prac przygotowawczych nowoprojektowanych produktów nie ma odpowiednio zaimplementowanego procesu obliczeniowego przekładni. W tym momencie rozwijany jest oczywiście produkt wirtualny (geometria CAD), określane są co prawda podstawowe właściwości wytrzymałościowe (obliczenia z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych w zakresie statyki liniowej), natomiast określenie jakichkolwiek właściwości przekładni z grupy zjawisk NVH (Noise, Vibration and Harshness) odbywa się poprzez przygotowanie czasochłonnego i kosztochłonnego procesu testowego. Powoduje to znaczne wydłużenie wprowadzenia gotowego produktu na docelowy rynek konsumencki. Oczywiście

jest, że w przypadku konieczności zaimplementowania koniecznych zmian konstrukcyjnych – czas ten się naturalnie wydłuża. Można zatem jednoznacznie stwierdzić, że obecnie panujący proces panujący w dziale badawczo – rozwojowym jest wysoce nieefektywny zarówno w ujęciu czasowym jak i kosztowym.

Podczas badań zasadniczych model opracowany model numeryczny przeszedł walidację poprawności jego określenia poprzez przeprowadzenie badań stanowiskowych badanej przekładni przemysłowej. Uzyskane drogą modelowania numerycznego określone parametry wirtualnego układu zostały następnie porównane z tymi samymi (bądź podobnymi) charakterystykami uzyskanymi z modelu rzeczywistego. Poprawność modelowania numerycznego zostanie więc potwierdzona badaniami rzeczywistymi.

5. TEZA

Biorąc pod uwagę metodologię zaproponowanego procesu symulacyjnego polegającego na budowie modelu numerycznego przemysłowej przekładni TDB 230 celem określenia jej właściwości dynamicznych oraz akustycznych, sformułowano następującą tezę rozprawy doktorskiej:

Przygotowanie dynamiczno - akustycznego modelu numerycznego badanej przemysłowej przekładni TDB 230 umożliwia określenie jej charakterystyk oraz parametrów pracy na etapie jej prototypowania. Kompleksowe podejście w zakresie budowy modelu numerycznego pozwala na skrócenie okresu wprowadzenia produktu na rynek poprzez redukcję testów fizycznych przekładni i ich zastąpienie odpowiednimi modelami numerycznymi: dynamicznymi oraz akustycznymi.

Zakres pracy obejmuje:

- przygotowanie wstępnych modeli symulacyjnych (numerycznych) przemysłowej przekładni TDB 230 określających właściwości dynamiczne analizowanej przekładni.
- przygotowanie końcowego modelu numerycznego analizowanej przekładni TDB 230 określającego właściwości wibroakustyczne danego modelu.
- przeprowadzenie badań stanowiskowych przekładni mechanicznej z wyznaczeniem charakterystyk czasowych oraz częstotliwościowych wartości przyspieszeń określonych punktów obudowy przekładni TDB 230.
- przeprowadzenie badań stanowiskowych na zmodernizowanym stanowisku testowym z wyznaczeniem charakterystyk czasowych oraz częstotliwościowych wartości przyspieszeń określonych punktów obudowy przekładni TDB 230.

6. BADANIA ROZPOZNAWCZE – BUDOWA MODELU NUMERYCZNEGO PRZEMYSŁOWEJ PRZEKŁADNI TDB 230

Jednym z podstawowych i najbardziej rozpowszechnionych produktów w całej gamie ofertowej firmy ABM Greiffenberger Polska Sp. z o.o. jest napęd do wózków widłowych niemieckiej firmy Jungheinrich. Nie jest to jedyny odbiorca tego typu napędu, ale biorąc pod uwagę całkowity wolumen zamawianych artykułów – jest to zdecydowanie największy odbiorca przekładni do zespołu napędowego.

W zależności od wariantu oraz wielkości modelu można wyróżnić dwa warianty tego samego rodzaju napędu. Mniejszy model – oznaczony jako TDB 230 oraz większy model, który oznaczono jako TDB 254. Jako obiekt badania oraz podstawowy przedmiot niniejszej rozprawy przyjęto mniejszy model, a więc TDB 230. W dalszej części rozprawy doktorskiej nazywany będzie najczęściej jako TDB 230. Poglądowo oba modele przekładni przedstawiono na rys. 34 oraz rys. 35.



Rys. 30. Przekładnia TDB 230 / TDB 254 jako element układu napędowego wykorzystywany w urządzeniach transportu bliskiego (wózki widłowe)

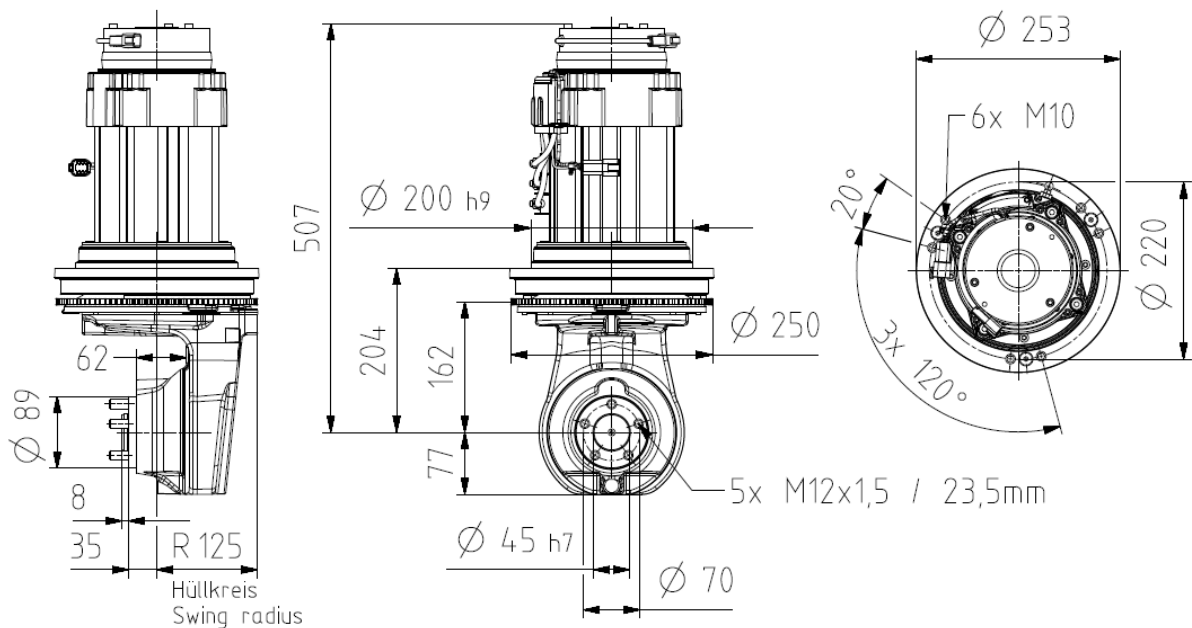


Rys. 31. Przekładnia TDB 230 / TDB 254 jako element układu napędowego wykorzystywany w urządzeniach transportu bliskiego (wózki widłowe)

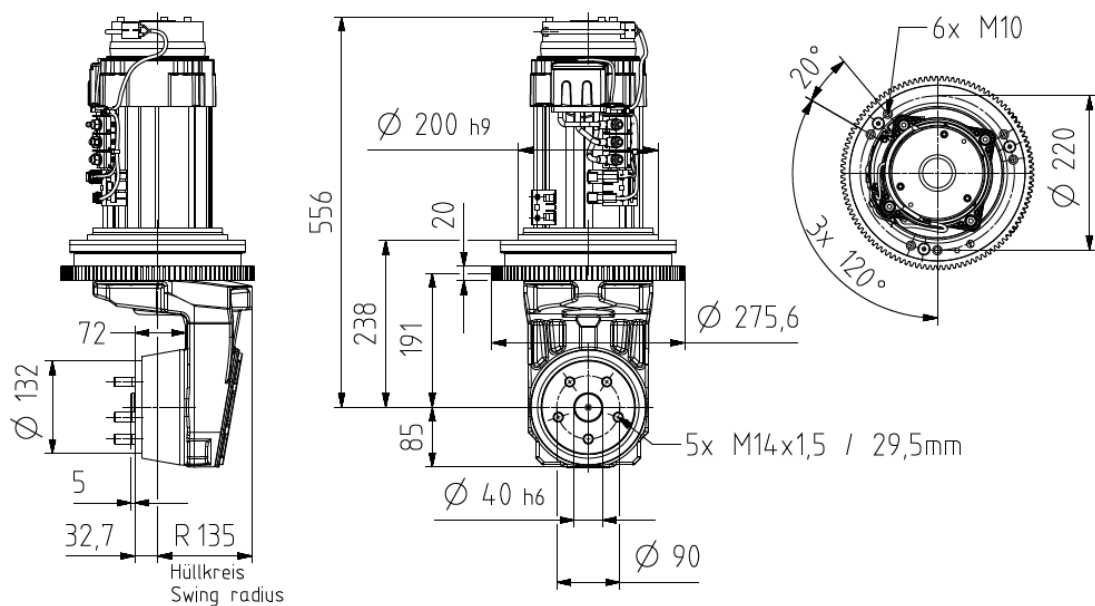
6.1 Charakterystyka przemysłowej przekładni TDB 230 jako napędu pojazdów transportu bliskiego

Przemysłowa przekładnia TDB 230 stosowana jako układ przeniesienia napędu w urządzeniach transportu bliskiego stosowana jest dość powszechnie przez różnych producentów. Swoją poluraność zawdzięcza przede wszystkim kompaktowej, zwartej budowie, jak również dużej wytrzymałości całej konstrukcji (oraz poszczególnych komponentów) oraz właściwościom zmęczeniowym i niezawodnościowym. Całość wymienionych parametrów przekładnia TDB 230 zawdzięcza przede wszystkim użytym w produkcji materiałom konstrukcyjnym, jak również procesowi produkcyjno – technologicznemu oraz kontroli jakościowej.

Podstawowe wymiary gabarytowe dla rodziny przekładni TDB 230 / TDB 254 („mały” model / „duży” model) zostały przedstawione na rys. 32 oraz rys. 33.



Rys. 32. Napęd TDB 230 – podstawowe wymiary konstrukcji



Rys. 33. Napęd TDB 254 – podstawowe wymiary konstrukcji

Pomijając wymiary gabarytowe, różnice pomiędzy tymi dwoma modelami widoczne są przede wszystkim w specyfikacji technicznej.

W tym miejscu warto przytoczyć ściśle podstawowe wielkości opisujące obie przekładnie. Są to bowiem przedstawiciele (jednocześnie) przekładni dwustopniowych w których pierwszy stopień przekładni stanowi para kół walcowych o zębach skośnych, natomiast drugi stopień stanowi para kół stożkowych o zębach śrubowych. Specyfikacja

techniczna dla obu modeli (podstawowe wielkości i parametry pracy) przedstawiona jest na rys. 34 oraz na rys. 35.

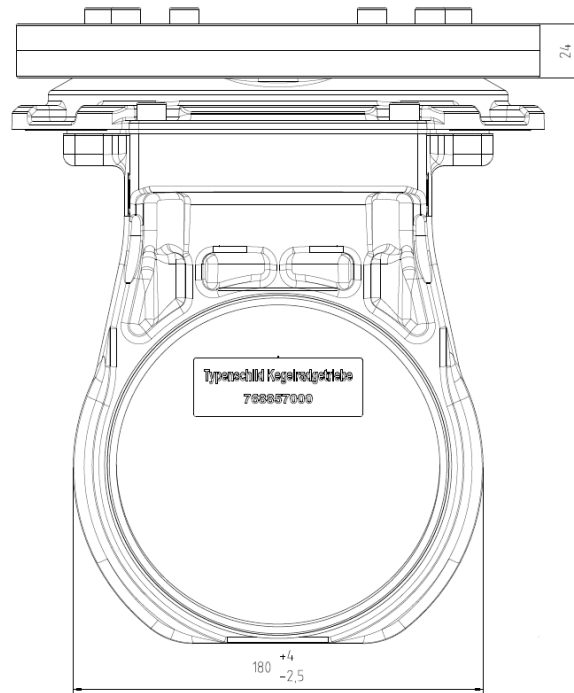
Bevel Gear Drives	TDB230L	TDB230
<i>Gearbox Data</i>		
Static Wheel Load	11,250 N	12,000 N
Gear Reduction Ratios	18 - 30	
Max. wheel torque	435 Nm	615 Nm
<i>Motor Data</i>		
Output S2-60 min (S2-60 min)	1,5 kW	2,3 kW
Rated voltage	AC 3x15 Volt Delta Connection (24 Volt battery)	
Max. Amperage	146 A	350 A
<i>Brake Data</i>		
Voltage	DC 24 Volt	
Torque	16 Nm	30 Nm

Rys. 34. Napęd TDB 230 – specyfikacja techniczna

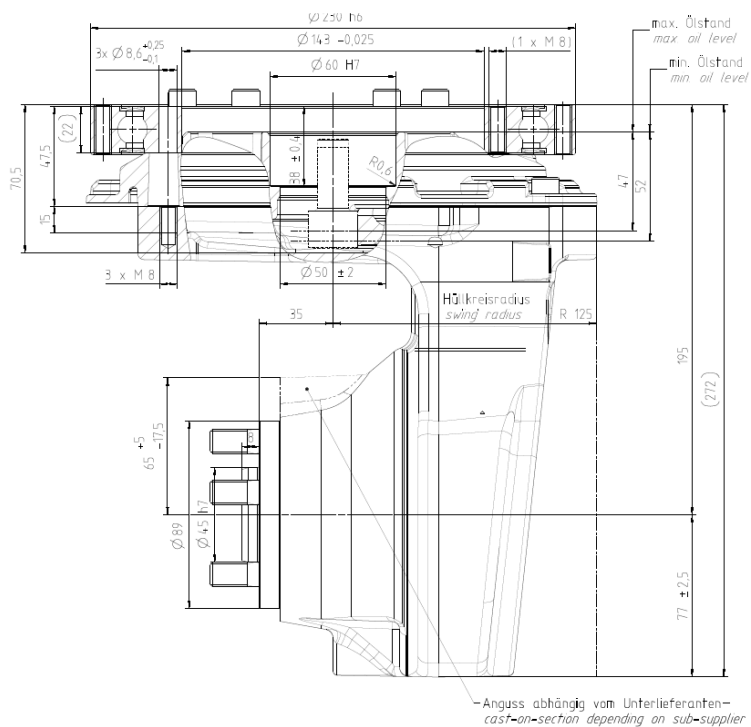
Bevel Gear Drive	TDB254 Kombi
<i>Gearbox Data</i>	
Static Wheel Load	16,000 N
Gear Reduction Ratios	18.4 - 25.5
Max. wheel torque	750 Nm
<i>Motor Data</i>	
Output S2-60 min (S2-60 min)	3.5 kW
Rated voltage	AC 3x15 Volt Delta Connection (24 Volt battery)
Max. Amperage	400 A
<i>Brake Data</i>	
Voltage	DC 24 Volt
Torque	45 Nm

Rys. 35. Napęd TDB 254 – specyfikacja techniczna

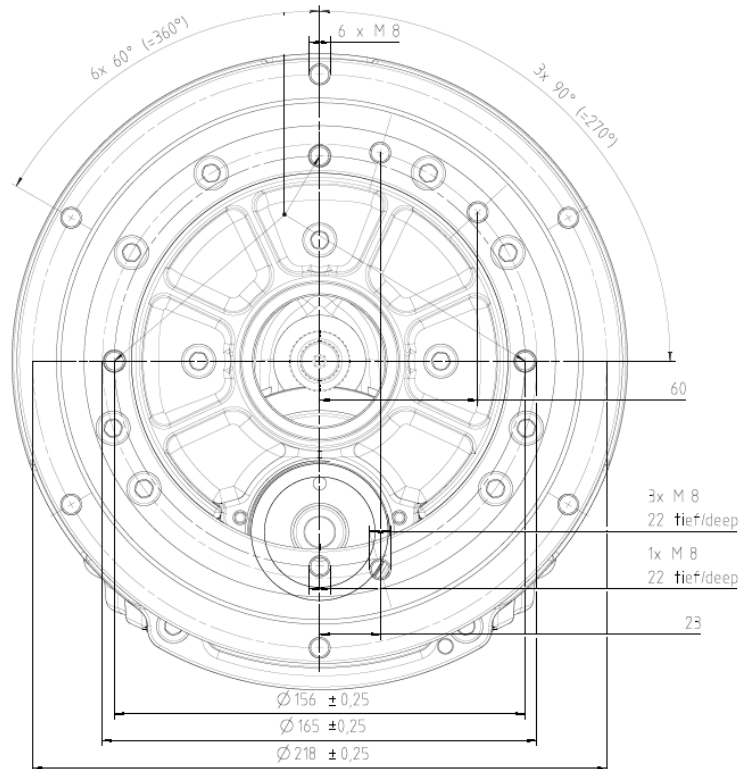
Biorąc pod uwagę, że głównym obiektem badań niniejszej rozprawy doktorskiej jest mniejszy model przekładni TDB, zatem szczegółowy opis tej rodziny napędów zostanie przedstawiony dla modelu TDB 230. Szkice ukazujące złożenie przekładni TDB 230 przedstawione są na rys. 36 – rys. 38.



Rys. 36. Napęd TDB 230 – rysunek poglądowy



Rys. 37. Napęd TDB 230 – rysunek złożeniowy wraz z wymiarami

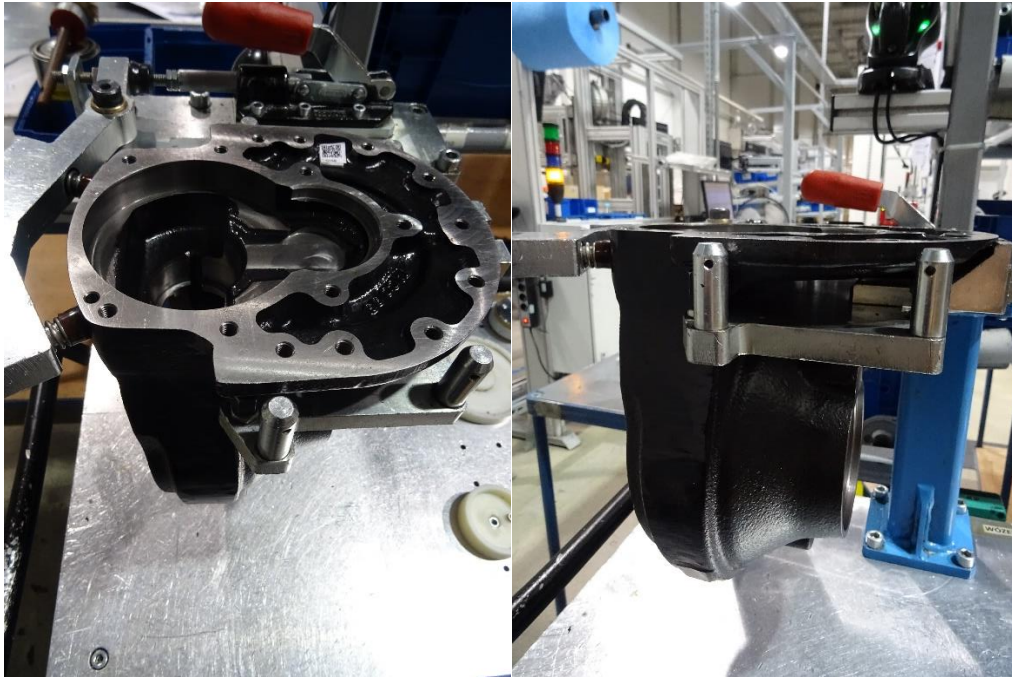


Rys. 38. Napęd TDB 230 – rysunek złożeniowy wraz z wymiarami

Fahrerantrieb / drive unit		
Getriebedaten / gearbox data		
Getriebebezeichnung / gear box name	EJE 1 1914,75306	EJE 2 1914,75356
Übersetzung / ratio	29,9	29,9
max. Radlast statisch max. wheel load static	11,250 N	11,250 N
max. Radlast dynamisch vertikal radial max. wheel load dynamic vertical radial	24,400 N	24,400 N
max. Radlast dynamisch horizontal radial max. wheel load dynamic horizontal radial	6,000 N	6,000 N
max. Radlast dynamisch horizontal axial max. wheel load dynamic horizontal axial	5,700 N	5,700 N
max. Radlast dynamisch horizontal axial max. wheel load dynamic horizontal axial	9,000 N	9,000 N
max. Radlast dynamisch horizontal axial max. wheel load dynamic horizontal axial	Ausnahmeteil / exception	Ausnahmeteil / exception
max. Abtriebsdrehmoment dynamisch max. output torque dynamic	435 Nm	615 Nm
Abtriebsdrehzahl ohne Last discharge rpm without load	140 rpm	140 rpm
max. Laufrad-Ø max. wheel-Ø	230 mm	230 mm
Öl / oil		
Ölmenge / oil capacity	ca. 1,0 Ltr.	
Vom Kunden befüllt / filled by customer	Shell Spirax S6 4XME 75W-90 oder Fuchs Titan Cytrac HSY 75W-90	
Geräuschpegel / noise level		
siehe Diagramm / see diagram	Festlegung nach Bemusterung / fixed after sampling	
Oberflächenbehandlung / surface treatment		
bearbeitete Flächen / machined surfaces	BRANDtect All	
unbearbeitete Flächen / not machined surfaces	schwarz grundiert / black primed	
Umgebungstemperatur / ambient temp	-28°C - +40°C	

Rys. 39. Napęd TDB 230 – specyfikacja techniczna dotycząca napędu

Wspomniano już wcześniej, że przekładnia TDB 230 jest dwustopniową przekładnią zębatą stosowaną do napędu urządzeń transportu bliskiego (wózki widłowe). Jest to system składający się z wielu komponentów, natomiast wśród głównych składowych części można wymienić takie, jak: korpus przekładni, zębnik stopnia pierwszego, koło zębate stopnia pierwszego, zębnik stopnia drugiego, koło zębate stopnia drugiego, wał wyjściowy, pokrywa górna, jak również zestaw łożysk znajdujących się wewnątrz przekładni. Wymienione składowe przedstawione są na rys. 40 – rys. 45.



Rys. 40. Napęd TDB 230 – korpus przekładni



Rys. 41. Napęd TDB 230 – pokrywa górna przekładni



Rys. 42. Napęd TDB 230 – wał wyjściowy przekładni



Rys. 43. Napęd TDB 230 – koło zębate (stopień I)



Rys. 44. Napęd TDB 230 – koło zębate (stopień II)



Rys. 45. Napęd TDB 230 – zębniak (stopień II)

Bazując na dokumentacji technicznej można również przedstawić zestawienie materiałowe dla każdej z wymienionych wyżej części. Zestawienie to zostało przedstawione w Tabeli 1.

Tabela 1. Napęd TDB 230 – zestawienie materiałowe dla głównych komponentów przekładni

Lp	Część	Material
1	Korpus przekładni	EN GJS-400-15
2	Zębnik (stopień I)	20MnCrS5
3	Koło zębate (stopień I)	20MnCrS5
4	Zębnik (stopień II)	18NiCrMo5
5	Koło zębate (stopień II)	18NiCrMo5
6	Wał wyjściowy	42CrMoS4
7	Pokrywa górna	EN 1706 AC-44300-D-F

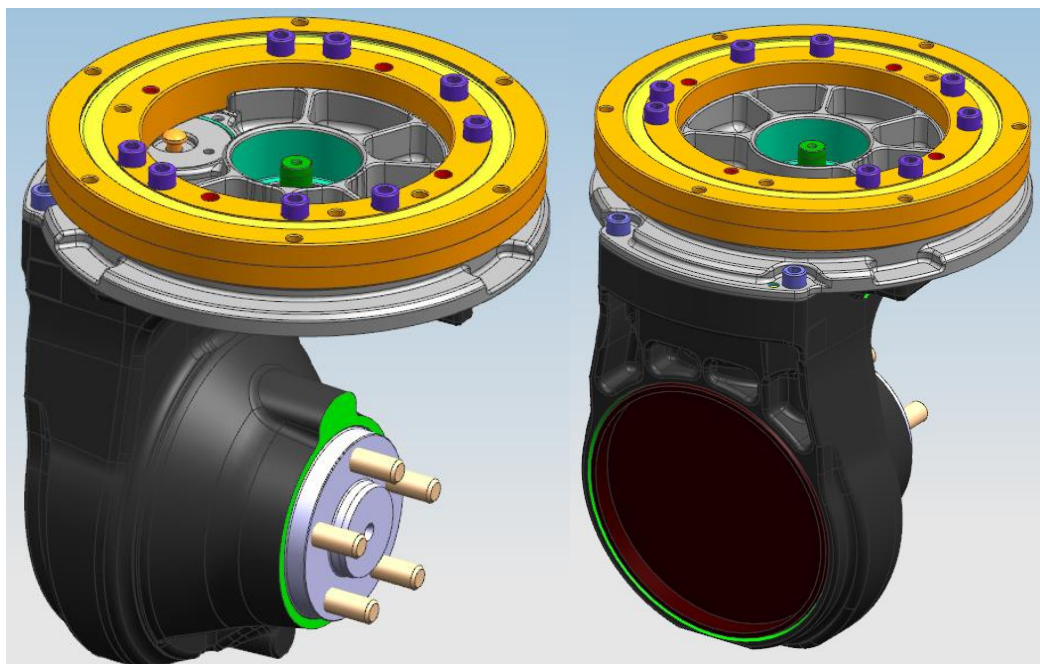
Przedstawiona przekładnia zębata TDB 230 została poddana wieloetapowej analizie numerycznej. W pierwszej kolejności, zanim przeprowadzono analizy z wykorzystaniem Metody Układów Wieloczłonowych oraz Metody Elementów Skończonych, została przygotowana geometria wirtualna z wykorzystaniem oprogramowania typu CAD (oprogramowanie Siemens NX).

6.2 Budowa modelu wirtualnego przemysłowej przekładni TDB 230 – geometria CAD

Przed przystąpieniem do budowy modeli na potrzeby analiz numerycznych konieczne jest odzworowanie wirtualne geometrii poprzez budowę modelu CAD (Computer Aided Design – Komputerowe Wspomaganie Projektowania). W tym celu wykorzystane zostało specjalistyczne oprogramowanie Siemens NX, w którym przygotowany został kompletny model wirtualny przekładni TDB 230 wraz ze wszystkimi komponentami i częściami składowymi.

