



Wydział Budowy Maszyn i Zarządzania

POLITECHNIKA POZNAŃSKA

PRACA DYPLOMOWA INŻYNIERSKA



Modelowanie i analiza numeryczna właściwości mechanicznych układu zawieszenia kół

Promotor pracy:

dr hab. Tomasz Strępek

Poznań 2017

Spis treści

1.	Wstęp.....	5
1.1.	Wprowadzenie.....	5
1.2.	Cel i zakres pracy	5
2.	Zawieszenie pojazdu	6
2.1.	Ogólny opis zawieszenia.....	6
2.2.	Zawieszenia niezależne	8
2.2.1.	Zawieszenie tylne z wahaczami wzdłużnymi	9
2.2.2.	Zawieszenie tylne z wahaczami skośnymi	10
2.2.3.	Zawieszenie z podwójnymi wahaczami poprzecznymi	11
2.2.4.	Zawieszenie z kolumnami prowadzącymi	12
2.2.5.	Zawieszenie wielodrażkowe	14
2.3.	Zawieszenie zależne (ze sztywną osią)	15
2.4.	Zawieszenie z wahaczami sprzężonymi.....	17
2.5.	Kolumny prowadzące.....	19
2.6.	Zestawy amortyzatorów ze sprężynami	20
2.7.	Sprężyna śrubowa	20
2.8.	Amortyzator	21
3.	Równanie ruchu Naviera	22
3.1.	Uogólnione prawo Hooke'a	23
3.2.	Macierz sztywności	24
3.3.	Równanie ruchu harmonicznego	24
4.	Modelowanie	26
4.1.	Systemy CAD.....	26

4.2.	Autodesk Inventor	26
4.3.	Metoda elementów skończonych	27
4.4.	COMSOL Multiphysics	27
4.5.	Przykładowy model zawieszenia	28
4.5.1.	Zawieszenie z kolumnami prowadzącymi – przednia oś.....	28
4.5.2.	Kolumna MacPhersona.....	29
4.5.3.	Sprężyna.....	29
4.5.4.	Amortyzator	30
4.5.5.	Wahacz.....	31
4.5.6.	Pozostałe zamodelowane elementy	33
4.6.	Model wykorzystany w obliczeniach.....	35
4.6.1.	Model wykorzystany w analizie statycznej	35
4.6.2.	Model wykorzystany dla analizy harmonicznej	38
4.7.	Warunki brzegowe	38
4.7.1.	Warunki brzegowe dla pierwszego przypadku analizy statycznej	38
4.7.2.	Warunki brzegowe dla drugiego przypadku analizy statycznej	39
4.7.3.	Warunki brzegowe dla analizy harmonicznej.....	40
5.	Analiza numeryczna	41
5.1.	Analiza statyczna	41
5.1.1.	Analiza statyczna dla pierwszego przypadku	41
5.1.2.	Analiza statyczna dla drugiego przypadku	44
5.1.3.	Porównanie analiz statycznych.....	47
5.2.	Analiza harmoniczna.....	48
6.	Podsumowania i wnioski.....	54

Literatura.....	55
Spis rysunków.....	56

Streszczenie

W niniejszej pracy zaprezentowana została budowa oraz zasada działania zawieszenia kół oraz jego części. Opisano również różne typy zawiesznień wykorzystywane w pojazdach. Wykonano także opis podstaw, na których opierają się systemy CAD oraz systemy MES oraz wykorzystano możliwość ich integracji, by zrealizować temat pracy. Zaprezentowane zostały również informacje na temat działania oraz możliwości programu Autodesk Inventor oraz Comsol Multiphysics. Wykonano przykładowy model zawieszenia oraz przedstawiono główne jego części. Przeprowadzono także symulacje kolumny MacPhersona oraz dokonano analizy jej wyników. Wszystko to zostało zrealizowane, by poznać proces inżynierski od tworzenia do jego badań komputerowych.

Abstract

This thesis introduces a wheel suspension construction, its principle of operation and parts thereof. Different types of suspension used in vehicles were described. A description of basics, on which CAD systems and FEM systems are based was made. To fulfil the thesis principle their integration possibility was used. Information about functions and options of the program Autodesk Inventor and Comsol Multiphysics was presented. A digital suspension prototype was designed and its main parts were shown. Simulations of MacPherson strut were performed and their results were analysed. This allowed to learn about the engineering process from its making to its computer research.

1. Wstęp

1.1. Wprowadzenie

Nikt nie wyobraża sobie dzisiejszego świata bez pojazdów mechanicznych. Wykorzystywane są prawie w każdej dziedzinie życia. Służą nam do komfortowego i szybkiego przemieszczenia się z punktu A do B. Służą jako transport towarów, dóbr. Służą nam również do zabawy, do dostarczania adrenaliny i wywoływania emocji. Są jednym z najważniejszych osiągnięć cywilizacyjnych. Wszystko z czego składają się nasze pojazdy, ewoluowało i były doskonalone przez dziesiątki lat i rozwijane są do dziś. Są owocem pracy wielu ludzi, inżynierów, genialnych konstruktorów, by nasze pojazdy bezpiecznie, wydajne i efektywne. Jednym z najważniejszych takich elementów jest zawieszenie. Bez odpowiedniej konstrukcji zawieszenia nie może działać żaden pojazd mechaniczny, a przynajmniej nie nadawałaby się do użytku przez człowieka. Wielu ludzi nie ma pojęcia jakim skomplikowanym i złożonym jest ono zespołem oraz jak wiele podzespołów i części wchodzi w jego skład. Dlatego warto zagłębić się w inżynierski proces powstawania takiego zawieszenia, od koncepcji do faktycznego wyrobu. Poznać jakimi narzędziami, programami posługują się ludzie je tworzący. Jednak by móc się nimi posługiwać, trzeba posiadać wiedzę na temat budowy, typów oraz zasady działania zawieszonych powstałych do tej pory. Należy również poznać na jakich prawach, systemach działają współczesne programy umożliwiające nam zaprojektowanie zawieszenia oraz jego późniejszą analizę.