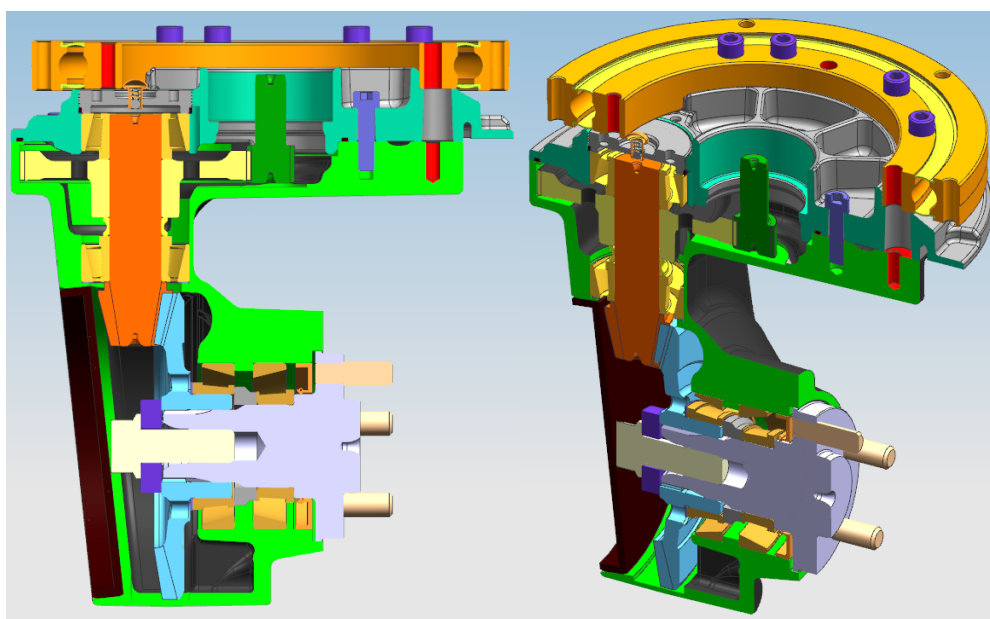
Odpowiednio przygotowany model geometryczny CAD posłuży w następnym kroku do budowy modeli numerycznych wykorzystywanych do różnego rodzaju analiz. Tak przygotowana geometria może być również poddawana różnorodnym operacjom modyfikującym geometrię na potrzeby uproszczeń konstrukcyjnych wymaganych przez poszczególne rodzaje analiz numerycznych.

Kompletny model przemysłowej przekładni zębatej TDB 230 został przedstawiony na rys. 46 znajdującym się poniżej.



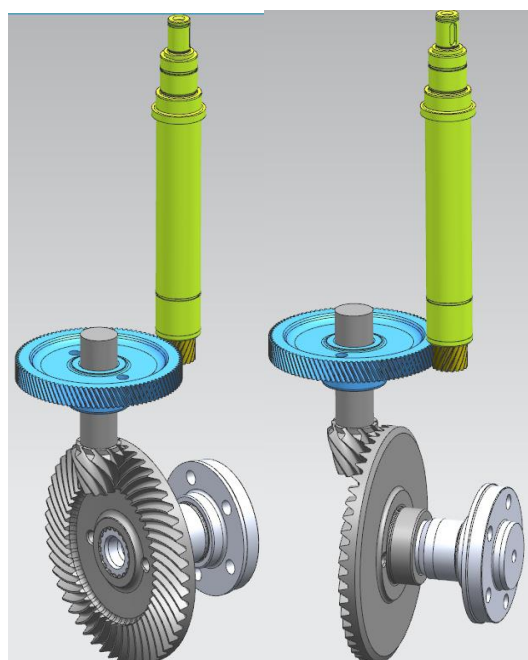
Rys. 46. Model wirtualny (CAD) kompletnej przekładni przemysłowej TDB 230

Przedstawiony na rys. 46 model CAD pokazuje kompletne zewnętrzne złożenie. Jak wspomniano już wcześniej, złożenie przekładni zawiera części znajdujące się wewnątrz obudowy. Tak przygotowana geometria przedstawiona jest na rys. 47.



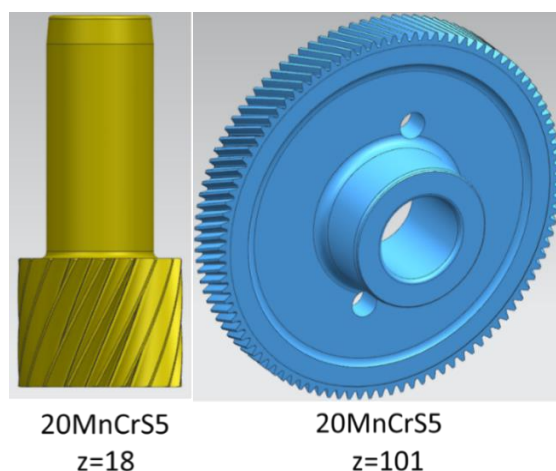
Rys. 47. Model CAD przekładni TDB 230 – widok przekroju

Zasadniczym elementem złozenia jest układ przeniesienia napędu, który – jak już wspomniano wcześniej – jest rozwiązany konstrukcyjnie jako dwustopniowy. Pierwszy stopień stanowi para kół walcowych o zębach skośnych, natomiast stopień drugi stanowi para kół stożkowych o zazębieniu śrubowym. Wirtualny model geometryczny przedstawiający elementy układu napędowego przedstawiony został na rys. 48.

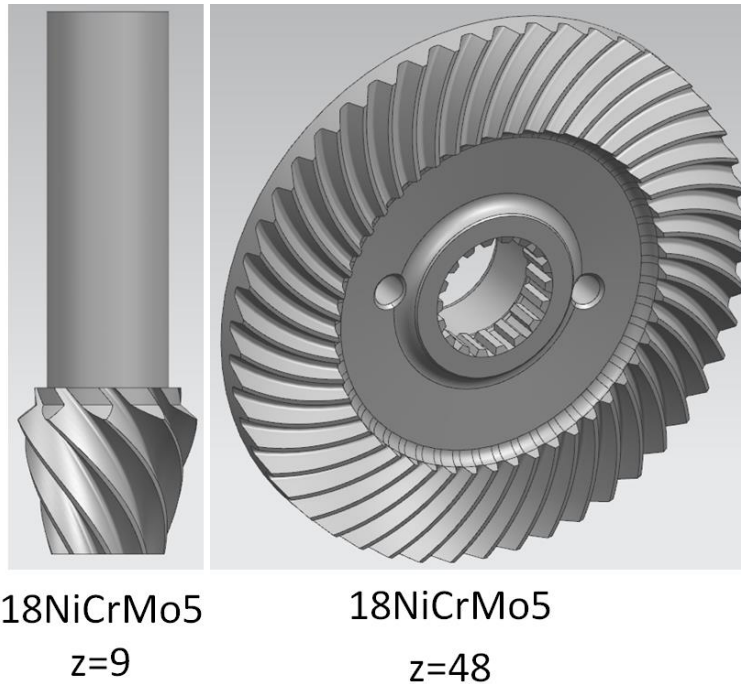


Rys. 48. Układ przeniesienia napędu przemysłowej przekładni TDB 230

Poszczególne składowe układu napędowego (koła zębate każdego ze stopni) wraz z uwzględnieniem ilości zębów poszczególnego koła oraz materiału z jakiego jest ono wykonane, przedstawione zostały na rys. 49 oraz rys. 50.



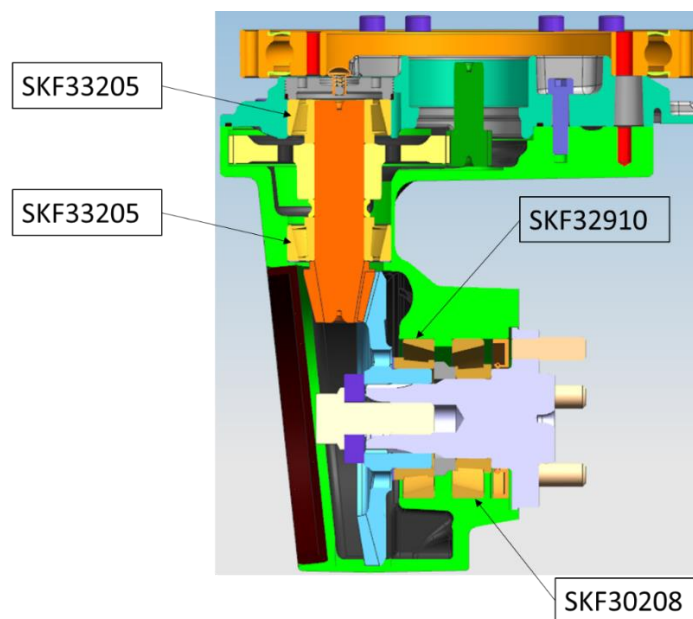
Rys. 49. Elementy składowe pierwszego stopnia przemysłowej przekładni zębatej TDB 230
(zębnik – ilość zębów $z=18$, koło zębate – ilość zębów $z=101$)



Rys. 50. Elementy składowe drugiego stopnia przemysłowej przekładni zębatej TDB 230
(zębniak – ilość zębów $z=9$, koło zębate – ilość zębów $z=48$)

Wśród elementów składowych układu przeniesienia napędu nie można zapomnieć również o poszczególnych podporach znajdujących się w układzie, a mianowicie o łożyskach.

Oznaczenia poszczególnych łożysk użytych wewnątrz złozenia przedstawiono na rys. 51.



Rys. 51. Wykaz łożysk użytych do budowy przekładni TDB 230 (SKF33205, SKF32910, SKF 30208 – łożyska stożkowe)

Mając dokładnie odwzorowany model przekładni w przestrzeni wirtualnej (model CAD) wraz ze zdefiniowanymi właściwościami materiałowymi, warunkami pracy (przede wszystkim parametry pracy oraz warunki obciążeniowe) oraz warunkami brzegowymi, możliwe jest przygotowanie szczegółowego modelu numerycznego opisującego poszczególne właściwości badanego układu – w tym przypadku przemysłowej przekładni TDB 230. W tym przypadku będzie to przygotowanie modelu numerycznego na potrzeby analiz numerycznych z wykorzystaniem Metody Układów Wielocłonowych oraz Metody Elementów Skończonych.

6.3 Budowa numerycznego modelu dynamicznego przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu Ansys Mechanical – Metoda Elementów Skończonych

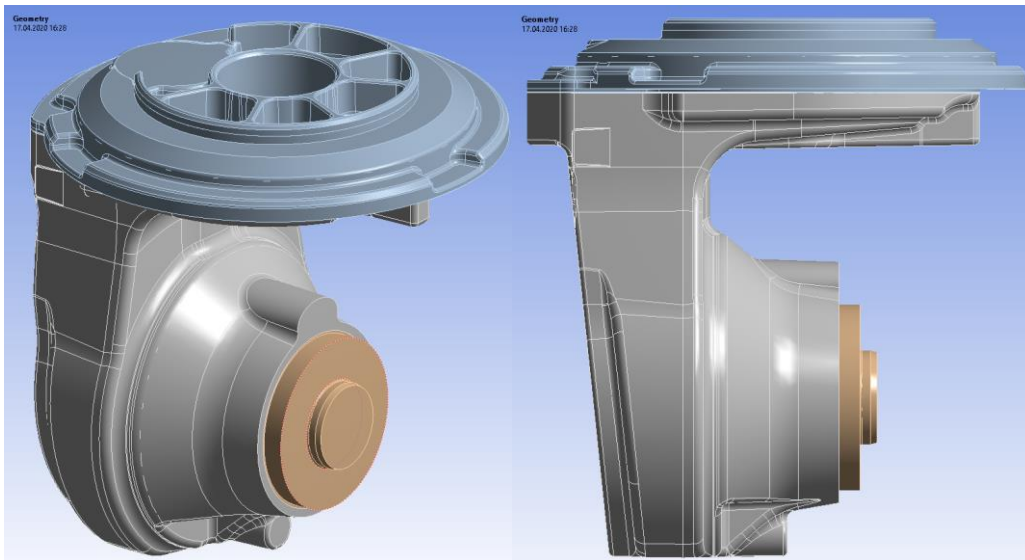
W następnym kroku wymagane będzie określenie właściwości dynamicznych obudowy przekładni zębatej TDB 230 z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych. W tym celu wykorzystane zostało komercyjne oprogramowanie Ansys Mechanical. W celu określenia właściwości dynamicznych kompletnego zespołu obudowy przekładni przygotowano dwuetapowe analizy. Jako pierwsza w kolejności przygotowana została analiza modalna w celu wyznaczenia częstotliwości drgań własnych układu. Pozwoli to na określenie postaci drgań (trendu drgań) dla określonych częstotliwości układu. Jest to zarazem pierwszy etap określenia właściwości dynamicznych układu. Wyniki przeprowadzonej analizy modalnej stanowią dane wejściowe do drugiego rodzaju analiz wymaganych do określenia charakterystyk dynamicznych układu. Jest to analiza harmoniczna – zwana inaczej odpowiedzią częstotliwościową układu. Pozwala na określenie odpowiedzi systemu (w tym przypadku obudowy przekładni zębatej) na zadane obciążenie (zarówno zewnętrzne jak i wewnętrzne) w celu otrzymania charakterystyk częstotliwościowych. Ta analiza również została przygotowana i przeprowadzona z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych oraz komercyjnego pakietu Ansys Mechanical.

6.3.1 Analiza modalna przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu Ansys Mechanical

Analiza modalna obudowy przekładni TDB 230 przeprowadzona została w celu wyznaczenia częstotliwości drgań własnych zespołu obudowy przekładni. Jest ona podstawowym rodzajem analizy pozwalającym na wyznaczenie tego rodzaju właściwości dynamicznych układu.

Charakterystyczne postaci drgań własnych obudowy przekładni zależne są od wielu

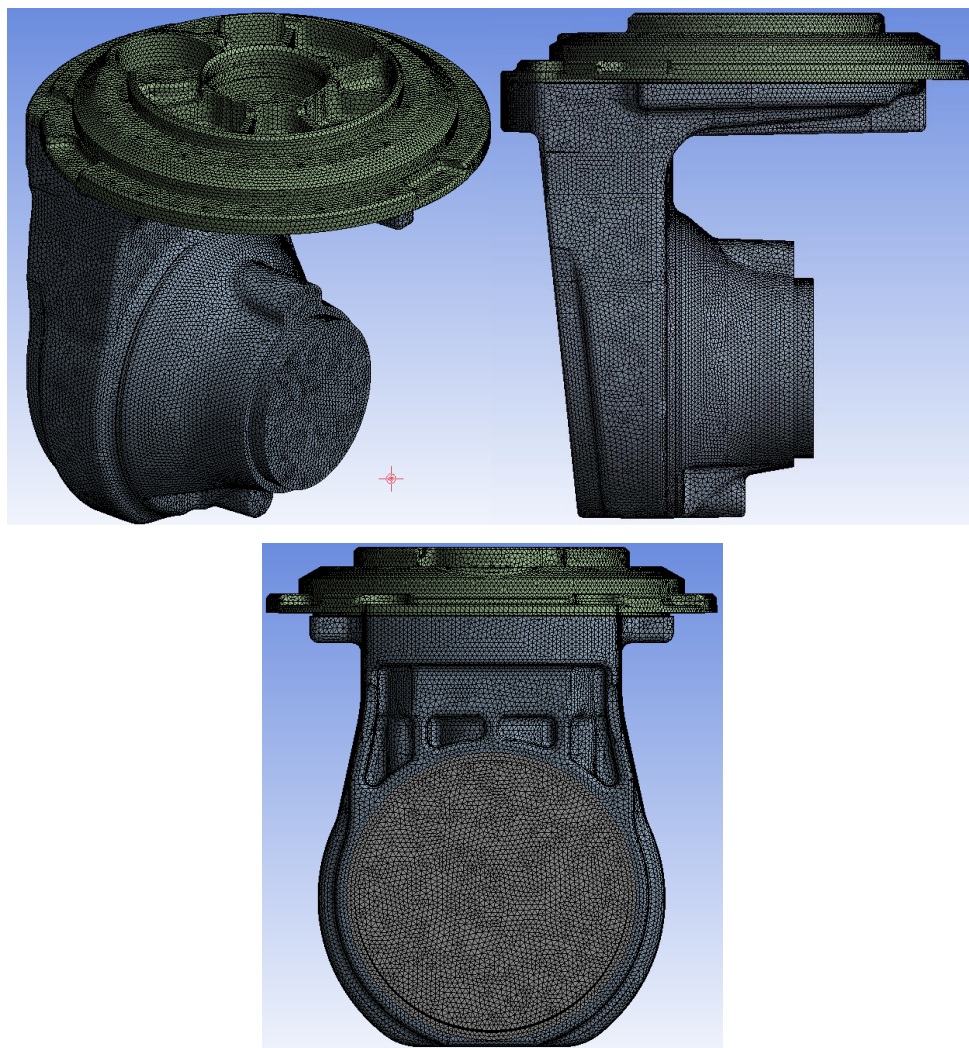
różnych parametrów z których najważniejsze to m.in. geometria analizowanego układu (postać drgań własnych zależy przede wszystkim od kształtu geometrycznego badanego obiektu), temperatura (ciała lub otoczenia) – wzrost temperatury powoduje spadek częstotliwości drgań własnych układu oraz warunki początkowe (napięcie wstępne – usztywnienie układu). W analizowanym przypadku główną i dominującą rolę odgrywały przede wszystkim czynniki geometryczne – kształt obudowy przekładni TDB 230. Geometria analizowanego układu (obudowa przekładni TDB 230) przygotowana bezpośrednio wewnątrz programu Ansys Mechanical została przedstawiona na rys. 52.



Rys. 52. Geometria analizowanej obudowy przekładni zdefiniowana w środowisku Ansys Mechanical

Na podstawie zdefiniowanej geometrii obudowy przekładni w następnym kroku zbudowano siatkę elementów skończonych, a zatem dokonano tzw. dyskretyzacji układu. Ciągły system (geometria obudowy przekładni wraz z częściami współpracującymi) zostaje zastąpiony modelem dyskretnym złożonym z tzw. elementów skończonych, połączonych ze sobą węzłami. Ze względu na kształt analizowanej przekładni, która (ze względu na odlewniczy charakter wytwarzania) ma wiele cech konstrukcyjnych (promienie zaokrągleń krawędzi, fazy technologiczne, otwory) o bardzo zróżnicowanym kształcie, jak elementy odwzorowujące wybrano te o parabolicznej funkcji kształtu (elementy skończone drugiego rzędu). Ułatwiają one odtworzenie skomplikowanego geometrycznie kształtu, a jednocześnie nie wprowadzają dodatkowej sztywności do układu (co następuje przy elementach linowych, tzw. pierwszego rzędu). Jako typ elementu zdecydowano się na generację elementów typu tetra, tj. elementy czworościenne. W wyniku przeprowadzonego procesu dyskretyzacji

wygenerowano 811725 elementów oraz 1270512 węzłów. Stworzona siatka elementów skończonych odwzorowująca analizowaną geometrię obudowy przekładni wraz z częściami współpracującymi przedstawiona została na rys. 53.



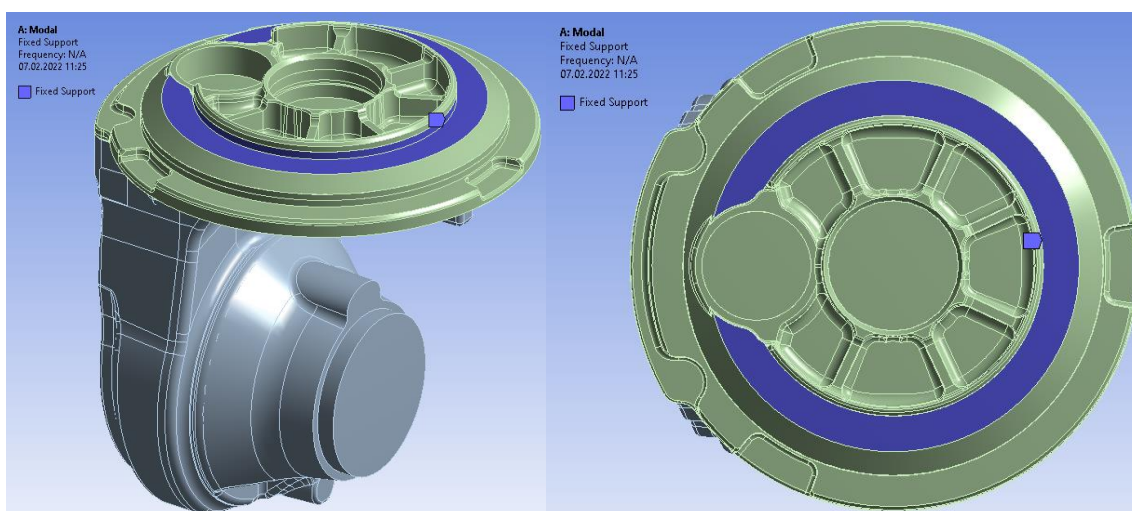
Rys. 53. Model dyskretny (siatka elementów skończonych) wygenerowany za pomocą platformy Ansys Meshing w środowisku Ansys Mechanical

Analizowany model dyskretyzowany składał się z trzech odrębnych części, którym należało przypisać właściwości materiałowe. Bazując na specyfikacji technicznej przygotowano zestawienie danych materiałowych użytych podczas analizy modalnej. Właściwości przedstawione są w Tabeli 2.

Tabela 2. Napęd TDB 230 – właściwości materiałowe dla trzech części złożenia analizowanej przekładni

Nazwa części	Materiał	Moduł Younga [Pa] E	Liczba Poisson'e'a ν	Gęstość [kg/m ³] ρ
Obudowa przekładni	EN GJS-400-15	1.1E+11	0.28	7200
Pokrywa górna	EN 1706 AC-44300-D-F	7.1E+10	0.33	2770
Pokrywa tylna	ABS	1.8E+9	0.35	1074

Dla tak przygotowanego modelu dyskretnego zdefiniowano również warunki brzegowe definiujące sposób zamocowania modelu, a więc analizowanej obudowy przekładni. Warunek brzegowy całkowitego zamocowania umieszczony został na górnej pokrywie obudowy, co zostało przedstawione na rys. 54.



Rys. 54. Warunek brzegowy w postaci całkowitego utwierdzenia na dwóch powierzchniach pokrywy górnej przekładni

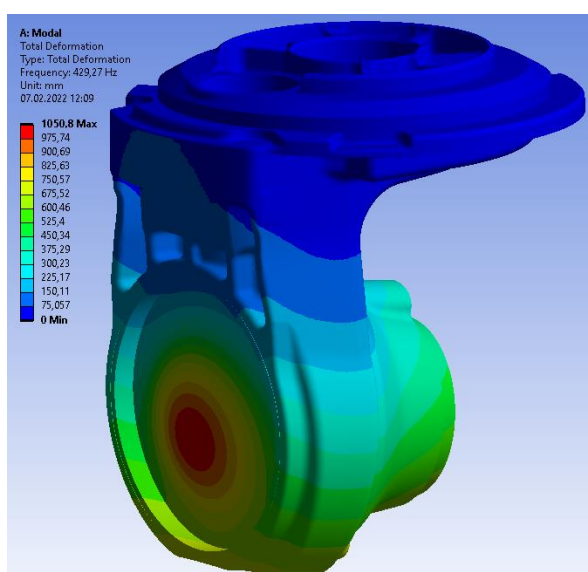
Podstawowym parametrem analizy modalnej jest ilość poszukiwanych częstotliwości. W analizowanym przypadku określono tę ilość na 10 nie ograniczając jednocześnie ani od góry, ani od dołu żadnej z częstotliwości.

Na podstawie tak zdefiniowanej i przeprowadzonej analizy modalnej obudowy przemysłowej przekładni zębatej otrzymano wykaz poszukiwanych częstotliwości własnych

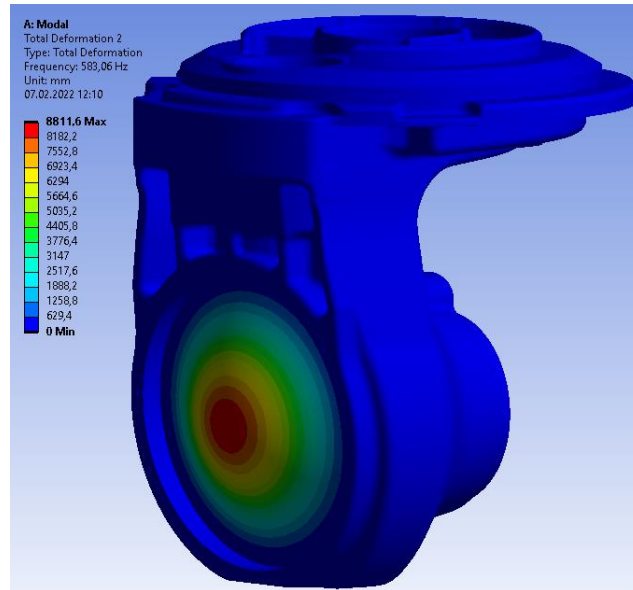
układu wraz z warstwicami przemieszczeń zespołu obudowy przekładni. Wykaz znalezionych częstotliwości własnych przedstawiony jest w Tabeli 3, natomiast kolorowe warstwic przemieszczeń dla całego złozenia ukazane zostały na rys. 55 - rys. 64. Dodatkowo w przypadku warstwic przemieszczeń obudowy – na potrzeby dokładniejszego przedstawienia kierunku przemieszczenia dokonano przeskalowania odkształceń modelu. Pozwala to na dokładniejszą wizualizację trendu zachowania się obudowy przekładni.