1.2. Cel i zakres pracy

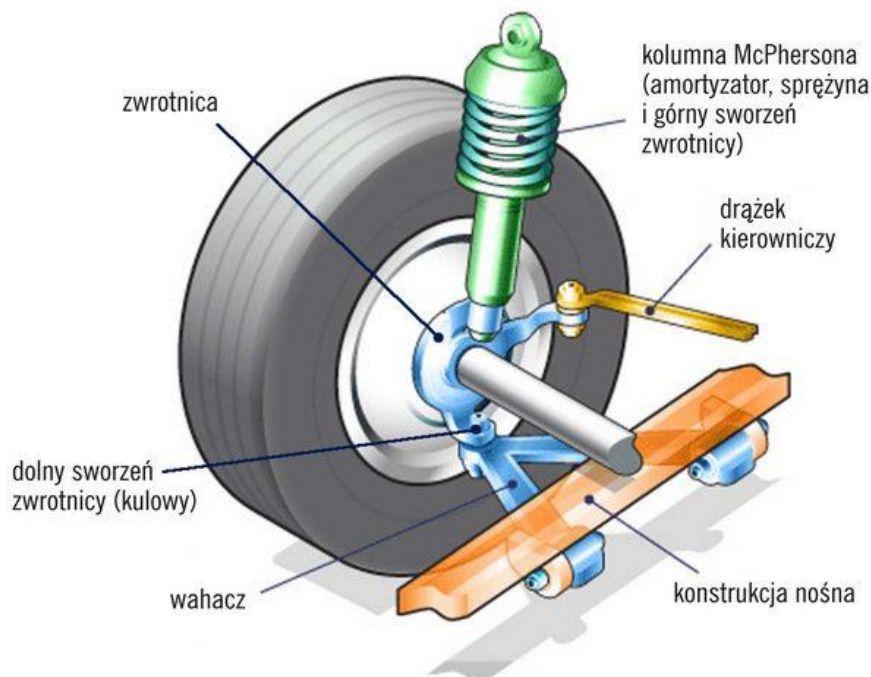
Celem pracy jest zbadanie właściwości mechanicznych układu zawieszenia kół. Dlatego konieczne było dokładne poznanie budowy oraz typów zawieszenia w pojazdach mechanicznych. Do zrealizowania tego postawionego celu pracy potrzebne jest zamodelowanie jednego z typów zawieszonych oraz przeprowadzenie jego analizy numerycznej. Dzięki temu można lepiej poznać naturę działania zawieszenia oraz jego współpracujących elementów. Aby zrealizować cel pracy należy również poznać podstawy działania systemów CAD, MES oraz ich integrację. Do opracowania wniosków zostały wykonane odpowiednie symulacje i ich analiza.

2. Zawieszenie pojazdu

2.1. Ogólny opis zawieszenia

Zawieszenie pojazdu – Jego głównym celem jest przenoszenie sił działających na powierzchni styku opon z nawierzchnią na nadwozie. Ma za zadanie łagodzenie przenoszonych na nadwozie wstrząsów wzbudzanych nierównościami drogi. Pomaga również pojazdowi dobrze trzymać się drogi w zakrętach, jak i sprawnie hamować. Zawieszenie jest elementem podwozia, w których podstawowymi częściami są:

- a) elementy resorujące – ich zadaniem jest absorbowanie energii i oddawanie jej w odpowiedniej chwili. Zadanie   to wykonują elementy takie jak resor piórowy, sprężyna śrubowa, drążki skrętne, poduszka powietrzna.
- b) elementy tłumiące – ich zadaniem jest tłumienie wstrząsów działających na pojazd. Elementem tłumiącym jest amortyzator.
- c) elementy prowadzące koło – ich zadaniem jest zapewnienie odpowiedniego zachowania się pojazdu w zakręcie. Elementami wodzącymi są wahacze.



Rys. 1. Zawieszenie z kolumną MacPhersona [11]

Możemy wyróżnić kilka wielkości sił wpływających na sposób przekazywania sił ze styku opony z jezdnią na nadwozie: dla sił wzdłużnych - promień zataczania oraz ramię

działania sił wzdłużnych, dla sił poprzecznych – odcinek wyprzedzenia, dla sił pionowych - ich ramię działania. Zależność między tymi wielkościami związana jest z ustawieniem w przestrzeni osi zataczania zwrotnicy. Ze względu na odpowiednią wygodę jazdy należy umożliwić wystarczająco duży pionowy skok koła, przy którym nierówności jezdni nie będą powodować poziomych ruchów kół. Zawieszenie ma być jak najbardziej elastyczne w kierunku wzdłużnym, w celu zminimalizowania drgań pochodzących z toczenia się opon promieniowych i spowodowanych nierównościami jezdni o małych długościach fali. Zbyt duża miękkość zawieszenia nie może prowadzić do zmniejszania szybkości narastania reakcji bocznych działających na koła, którego skutkiem jest pogorszenie precyzji kierowania pojazdem, który wymaga twardego zawieszenia. Zbyt duża elastyczność zawieszenia może nieść za sobą zbyt wielkie poruszanie się kół pod działaniem sił wzdłużnych, spowodowanego siłami napędowymi lub hamującymi. W celu otrzymania odpowiedniej stateczności kierunkowej i kierowności, zarówno w stacjonarnym i niestacjonarnym stanie ruchu pojazdu, koła powinny generować odpowiednie siły boczne. Siły te wynikają z optymalnego ustawienia kół względem nawierzchni. Dzięki zachowaniu właściwej geometrii i kinematyce zawieszenia można opierać się wzdłużnym przechyłom nadwozia w trakcie hamowania i przyśpieszenia. Ponadto dzięki temu samochód będzie cechować się dobrym prowadzeniem oraz odpornością na występowanie nadsterowności. Kolejnymi wymaganiami stawianymi przed zawieszeniem to niezależne od siebie przemieszczanie kół oraz odpowiednie przekazanie do pojazdu sił pochodzących od kół. Z powodów bezpieczeństwa jazdy należy zapewnić jak najmniejsze masy nieresorowane zawieszenia, które mają zredukować obciążenia dynamiczne kół. Przy projektowaniu zawieszenia powinno się dążyć do uzyskania jak najprostszej, najtańszej i najmniejszej konstrukcji przy jednoczesnym uzyskaniu jak najlepszych właściwości wytrzymałościowych i geometrycznych. W budowie zawieszenia pożądana jest również jego łatwa naprawa [1].

Zawieszenia możemy podzielić na:

a) zależne – ze sztywnym połączeniem kół danej osi.

We wszystkich zawieszeniach zależnych obudowa mostu wykonuje ruch wraz z kołami, przez co należy zapewnić im wystarczająco dużo miejsca na przemieszczenia pionowe. Konsekwencją tego w przypadku tylnej osi jest zmniejszenie pojemności bagażnika oraz ograniczenie miejsca na koło zapasowe. Natomiast dla przedniej osi w przypadku gdy, most umieszczony ma być pod silnikiem, wymaga to zapewnienia odpowiednio dużego skoku pionowego. Drugą opcją jest przesunięcie do tyłu silnika.

Dlatego zawieszenie zależne stosuje się w samochodach ciężarowych i osobowych terenowych o napędzie na cztery koła.

b) niezależne – koła przemieszczają się niezależnie jedno od drugiego.

W przypadku zawieszenia niezależnego wraz ze wzrostem liczby części prowadzących koła (drażków, wahaczy) możemy zminimalizować problemy występujące w zawieszeniach zależnych oraz zapewnić odpowiednie przenoszenie sił na nadwozie. Wyróżnić można kilka typów zawiesznień niezależnych:

- Zawieszenia z wahaczami wzdłużnymi i skośnymi, które nie potrzebują sporo miejsca na ruchy pionowe. Ich zaletą jest zwiększenie pojemności bagażnika o płaskiej podłodze. Natomiast wadą jest występowanie sporych przemieszczeń poprzecznych kół.
- Zawieszenia z podwójnymi wahaczami poprzecznymi.
- Zawieszenia z kolumnami prowadzącymi, które pomimo swojej sporej wysokości, pozostawiają wiele miejsca pomiędzy kolumnami. Nie ograniczają przez to miejsca na zabudowę silnika oraz układu napędowego i gwarantują jednocześnie skręt kół kierowanych.
- Zawieszenia wielodrażkowe, które do każdego z kół mogą posiadać aż do pięciu elementów prowadzących. Zapewniają one jak najlepsze właściwości kinematyczne takie jak: zmiana kąta zbieżności, zmiana kątów pochylenia i rozstawu kół oraz przechyłów wzdłużnych w czasie przyspieszania oraz hamowania.

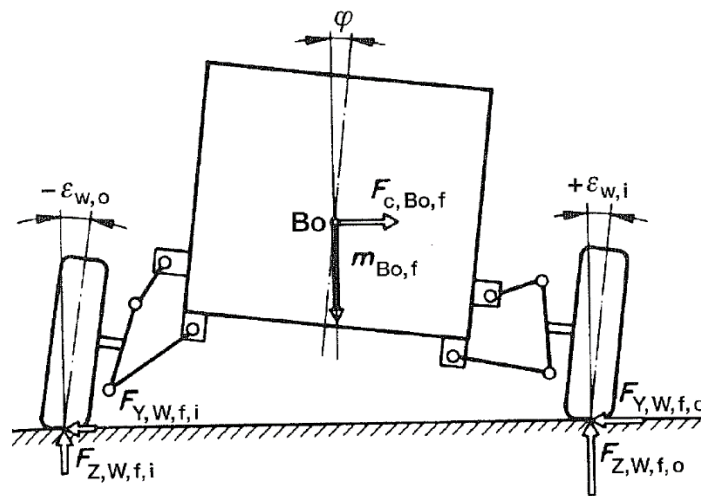
c) zawieszenia z wahaczami sprzężonymi – łączą ze sobą konstrukcje zawieszenia zależnego i niezależnego.