Tabela 3. Wartości poszukiwanych częstotliwości drgań własnych kompletnej obudowy przekładni TDB 230

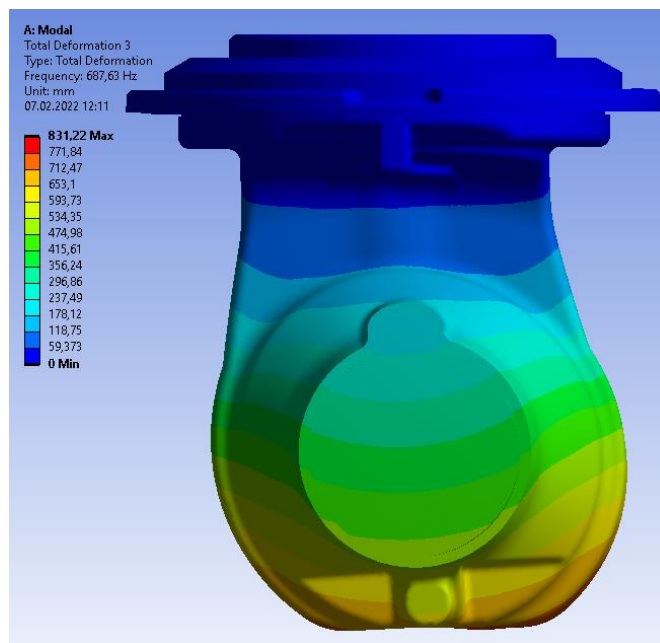
Numer postaci	Częstotliwość [Hz]
1	429.27
2	583.06
3	687.63
4	1072.3
5	1197.2
6	1201.8
7	1627.2
8	1780.8
9	1946
10	1946.5



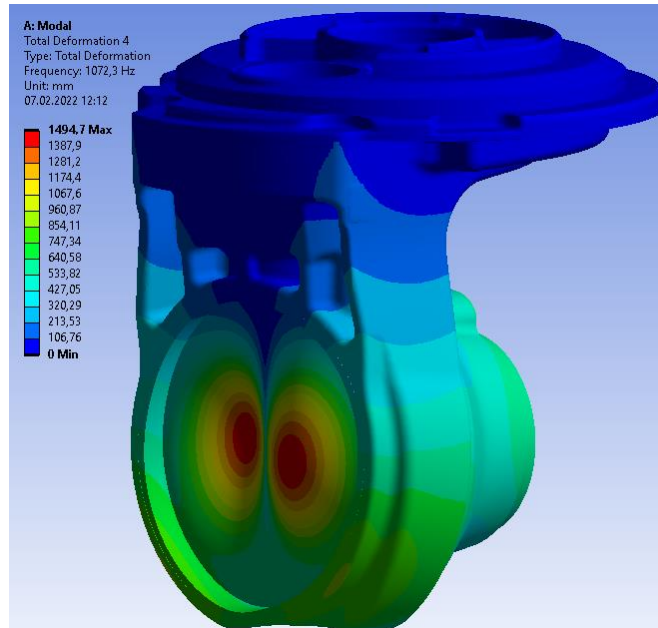
Rys. 55. Warstwic przemieszczeń określone w przypadku pierwszej postaci drgań własnych obudowy przekładni



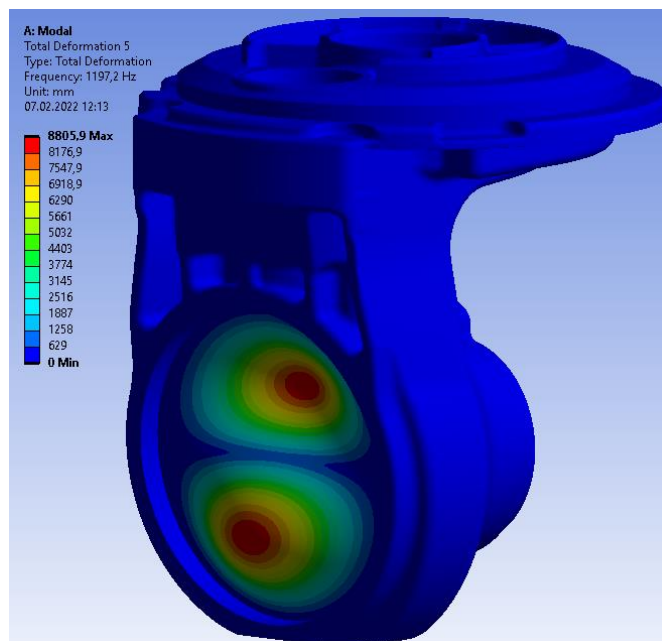
Rys. 56. Warstwie przemieszczeń określone w przypadku drugiej postaci drgań własnych obudowy przekładni



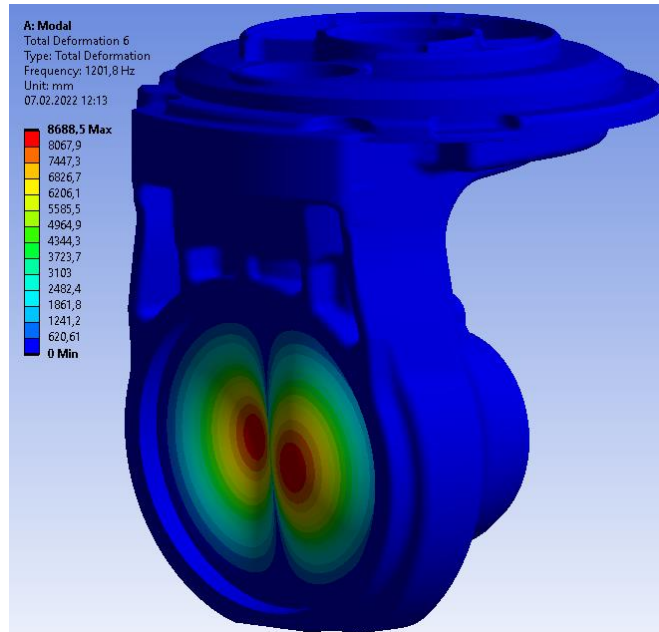
Rys. 57. Warstwie przemieszczeń określone w przypadku trzeciej postaci drgań własnych obudowy przekładni



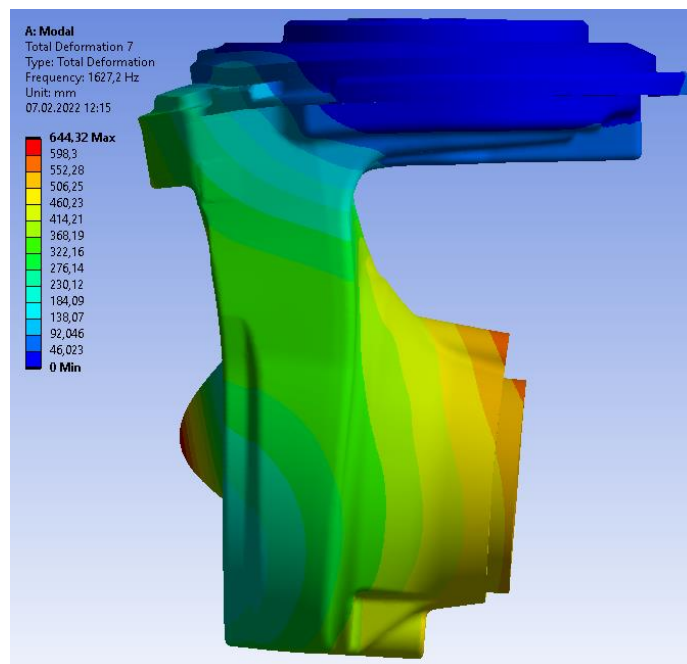
Rys. 58. Warstwicze przemieszczeń określone w przypadku czwartej postaci drgań własnych obudowy przekładni



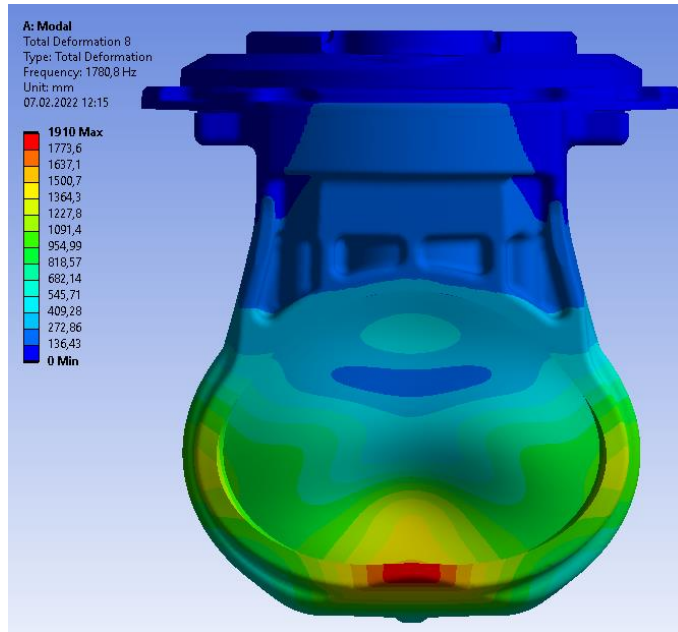
Rys. 59. Warstwicze przemieszczeń określone w przypadku piątej postaci drgań własnych obudowy przekładni



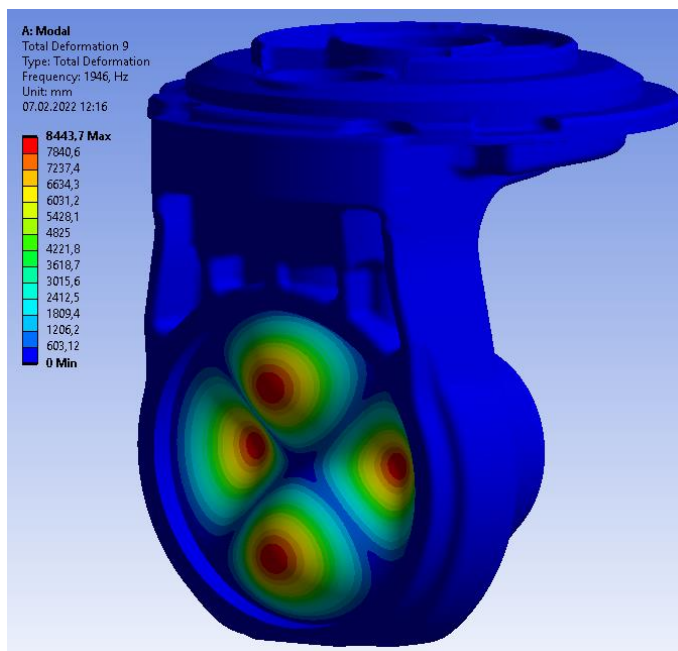
Rys. 60. Warstwy przemieszczeń określone w przypadku szóstej postaci drgań własnych obudowy przekładni



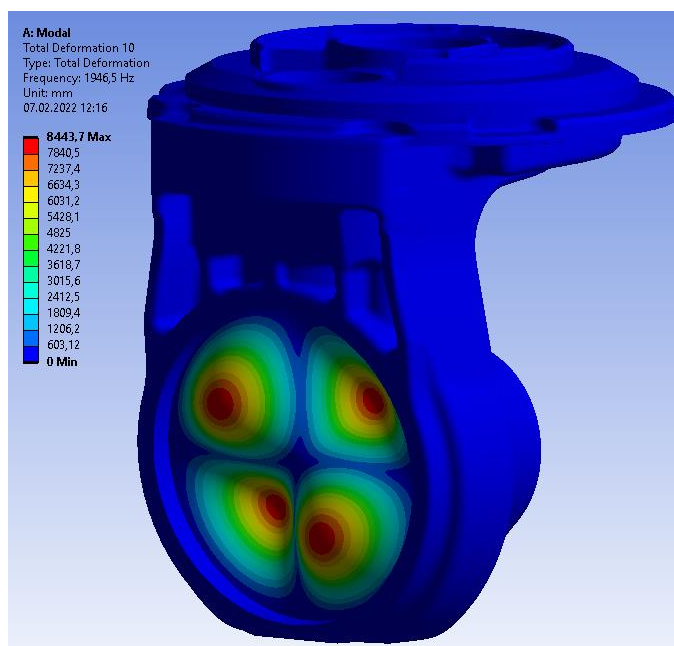
Rys. 61. Warstwy przemieszczeń określone w przypadku siódmej postaci drgań własnych obudowy przekładni



Rys. 62. Warstwice przemieszczeń określone w przypadku ósmej postaci drgań własnych obudowy przekładni



Rys. 63. Warstwice przemieszczeń określone w przypadku dziewiątej postaci drgań własnych obudowy przekładni



Rys. 64. Warstwice przemieszczeń określone w przypadku dziesiątej postaci drgań własnych obudowy przekładni

Na podstawie przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że w analizowanym układzie można wyróżnić postaci drgań własnych związanych ściśle z drganiami pojedynczej części złożenia – w tym przypadku jest to pokrywa tylna przekładni. Drgania tej części są charakterystyczne przede wszystkim dla drugiej, piątej, szóstej, dziewiątej oraz dziesiątej postaci drgań własnych. W pozostałych wyznaczonych przypadkach mamy do czynienia z szerszą odpowiedzią układu, gdzie aktywowana do drgań jest już w znacznym stopniu cała obudowa przekładni bądź znaczna jej część. Ten przypadek uwidocznił się głównie dla pierwszej, trzeciej, czwartej, siódmej oraz ósmej postaci drgań własnych układu przekładni. Dodatkowo w przypadku częstotliwości aktywujących głównie obudowę przekładni możliwe są do rozróżnienia postaci drgań głównie o zachowaniu giętnym. Przeglądając to widoczne jest przede wszystkim dla trzeciej, siódmej oraz ósmej postaci drgań własnych.

Warto zwrócić uwagę na jeden dodatkowy aspekt otrzymanych rezultatów analizy modalnej, a mianowicie ich ocenę jakościową oraz ilościową. Otóż przemieszczenia uzyskane jako rezultaty drgań należy rozpatrywać tylko i wyłącznie jako wartości względne – nie są to wartości bezwzględne. Analiza modalna pokazuje jedynie trend (zachowanie się) konstrukcji podczas wyznaczania tych charakterystyk, dlatego wyniki tej analizy powinny być rozpatrywane jedynie jakościowo a nie ilościowo. Stanowią one jednak dane wejściowe do pozostałych typów analiz (jak choćby analiza harmoniczna), gdzie wymagane jest wyznaczenie w pierwszej kolejności częstotliwości drgań własnych układu.

6.3.2 Analiza harmoniczna przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu

Ansys Mechanical

Następnym krokiem symulacyjnym po przeprowadzeniu analizy modalnej, było przygotowanie analizy harmonicznej zwanej inaczej analizą odpowiedzi częstotliwościowej. Jest ona bardzo mocno związana z poprzednim rodzajem analizy, a więc analizą modalną. Analiza harmoniczna opiera się na tym samym modelu numerycznym (to samo zestawienie geometryczne części, ten sam model dyskretny wraz z własnościami materiałowymi, jak również te same warunki brzegowe – odpowiednie zamocowanie modelu dyskretnego). Elementem odróżniającym analizę harmoniczną od przeprowadzonej wcześniej analizy modalnej jest dodatkowy element występujący w pierwszej z wymienionych analiz – a mianowicie warunek obciążeniowy modelu (pojawiające się obciążenie w postaci np. siły skupionej, momentu, ciśnienia bądź też wymuszonego przemieszczenia). Umieszczenie obciążenia w środowisku analizy harmonicznej pozwala określić zachowanie się dynamiczne układu pod wpływem działającego na dane ciało obciążenia. Dodatkowym aspektem jest fakt, że wynikowe przemieszczenia układu w przypadku analizy harmonicznej odzwierciedlają rzeczywiste przemieszczenia analizowanego systemu. O ile przeprowadzona wcześniej analiza modalna określa jedynie trend działania układu w zakresie postaci częstotliwości drgań własnych i jej wyniki należy rozpatrywać jedynie jakościowo, o tyle analiza odpowiedzi częstotliwościowej przedstawia już realne, poszukiwane wartości przemieszczeń oraz naprężeń.

Z racji dużego stopnia podobieństwa obu modeli dyskretnych względem siebie (model dyskretny modalny oraz harmoniczny) nie będzie w tym miejscu przytaczany ciąg logiczny tworzenia takiego modelu. Jest on dokładnie opisany w punkcie opisującym tworzenie modelu w zakresie przeprowadzania analizy modalnej. W tym miejscu przedstawione zostaną jedynie punkty odróżniające obie analizy od siebie.

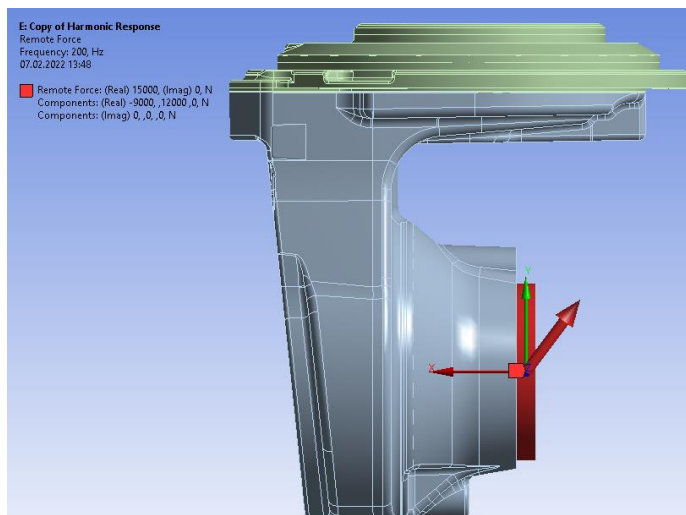
Jak już wspomniano jedną z najważniejszych różnic jest pojawiająca się wartość obciążenia układu. Na rys. 65 przedstawiono zdefiniowane wartości siły zewnętrznej działającej na analizowaną obudowę przekładni zębatej. Siła ta jest zdefiniowana jako reakcja podłoża na siły działające podczas jazdy i zostały określone na drodze pomiarów testowych podczas użytkowania przekładni zębatej pracującej bezpośrednio na wózku widłowym. Siła ta została zdefiniowana jako wypadkowa następujących komponentów składowych siły:

$$F_x = -9000 \text{ N}$$

$$F_y = 12000 \text{ N}$$

$$F_z = 0 \text{ N}$$

Kierunki działania poszczególnych składowych są również pokazane na rys. 65, na którym zdefiniowany jest również układ współrzędnych.



Rys. 65. Zdefiniowane obciążenie zewnętrzne działające na obudowę przekładni TDB 230

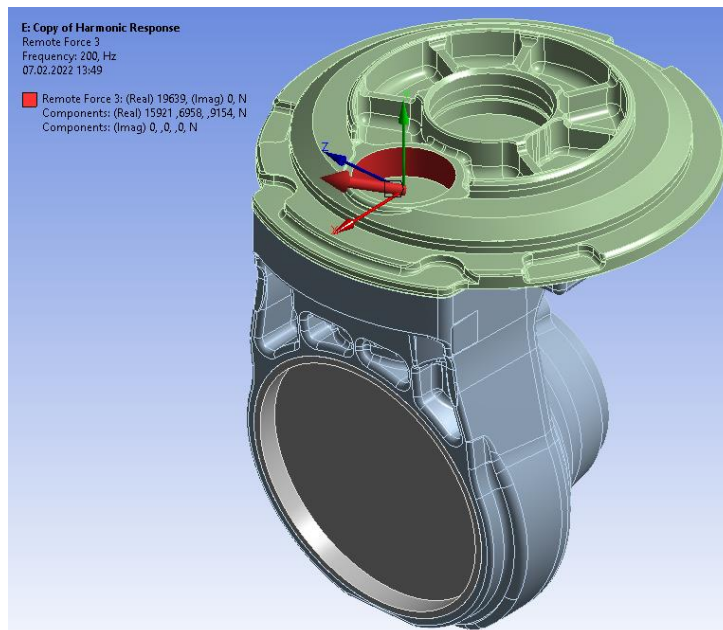
Oprócz siły zewnętrznej zdefiniowanej oraz przyłożonej do układu, w analizowanej obudowie przekładni występują również siły wewnętrzne zlokalizowane w węzłach łożyskowych jako efekt współpracy przede wszystkim kół zębatach i transferu sił poprzez wały (miejsca osadzenia kół zębatach) bezpośrednio na łożyska.

W układzie obudowy przekładni zdefiniowano cztery łożyska oraz odpowiadające im wartości sił wewnętrznych dla trzech głównych osi układu współrzędnych. Wartości sił w węzłach łożyskowych zdefiniowane są w Tabeli 4. I zostały uzyskane w ramach prac badawczych wewnątrz Działu Badawczo – Rozwojowego firmy ABM Greiffenberger.

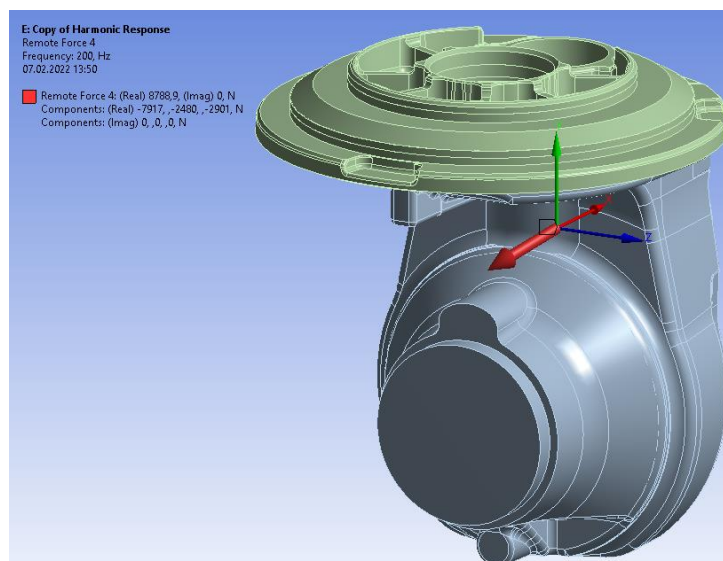
Tabela 4. Wartości sił wewnętrznych zdefiniowanych dla czterech węzłów łożyskowych obudowy przekładni TDB 230

Łożysko 1			Łożysko 2			Łożysko 3			Łożysko 4		
Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
15921	6958	9154	-7917	-2480	-2901	-15155	-6668	-16	-6240	6363	-16689

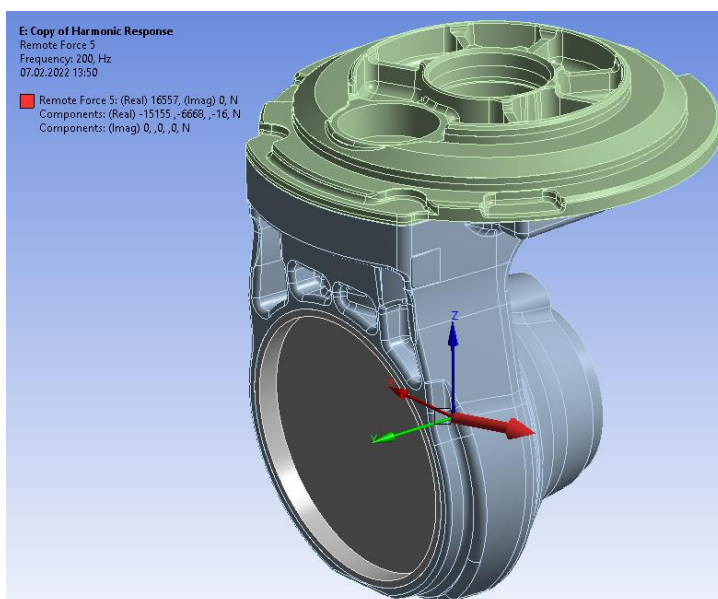
Miejsca przyłożenia poszczególnych sił w węzłach łożyskowych wraz ze zdefiniowanymi układami współrzędnych przedstawiono na rys. 66 – rys. 69.



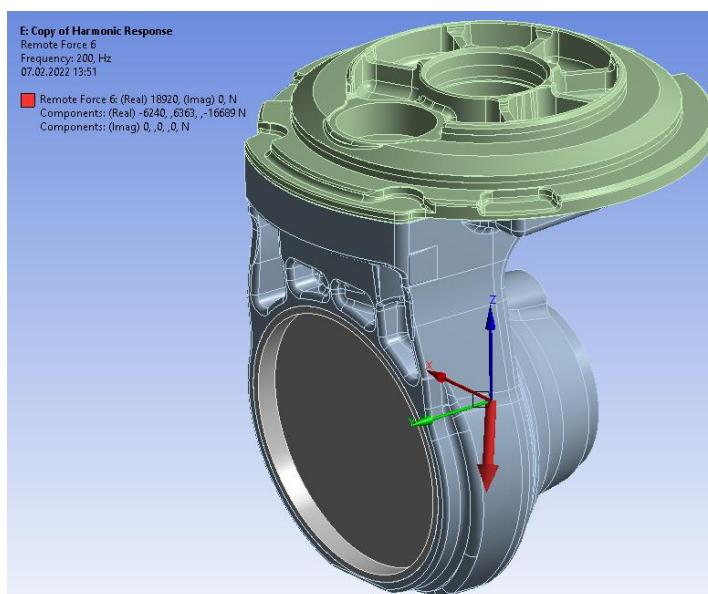
Rys. 66. Siły wewnętrzne zdefiniowane w pierwszym węźle łożyskowym



Rys. 67. Siły wewnętrzne zdefiniowane w drugim węźle łożyskowym



Rys. 68. Siły wewnętrzne zdefiniowane w trzecim węźle łożyskowym



Rys. 69. Siły wewnętrzne zdefiniowane w czwartym węźle łożyskowym

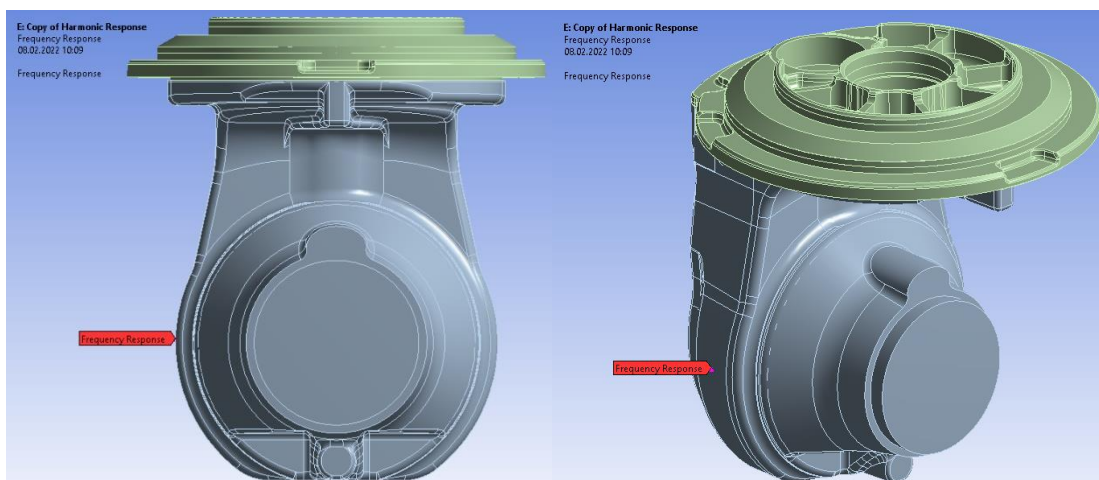
Po zdefiniowaniu warunków brzegowych (wykorzystane zostały te, które określone zostały dla analizy modalnej, która była przeprowadzana jako pierwsza) oraz warunków obciążeniowych, następnym krokiem jest ustawienie parametrów analizy harmoniczej. Określane jest to głównie poprzez zakres częstotliwości, w jakich przeprowadzana jest analiza. W przypadku analizy harmoniczej obudowy przekładni zębatej TDB 230 ustawienia parametrów analizy zostały przedstawione na rys. 70.

Details of "Analysis Settings"	
[-] Step Controls	
Multiple RPMs	No
[-] Options	
Frequency Spacing	Linear
<input type="checkbox"/> Range Minimum	200, Hz
<input type="checkbox"/> Range Maximum	2200, Hz
Cluster Number	5
User Defined Frequencies	Off
Solution Method	Mode Superposition
Include Residual Vector	No
Cluster Results	Yes
Skip Expansion	No
Store Results At All Frequencies	Yes
[+] Rotordynamics Controls	
[+] Output Controls	
[+] Damping Controls	
[+] Analysis Data Management	

Rys. 70. Ustawienia analizy harmonicznego obudowy przekładni TDB 230

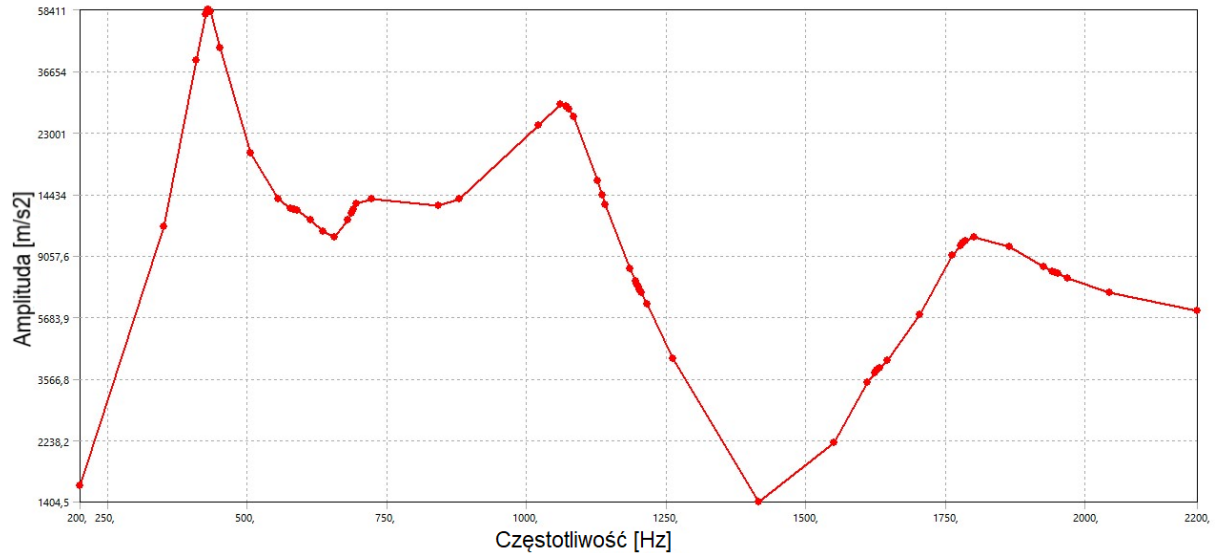
Analizowany zakres częstotliwości mieszczący się w zakresie 200 Hz – 2200 Hz zawiera w sobie wartości znalezionych częstotliwości drgań własnych obudowy. Zdefiniowany szerszy zakres pozwoli na swobodne uchwycenie potencjalnie niebezpiecznych częstotliwości rezonansowych, objawiający się charakterystycznymi „pikami” na przebiegach częstotliwościowych.

Na podstawie zdefiniowanych warunków brzegowych i obciążeniowych, jak również bazując na ustawieniach analizy harmonicznego uzyskano przebiegi częstotliwościowe maksymalnej wartości przyspieszenia mierzonego bezpośrednio na obudowie przekładni zębatej. Miejsce lokalizacji odczytywanej wartości przyspieszenia przedstawiono na rys. 71.

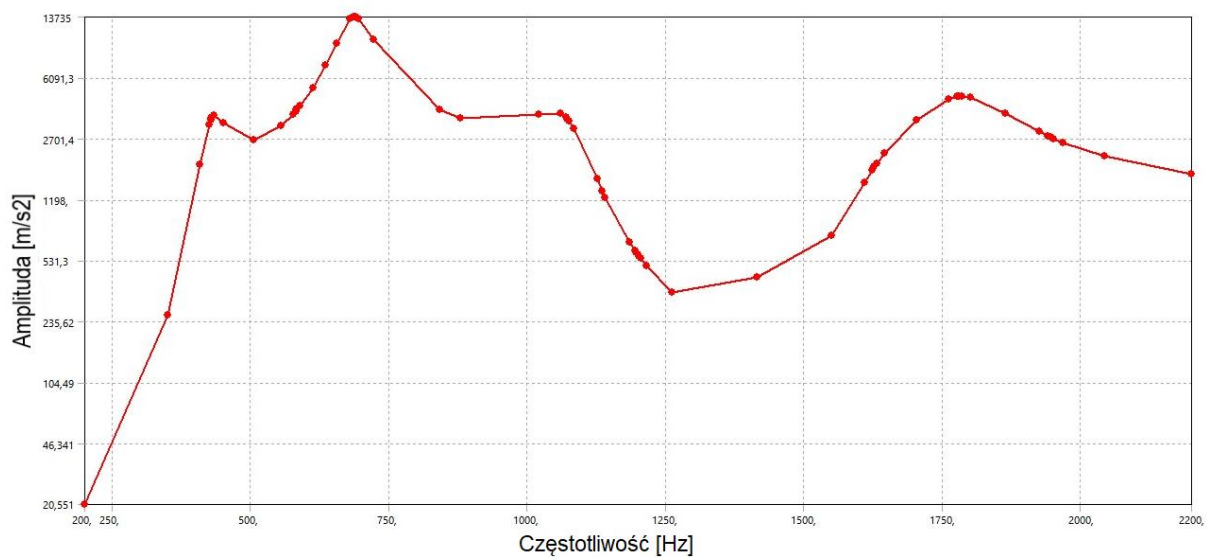


Rys. 71. Lokalizacja węzła odczytywanej wartości przyspieszenia na obudowie przekładni TDB 230

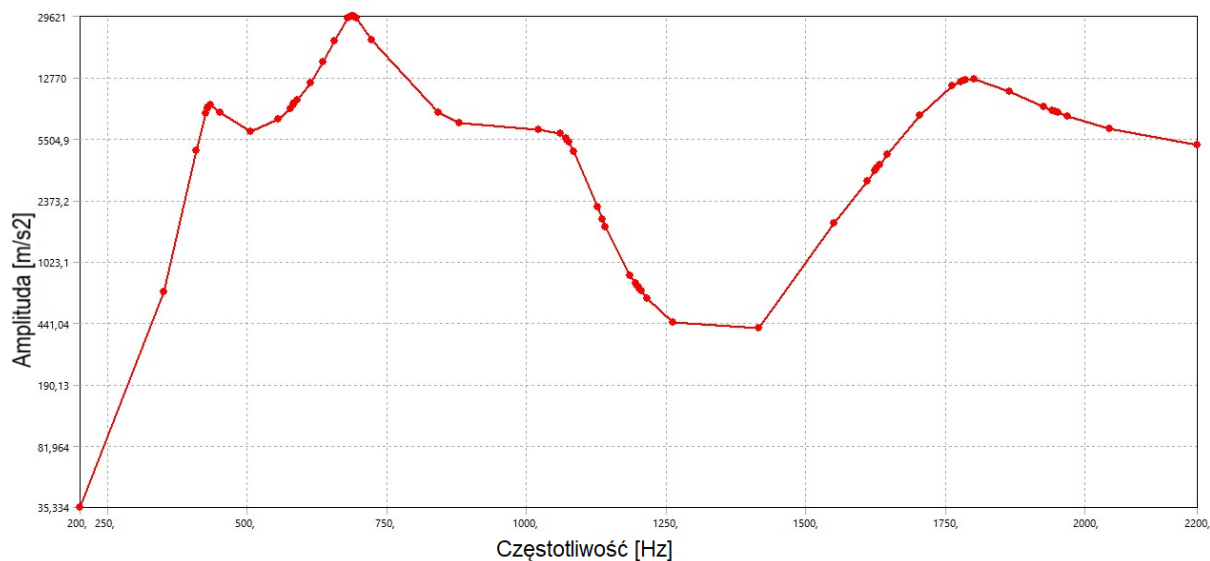
Na podstawie przeprowadzonej analizy harmonicznego uzyskano przebiegi częstotliwościowe maksymalnej wartości przyspieszenia mierzonego zgodnie z osiami głównymi układu współrzędnych – są to zatem wartości przyspieszenia a_x , a_y oraz a_z . Przebiegi te przedstawione są na rys. 72 – rys. 74.



Rys. 72. Przebieg częstotliwościowy przyspieszenia mierzonego w osi X zarejestrowany w węzle pomiarowym obudowy przekładni TDB 230



Rys. 73. Przebieg częstotliwościowy przyspieszenia mierzonego w osi Y zarejestrowany w węzle pomiarowym obudowy przekładni TDB 230



Rys. 74. Przebieg częstotliwościowy przyspieszenia mierzonego w osi Z zarejestrowany w węźle pomiarowym obudowy przekładni TDB 230

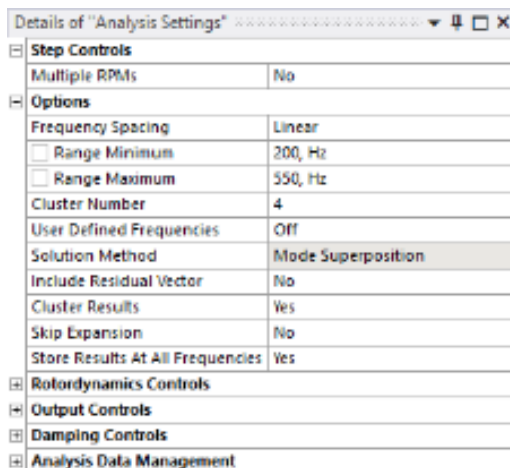
Tak uzyskane przebiegi częstotliwościowe pozwalają na określenie potencjalnie niebezpiecznych częstotliwości dla analizowanego układu. Widoczne są zbliżone charaktery przebiegów dla kierunków pomiarowych Y oraz Z (różnią się jednak wartościami amplitudy). Warto zaznaczyć, że zbliżone przebiegi związane są głównie z symetrią drgań pokrywy tylnej obudowy przekładni. Dla pewnych częstotliwości strzałka ugięcia definiowana przez postać drgań własnych jest identyczna pod względem charakteru (postać drgań), ale jednocześnie jest przesunięta w fazie (90^0), dając tym samym niemal identyczne wartości drgań dla tej samej części, ale odrębnie wyróżnione.

Odmierna sytuacja zachodzi dla rejestrowanych drgań w kierunku X – w tym przypadku pierwsza wartość szczytowa (będąca jednocześnie maksymalną) zachodzi dla niższej częstotliwości w porównaniu do kierunków Y oraz Z. Dodatkowo widoczne są wyraźnie 3 wartości szczytowe, wyraźnie dominujące pośród całego przebiegu częstotliwościowego. Warto również podkreślić, że właśnie w kierunku osi X układu współrzędnych mierzone są wartości przyspieszeń również na stanowisku badawczym – o tym będzie jednak traktował rozdział późniejszy niniejszej rozprawy.

Uznając jako najbardziej wymiarującą oraz podlegającą późniejszej walidacji wartość przyspieszeń wyznaczonych w kierunku osi X, dokonano dodatkowego uszczegółowienia analizy harmonicznego właśnie w tym kierunku.

W tym przypadku ograniczono zakres częstotliwościowy analizy harmonicznego do zakresu 200 Hz – 550 Hz. Ustawienia dla tej analizy zostały przedstawione na zdjęciu poniżej.

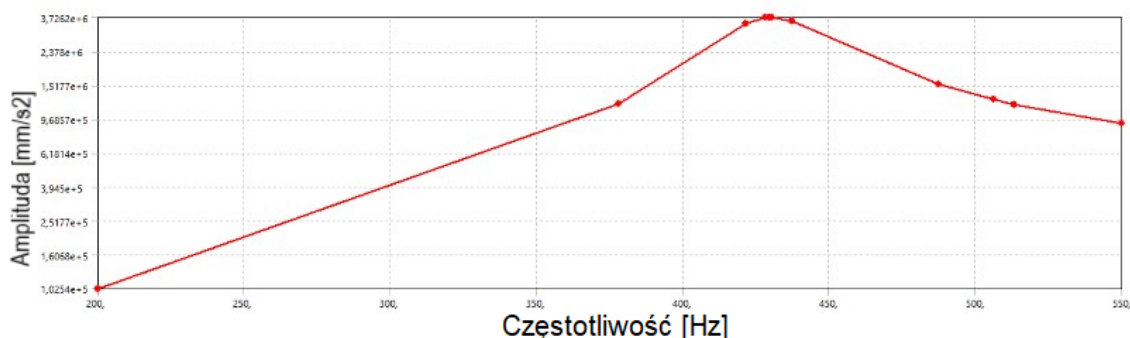
Jako główny parametr określono zakres częstotliwościowy – o tym wspomniano powyżej. Dodatkowo ustawiono parametr zwany „Cluster number” na poziomie 4 – odpowiada on za poziom wypłaszczenia krzywej częstotliwościowej – przeprowadzana analiza jest zatem dokładniejsza w zakresie wyznaczenia częstotliwości szczytowych i są one bliższe rzeczywistości aniżeli w przypadku ustawień automatycznych.



Rys. 75. Ustawienia dodatkowej analizy odpowiedzi częstotliwościowej – zakres analizowanych częstotliwości ograniczony do zakresu 200 Hz – 550 Hz

Pozostałe ustawienia analizy numerycznej są identyczne, jak w przypadku jej pierwszej iteracji – ustawienia dotyczące ustawienia i generacji siatki elementów skończonych, właściwości materiałowych oraz warunków brzegowych oraz obciążeniowych.

Na podstawie tak zdefiniowanej analizy otrzymano rezultaty w postaci przebiegów wartości przyspieszenia w kierunku osi X. Tak uzyskaną charakterystykę (przyspieszenie kierunkowe w funkcji częstotliwości) przedstawiono na rys. 76.



Rys. 76. Charakterystyka przyspieszenia kierunkowego (oś X) w funkcji częstotliwości (w zakresie 200 Hz – 550 Hz)

Na podstawie tak przeprowadzonej analizy została wyznaczona wartość szczytowa przyspieszenia kierunkowego – X oraz przypadającej dla niej wartości częstotliwości. Maksymalna wartość częstotliwości wynosi 421.5 Hz. Pozostałe wyznaczone częstotliwości wynoszą odpowiednio: 200 Hz, 377.97 Hz, 428.2 Hz, 429.3 Hz. Warto podkreślić, że są to wartości najłatwiejsze do uchwycenia, aczkolwiek nie jedyne wyznaczone. Pozostałe wartości częstotliwości - w okolicach 500 Hz – mają charakter słabszy energetycznie, zatem nie będą miały znaczenia dla przeprowadzenia analizy wibroakustycznej.

6.4 Budowa numerycznego modelu akustycznego przekładni TDB 230 z wykorzystaniem programu MSC Actran – Metoda Elementów Skończonych

Ostatnim etapem modelowania numerycznego badanej przekładni TDB 230 jest budowa jej modelu numerycznego określającego charakterystyki wibro-akustyczne z wykorzystaniem specjalistycznego programu MSC Actran. Program MSC Actran wykorzystywany jest powszechnie m.in. w takich branżach jak przemysł samochodowy, lotniczy, energetyki wiatrowej, maszynowy oraz kolejowy. Stanowi ponadto podstawowe narzędzie umożliwiające określenie właściwości emisji akustycznej, właściwości wibro-akustyczne oraz właściwości aero-akustyczne dla analizowanych maszyn czy urządzeń.

Model wibroakustyczny analizowanej przekładni budowany jest na samym końcu procesu symulacyjnego ponieważ wymaga w swoim zakresie użycia danych wejściowych z poprzednio przeprowadzonych analiz – a mianowicie z analizy harmonicznej. W tym przypadku, jako dane wejściowe, zostały wykorzystane wartości przemieszczeń obudowy analizowanej przekładni w każdej z wyznaczonych częstotliwości harmonicznych. Odczytane bezpośrednio przez program MSC Actran z pliku wejściowego wartości częstotliwości zostaną wykorzystane podczas procesu obliczeniowego. W zakresie użytkownika programu pozostanie zdefiniowanie właściwości materiałowych, warunków brzegowych, budowa odpowiedniej siatki elementów skończonych, ustawienie procesu obliczeniowego oraz postprocessing uzyskanych wyników.

Jak wspomniano już wcześniej, za podstawę analizy wibroakustycznej obrano wcześniej opisywaną analizę harmoniczną – odpowiedzi częstotliwościowej obudowy przekładni zębatej TDB 230 na wymuszenie w postaci sił – zarówno wewnętrznych oraz zewnętrznych. Pozwoliło to bowiem na kompleksowe podejście do analizowanego wymuszenia – wzięto pod uwagę zarówno wymuszenia pochodzące od elementów układu napędowego (koła zębate, wymuszenia od zazębienia – siły wewnętrzne układu), jak i wymuszenia pochodzące od źródeł zewnętrznych – w tym przypadku siły reakcyjne podłoża.

Na podstawie tak zdefiniowanej i przeprowadzonej analizy odpowiedzi częstotliwościowej wyznaczono wartości przemieszczeń (MSC Actran dopuszcza również – oprócz przemieszczeń – wartości prędkości oraz przyspieszeń), które w następnym kroku zaimplementowano bezpośrednio w modelu wibroakustycznym jako specjalny warunek brzegowy – BC Mesh. Określono również, że wcześniej wyznaczone wartości częstotliwości zostaną bezpośrednio odczytane z pliku źródłowego (baza danych Ansys, plik o rozszerzeniu *.rst). Zatem właściwości wibroakustyczne zostaną określone dla następujących wartości częstotliwości: 200 Hz, 377.97 Hz, 421.5 Hz, 428.2 Hz oraz 429.3 Hz.

Jako dodatkowe kryterium przyjęto charakter pracy oraz zamocowania przekładni. Ujęto dwa przypadki – przekładnia „swobodnie” zamocowana – jak na stanowisku badawczym, oraz przekładnia pracująca na podłodze – czyli symulująca zabudowanie przekładni na wózku widłowym. Dla obu przypadków umiejscowienia przekładni wyznaczono pełnię charakterystyki dla podanych wartości częstotliwości drgań.

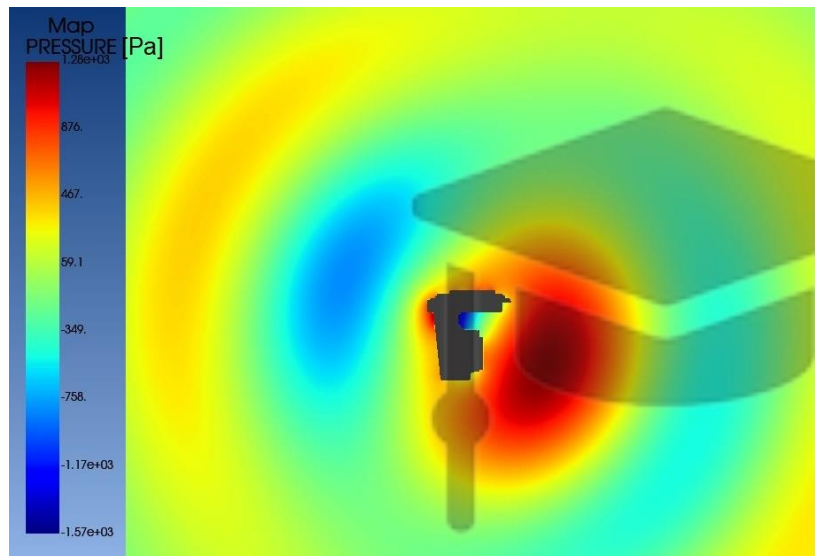
Rezultatem przeprowadzonej analizy wibroakustycznej są warstwy konturowe z naniesionymi mapami rozkładu ciśnienia akustycznego dookoła analizowanej obudowy przekładni TDB 230 dla obydwu przypadków jej zamocowania. Kontury ciśnienia akustycznego przedstawione są na rys. 77 – rys. 86.



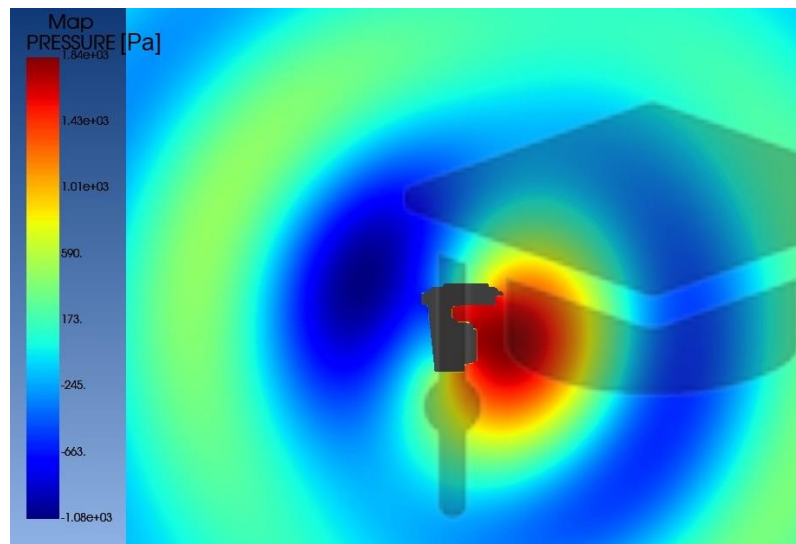
Rys. 77. Rozkład ciśnienia akustycznego [Pa] w przypadku „luźno” zamocowanej przekładni – częstotliwość 200 Hz



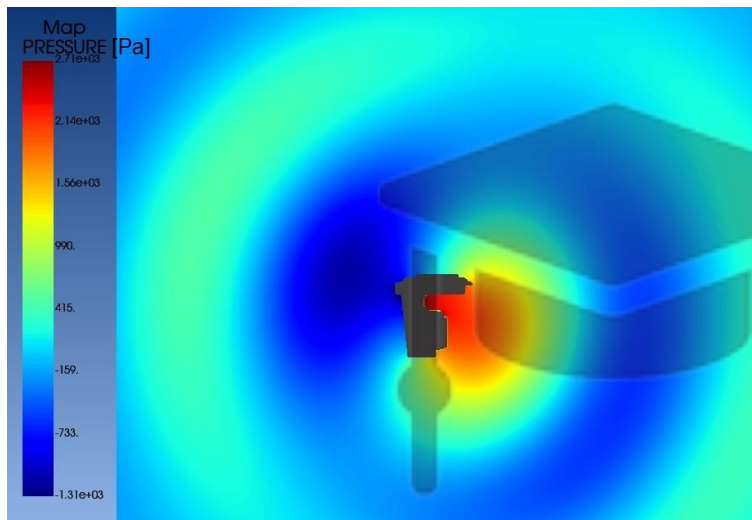
Rys. 78. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku „luźno” zamocowanej przekładni – częstotliwość 377,97 Hz



Rys. 79. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku „luźno” zamocowanej przekładni –
 częstotliwość 421,5 Hz



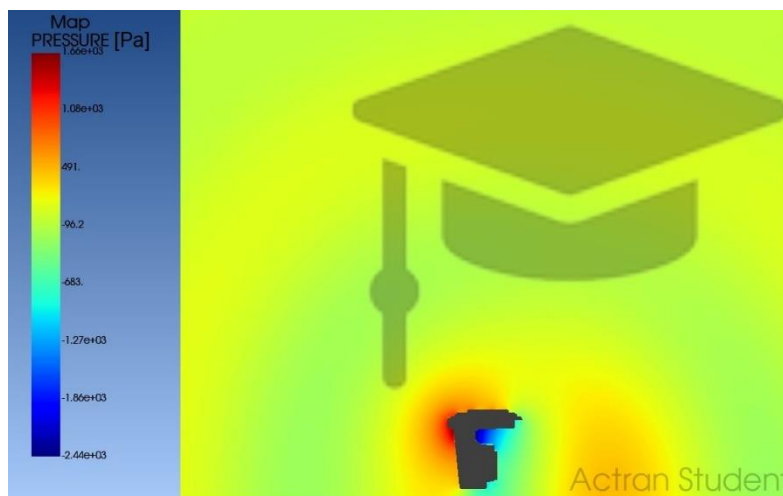
Rys. 80. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku „luźno” zamocowanej przekładni –
 częstotliwość 428,2 Hz



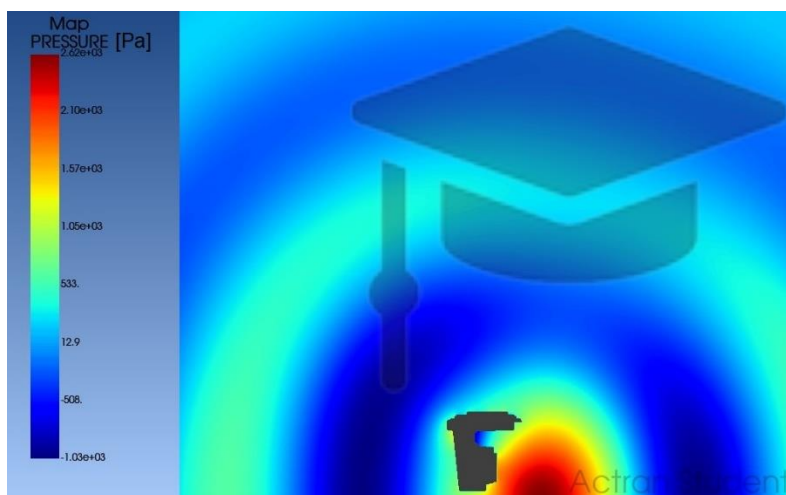
Rys. 81. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku „luźno” zamocowanej przekładni –
 częstotliwość 429,3Hz



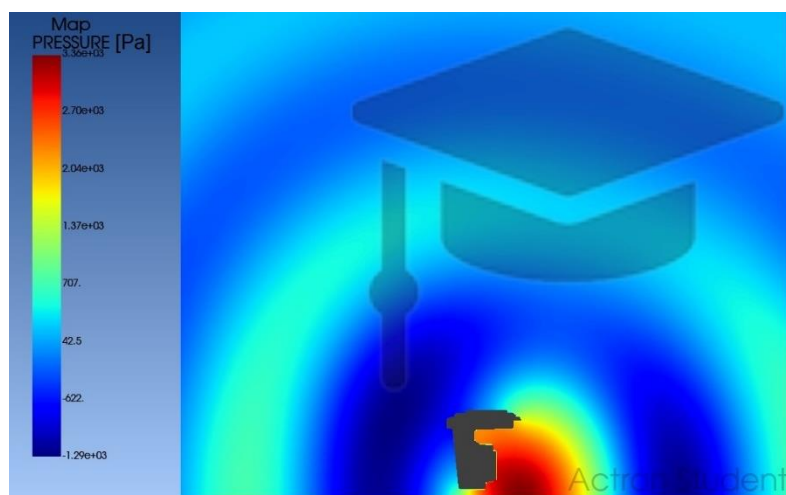
Rys. 82. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku przekładni pracującej przy podłodze –
 częstotliwość 200 Hz



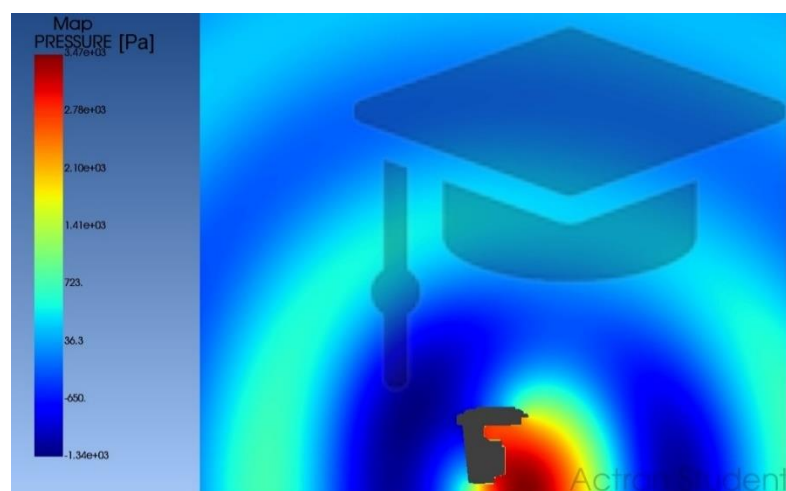
Rys. 83. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku przekładni pracującej przy podłodze –
 częstotliwość 377,97 Hz



Rys. 84. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku przekładni pracującej przy podłodze –
częstotliwość 421,5 Hz



Rys. 85. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku przekładni pracującej przy podłodze –
częstotliwość 428,2 Hz



Rys. 86. Rozkład ciśnienia akustycznego w przypadku przekładni pracującej przy podłodze –
częstotliwość 429.3 Hz

Na podstawie przeprowadzonych analiz wibroakustycznych można jednoznacznie stwierdzić ewidentny wpływ warunku odbiciowego – w tym przypadku podłoga – na charakter rozchodzenia się fal ciśnienia akustycznego. Geometria całej przekładni wymusza oczywiście jest bardzo niskie położenie względem podłoża (średnica zamontowanego koła wózka widłowego), jednakże nie ma możliwości propagacji fal poniżej poziomu przekładni.