W zawieszeniu z wahaczami sprzężonymi oba koła danej osi połączone są ze sobą belką sztywną na zginanie, ale za to podatną na skręcanie. Zaletą tego typu zawieszenia jest jego tani koszt. Przy okazji zajmują małą ilość miejsca. Wadą tych zawiesznień jest, że niektóre jego części muszą spełniać kilka funkcji jednocześnie, często ze sobą przeciwstawnych. Ograniczony przez to jest dobór jego odpowiednich własności kinematycznych. Dodatkowo potrzebują one sporo przestrzeni na ruchy belki łączącej wahacze [1].

2.2. Zawieszenia niezależne

Zawieszenia niezależne charakteryzują się zwartą budową oraz łatwością skrętu kół osi napędzanych. Dodatkowo posiadają niewielką masę oraz charakteryzują się brakiem wzajemnego wpływu przemieszczeń kół. Dzięki tym cechom możliwe jest dobre

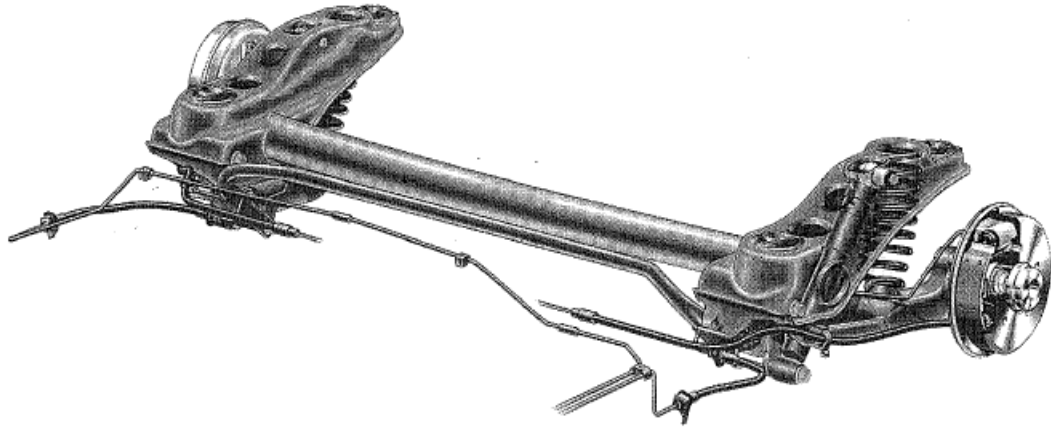
trzymanie się nawierzchni, zwłaszcza w zakrętach posiadających nierówności. Wahacze poprzeczne i wzdłużne gwarantują odpowiednią kinematykę ruchów zawieszenia przy ich pionowych ruchach (Rys. 2). Realizują one również przenoszenie sił na nadwozie. Ich niekorzystną cechą jest poprzeczny przechył podczas pokonywania zakrętów. W efekcie koło zewnętrzne absorbuje większą część siły bocznej. Generuje to ich dodatni kąt pochylenia. Natomiast koło wewnętrzne uzyskuje ujemny kąt. Skutkiem czego pogorszeniu ulegają zdolności opon do utrzymywania odpowiedniego toru jazdy. Dlatego należy dążyć do jak najmniejszych przechyłów bocznych. Efekt ten można zminimalizować wprowadzając sztywniejsze elementy resorujące lub dodatkowy stabilizator [1].



Rys. 2. Schemat kinematyczny zawieszenia niezależnego [1]

2.2.1. Zawieszenie tylne z wahaczami wzdłużnymi

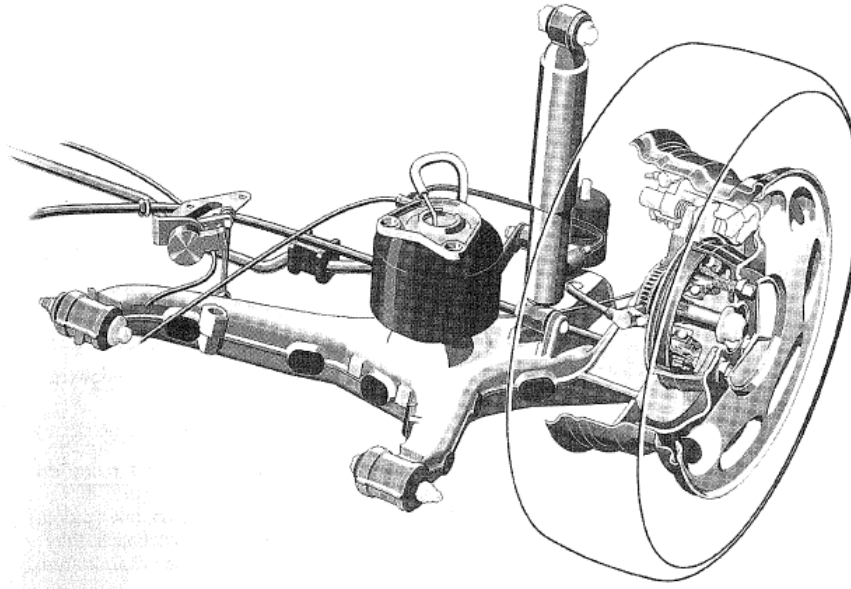
Tego typu zawieszenie tworzy się z jednego wahacza umieszczonego z każdej ze stron, rozmieszczonego zgodnie z kierunkiem jazdy i przymocowanego obrotowo do ramy pomocniczej lub nadwozia (Rys. 3). Taki wahacz przenosi siły we wszystkich kierunkach, przez co wystawiony jest na zginanie i skręcanie. Budowa takiego zawieszenia jest stosunkowo prosta. Dzięki temu możliwe jest płaskie prowadzenie podłogi nadwozia oraz umiejscowienie koła zapasowego pomiędzy wahaczami. Dlatego stosuje się je na ogół w samochodach o napędzie przednim. Wykorzystując drążki skrętne oraz przypasowując optymalnie długości wahaczy można uzyskać korzystne własności drganiowe przy dużym dociążeniu pojazdu. Niestety niesie to ze sobą również negatywne skutki, takie jak niekorzystne przechylające się w jedną stronę koła podczas pokonywania zakrętu (dodatni kąt pochylenia koła) oraz nasilenie się efektu nadsterowności [1].



Rys. 3. Zawieszenie z wahaczami wzdłużnymi samochodu Mercedes-Benz klasy A (1997) [1]

2.2.2. Zawieszenie tylne z wahaczami skośnymi

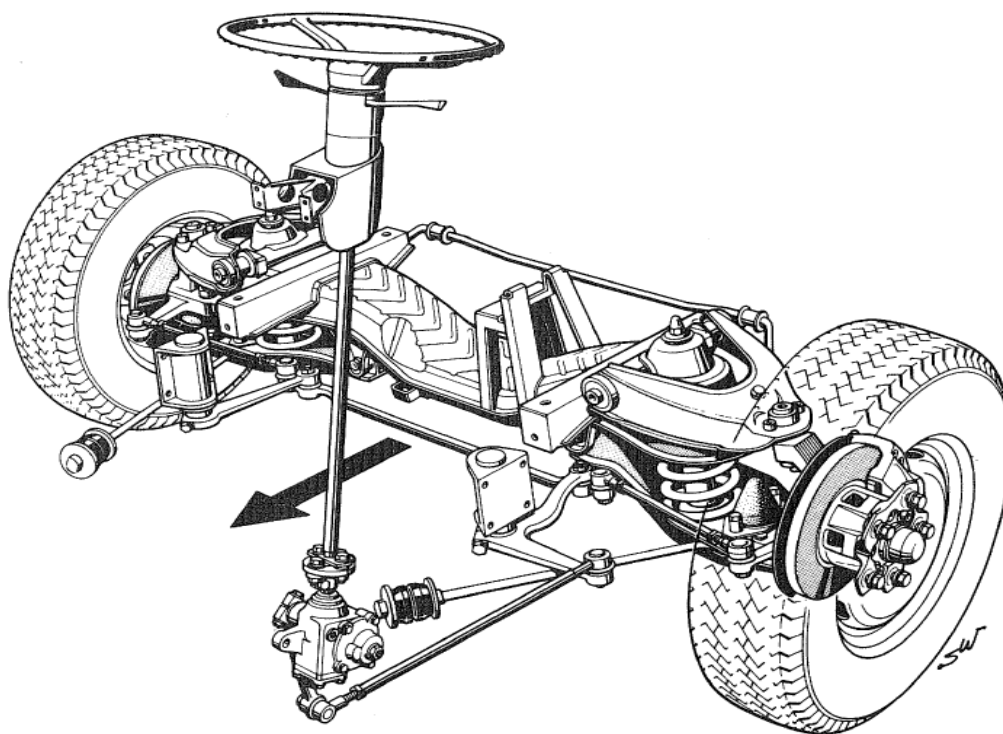
Zawieszenie to najczęściej znajdziemy w samochodach osobowych z napędem na tylną oś lub na cztery koła (Rys. 4). Półosie napędowe tych pojazdów narzucają konieczność stosowania dwóch przegubów z każdej strony pojazdu. Przy ugięciu zawieszenie koła wykonuje ruchy przestrzenne. Rozwiązanie to kompensuje przemieszczenia osiowe, jednocześnie umożliwiając przemieszczenia kątowe. Przy odpowiednim dobraniu długości wahaczy oraz ich kątów można polepszyć niektóre własności kinematyczne takie jak: wysokość położenia środka bocznego przechyłu, zmiany kątów zbieżności i pochylenia kół [1].



Rys. 4. Zawieszenie z wahaczami skośnymi samochodu Mercedes-Benz klasy V [1]

2.2.3. Zawieszenie z podwójnymi wahaczami poprzecznymi

Zawieszenie tego typu tworzy się z dwóch wahaczy poprzecznych znajdujących się po każdej stronie pojazdu (Rys. 5). Mocuje się je obrotowo do ramy, ramy pomocniczej lub nadwozia. W przedniej osi, ich zewnętrzne końce łączy się przy użyciu przegubów kulowych ze zwrotnicą lub łożyskując obrotowo. Im dalej od siebie umieszczone są wahacze, tym mniej podatne będą elementy na odkształcenia, co skutkuje korzystniejszym prowadzeniem kół. Przy zastosowaniu niejednakowych długości wahaczy możemy kontrolować przemieszczenia kątowe kół przy ruchu pionowym oraz zmiany kąta pochylenia kół. Wykorzystując krótszy wahacz koło dociążone otrzymuje ujemny kąt pochylenia, a koło odciążone dodatni. Kolejną korzyścią wynikającą z tej konstrukcji jest zminimalizowanie pochylenia auta w przód podczas hamowania oraz pochylenia auta do tyłu podczas przyśpieszania. Niezależnie od rodzaju napędzanej osi, coraz częściej wykorzystujemy je w pojazdach jako zawieszenie tylnej osi. Zastępują one zawieszenia z wahaczami skośnymi [1].