Dodatkowo dla obu przypadków obliczeniowych – przekładnia luźno zamocowana oraz przekładnia pracująca tuż nad podłogą – można zaobserwować różnice maksymalnego występującego ciśnienia akustycznego dla ściśle określonej wartości częstotliwości. Wartości te są przedstawione w tabeli poniżej:

Tabela 5. Wartości maksymalnego obliczonego ciśnienia akustycznego – w przypadku przekładni luźnej oraz zamocowanej nad podłogą

Częstotliwość [Hz]	Maksymalne ciśnienie akustyczne [Pa] – przekładnia luźna	Maksymalne ciśnienie akustyczne [Pa] – przekładnia nad podłogą
200	107	108
377.97	1580	1660
421.5	1280	2620
428.2	1840	3360
429.3	2710	3470

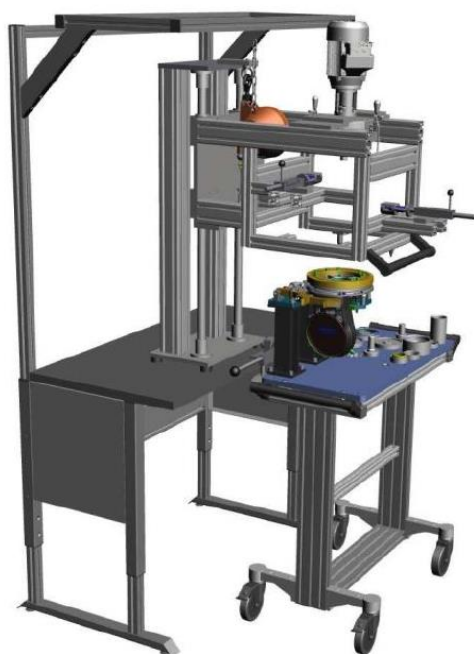
Analizując powyższe wartości można zaobserwować wyższe wartości ciśnienia akustycznego dla każdej z wyznaczonych częstotliwości w przypadku przekładni zamontowanej nad podłogą. Wynika to przede wszystkim z faktu spiętrzenia się fal ciśnienia akustycznego odbitych od podłogi – część wygenerowanych fal akustycznych nie ma bowiem możliwości „swobodnej” ucieczki w przestrzeń (jak w przypadku modelu „luźno” zawieszzonego). Tym sposobem można również sformułować wniosek, że przekładnia (sama w sobie – bez interakcji z wózkiem widłowym bądź elementami jego wyposażenia) będzie głośniejsza i bardziej słyszalna w przypadku jej zamocowania na wózku widłowym oraz jej posadowieniu tuż na podłogą aniżeli w przypadku jej „luźnego” zamocowania w przestrzeni (np. na stanowisku badawczym).

7. BADANIA ZASADNICZE – TESTY STANOWISKOWE PRZEMYSŁOWEJ PRZEKŁADNI TDB 230

7.1. Charakterystyka stanowiska badawczego

Przemysłowa przekładnia mechaniczna TDB 230 jest w całości montowana w lubelskim oddziale firmy ABM Greiffenberger. Specyfika procesu montażowego w zakładzie jest ustanowiona w ten sposób, że do każdego oferowanego produktu bądź zespołu produktów dedykowana jest ściśle określona linia montażowa. Dla rodziny przekładni TDB – w tym przypadku TDB 230 oraz TDB 254, dedykowana jest linia montażowa oznaczona numerem 18. Jest to linia o tyle odmienna od pozostałych, że oprócz „normalnych”, typowych stanowisk montażowych, posiada również w swoim ciągu technologicznym stanowisko testowe – unikalne w skali lubelskiego zakładu.

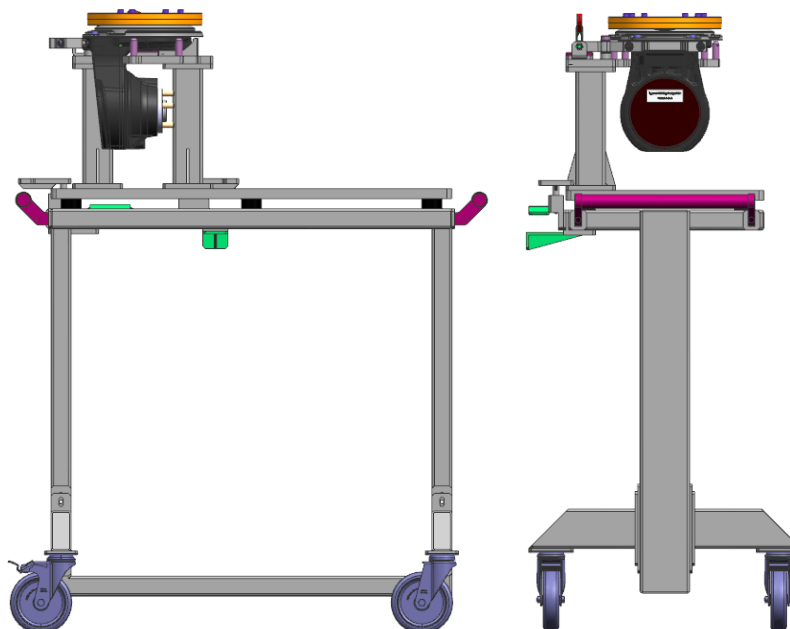
Stanowisko testowe usytuowane na linii 18 jest stanowiskiem półautomatycznym – działa niejako samodzielnie, badając, mierząc oraz rejestrując określone właściwości przekładni w ciągu pomiarowym. Wymaga jednak ingerencji operatora polegającej na odpowiednim zamocowaniu przekładni na dedykowanym dla niej wózku, zamknięciu komory (osłony) oraz ręcznym uruchomieniu testu. Kompletnie stanowisko testowe przedstawione jest na rys. 87.



Rys. 87. Konstrukcja stanowiska badawczego usytuowanego na linii 18

Jak wspomniano wyżej – napęd do uruchomienia testu zostaje umieszczony na specjanie

do tego przygotowanym wózku. Wózek ten jest również przedstawiony na powyższym zdjęciu w ujęciu całościowym, jak również na rys. 88, gdzie pokazano szczegóły konstrukcyjne zamocowania badanej przekładni na tymże wózku.



Rys. 88. Napęd TDB 230 umiejscowiony na wózku testowym na linii montażowej (widok z boku oraz z przodu wózka)

Tak przygotowany wózek jest następnie umiejscowiony bezpośrednio w ciągu montażowym na linii 18.

Kluczowym elementem całej linii montażowej numer 18 jest stanowisko badawcze. Składa się ono z komory testowej oraz kompletnego systemu kontrolno – pomiarowego. Przygotowane stanowisko testowe wykorzystywane jest do pomiarów zarówno modelu małego przekładni z rodziny TDB (TDB 230), jak i modelu dużego – TDB 254.

Komora testowa stanowi mechaniczny układ zamykający, który pełni w zasadzie dwie role – stanowi posadowienie dla wykorzystywanego czujnika pomiarowego, jak również pełni funkcje zabezpieczające – podczas testu bowiem w ruchu pozostają ruchome, wirujące elementy wyposażenia przekładni. Widok komory testowej (wraz z testowanym napędem) został pokazany na rys. 89.



Rys. 89. Komora testowa wraz z testowanym napędem stanowiąca wyposażenie linii 18

Podczas przeprowadzania testu komora testowa jest każdorazowo opuszczana (zamknięcie – przed rozpoczęciem testu) oraz podnoszona (otwarcie – koniec testu) przez danego operatora. Proces zamknięcia oraz otwarcia komory jest automatycznie nadzorowany przez system pomiarowy, o czym dodatkowo operator jest informowany odpowiednim komunikatem wyświetlanym na ekranie monitora komputerowego.

W skład komory testowej wchodzi również czujnik pomiarowy – jest on na komorze testowej zainstalowany i na niej również uruchamiany – tzn. umieszczony w odpowiedniej pozycji podczas uruchomienia testu. Czujnik ten jest jednoosiowym przyspieszeniemierzem typu JM 352C68 firmy PCB. Wbudowany jest on w tuleję czujnika i umieszczony w specyficznej pozycji komory kontrolnej. Czujnik ten został przedstawiony na rys. 90.



Rys. 90. Tuleja czujnika z wbudowanym przyspieszeniemierzem JM 352C68

Jak już wspomniano wcześniej, wykorzystywany czujnik jest akcelerometrem JM 352C68. Jego podstawowe dane techniczne znajdują się na rys. 91.

Model Number	ICP® ACCELEROMETER		Revision: N		
352C68			ECN # 31827		
Performance	ENGLISH	SI	OPTIONAL VERSIONS		
Sensitivity(± 10 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)	Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used:		
Measurement Range	± 50 g pk	± 491 m/s ² pk	A - Adhesive Mount		
Frequency Range(± 5 %)	0.5 to 10,000 Hz	0.5 to 10,000 Hz	Supplied Accessory: Model 08A0G Quick Bonding Gel (1) replaces Model 08A15		
Frequency Range(± 5 %)	0.1 to 10,000 Hz	0.1 to 10,000 Hz	HT - High temperature, extends normal operation temperatures		
Frequency Range(± 5 dB)	0.2 to 20,000 Hz	0.2 to 20,000 Hz	Frequency Range(± %)	± 10,000 Hz	5 to 10,000
Resonant Frequency	≥ 20 kHz	≥ 20 kHz	Frequency Range(± 10 %)	3 to 12,000 Hz	3 to 12,000
Phase Response(± 5° @ 100 Hz) (21°C)	± 0.000 Hz	± 0.000 Hz	Frequency Range(± 40 dB)	2 to 20,000 Hz	2 to 20,000
Shockband Resonance(1 to 10,000 Hz)	0.000% g rms	0.000% m/s ² rms	Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.0002 g rms	0.002 m/s ² rms
Non-Linearity	± 1 %	± 1 %	Temperature Range(Operating)	-55 to +150 °F	-55 to +151 °C
Transverse Sensitivity	± 5 %	± 5 %	Discharge Time Constant	0.08 to 0.24 sec	0.08 to 0.24 sec
Environmental			Special Mount(10 Hz)	15 µg/Hz	128 (µm/s ²)/Hz
Overload Resilience(1 to 10,000 Hz)	± 0.001 g pk	± 0.000 m/s ² pk		25 µg/Hz	248 (µm/s ²)/Hz
Temperature Sensitivity	± 1 %	± 1 %	J - Ground Isolated		
Overload Resilience(1 to 10,000 Hz)	± 0.001 g pk	± 0.000 m/s ² pk	Frequency Range(± %)	0.5 to 8000 Hz	0.5 to 8000 Hz
Temperature Range(Operating)	-55 to +150 °F	-53 to +151 °C	Frequency Range(± 10 %)	0.2 to 10,000 Hz	0.2 to 10,000 Hz
Temperature Hysteresis	See Graph	See Graph	Resonant Frequency	≥ 20 kHz	≥ 20 kHz
Mass Strain Sensitivity	± 0.005 µg/g	± 0.05 (m/s ²)/g	Electrical Isolation(Resistance)	≥ 10 ⁹ ohms	≥ 10 ⁹ ohms
Electrical			Size - Hex x Height	38.0 x 18.0 mm	38.0 x 18.0 mm
Excitation Voltage	18 to 30 VDC	18 to 30 VDC	Weight	0.1 cc	3.8 gm
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA	M - Metric Mount		
Output Impedance	≥ 200 ohms	≥ 200 ohms	Mounting Thread	M3 x 0.50 Male	M3 x 0.50 Male
Output Bias Voltage	0 to 12 VDC	0 to 12 VDC	Supplied Accessory: Model M08A15 Adhesive Mounting Base (1) replaces Model 08A15		
Discharge Time Constant	0.8 to 2.4 sec	0.8 to 2.4 sec	W - Water Resistant Cable		
Settling Time(Within 10% of bias)	<10 sec	<10 sec	Electrical Connector	Shielded Integral Cable	Shielded Integral Cable
Shock Noise(10 Hz)	80 µg/Hz	588 (µm/s ²)/Hz	Electrical Connection Position	Side	Side
Spectral Noise(10 Hz)	16 µg/Hz	157 (µm/s ²)/Hz			
Spectral Noise(100 Hz)	5 µg/Hz	49 (µm/s ²)/Hz			
Spectral Noise(1 kHz)	1.5 µg/Hz	14.7 (µm/s ²)/Hz			
Physical					
Sensing Element	Ceramic	Ceramic			
Sensing Element	Shear	Shear			
Mounting Material	Titanium	Titanium			
Sealing	Welded Hermetic	Welded Hermetic			
Size (Hex x Height)	9/32 x 0.73 in	9/32 in x 18.5 mm			
Height	0.020 in	2.5 µm			
Electrical Connector	10-32 Coaxial Jack	10-32 Coaxial Jack			
Electrical Connection Position	Top	Top			
Mounting Thread	8-40 Male	8-40 Male			
Mounting Torque	8 to 12 in-lb	90 to 135 N-cm			

NOTES:
 (1) Typical
 (2) 200 Hz, 250V F data valid with HT option only.
 (3) Zero-biased, least-squares, straight line method.
 (4) Transverse sensitivity is typically ± 5%.
 (5) See PCB Declaration of Conformance P9223 for details.

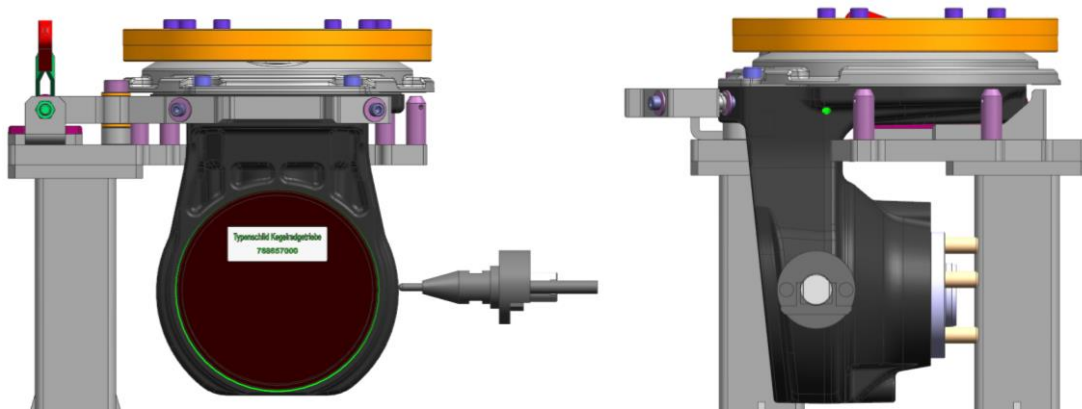
SUPPLIED ACCESSORIES:
 Model 08A15 Fakra Hex (1)
 Model 08A15 Adhesive Mounting Base (1)
 Model ACB-1 NIST traceable frequency response (10 Hz to upper 5% point)

Entered:	Engineer:	Checked:	Approved:	Spec. Number:
Date:	Date:	Date:	Date:	8337

PCB PIEZOTRONICS™ Phone: 716-664-0001
 VIBRATION DIVISION Fax: 716-663-3886
 3425 Walden Avenue, Depew, NY 14224 E-Mail: vibration@pcb.com

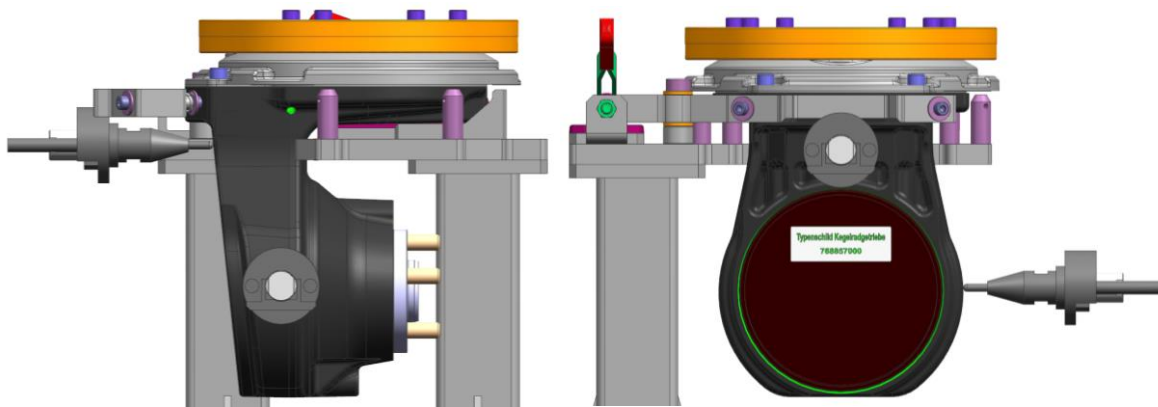
Rys. 91. Dane techniczne przyspieszeniomierza JM 352C68

Czujnik podczas testu zajmuje ściśle określoną pozycję na obudowie badanej przekładni, a dokładniej rzecz biorąc – na jej cylindrycznej części w okolicy drugiego stopnia przekładni. Pozycja czujnika przedstawiona jest na zdjęciach poniżej (rys. 92):



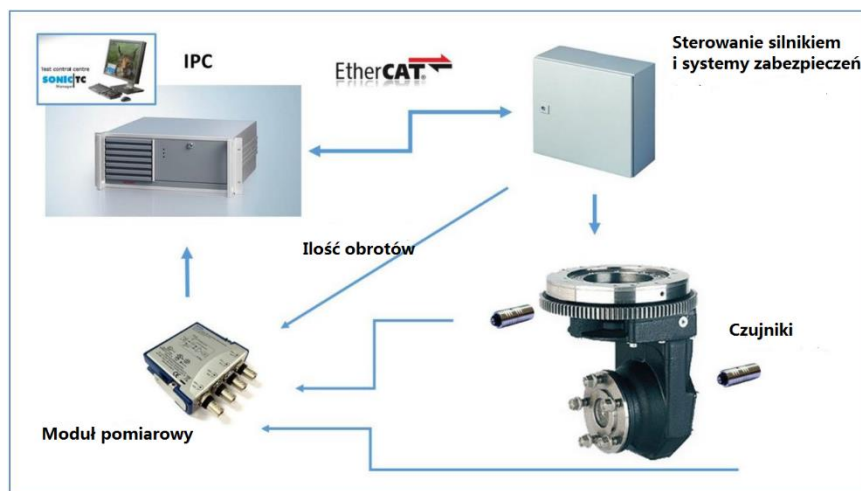
Rys. 92. Pozycja czujnika JM 352C68 podczas przeprowadzania testu

Warto w tym miejscu wspomnieć, że w planach firmy jest również wprowadzenie do toru pomiarowego drugiego czujnika tej samej klasy. W tym momencie przygotowywane są założenia koncepcyjne, natomiast wstępna wizualizacja przedstawiona jest poniżej (dla wykorzystania dwóch czujników – rys. 93):



Rys. 93. Koncepcja wykorzystania dwóch czujników JM 352C68

Jak już wspomniano wcześniej, oprócz komory testowej, drugim najważniejszym układem stanowiska testowego jest system kontrolno pomiarowy. Stanowi go system SonicTC autorstwa niemieckiej firmy RTE. Jest to układ dedykowany typowo dla klienta, jakim jest firma ABM Greiffenberger. Układ ten sprawuje pełną kontrolę nad procesem pomiaru, rejestracji danych oraz przetwarzania danych pomiarowych. Budowę układu pomiarowego można przedstawić graficznie w postaci layoutu, który został przedstawiony na schemacie (rys. 94).



Rys. 94. Layout układu kontrolno-pomiarowego SonicTC firmy RTE

W celu przetwarzania danych pomiarowych wbudowany został moduł pomiarowy typu 9234 firmy National Instruments. Moduł pomiarowy posiada 4 kanały. Tym samym można za pomocą istniejącego systemu dokonywać pomiaru nawet 4 czujników. Rys. 95 przedstawia dane techniczne modułu pomiarowego 9234.

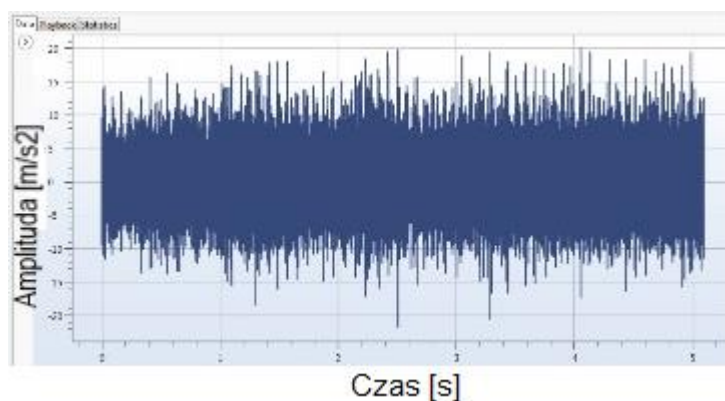
Kanały różnicowe	4
Rozdzielczość na wejściu analogowym	24 bit
Maks. zakres napięcia	-5 V - 5 V
Symultaniczny odczyt	Yes
Prąd wzbudzenia	2 mA
Zakres dynamiki	102 dB
Maks. przepustowość	23.04 kHz
Impedancja wejściowa	305 kOhm
Kondycjonowanie sygnału	Filtr wygładzania krzywych Wzbudzenie prądu
Maks. częstotliwość próbkowania na kanał	51,2 kS/s

Rys. 95. Specyfikacja techniczna modułu pomiarowego 9234

System pomiarowy wykorzystywany na linii 18, wykorzystując zainstalowane oprogramowanie, pozwala również na wizualizację mierzonych oraz zapisanych w dowolnym momencie danych. Ta możliwość działa niezależnie od panelu wyświetlania dla operatora stanowiska. W tym przypadku panel obsługi dla operatora jest systemem niezależnym, wykorzystywanym dla bieżącej obsługi linii montażowej, natomiast komputer z dostępem do danych pomiarowych zarezerwowany jest raczej dla obsługi technicznej i inżynierskiej stanowiska. W dowolnym momencie pomiaru (w jego czasie rzeczywistym), jak również dla historycznych (archiwizowanych) danych pomiarowych użytkownik ma możliwość wglądu w dowolne pomiary, w ich wartości itd. Sekwencja testu jest zawsze kończona w dwojaki sposób – system dostarcza operatorowi informację na temat wyniku przeprowadzonego testu sygnalizując wynik pomiaru jako „OK” (na zielono) bądź „NOK” (na czerwono).

Dla użytkowników mających bezpośredni wpływ na oprogramowanie pomiarowe (ABM Greiffenberger, obsługa inżynierska) twórca i dostawca oprogramowania – firma RTE, przygotowała kontrole dostępowe. Pełen dostęp do takiej obsługi mają konta z możliwościami nadanymi jako *Administrator*, mając w ten sposób nawet możliwość modyfikowania sekwencji programu bądź zmiany ustawionych wcześniej marginesów pomiarowych.

Wgląd w poszczególne dane pomiarowe odbywać się może zarówno poprzez wgląd w wielkość mierzonych paramaterów, jak również ich przebieg czasowy – przebieg w dziedzinie czasu jest bowiem podstawowym źródłem danych do dalszej obróbki mierzonych sygnałów. Wizualizacja mierzonych wartości przedstawiona jest na rys. 96.



Rys. 96. Przebiegi czasowe mierzonych danych podczas testu

7.2. Wyniki pomiarów stanowiskowych

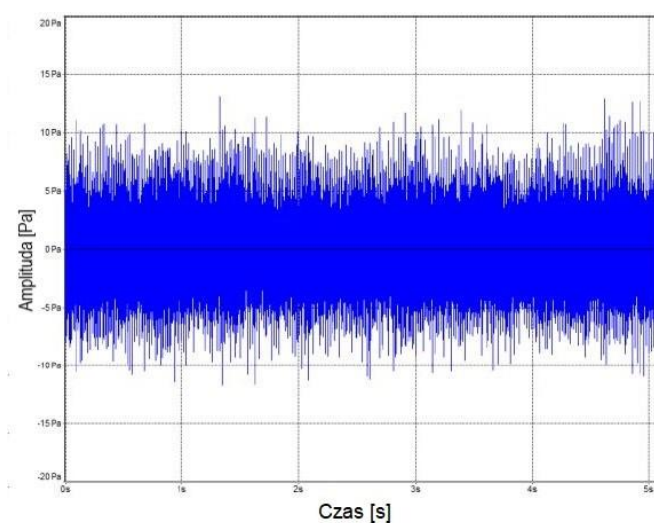
Dostęp do danych pomiarowych zarejestrowanych podczas przeprowadzonego testu umożliwia użytkownikom dogłębną analizę danych. Kluczową kwestią w tym przypadku pozostaje nie wyniku testu wyświetlany na panelu operatorskim w postaci dwóch opcji – „OK” lub „NOK”, ale niejako praca poza systemem – zewnętrzna ingerencja w zarejestrowane dane pomiarowe.

Rejestrowane dane pomiarowe są przez system zapisywane w postaci pliku dźwiękowego o rozszerzeniu *WAV* – jest to bowiem szeroko wykorzystywany format plików dźwiękowych. Pliki typu *wave* mogą być dowolnie odczytywane, nawet przez podstawowe odtwarzacze plików dźwiękowych. Zatem podstawowa możliwość odczytu danych pomiarowych to ich odsłuchanie. Odtworzyć można bowiem zarejestrowaną pracę przekładni podczas przeprowadzanego testu – pracę przekładni zarówno podczas obrotu kół zębatych w kierunku zgodnym oraz przeciwnym do kierunku ruchu wskazówek zegara.