Rys. 5. Zawieszenie przednie samochodów dostawczych VW LT 28 – 35 [1]

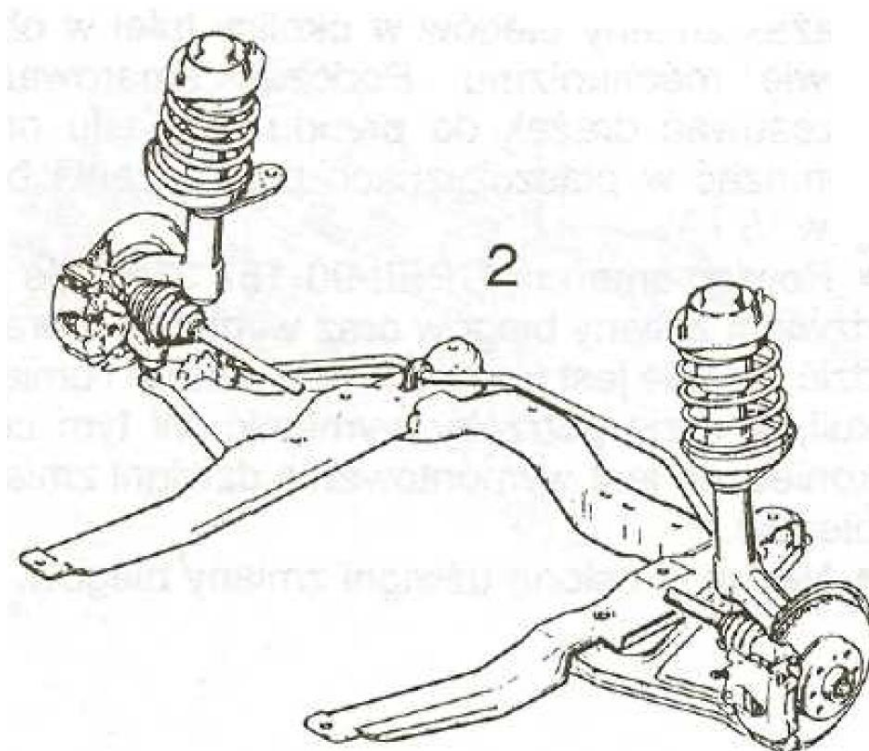
2.2.4. Zawieszenie z kolumnami prowadzącymi

Zawieszenie z kolumnami prowadzącymi jest rozwiniętą konstrukcją zawieszenia z podwójnymi wahaczami poprzecznymi. Górny wahacz został zastąpiony punktem podparcia w nadkolu. Znajduje się tam zakończenie tłoczyska amortyzatora i sprężyny. W tym zawieszeniu zastosowano dwururową budowę zawieszenia, pracującą przy podwyższonym lub nie zmienionym ciśnieniu (Rys. 6). Największą zaletą stosowania tego typu zawieszenia jest to, że wszystkie części biorące udział w prowadzeniu oraz resorowaniu kół można zawrzeć w jednym zespole montażowym. Elementami tymi są:

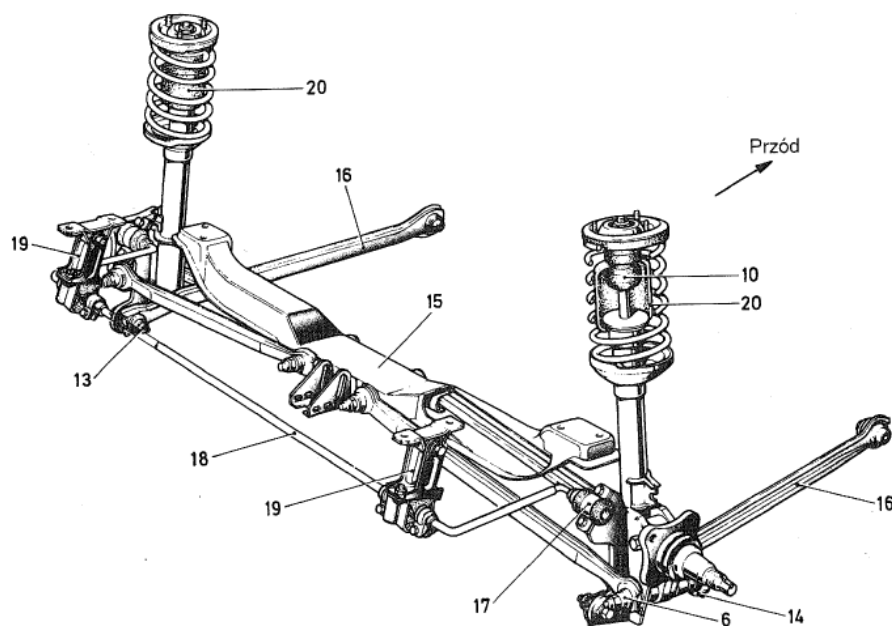
- dolny talerz oporowy sprężyny,
- dodatkowy element sprężysty lub odbojnik,
- ogranicznik skoku rozciągania,
- stabilizator wahliwy połączony za pomocą cięgna,
- zwrotnica koła.