Posiadając do dyspozycji specjalizowane oprogramowanie służące do odczytu oraz analizy rejestrowanych danych pomiarowych istnieje możliwość znacznie dokładniejszej analizy plików pomiarowych. W tym miejscu, do analizy danych pomiarowych, wykorzystano oprogramowanie firmy Ansys – *VRXperience*, a dokładniej jeden z jego modułu, czyli *Sound – Analysis and Specification*. Warto w tym miejscu wspomnieć, że to oprogramowanie nie jest standardowym wyposażeniem firmy ABM Greiffenberger Polska, lecz zostało użyte jako wersja testowa celem dogłębnej analizy możliwości oprogramowania. Program Ansys *VRXperience* jest szerokowyzyskiwanym na rynku narzędziem do analizy sygnałów pomiarowych. W szeregu swoich możliwości pozwala również na walidację modeli numerycznych w oparciu o ich porównanie z danymi testowymi analizowanych maszyn i urządzeń. Pozwala na odtworzenie zarejestrowanego podczas testu pliku dźwiękowego, ale

również na wygenerowanie pliku dźwiękowego na podstawie przeprowadzonej analizy numerycznej, co jeszcze bardziej pozwala na przybliżenie modelu numerycznego oraz pomiarowego. Program Ansys VRXperience znajduje swoich odbiorców przede wszystkim w przemyśle samochodowym, lotniczym, kolejowym oraz maszynowym. Jest „mile widziany” podczas analizy sygnałów pomiarowych z przeprowadzanych analiz wibracyjnych bądź też kompletnych analiz typu NVH (Noise, Vibration and Harshness).

Po bezpośrednim wczytaniu pliku dźwiękowego dostępny jest przebieg czasowy analizowanego sygnału, co zostało przedstawione na zdjęciu poniżej (rys. 97):



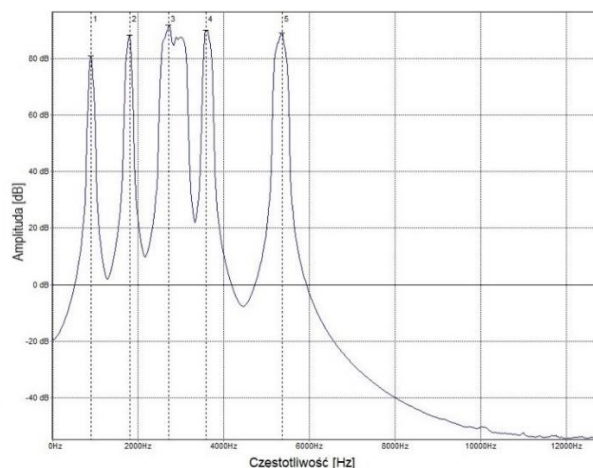
Rys. 97. Przebiegi czasowe zarejestrowanego sygnału odczytany w programie VRXperience

Na podstawie wczytanego sygnału czasowego użytkownik ma możliwość wygenerowania dwóch podstawowych charakterystyk, a mianowicie przebiegu tego samego sygnału w dziedzinie częstotliwości (poprzez szybką transformatę Fouriera – FFT) oraz tzw. spektrogramu, czyli kolorowej mapy w dwóch dziedzinach jednocześnie – czasu oraz częstotliwości. Oprócz tego program ma możliwość wygenerowania charakterystyk Campbella, jednak w przypadku analizowania badanej przekładni TDB 230 te charakterystyki nie były generowane.

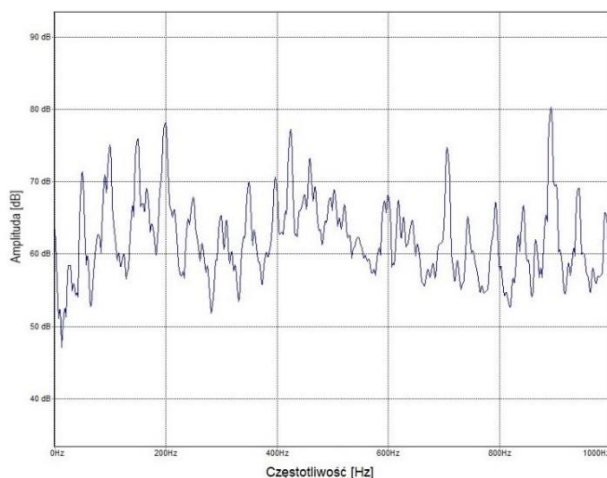
Dodatkowo, co zostało sprawdzone w toku badania analizowanej przekładni mechanicznej, to możliwości programu na wykrywanie różnorodnych uszkodzeń i defektów przekładni. W takim przypadku testowane oprogramowanie może również służyć jako kontrola jakościowa zarówno otrzymanych plików testowych, jak i całego produktu testowego. W zakresie tematycznym poniższego rozdziału zostaną przedstawione zatem wyniki przeprowadzonych testów zarówno dla przekładni całkowicie sprawnej, jak i takiej, która

w toku sekwencji przeprowadzanego testu pomiarowego otrzymała oznaczenie jako „NOK”.

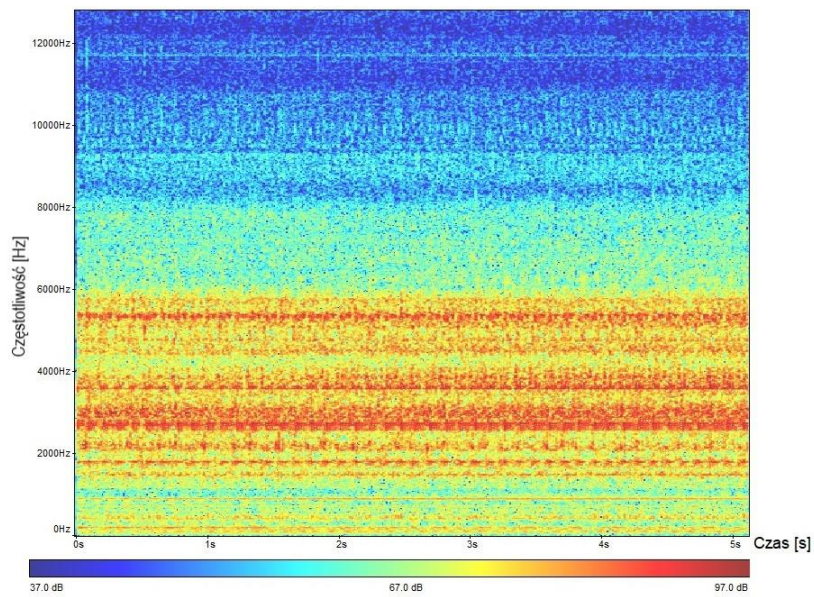
Jak wspomniano już wcześniej w toku pracy z programem w pierwszej kolejności wczytywane są pliki dźwiękowe WAV. W następnym kroku generowane są dwie charakterystyki, o których wspomniano wcześniej. Są to przebiegi częstotliwościowe (*FFT*) oraz spektrogramy. Przebiegi częstotliwościowe zostały przedstawione w pełnym zakresie częstotliwości (0 – 12000 Hz) oraz w ograniczonym zakresie (0 – 1000 Hz), dodatkowo z rozgraniczeniem dla przekładni sprawnej oraz uszkodzonej (z uszkodzeniem występującym na pierwszym stopniu przekładni – uszkodzone zęby kół zębatach). W podobny sposób zostały wygenerowane spektrogramy – zarówno z rozgraniczeniem pełnego zakresu częstotliwości (do 12000 Hz) jak i dla zakresu ograniczonego gornym limitem 1000 Hz – dodatkowo z rozróżnieniem przekładni sprawnej oraz uszkodzonej. Rys. 98 – rys. 105 przedstawiają wygenerowane charakterystyki na podstawie zarejestrowanych przebiegów czasowych:



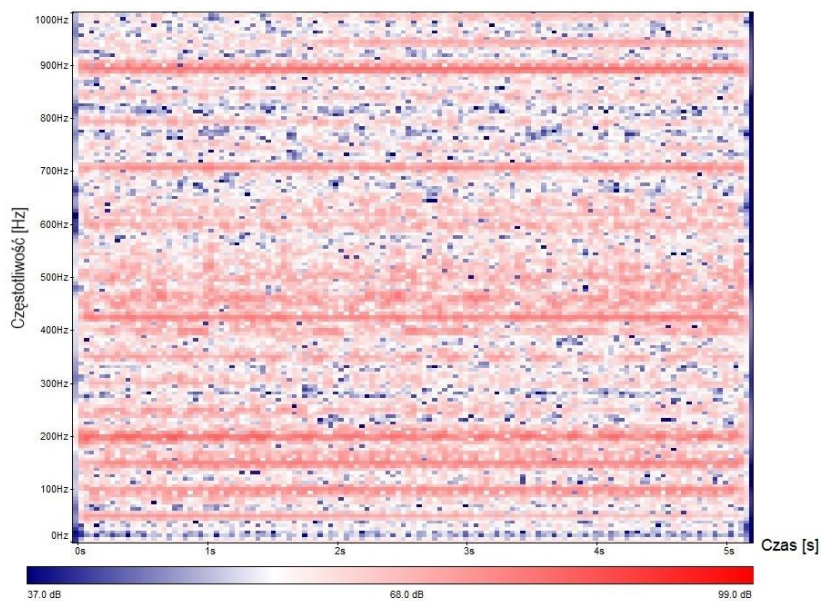
Rys. 98. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)



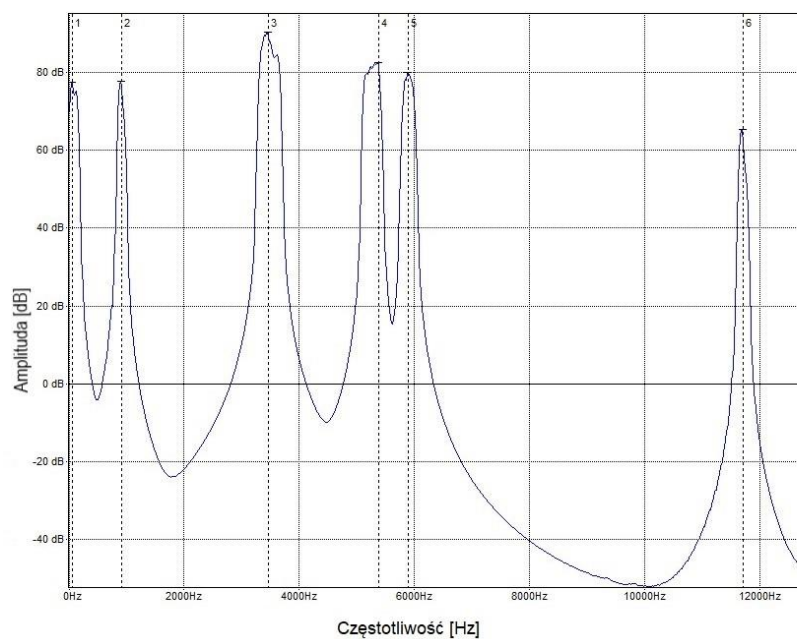
Rys. 98. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)



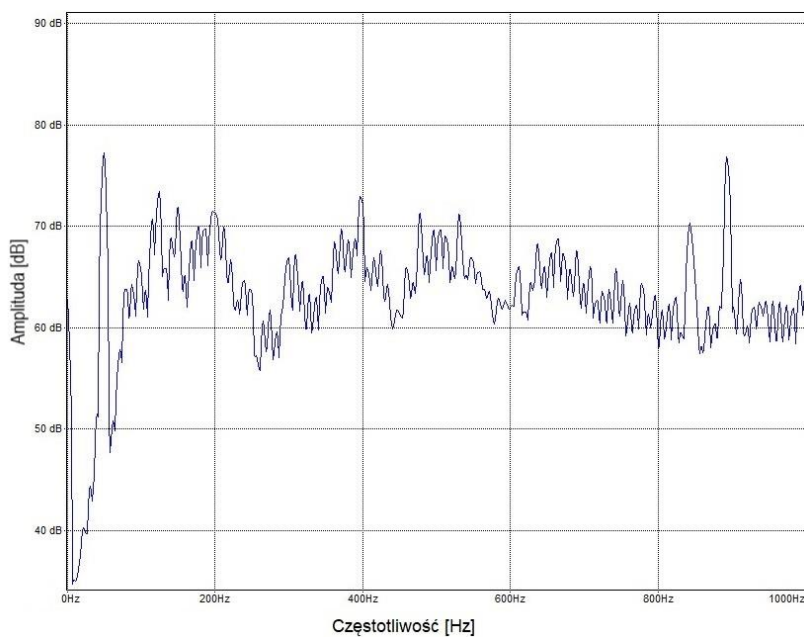
Rys. 100. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)



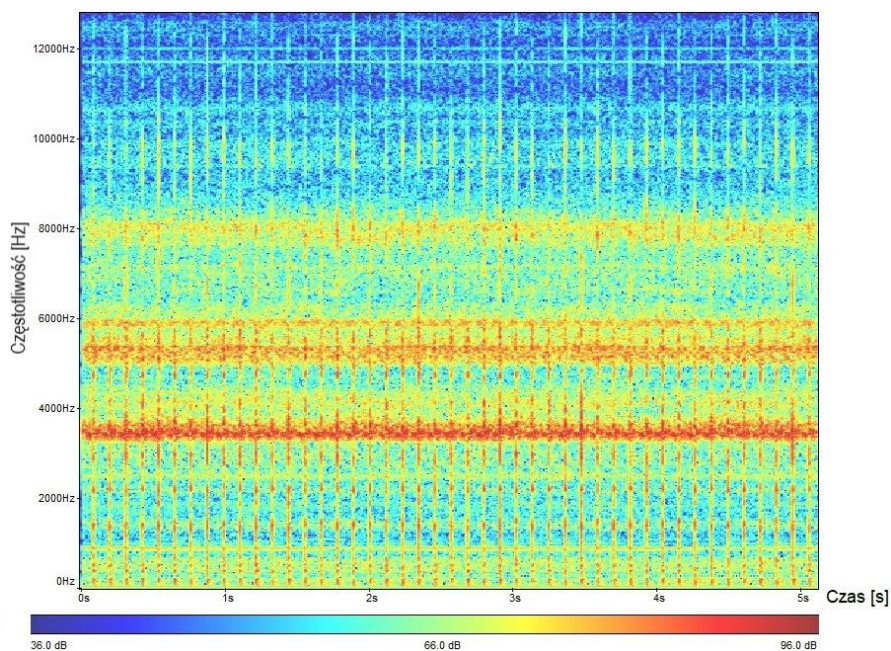
Rys. 101. Spektrogram analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz, automatyczna zmiana koloru przy zmiany skali) – przekładnia sprawna (OK)



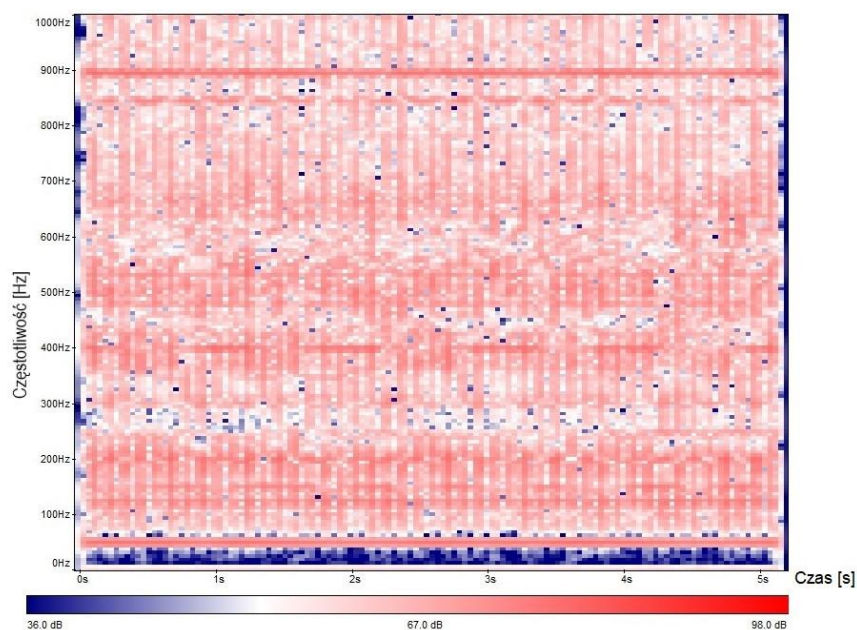
Rys. 102. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)



Rys. 103. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)



Rys. 104. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)



Rys. 105. Spektrogram analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz, automatyczna zmiana koloru przy zmiany skali) – przekładnia niesprawna (NOK)

7.3. Wyniki pomiarów stanowiskowych – modernizacja

W pracy przeprowadzono modernizację stanowiska testowego celem podniesienia jakości przeprowadzanych pomiarów. W trakcie przeprowadzania prób stanowiskowych oraz badań

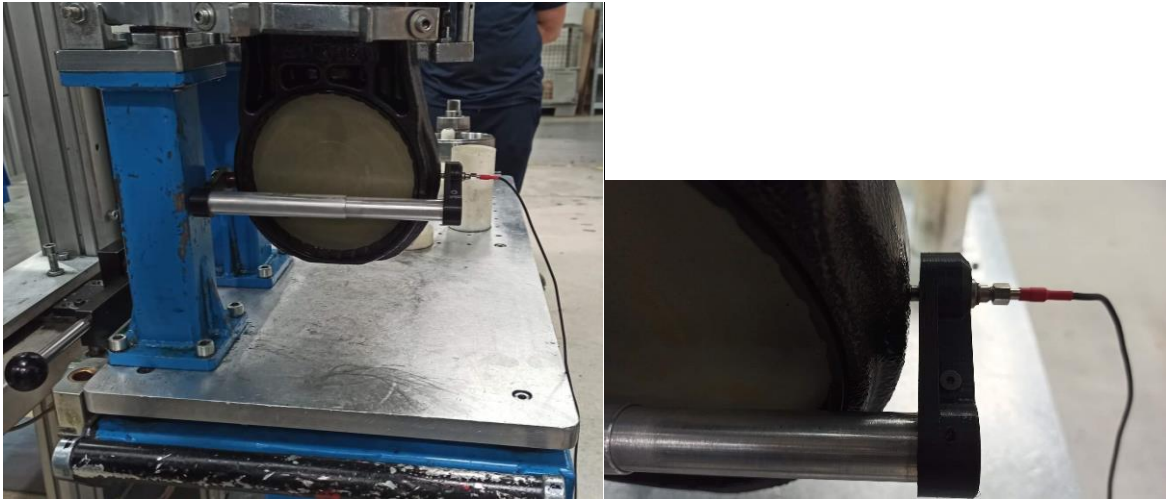
właściwych odnotowano bowiem szereg zmian koniecznych do zaadoptowania w celu poprawy jakości samego pomiar, a tym samym poprawy jakości uzyskanych wyników.

Jako podstawowy czynnik determinujący jakość i charakter uzyskanych danych pomiarowych określono miejsce i sposób zamocowania czujnika pomiarowego oraz sposób jego użycia podczas samego pomiaru. W dotychczasowym rozwiązaniu konstrukcyjnym przyspieszeniomierz jest zamocowany na stałe na ramie komory testowej i dodatkowo, przed samym testem operator umieszcza czujnik (przesuwny charakter jego pracy) do położenia testowego. Stałe zamocowanie na opuszczanej ramie komory testowej powoduje, że czujnik jest narażony na zbieranie drgań zewnętrznych z układu, które będą się sumowały z drganiami badanej przekładni. Takie zamocowanie czujnika pomiarowego stwarza również niebezpieczeństwo dodatkowego jego uszkodzenia w niekontrolowany i niecelowy sposób. Również operator, jeśli w niekontrolowany sposób podtrzyma komorę testową podczas badań stanowiskowych, to wpłynie na charakter i wielkość rejestrowanych przyspieszeń.

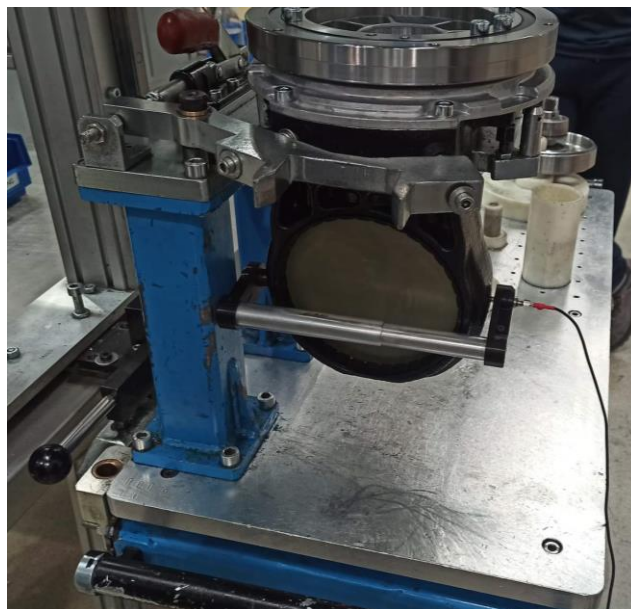
Przesuwny charakter zmiany położenia czujnika do jego położenia testowego jest również nieco dyskusyjne. Można wyróżnić sytuację, gdy analizowana przekładnia zostanie wyposażona w obudowę o nieco mniejszych niż średnia statystyczna gabarytach. Wówczas pozycja czujnika (jego kontakt z obudową) może być niezupełna, niewystarczająca, co w zdecydowany sposób wpłynie na jakość i charakter uzyskanych danych pomiarowych.

Stwierdzono zatem, że główny nacisk należy położyć na sposób zamocowania czujnika podczas badań testowych. Postanowiono całkowicie zmienić charakter i sposób zamocowania czujnika. Przeniesiono jego położenie z ramy komory testowej i umiejscowiono go bezpośrednio na obudowie analizowanej przekładni. Zdecydowano się dodatkowo na zaprojektowanie dedykowanego chwytaka, który stanowiłby wsparcie konstrukcyjne dla samego czujnika, stanowiąc jednocześnie jego ochronę. Dodatkowym wymogiem była konieczność wykorzystania tego rozwiązania konstrukcyjnego nie tylko dla małego modelu przekładni (TDB 230), jak również dla modelu dużego (TDB 254).

W toku prac konstrukcyjnych zaprojektowano całkowicie nowy chwytak, który wykorzystano w ramach powtórzenia badań stanowiskowych. Rozwiązanie konstrukcyjne nowego chwytaka przedstawiono na zdjęciach poniżej (rys. 106 – rys. 107):



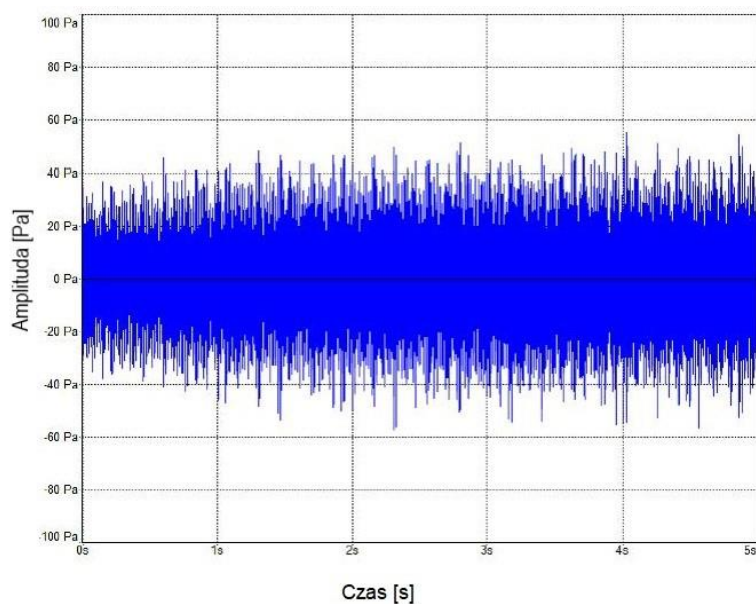
Rys. 106. Rozwiązanie konstrukcyjne nowego chwytaka oraz sposobu zamocowania czujnika pomiarowego



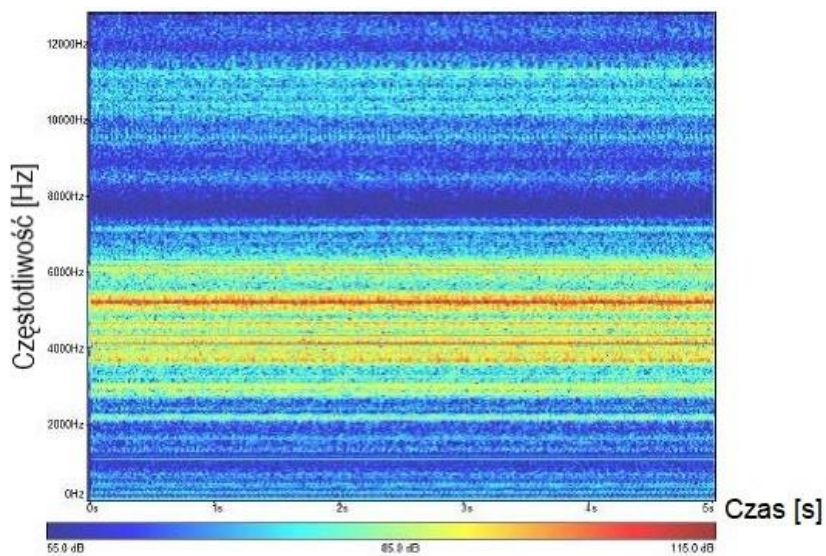
Rys. 107. Rozwiązanie konstrukcyjne nowego chwytaka oraz sposobu zamocowania czujnika pomiarowego – widok kompletny

Zaprezentowane na zdjęciach powyżej rozwiązanie konstrukcyjne nowego sposobu mocowania czujnika przyspieszeń do obudowy przekładni (oczywiście w pełni adaptowalne zarówno do małego jak i dużego modelu przekładni z rodziny TDB) przede wszystkim zapewnia zdecydowanie mniejszą wrażliwość na czynniki zewnętrzne, które mogą negatywnie wpływać na jakość uzyskiwanych danych pomiarowych. Wyeliminowano również całkowicie przypadkowy wpływ operatora stanowiska testowego. Zapewniono również stały kontakt czujnika pomiarowego z testowaną obudową przekładni. Wszystkie wymienione te czynniki zdecydowanie wpłynęły na jakość uzyskanych wyników.

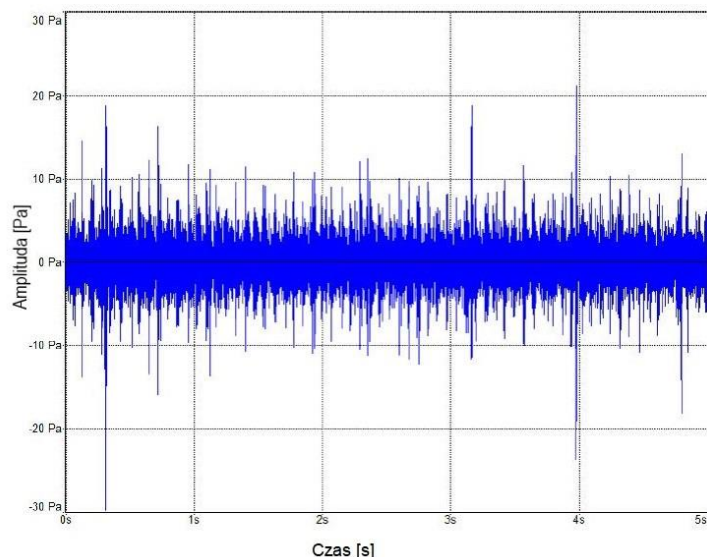
Uzyskane w takim układzie pomiarowym wyniki przedstawiono poniżej. Zaprezentowano je w sposób podobny, jak dla wcześniejszych wyników – zarówno dla przekładni sprawnej (OK) oraz dla przekładni uszkodzonej (NOK).



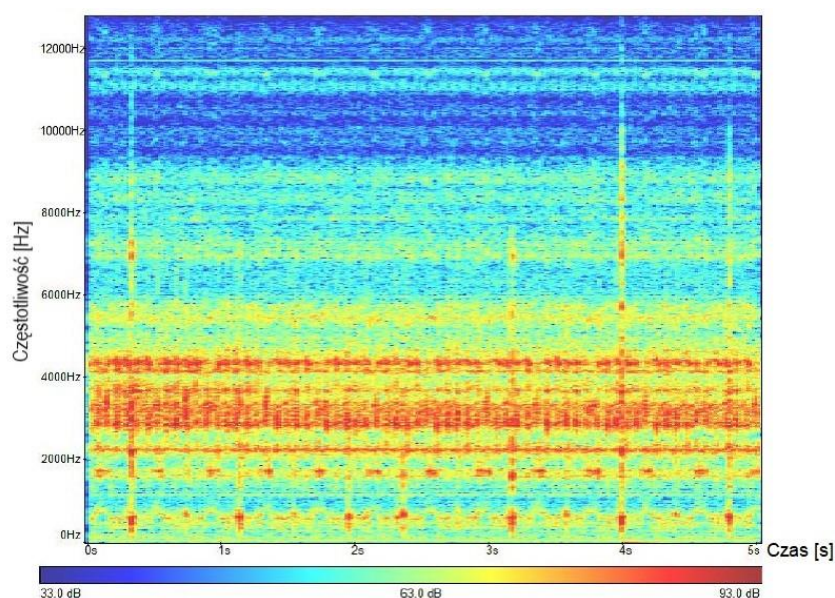
Rys. 108. Przebiegi czasowe analizowanej przekładni – przekładnia sprawna (OK)



Rys. 109. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)



Rys. 110. Przebiegi czasowe analizowanej przekładni – przekładnia niesprawna (NOK)



Rys. 111. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)

Warto w tym miejscu podsumować, że wprowadzona zmiana konstrukcyjna dotycząca sposobu mocowania czujnika pomiarowego do obudowy przekładni TDB 230 pozwoliła znacząco lepsze dane pomiarowe, a co za tym idzie – również znacznie łatwiejsze w obróbce sygnały pomiarowe. Ułatwiło to również znacząco interpretację wyników analizowanych danych pomiarowych. Znacząco lepsze w tym miejscu są już przebiegi czasowe, które pozwalają uchwycić pierwsze, najbardziej charakterystyczne defekty i uszkodzenia elementów przekładni. Dalsza obróbka sygnałów poprzez generowanie przebiegów częstotliwościowych jak i spektrogramów również pozwala na łatwiejszą ich interpretację. Warto również

nadmienić, że opracowany nowy sposób mocowania czujnika został na stałe wdrożony jak rozwiązanie pomiarowe na opisywanej w tym rozdziale linii montażowej oznaczonej numerem 18.

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Jak wskazano we wstępie podjęcie i realizacja tematu rozprawy doktorskiej znajduje uzasadnienie przede wszystkim w obszarze działu Badań i Rozwoju firmy ABM Greiffenberger.

Wyniki badań symulacyjnych (przeprowadzonych z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych) przedstawionych w przygotowanej rozprawie stanowią niewątpliwie wzbogacenie bazy wiedzy w firmie zatrudniającej Doktoranta. Stanowią również znaczące rozwinięcie obecnie istniejących procesów projektowych zdefiniowanych dla nowoprojektowanych przekładni mechanicznych. Uzupełniają one bowiem dotychczas istniejący proces projektowy przekładni w którym ujęte są jedynie analizy numeryczne o charakterze wytrzymałościowym w zakresie statyki liniowej. Brak było do tej pory numerycznego modelowania zagadnień dynamicznych (drżania własne oraz analiza odpowiedzi częstotliwościowej) jak również zagadnień z dziedziny wibro-akustyki przekładni mechanicznych. W tym aspekcie rozprawa doktorska stanowi novum w firmie ABM Greiffenberger.

Potwierdzono zasadność postawionej tezy, iż:

„Przygotowanie dynamiczno - akustycznego modelu numerycznego badanej przemysłowej przekładni TDB 230 umożliwia określenie jej charakterystyk oraz parametrów pracy na etapie jej wirtualnego prototypowania. Kompleksowe podejście w zakresie budowy modelu numerycznego pozwala na skrócenie okresu wprowadzenia produktu na rynek poprzez redukcję testów fizycznych przekładni i ich zastąpienie modelami numerycznymi: dynamicznymi oraz akustycznymi.”

Przygotowany i przedstawiony w niniejszej rozprawie doktorskiej model numeryczny przemysłowej przekładni mechanicznej TDB 230 stanowi kompleksowe podejście do określenia właściwości dynamicznych oraz wibroakustycznych całego wspomnianego zespołu napędowego. Zaproponowana metodologia budowania modelu symulacyjnego poprzez określenie w pierwszym kroku postaci drgań własnych układu (analizy typu *Normal Modes*, wykorzystano Ansys Mechanical), następnie poprzez użycie tak wyznaczonych częstotliwości drgań własnych do analizy odpowiedzi częstotliwościowej (analiza typu *Harmonic Response*) układu przekładni na zadane wymuszenie siłami zewnętrznymi (reakcja koła wózka widłowego od sił jezdnych) oraz siłami wewnętrznymi (siły w poszczególnych węzłach łożyskowych i generowane od zazębienia się kół w poszczególnych stopniach przekładni) pozwala bardzo precyzyjnie uchwycić dynamiczne zachowanie się przekładni. Możliwe jest

wyznaczenie charakterystyk czasowych i częstotliwościowych układu przekładni na zdefiniowane wymuszenie siłowe – zarówno w dziedzinie czasu, jak i dziedzinie częstotliwości. W zakresie modelowania dynamicznego w pierwszej kolejności wyznaczono 10 pierwszych postaci drgań własnych układu obudowy przekładni TDB 230 w przedziale od 429.27 Hz (pierwsza postać drgań własnych) do 1946.5 Hz (ostatnia, dziesiąta postać drgań własnych). Na podstawie przeprowadzonej analizy warto również podkreślić, że charakter drgań całego układu przekładni ma charakter wybitnie giętny z dodatkowym rozróżnieniem aktywności całej obudowy przekładni (postać drgań trzecia, siódma oraz ósma) bądź jedynie pojedynczego komponentu złożenia (w tym przypadku zawsze pokrywa tylna zamykająca obudowę przekładni) – dla wszystkich pozostałych wyznaczonych częstotliwości postaci drgań własnych.

W następnym kroku, na podstawie modelu z wyznaczonymi postaciami drgań własnych, zbudowano model odpowiedzi częstotliwościowej układu przekładni TDB 230. W tym przypadku Doktorant różróżnił zarówno pełne spektrum wyznaczonych wcześniej częstotliwości (od pierwszej wyznaczonej częstotliwości 429.27 Hz do ostatniej, czyli 1946.5 Hz) definiując spektrum poszukiwanych rozwiązań w zakresie 200 Hz – 2200 Hz, postępując zgodnie z sugestiami dla przeprowadzania tego typu analiz numerycznych. W tak wyznaczonym polu rozpatrywanych częstotliwości wyznaczono wartość szczytową przypadającą na wartość pokrywającą się z pierwszą postacią drgań własnych (wartość mierzona w kierunku osi X układu – tak samo, ja na stanowisku testowym). W drugim podejściu analitycznym Doktorant zagęścił zakres poszukiwanych rozwiązań jedynie do obszaru 200 Hz – 550 Hz dodatkowo definiując wewnątrz programu Ansys Mechanical tzw. cluster points – wygładzanie wyznaczanych krzywych odpowiedzi częstotliwościowej z samym zagęszczeniem punktów pomiarowych w pobliżu wartości szczytowej. Tak przeprowadzona analiza pozwoliła bardzo dokładnie wyznaczyć nie tylko wartość szczytową (429.3 Hz), ale również sąsiadujące z nią wartości około szczytowe. Wyznaczona wartość szczytowa 429.3 Hz jest wartością wysoce energetyczną emitującą jednocześnie najwyższy hałas spośród wszystkich wyznaczonych częstotliwości w rozpatrywanym zakresie 200 Hz – 550 Hz.

Ostatnim etapem opracowania modelu numerycznego było przygotowanie modelu wibroakustycznego przekładni TDB 230 z wykorzystaniem oprogramowania MSC Actran. W tym przypadku również wykorzystano ciągłość chronologiczną budowanych analiz – MSC Actran bowiem jako dane wejściowe wykorzystał wartości przemieszczeń obudowy przekładni wyznaczone podczas analizy odpowiedzi częstotliwościowej dla każdej z pięciu

wyznaczonych wartości częstotliwości (200 Hz, 377.97 Hz, 421.5 Hz, 428.2 Hz oraz 429.3 Hz). Na podstawie modelu akustycznego określono wartości ciśnienia akustycznego w polu pracy przekładni wyrażanych w jednostkach Pa. W tym punkcie warto podkreślić, że dla każdej wcześniej wyznaczonej częstotliwości, wartości i charakter ciśnienia akustycznego prezentowane są jedynie w jednej płaszczyźnie. Dzieje się tak dlatego, że charakter drgań przekładni TDB 230 jest w zakresie rozpatrywanych częstotliwości (200 Hz – 429.3 Hz) jedynie giętny. Maksymalna wyznaczona wartość ciśnienia akustycznego wynosi 2710 Pa i występuje ona dla najwyższej z rozpatrywanych częstotliwości. Istotnym jest tu fakt, że przytoczone wartości są charakterystyczne dla układu przekładni „zawieszonyj w przestrzeni”, a więc może być wykorzystywana do analizy porównawczej z danymi tetsowymi na podobnym stanowisku fizycznym. Dodatkowo sprawdzono również drugi warunek obliczeniowy analizowanej przekładni, tzw. układ odbiciowy – umiejscowienie przekładni w ściśle określonej odległości od podłogi (na ściśle określonej wysokości, która jest charakterystyczna dla układu wózka widłowego w którym wykorzystywana jest przekładnia). Dodatkowo warunek ten ma duże znaczenie również ze względu na realistycznie określone warunki brzegowe. W tym przypadku najwyższa obliczeniowa wartość ciśnienia akustycznego wynosi 3470 Pa i jest ona wyraźnie wyższa od tej z przypadku bezodbiciowego (jest to widoczne dla wszystkich pięciu wyznaczonych wartości częstotliwości). Widać zatem efekt wzmożenia wartości emitowanego ciśnienia akustycznego w przypadku napotkania dowolnej przeszkody odbijającej fale akustyczne. Można zatem wysnuć wniosek, że w przypadku wyższych wartości częstotliwości (poza rozpatrywanym zakresem) ten trend również by się powtórzył dla warunku bezodbiciowego i z odbiciem. Tak zdefiniowany model numeryczny może być szczególnie przydatny do określenia interakcji pomiędzy samym napędem a resztą zabudowy wózka widłowego czy też interakcji na linii napęd – człowiek. Jakakolwiek bowiem część mechaniczna wózka widłowego (osłona kabiny kierowcy, osłona układu napędowego itp.) może być rozpatrywana jako swoista osłona akustyczna posiadająca możliwości odbijania bądź pochałaniania fal akustycznych.

Finlanie można stwierdzić, że taka zaproponowana kolejność budowania modeli numerycznych oraz przeprowadzonych analiz zapewniła najlepszą jakość uzyskanych wyników oraz najmniejszą ilość błędów podczas wymiany informacji i danych wejściowych pomiędzy różnymi solverami obliczeniowymi.

Przygotowany model numeryczny umożliwi również badanie wpływu modyfikacji parametrów konstrukcyjnych bądź materiałowych przekładni TDB 230 na jej właściwości dynamiczne oraz akustyczne. Modyfikacja geometryczna kół zębatych, rodzajów użytych

w złożeniu łożysk czy też zmiany geometrycznej samej obudowy przekładni mogą zostać w szybki i dogodny sposób zaadoptowane w modelu a ich wpływ na charakterystyki przekładni może być bardzo precyzyjnie określony. Jest to bowiem model parametryczny w którym wszystkie komponenty są ze sobą wzajemnie powiązane. Jakakolwiek ich modyfikacja czy też zamiana powodują konieczność powtórzenia procesu obliczeniowego, który odbywać się będzie automatycznie oraz z minimalnym koniecznym wpływem użytkownika.

Przeprowadzono również badania stanowiskowe przemysłowej przekładni TDB 230. W tym przypadku na półautomatycznym stanowisku badawczym określono charakterystyki czasowo – częstotliwościowe przekładni, jak również przeanalizowano pliki dźwiękowe typu WAV, które zostały wygenerowane podczas testów badanych przekładni. Z wykorzystaniem programu Ansys VRXperience Sound and Specification wygenerowano charakterystyki czasowe oraz częstotliwościowe (FFT) układu na podstawie zarejestrowanych wartości przyspieszeń mierzonych na obudowie przekładni. W tym przypadku badania stanowiskowe zostały przeprowadzone zarówno na obecnie istniejącym stanowisku badawczym, jak i na stanowisku zmodernizowanym (ulepszony sposób mocowania czujnika pomiarowego oraz sam sposób odczytu mierzonych wartości z obudowy przekładni). W tym przypadku Doktorant zauważył bowiem konieczność modernizacji stanowiska o kluczowe z punktu widzenia pomiarowego elementy testowe. Na podstawie przeprowadzonych badań stanowiskowych oraz analizowanych plików dźwiękowych typu WAV możliwe było jednoznaczne określenie napędów wadliwych od tych działających prawidłowo. Widoczne to było na podstawie wyznaczonych charakterystyk częstotliwościowych, ale jeszcze bardziej na podstawie uzyskanych w toku prac z plikami pomiarowymi spektrogramach. W przypadku tych ostatnich szczególnie widoczne i łatwe w uchwyceniu były uszkodzenia samych kół zebatych (szczególnie w pierwszym stopniu – koła walcowe) w testowanych przekładniach, których uszkodzenia w postaci szumów przedstawiane były na spektrogramach jako pionowe (oczywiście zabarwone na czerwono – wysoce amplitudowe) zęby, które silnie kontrastowały z poziomymi charakterystykami czasowo – częstotliwościowymi.

Tak przygotowany proces obliczeniowy – testowy nowoprojektowanych przekładni ma ogromne znaczenie dla obecnie panujących procesów projektowo – konstrukcyjnych w Dziale B+R firmy ABM Greiffenberger. Zaproponowana metodologia zdecydowanie przyspieszy toczące się procesy projektowe szczególnie poprzez ograniczenie ilości koniecznych do przeprowadzenia testów i badań stanowiskowych. Przełoży się to również na skrócenie cyklu życia produktu oraz szybsze jego wprowadzenie na rynek komercyjny. Podstawowe zatem założenie komercyjne firmy ABM Greiffenberger z punktu widzenia

operacyjnego zostało w pełni osiągnięte w ramach realizowanego programu „Doktoraty wdrożeniowe”. Zaproponowana metodologia budowania numerycznych modeli dynamicznych pozwala analizować przekładnie mechaniczne zarówno ilościowo (wyznaczone są wartości liczbowe określające charakterystyki układu) jak i jakościowo (wyznaczane są charakter i trend zachowania się układu), co było celem nadrzędnym przygotowanej rozprawy doktorskiej.

BIBLIOGRAFIA

- [1]. Skoć. A., Świtoński E.:Przekładnie zębate. Zasady działania. Obliczenia geometryczne i wytrzymałościowe, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne 2017.
- [2]. Muller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne 1979.
- [3]. Muller L.: Przekładnie zębate. Obliczenia wytrzymałościowe, Wydawnictwa Naukowo – Techniczne 1972.
- [4]. Wilk A., Madej H., Łazarz B.: Wibroaktywność przekładni zębatych. Wpływ cech konstrukcyjnych i zużycia elementów na wibroaktywność układów napędowych z przekładniami zębatymi, Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – Państwowego Instytutu Badawczego 2009.
- [5]. Łazarz B.: Zidentyfikowany model dynamiczny przekładni zębatej jako podstawa projektowania, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii i Eksploatacji w Radomiu 2001.
- [6]. Łazarz B., Madej H., Wilk A., Figlus T., Wojnar G., Diagnozowanie złożonych przypadków uszkodzeń przekładni zębatych, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji – Państwowego Instytutu Badawczego 2006.
- [7]. Giergiel J., Drgania mechaniczne, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo – Dydaktyczne 2000.
- [8]. Dąbrowski Z., Radkowski S., Wilk A., Łazarz B.: Dynamika przekładni zębatych, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii i Eksploatacji w Radomiu, Warszawa – Katowice – Radom 2000 (monografia).
- [9]. Wojtyra M., Frączek J.: Metoda układów wieloczłonowych w dynamice mechanizmów. Ćwiczenia z zastosowaniem programu ADAMS, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej 2007.
- [10]. Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Ćwiczenia z zastosowaniem systemu Ansys., Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej 2005.
- [11]. Łaczek S.: Wprowadzenie do systemu elementów skończonych Ansys (Ver. 5.0 5-ED), Politechnika Krakowska 1999.
- [12]. J. Furch, T. Nguyen Trung: Simulation of Failure in Gearbox Using MSC.Adams, Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis, 2017

- [13]. R. Rachholz, C. Woernle, J. Zierath: Dynamics of a Controlled Flexible Multibody Model of a 2 MW Wind Turbine, The 2nd Joint International Conference on Multibody System Dynamics, 2012.
- [14]. D. Matzke, R. Schelenz, S. Reisch, B. Roscher, G. Jacobs, J. Theling, M. Schroers, C. Löpenhaus, C. Brecher: Validation of the gearbox load calculation of a wind turbine MBS model, The Science of Making Torque from Wind (TORQUE 2018).
- [15]. X. Robin, J. Beuse, T. El-Dsoki: Synergy between multi-body dynamics and acoustic simulation – Application to gear noise of a wind turbine, DAGA 2015 Nurnberg.
- [16]. X. Robin, N. Driot, J. Jacqmot: Vibro-acoustic simulation of automotive turbochargers using a finite and infinite element technique, Internoise proceedings 2013.
- [17]. Z. Chen, J. Ning, K. Wang, W. Zhai, An improved dynamic model of spur gear transmission considering coupling effect between gear neighboring teeth, *Nonlinear Dyn.* 106 (2021) 339-357. <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06852-y>.
- [18]. J. fei Shi, X. Feng Gou, L. yun Zhu, Generation mechanism and evolution of five-state meshing behavior of a spur gear system considering gear-tooth time-varying contact characteristics, *Nonlinear Dyn.* 106 (2021) 2035-2060. <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06891-5>.
- [19]. Fernandez-Del-Rincon, M. Iglesias, A. De-Juan, A. Diez-Ibarbia, P. Garcia, F. Viadero, Gear transmission dynamics: Effects of index and run out errors, *Applied Acoustics.* 108 (2016) 63-83. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.11.012>.
- [20]. P. Velez, M. Chapron, H. Fakhfakh, J. Bruyere, S. Becquerelle, On transmission errors and profile modifications minimising dynamic tooth loads in multi-mesh gears, *J Sound Vib.* 379 (2016) 28-52. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2016.05.044>.
- [21]. P. Fołęga, Wspomagane komputerowo konstruowanie wybranych elementów przekładni zębatych, Monografia, Politechnika Śląska, 2015.
- [22]. X. Chen, J. Wei, J. Zhang, C. Zhang, C.lu Wang, Z. Xu, H. Gao, A. Zhang, G. Yu, A novel method to reduce the fluctuation of mesh stiffness by high-order phasing gear sets: Theoretical analysis and experiment, *J. Sound Vib.* 524 (2022). <https://doi.org/10.1016/j.sv.2022.116752>.
- [23]. Z. Chen, Y. Shao, Mesh stiffness calculation of a spur gear pair with tooth profile modification and tooth root crack, *Mech Mach theory.* 62 (2013) 63-74. <https://doi.org/10.1016/j.mechmaththeory.2012.10.012>.

- [24]. Y. Huangfu, Z. Zhao, H. Ma, H. Kan, K. Chen, Effects of tooth modifications on the dynamic characteristics of thin-rimmed gears under surface wear, *Mech Math Theory*. 150 (2020) <https://doi.org/10.1016/j.mechmaththeory.2020.103870>.
- [25]. Kumar, H. Jasiwal, R. Jain, P.P Patil, Free Vibration and Material Mechanical Properties Influence Based Frequency and Mode Shape Analysis of Transmission Gearbox Casing, *Procedia Eng.* 97 (2014) 1097-1106. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.388>.
- [26]. H. Madej, Minimalizacja aktywnosci wibroakustycznej korpusów przekładni zębatych, Politechnika Śląska. Wydział Transportu, Katowice, 2003.
- [27]. B. Łazarz, G. Wojnar, Model dynamiczny układu napędowego z przekładnią zębatą, XVII Ogólnopolska Konferencja PRZEKŁADNIE ZĘBATE, Węgierska Górka. (2000) 101-108.
- [28]. C. Cempel, Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, WNT, Warszawa, 1982.
- [29]. C. Xie, L. Hua, X. Han, J. Lan, X. Wan, X. Xiong, Analytical formulas for gear body-induced tooth deflections of spur gears considering structure coupling effect, *Int J. Mech Sci.* 148 (2018) 174-190. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.08.022>.
- [30]. J.I. Pedrero, M. Pleguezuelos, M. Artes, J.A. Antona, Load distribution model along the line of contact for involute external gears, *Mech Math Theory*. 45 (2010) 780-794. <https://doi.org/10.1016/j.mechmaththeory.2009.12.009>.
- [31]. L. Chang, G. Liu, L. Wu, A robust model for determining the mesh stiffness of cylindrical gears, *Mech Mach Theory*. 87 (2015) 93-114. <https://doi.org/10.1016/j.mechmaththeory.2014.11.019>.
- [32]. S.Y. Ye, S.J Tsai, A computerized method for loaded tooth contact analysis for high-contact- ratio spur gears with or without flank modification considering tip corner contact and shaft misalignment, *Mech Math Theory*. 97 (2016) 190-214. <https://doi.org/10.1016/j.mechmaththeory.2015,11.008>.
- [33]. Łazarz. B., Peruń. G.: Model dynamiczny stanowiska do badań przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport z. 61*, Gliwice 2006.
- [34]. Łazarz. B, Peruń. G.: Identyfikacja modelu dynamicznego stanowiska do badań przekładni zębatych pracujących w układzie mocy krążącej. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport z. 61*, Gliwice 2007.

- [35]. Łazarz. B, Peruń. G.: Identification and verification of simulation model of gears working n circulating power system. IV Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Olsztyn 2008.
- [36]. Figlus. T., Wilk. A., Madej. H., Folęga. P.: Zastosowanie analizy modalnej w idetyfikacji modelu numerycznego przekładni zębatej. Mat. XVI Konferencja nt. „Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputero”, Nałęczów, październik 2007, s. 8.
- [37]. Figlus T., Wilk A., Madej. H.: Propozycja numerycznej metody obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni. Problemy Eksploatacji, 2/2009, s. 10.
- [38]. Wilk. A., Madej. H., Figlus. T., Folęga. P.: Badania wpływu uźebrowania korpusu na wibroaktywność przekładni. 8th International Technical System Degradation Seminar. Liptovsky Mikulas, Slovak Republic, 2009.
- [39]. J.H. Xue, W.Li, C Qin, The scuffing load capacity of involute spur gear systems based on dynamic loads and transient thermal elastohydrodynamic lubrication, Tribol Int. 79 (2014) 74-83. <https://doi.org/j.triboint.2014.05.024>.
- [40]. G. Xiao Jian, Y. Qiang Wang, P. Zhang, Y.kai Li, H. Luo, Analysis of lubrication performance for internal meshing pair considering vibration, J Cent South Univ. 28 (2021) 126-139. <https://doi.org/10.1007/s11771-021-4591-3>.
- [41]. R. Grega, J. Homisin, J. Krajnak. M. Urbansky, Analysis of the impact of flexible couplings of gearbox vibrations, Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 91 (2016) 43-50. <https://doi.org/10.1007/10.20858/sjsutst.2016.91.4>
- [42]. T. Figlus, A. Wilk, A study upon vibroactivity of the transmission housing with the addition of ribs, in: The Fifth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies : CM 2008 and MFPT 2008, 15-18 July 2008, Edinburgh, 2018: pp. 450-459.
- [43]. Skoć A., Drwięga A.: Bdnia charakterystyk dynamicznych sprzęgła wielopłytkowego zintegrowanego z przekładnią zębatą obiegową napędu przenosników górniczych. Monografia. Wyd. CM KOMAG, Gliwice 2006.
- [44]. Skoć A., Spałek J.: Einfluss von Öl auf die dynamische Belastung des Kegelradgetriebes 42 (1995) H. 3, Hannover 1995.
- [45]. Skoć A.: Dynamika przekładni zębatych stożkowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, z. 226. Gliwice 1996.