Zwrotnicę możemy połączyć trwale z obudową kolumny stosując twarde lutowanie, spawanie. Może być ona również przykręcana. Kolejnymi mocnymi stronami tego zawieszenia są duży skok, oraz lepsze zaprojektowanie przedniej strefy zgniotu. Umożliwia również zamontowanie poprzecznej zabudowy silnika, gdyż zostaje szerszy

przedział miejsca na jego umiejscowienie. Dodatkowo nasze zawieszenie powoduje zmniejszenie niekorzystnych własności kinematycznych, minimalizację sił i drgań w nadkolu oraz przedniej części pojazdu. Niestety konstrukcja jest bardzo wrażliwa na niewyrównoważenie przedniego zawieszenia oraz błędy kształtu opon. W przypadku samochodów napędzanych na przednią oś ograniczona zostaje przestrzeń między oponą a obudową kolumny, przez co możemy mieć duże trudności z założeniem łańcuchów śniegowych. W przypadku aut napędzanych na tylną oś może nam to jedynie ograniczyć zastosowanie szerszych opon (Rys. 7). Ze względu na swoją prostotę, zawieszenia z kolumnami prowadzącymi są najczęstszym stosowanym typem zawieszenia przedniego. Jednak możemy zastosować je również w samochodach nie napędzanych na przednią oś. Pozwala nam to użyć dłuższych, sięgających prawie środka samochodu drążków poprzecznych. Skutkuje to pozytywną zmianą kątów pochylenia i rozstawu kół. Dodatkowo wpływa na obniżenie środka bocznego przechyłu w przypadku mocno obciążonego pojazdu. Dzięki zastosowaniu kolumn bez sprężyn możemy zwiększyć rozmiar bagażnika [1, 2].



Rys. 6. Przednie zawieszenie z kolumnami prowadzącymi samochodu Opel Astra F [2]

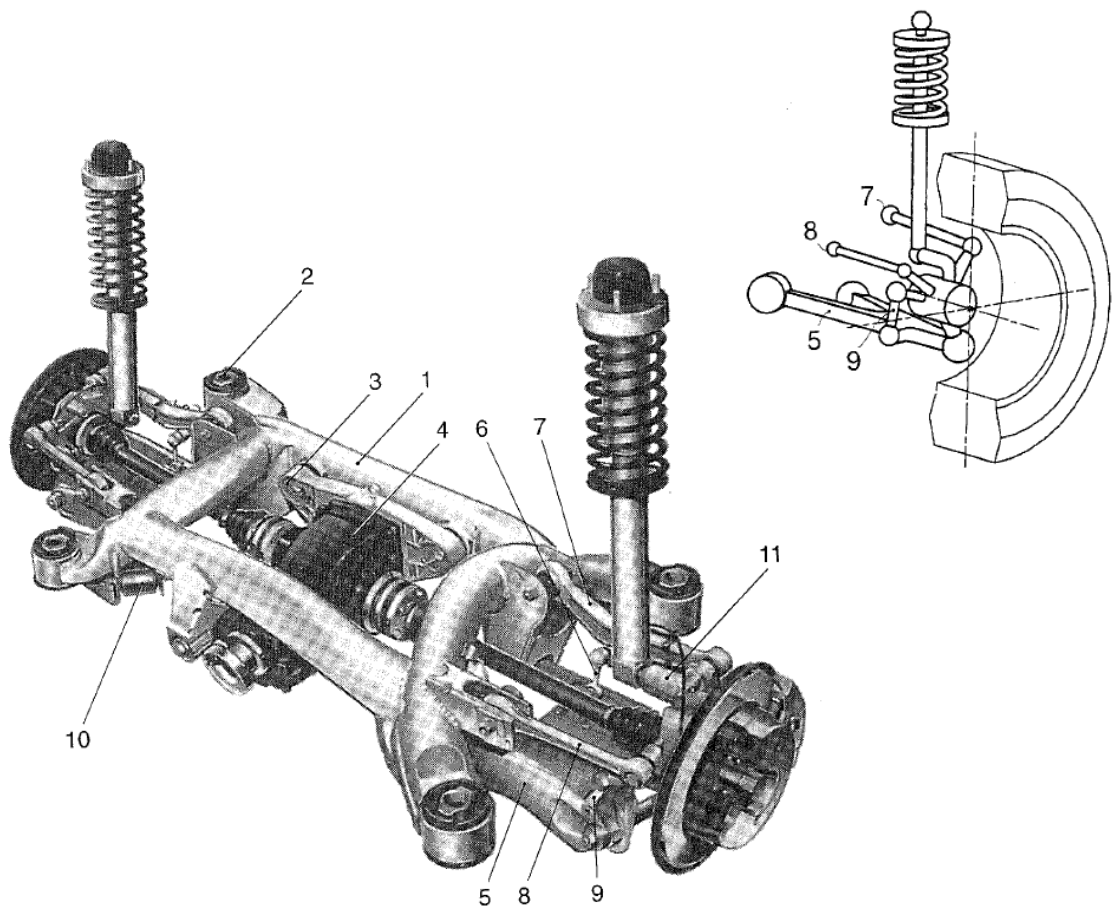


Rys. 7. Tylnie zawieszenie samochodu Lancia Delta z kolumnami prowadzącymi [1]