- [46]. Świtoński E.: Zastosowanie optymalizacji w obliczeniach dynamicznych układu napędowego. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, z. 4/1997, Gliwice 1997.
- [47]. Twardoch K.: Prognozowanie stanu dynamicznego przekładni zębatej stożkowej z uwzględnieniem obciążenia maszyn górniczych. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 2016.
- [48]. S. Noga, T. Markowski, R. Bogacz, Method of determining the normal modes of toothed gears with complex geometry, *Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport*. 89 (2015) 119-127. <https://doi.org/10.20858/sjsutst.2015.89.13>.
- [49]. S. Medvecka-Benova, Analysis of Gear Wheel Body Influence on Gearing Stiffness, *Acta Mechanica Slovaca*. 21 (2017) 34-39. <https://doi.org/10.2121496/ams.2017.024>.
- [50]. Z. Dąbrowski, J. Dziurdź, G. Klekot, Influence of the Mesh Geometry Evolution on Gearbox Dynamics during its Maintenance, *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*. 22 (2017) 1097-1105. <https://doi.org/10.1515/ijame-2017-0071>.
- [51]. J. Siadłowski, A. Wilk, Modelowanie przekładni zębatej o zazębieniu skośnym, in: *XXIII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Rzeszów-Przemyśl, 2007*: pp.407-415.
- [52]. Wilk A.: Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. *Mechanika*, nr 72, Gliwice 1981.
- [53]. Winter H., Kojima M.: A study on the dynamics of geared system. *Proceedings of the International Symposium on Gearing and Power Transmission, Tokyo 1981*.
- [54]. Yinong L., Guiyn L., Ling Z.: Influence of asymmetric mesh stiffness on dynamics of spiral bevel gear transmission system. *Hindawi Publishing Corporation, Mathematical Problems in Engineering*”, Vol. 2010.
- [55]. Peruń G.: Wpływ czynników konstrukcyjnych, eksploatacyjnych oraz zużycia elementów na wibroaktywność układu napędowego z przekładnią zębatą. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska (w redakcji).
- [56]. A. Wieczorek, R. Kruk, Minimization of vibroacoustic effects as criterion for operation of gear transmissions in accordance with sustainable development principles, *Managements Systems in Productions Engineering*. 6 (2016) 12-19. <https://doi/org/DOI:10.12914/MSPE-02-01-2016>.
- [57]. A. Wieczorek, Wpływ warunków smarowania na wibroaktywność górniczych przekładni kątowno-walcowo planetarnych, in: *Mechanizacja , Automatyzacja*

- i Robotyzacja w Górnictwie: Monografia., Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Łędziny, 2018:pp.168-176.
- [58]. Wilk, P. Folęga, H. Madej, T. Figlus, Influence of housing ribbing on gearbox vibroactivity, in: Inter-Noise 2008: The 37rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Shanghai, China, October 26-29, Shanghai, 2008.
- [59]. P. Folęga, R. Budzik, G. Wojnar, The optimization of rimming gear transmission housing used in transportation machines, *Journal of Vibroengineering*. 18 (2016) 2372-2383. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17168>.
- [60]. S. Noga, T. Markowski, Analiza drgań własnych przekładni zębatej małej mocy, *Scientific Letters of Rzeszow University of Technology – Mechanics*. (2017) 517-528. <https://doi.org/10.7862/rm.2017.48>.
- [61]. J. Yang, R. Zhu, H.P. Lee, M. Li, X. Yin, Experimental and numerical dynamic analysis of marine herringbone planetary gearbox supported by journal bearings, *J Sound Vib*. 545 (2023) 117426. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2022.117426>.
- [62]. P. Folęga, H. Madej, A. Wilk, Wpływ modyfikacji korpusu przekładni zębatej na jej wibroaktywność, *Przegląd Mechaniczny*. 68 (2009) 33-37.
- [63]. A. Wilk, H. Madej, T. Figlus, Analiza możliwości obniżenia wibroaktywności korpusu przekładni zębatej, *Eksploatacja i Niezawodność*. 2 (2011) 42-49.
- [64]. T. Figlus, A. Wilk, H. Madej, A study of the influence of ribs shape on the gear transmission housing vibroactivity, *Transport Problems*. 5 (2010) 63-69.
- [65]. S. Noga, T. Markowski, Vibration Analysis of a Low-Power Reduction Gear, *Strength of Materials*. 48 (2016) 507-514. <https://doi.org/10.1007/s11223-016-9792-x>.
- [66]. R. Ramadani, A. Belsak, M. Kegl, J. Predan, S. Pehan, Topology optimization based design of lightweight and low vibration gear bodies, *International Journal of Simulation Modelling*. 17 (2018) 92-104. [https://doi.org/10.2507/IJSIMM17\(1\)419](https://doi.org/10.2507/IJSIMM17(1)419).
- [67]. P. Sholzen, D. Billenstein, G. Hammerl, C. Lopenhaus, C. Glenk, F. Rieg, Investigation of the Influence of Elastic Gear Body Structures on the Operational Behavior of Gears, *Forschung Ingenieurwesen/Engineering Research*. 83 (2019) 435-444. <https://doi.org/10.1007/s10010-019-00363-4>.
- [68]. J. Yang, Y. Zhang, C.H Lee, Multi-parameter optimization-based design of lightweight vibration-reduction gear bodies, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 36 (2022) 1879-1887. <https://doi.org/10.1007/s12206-022-0325-1>.

- [69]. Wang, S. Wang, G. Wang, Volume models for different structures of spur gear, *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 17 (2019) 145-153. <https://doi.org/10.1080/14484846.2017.1381373>.
- [70]. S. Wang, C. Zhu, C. Song, H. Liu, J. Tan, H. Bai, Effects of gear modifications on the dynamic characteristics of wind turbine gearbox considering elastic support of gearbox, *Journal of Mechanical Science and Technology*. 31 (2017) 1079-1088. <https://doi.org/10.1007/s12206-017-0207-0>.
- [71]. G. Wojnar, R. Burdzik, A.N. Wieczorek, Ł. Konieczny, Multidimensional Data Interpretation of Vibration Signals Registered in Different Locations for System Condition Monitoring of a Three-Stage Gear Transmission Operating under Difficult Conditions, *Sensors*. 21 (2021) 7808. <https://doi.org/10.3390/s21237808>.
- [72]. B. Łazarz, H. Madej, P. Czech, Taking Advantage of Empirical Mode Decomposition in Diagnosing Gear Faults, *Diagnostyka*. 49 (2009) 67-72.
- [73]. B. Łazarz, G. Wojnar, T. Figlus, Comparison of the Efficiency of Selected Vibration Measures Used in the Diagnosis of Complex Cases of Tooth Gear Damage, *Diagnostyka*. 44 (2007) 11-18.
- [74]. Kumar, H. Jasiwal, F. Ahmad, P.P. Patil, Dynamic Vibration Characteristics Analysis of Truck Transmission Gearbox Casing with Fixed Constraint of Vehicle Frame Based on FEA *Procedia Eng.* 97 (2014) 1107-1115. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.12.389>.
- [75]. Ł. Kuczyński, Wibroaktywność korpusów przekładni zębatych wykonywanych z wybranych materiałów kompozytowych, *Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska*, 2019.
- [76]. T. Figlus, M. Koziół, Ł. Kuczyński, Impact of application of selected operational factors on the vibroactivity of upper gearbox housings made of composite materials, *Sensors (Switzerland)*. 19 (2019). <https://doi.org/10.3390/s.19194240>.
- [77]. M. Sobczyk, M. Oleksy, G. Budzik, R. Oliwa, M. Stacel, H. Majcherczyk, Polymers in gearbox production, *Polimery*. 65 (2020) 749-756. <https://doi.org/10.14314/polimery.2020.11.1>.
- [78]. J.M. Pisula, G. Budzik, Ł. Przeszłowski, An Analysis of the Surface Geometric Structure and Geometric Accuracy of Cylindrical Gear Teeth Manufactured with the Direct Metal Laser Sintering (DMLS) Method, *Strojnicki Vestnik - Journal of Mechanical Engineering*. (2019). <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2018.5614>.

- [79]. A.Wilk, H. Madej, B. Łazarz, *Wibroaktywność przekładni zębatych*, Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji- PIB, Katowice-Radom, 2009.
- [80]. H. Zhang, J. Pan, M. Rao, Z. Li, X. Liang, A Detailed investigation of gear body-induced tooth deflections and development of an improved analytical solution, *Applied Sciences* (Switzerland). 10 (2020). <https://doi.org/10.3390/app10072292>.
- [81]. B. Łazarz, G. Wojnar, G. Peruń, Wpływ sztywności łożysk tocznych na wibroaktywność przekładni zębatych, *Diagnostyka*. (2008) 135-142.
- [82]. B. Łazarz, G. Wojnar, Identyfikacja strat mocy w przekładni zębatej walcowej, *Zesz. Nauk. PSL, Transp.* 43 (2001) 143-152.
- [83]. Z. Cheng, K. Huang, Y. Xiong, G. Han, An improved model for dynamic characteristics analysis of high-contact-ratio spur gears considering localized tooth spall defect, *Eng Fail Anal.* 140 (2022) 106600. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2022.106600>.
- [84]. M. Akerblom, *Gear geometry for reduced and robust transmission error and gearbox noise*, 2008.
- [85]. Ł. Jedliński, A new design of gearboxes with reduced vibration and noise levels, *Diagnostyka*. 17 (2016) 93-98.

SPIS RYSUNKÓW

- Rys. 1. Typowe linie zębów w kołach zębatych walcowych
- Rys. 2. Typowe linie wzdłużne zębów w kołach stożkowych
- Rys. 3. Podstawowe skojarzenia kół zębatych tworzących przekładnię
- Rys. 4. Schematy typowych przekładni zębatych
- Rys. 5. Model przekładni jendostopniowej J. Bollingera i M. Boscha
- Rys. 6. Model dynamiczny jendostopniowej przekładni zębatej (model H. Rettiga)
- Rys. 7. Uproszczony model dynamiczny jednostopniowej przekładni zębatej (model H. Rettiga)
- Rys. 8. Model dynamiczny przekładni jednostopniowej L. Mullera
- Rys. 9. Wpływ wskaźników przyporu czołowego i poskokowego na poziom mocy akustycznej przekładni
- Rys. 10. Przebieg współczynnika wpływu smarowania W_s na międzyzębne obciążenie dynamiczne w funkcji prędkości obwodowej kół v_m w zależności od przenoszonego obciążenia jednostkowego Q i sposobu smarowania
- Rys. 11. Wpływ lepkości oleju na nadwyżkę dynamiczną N_v w zależności od prędkości obwodowej kół
- Rys. 12. Etapy modelowania układów wieloczołowych w programie *MSC ADAMS* (jeden z wariantów)
- Rys. 13. Konstrukcja i model MES
- Rys. 14. Przygotowany model numeryczny (MBS) skrzyni biegów
- Rys. 15. Modelowanie uszkodzenia koła zębatego w modelu numerycznym
- Rys. 16. Przebiegi wartości siły międzyzębnej w parze kontaktowej nieuszkodzonego koła zębatego przedstawione w dziedzinie czasu i częstotliwości
- Rys. 17. Przebiegi wartości siły międzyzębnej w parze kontaktowej uszkodzonego koła zębatego przedstawione w dziedzinie czasu i częstotliwości
- Rys. 18. Model zespołu napędowego turbiny wiatrowej o mocy 2 MW
- Rys. 19. Schemat obliczeniowy uwzględniający siły aerodynamiczne w toku obliczeniowym
- Rys. 20. Model zespołu napędowego przygotowany z wykorzystaniem środowiska Simpack
- Rys. 21. Przykładowe wyniki prac symulacyjnych uzyskanych z wykorzystaniem środowiska Simpack
- Rys. 22. Naprężenia u podstawy zęba w kole słonecznym przekładni planetarnej
- Rys. 23. Naprężenia u podstawy zęba w kole słonecznym przekładni planetarnej

Rys. 24. Model numeryczny (MBD) kompletnego układu przeniesienia napędu analizowanej turbiny wiatrowej

Rys. 25. Model numeryczny (MBD) kompletnego układu przeniesienia napędu analizowanej turbiny wiatrowej

Rys. 26. Obudowa przekładni analizowanego układu napędowego zdefiniowana jako ciało typu „flex”

Rys. 27. Siatka elementów skończonych wygenerowana dla obudowy przekładni w programie MSC Actran

Rys. 28. Kontur z naniesionymi warstwicami ciśnienia akustycznego w określonym punkcie pracy przekładni

Rys. 29. Odpowiedź obudowy przekładni na zadane wymuszenie

Rys. 30. Przekładnia TDB 230 / TDB 254 jako element układu napędowego zasilająca urządzenia transportu bliskiego

Rys. 31. Przekładnia TDB 230 / TDB 254 jako element układu napędowego zasilająca urządzenia transportu bliskiego

Rys. 32. Napęd TDB 230 – podstawowe wymiary konstrukcji

Rys. 33. Napęd TDB 254 – podstawowe wymiary konstrukcji

Rys. 34. Napęd TDB 230 – specyfikacja techniczna

Rys. 35. Napęd TDB 254 – specyfikacja techniczna

Rys. 36. Napęd TDB 230 – rysunek poglądowy

Rys. 37. Napęd TDB 230 – rysunek złożeniowy wraz z wymiarami

Rys. 38. Napęd TDB 230 – rysunek złożeniowy wraz z wymiarami

Rys. 39. Napęd TDB 230 – specyfikacja techniczna dotycząca napędu

Rys. 40. Napęd TDB 230 – korpus przekładni

Rys. 41. Napęd TDB 230 – pokrywa górna przekładni

Rys. 42. Napęd TDB 230 – wał wyjściowy przekładni

Rys. 43. Napęd TDB 230 – koło zębate (stopień I)

Rys. 44. Napęd TDB 230 – koło zębate (stopień II)

Rys. 45. Napęd TDB 230 – zębnik (stopień II)

Rys. 46. Model wirtualny (CAD) kompletnej przekładni przemysłowej TDB 230

Rys. 47. Model CAD przekładni TDB 230 – widok przekroju

Rys. 48. Układ przeniesienia napędu przemysłowej przekładni TDB 230

Rys. 49. Elementy składowe pierwszego stopnia przemysłowej przekładni zębatej TDB 230

Rys. 50. Elementy składowe drugiego stopnia przemysłowej przekładni zębatej TDB 230

- Rys. 51. Wykaz łożysk użytych do budowy przekładni TDB 230
- Rys. 52. Geometria analizowanej obudowy przekładni zdefiniowana w środowisku Ansys Mechanical
- Rys. 53. Model dyskretny (siatka elementów skończonych) wygenerowana za pomocą platformy Ansys Meshing w środowisku Ansys Mechanical
- Rys. 54. Warunek brzegowy w postaci całkowitego utwierdzenia na dwóch powierzchniach pokrywy górnej przekładni
- Rys. 55. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej pierwszej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 56. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej drugiej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 57. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej trzeciej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 58. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej czwartej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 59. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej piątej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 60. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej szóstej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 61. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej siódmej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 62. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej ósmej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 63. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej dziewiątej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 64. Warstwie przemieszczeń określone dla wyznaczonej dziesiątej postaci drgań własnych obudowy przekładni
- Rys. 65. Zdefiniowane obciążenie zewnętrzne działające na obudowę przekładni TDB 230
- Rys. 66. Siły wewnętrzne zdefiniowane w pierwszym węźle łożyskowym
- Rys. 67. Siły wewnętrzne zdefiniowane w drugim węźle łożyskowym
- Rys. 68. Siły wewnętrzne zdefiniowane w trzecim węźle łożyskowym
- Rys. 69. Siły wewnętrzne zdefiniowane w czwartym węźle łożyskowym
- Rys. 70. Ustawienia analizy harmonicznej obudowy przekładni TDB 230
- Rys. 71. Lokalizacja węzła odczytywania wynikowych wartości przyspieszenia na obudowie

przekładni TDB 230

Rys. 72. Przebieg częstotliwościowy przyspieszenia mierzonego w osi X zarejestrowany w węźle pomiarowym obudowy przekładni TDB 230

Rys. 73. Przebieg częstotliwościowy przyspieszenia mierzonego w osi Y zarejestrowany w węźle pomiarowym obudowy przekładni TDB 230

Rys. 74. Przebieg częstotliwościowy przyspieszenia mierzonego w osi Z zarejestrowany w węźle pomiarowym obudowy przekładni TDB 230

Rys. 75. Ustawienia dodatkowej analizy odpowiedzi częstotliwościowej – zakres analizowanych częstotliwości ograniczony do zakresu 200 Hz – 550 Hz

Rys. 76. Charakterystyka przyspieszenia kierunkowego (oś X) w funkcji częstotliwości (w zakresie 200 Hz – 550 Hz)

Rys. 77. Rozkład ciśnienia akustycznego dla „luźno” zamocowanej przekładni – częstotliwość 200 Hz

Rys. 78. Rozkład ciśnienia akustycznego dla „luźno” zamocowanej przekładni – częstotliwość 377.97 Hz

Rys. 79. Rozkład ciśnienia akustycznego dla „luźno” zamocowanej przekładni – częstotliwość 421.5 Hz

Rys. 80. Rozkład ciśnienia akustycznego dla „luźno” zamocowanej przekładni – częstotliwość 428.2 Hz

Rys. 81. Rozkład ciśnienia akustycznego dla „luźno” zamocowanej przekładni – częstotliwość 429.3Hz

Rys. 82. Rozkład ciśnienia akustycznego dla przekładni pracującej przy podłodze – częstotliwość 200 Hz

Rys. 83. Rozkład ciśnienia akustycznego dla przekładni pracującej przy podłodze – częstotliwość 377.97 Hz

Rys. 84. Rozkład ciśnienia akustycznego dla przekładni pracującej przy podłodze – częstotliwość 421.5 Hz

Rys. 85. Rozkład ciśnienia akustycznego dla przekładni pracującej przy podłodze – częstotliwość 428.2 Hz

Rys. 86. Rozkład ciśnienia akustycznego dla przekładni pracującej przy podłodze – częstotliwość 429.3 Hz

Rys. 87. Konstrukcja stanowiska badawczego usytuowanego na linii 18

Rys. 88. Napęd TDB 230 umiejscowiony na wózku testowym na linii montażowej

Rys. 89. Komora testowa wraz z testowanym napędem stanowiąca wyposażenie linii 18

Rys. 90. Tuleja czujnika z wbudowanym przyspieszeniem JM 352C68

Rys. 91. Dane techniczne przyspieszeniomierza JM 352C68

Rys. 92. Pozycja czujnika JM 352C68 podczas przeprowadzania testu

Rys. 93. Koncepcja wykorzystania dwóch czujników JM 352C68

Rys. 94. Layout układu kontrolno-pomiarowego SonicTC firmy RTE

Rys. 95. Specyfikacja techniczna modułu pomiarowego 9234

Rys. 96. Przebiegi czasowe mierzonych danych podczas testu

Rys. 97. Przebiegi czasowe zarejestrowanego sygnału odczytany w programie VRXperience

Rys. 98. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)

Rys. 99. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)

Rys. 100. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)

Rys. 101. Spektrogram analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz, automatyczna zmiana koloru przy zmiany skali) – przekładnia sprawna (OK)

Rys. 102. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)

Rys. 103. Przebiegi fazowe analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)

Rys. 104. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)

Rys. 105. Spektrogram analizowanej przekładni w ograniczonym zakresie częstotliwości (do 1000 Hz, automatyczna zmiana koloru przy zmiany skali) – przekładnia niesprawna (NOK)

Rys. 106. Rozwiązanie konstrukcyjne nowego chwytaka oraz sposobu zamocowania czujnika pomiarowego

Rys. 107. Rozwiązanie konstrukcyjne nowego chwytaka oraz sposobu zamocowania czujnika pomiarowego – widok kompletny

Rys. 108. Przebiegi czasowe analizowanej przekładni – przekładnia sprawna (OK)

Rys. 109. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia sprawna (OK)

Rys. 110. Przebiegi czasowe analizowanej przekładni – przekładnia niesprawna (NOK)

Rys. 111. Spektrogram analizowanej przekładni w pełnym zakresie częstotliwości (do 12000 Hz) – przekładnia niesprawna (NOK)

SPIS TABEL

Tabela 1. Napęd TDB 230 – zestawienie materiałowe dla głównych komponentów przekładni

Tabela 2. Napęd TDB 230 – właściwości materiałowe dla trzech części złożenia analizowanej przekładni

Tabela 3. Wartości poszukiwanych częstotliwości drgań własnych kompletnej obudowy przekładni TDB 230

Tabela 4. Wartości sił wewnętrznych zdefiniowanych dla czterech węzłów łożyskowych obudowy przekładni TDB 230

Tabela 5. Wartości maksymalnego obliczonego ciśnienia akustycznego dla wybranych wartości częstotliwości – dla przekładni luźnej oraz zamocowanej nad podłogą

STRESZCZENIE

Przekładnie zębate w dalszym ciągu stanowią podstawowe rozwiązanie układów przeniesienia napędu wielu różnorodnych środków transportu takich jak pojazdy samochodowe, pojazdy szynowe, statki powietrzne czy też środki transportu wodnego. Dodatkowo, jako źródło przeniesienia napędu wykorzystywane są powszechnie chociażby w energetyce wiatrowej oraz bardzo szeroko rozumianej branży maszynowej. Szerokie i powszechne ich zastosowanie zostało opisane w rozdziale pierwszym rozprawy doktorskiej.

Właściwości wibroakustyczne przekładni zębatej stanowią jedne z najważniejszych parametrów jej pracy. Związane są one bezpośrednio z jej drganiami. Ich podstawowe źródło stanowi oczywiście strefa zazębienia, natomiast przenoszone są kolejno na koła zębate, wały, węzły łożyskowe oraz ostatecznie na jej korpus. Korpus przekładni, pobudzany wymuszeniem wewnętrznym (drgania pochodzące od zazębienia) oraz zewnętrznym (jak w rozprawie doktorskiej – od sił reakcyjnych koła w wózku widłowym), oddziałuje zarówno na otaczające środowisko, jak również na współpracujące komponenty oraz urządzenia. Finałowo ta interakcja może prowadzić nawet do pojawienia się niebezpiecznego zjawiska rezonansu.

Biorąc pod uwagę powyższe zagadnienia można sformułować wniosek, że istotnego znaczenia nabiera fakt odpowiednio szybkiego określenia właściwości dynamicznych oraz wibroakustycznych przekładni zębatej jeszcze na etapie jej projektowania. Budowa kompleksowego modelu numerycznego, który uwzględnia wszystkie istotne parametry geometryczne, materiałowe, fizyczne jak również zaplanowane z góry parametry pracy przekładni zębatej, pozwoli na uzyskanie odpowiedzi na temat wszelkich istotnych zagadnień dotyczących nowoprojektowanej przekładni. Przede wszystkim jednak pozwoli znacząco skrócić czas wejścia produktu na rynek, jak również ograniczy koszty prototypowania i testowania takiej przekładni. Odpowiedzi na szereg pytań dotyczących wspomnianych wcześniej właściwości przekładni udzieli bowiem model numeryczny przygotowany przez autora niniejszej rozprawy. Kompleksowość modelu definiowana będzie poprzez uwzględnienie w procesie modelowania numerycznego różnorodnych zagadnień i zjawisk fizycznych, co poparte zostało przygotowaniem takich analiz jak: statyka liniowa, dynamika liniowa – drgania własne (normal modes), dynamika liniowa – analiza odpowiedzi częstotliwościowej (harmonic response) oraz wreszcie – analiza wibroakustyczna.

Przygotowany model numeryczny został również poddany procesowi walidacji z modelem fizycznym poddanym badaniom stanowiskowym. Obiekt badań – przemysłowa przekładnia TDB 230 – został poddany badaniom na dedykowanym stanowisku badawczym

(pomiar przyspieszeń na obudowie przekładni). Tak uzyskane wartości zostały porównane z wynikami otrzymanymi z badań modelowych.

Dodatkowo, Autor dokonał modyfikacji istniejącego stanowiska badawczego celem poprawy jakości uzyskiwanych wyników pomiarowych. W ramach modernizacji istniejącego rozwiązania konstrukcyjnego dokonano modyfikacji sposobu zamocowania czujnika pomiarowego, odseparowując go całkowicie od obecnego rozwiązania konstrukcyjnego, a więc od opuszczanej klatki pomiarowej. Tym sposobem w znaczący sposób wyeliminowano niekorzystne oddziaływanie zewnętrznych drgań przenoszonych się na analizowaną przekładnię, jak również ograniczono wpływ czynnika ludzkiego (operator na stanowisku badawczym).

Podjęte w niniejszej rozprawie doktorskiej zagadnienia wibroaktywności przekładni zębatej stanowią istotną kwestię w zakresie prac prowadzonych w dziale badawczo – rozwojowym firmy ABM Greiffenberger. Zaproponowana metodologia (sposób przygotowania modelu) obliczeń numerycznych, które kompleksowo traktują wszystkie istotne zagadnienia związane z pracą przekładni, w pełni znajdują aprobatę oraz uznanie w dziale B+R firmy zatrudniającej autora rozprawy doktorskiej. Zaproponowana metodologia pozwala znacząco zredukować czas przygotowania gotowego modelu, głównie poprzez redukcję czasu przeprowadzania testów fizycznych nowoprojektowanej przekładni. Pozwala to również na optymalizację kosztową procesu projektowania nowego produktu, co jest wyrazem wysokiej użyteczności podjętej przez autora tematyki rozprawy.

ABSTRACT

Gearboxes are still one of the basic solution of the drive systems for many various transport systems, for e.g. in motor vehicles, rail vehicles, aircrafts or water transport. In addition to that they are used also as a basic drive system in wind energy sector as well as widely described machine sector. Wide and common usage of the gearboxes was presented in details in the first chapter.

Vibroacoustic properties of the gearbox are one of the most important properties of the gearbox itself. They are related directly with the gearbox vibration. The basic source of it is of course gear meshing zone, but at the later stage the generated vibration is transmitted respectively to the gears, shafts bearings and finally to the gearbox housing.

Gearbox housing internally excited (vibration generated by the gear meshing) and externally excited (like in thesis – reaction forces from the forklift main wheel), has the major impact for the surrounding environment as well as for the mating components and machines. Finally this interaction might lead to the occurrence of the resonance vibration.

Taking for account all the above statements it is clear how important is the process which leads to proper estimation of the dynamic and vibroacoustic properties of the gearbox during the design phase. Complex numerical model which includes all required parameters like geometrical parameters, materials and physical parameters as well as estimated working conditions might get the answer for the most of the questions related to the working process of the newly designed gearbox. But the most important is that this numerical modelling process will shorten the lead time to introduce the new product to the market as well as this will reduce the total costs of the prototyping and testing this product.

Most of the engineering questions will be answered based on the numerical model prepared by the author. Complexity of the model will be defined by including in the numerical modelling process various physical phenomenon which include the cases like: linear statics, linear dynamics (normal modes), linear dynamics – harmonic response and finally – vibroacoustic analysis.

Previously prepared numerical model was also validated with the measurement data taken from the gearbox test bed. Testing object – industrial gearbox marked as TDB 2360 – was tested and checked at the dedicated test bed (acceleration measurement at the gearbox housing). Such kind of measurement data were next compared with the same type values taken from numerical modelling.

In additional to that and taking for account that the author got the permission for

extension of the PhD thesis it was decided that the physical test bed will have to be upgraded. There were some margins observed which potentially could lead for the improvements of the measurement process itself as well as the improvement to get the better quality measurement data. Based on that author upgraded the current design by changing and applying into normal productions process the way, how the sensor is attached to the gearbox during the test. This sensor (single axis acceleration sensor) was completely separated from the moving cage and it was, at the same time, attached directly to the measured gearbox housing. Based on that all the unwanted and externally sourced vibration was completely removed from the system. Additionally – the human factor (operator at the dedicated stage) was also reduced.

Topics covered by this PhD thesis are also very important for the complete research and development processes at the R&D department within the ABM Greiffenberger company. The proposed methodology (the way how the numerical model is prepared and built), which include complexity of the gearbox working conditions are highly appreciated and supported by the rest of the R&D team. This methodology allows for massive time reduction costs when it not only comes to prepare the virtual model. This allows for the optimization of the process costs – many various, like design costs, validation costs, production costs etc.

Finally it can be stated that the utility process of the proposed methodology of the gearbox testing is highly recommended for everyone, who is interested with the design and numerical modelling of the complete systems together with their physical testing.

Finally it can be tested that the utility level of the PhD thesis is very high.