2.2.5. Zawieszenie wielodrażkowe

Zawieszenie wielodrażkowe wykorzystywane są w kołach przednich i tylnych napędzanych, a także nie napędzanych. W zależności od wymagań dotyczących geometrii, kinematyki i sposobu rozprowadzania sił, możemy zastosować aż do pięciu drążków (Rys. 8). W zależności od dostępnego miejsca na jego budowę, układ drążków możemy poprowadzić prawie dowolnie. Posiadając dużą przestrzeń, konstrukcja ta ma wszystkie zalety zawieszeń niezależnych. Dodatkowo uzyskujemy znaczną kompensację przechyłów podczas przyspieszania oraz hamowania. Umożliwia to dowolne umiejscowienie środka bocznego przechyłu, zmian kątów pochylenia i zbieżności. Dzięki temu uzyskujemy bardzo korzystne działanie przemieszczeń kół na ich prowadzenie. Otrzymujemy również szeroki zakres kształtowania własności kinematycznych, bez wpływania na zachowanie precyzji kierowności kół. Za pomocą tej konstrukcji siły przenoszone z kół są bezpośrednio wprowadzane w nadwozie przy zachowaniu znacznych odległości pomiędzy punktami mocowania. Niestety zawieszenia wielodrażkowe posiadają też kilka wad. Ze względu na zwiększenie ilości drążków i przegubów ich konstrukcja jest zdecydowanie bardziej skomplikowana. Podnosi to też koszty produkcji oraz montażu. Zawieszenia te muszą zostać wykonane z bardzo dużą dokładnością wymiarów oraz optymalną sztywnością poszczególnych jego elementów.

Wzrasta również możliwość szybszego zużycia przegubów oraz wystąpienia niezgodności kinematycznej prowadzenia kół [1].



Rys. 8. Wielodrożkowe zawieszenie tylne samochodu BMW serii 5 (E39,1996) [1]

2.3. Zawieszenie zależne (ze sztywną osią)

Zawieszenia ze sztywną osią cechują się dużą ilością wad, przez co raczej nie są wykorzystywane w standardowych samochodach osobowych. Natomiast znalazły swoje zastosowanie w samochodach ciężarowych (Rys. 9). Podstawowe wady tego typu zawieszenia to:

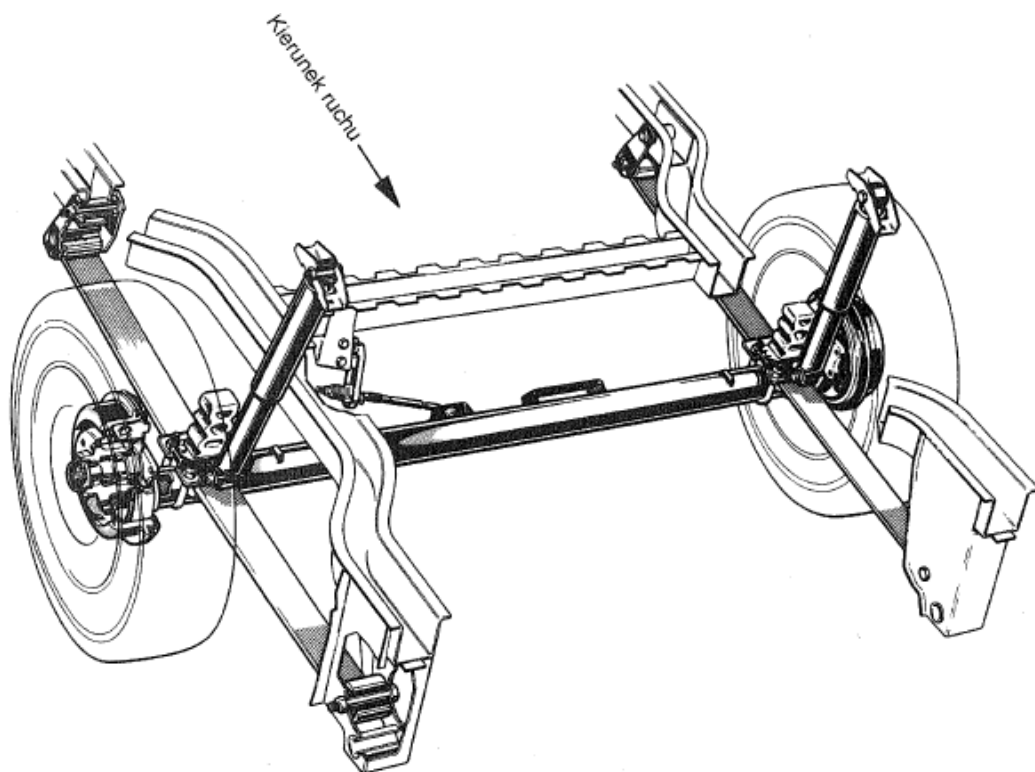
- wzajemne oddziaływanie na siebie kół,
- potrzeba zagospodarowania dużej ilości miejsca dla pionowego ruchu osi,
- ograniczenie precyzyjnego dobrania własności kinematycznych,
- duża masa, która przekłada się na większe drgania.

Aby ograniczyć te wady należy wprowadzić skomplikowane rozwiązania konstrukcyjne, co mija się z podstawowymi zasadami projektowania zawieszenia. Dzięki

rozwojowi konstrukcyjnemu części zawieszenia oraz doborze materiałów o właściwej sprężystości i tłumieniu udało poprawić się zachowanie zawieszenia zależnego. Pomimo tego znaleźć możemy je jedynie w samochodach o napędzie na cztery koła oraz specjalnych pojazdach terenowych. Przez wielką masę napędzanej osi sztywnej jest ona zdecydowanie gorsza w prowadzeniu na nierównej, falistej drodze, zwłaszcza w trakcie pokonywania zakrętu. Przez zastosowanie jednorurowych amortyzatorów wysokociśnieniowych możemy w niewielkim stopniu polepszyć tłumienie drgań bez znacznego obniżenia komfortu jazdy. Dzięki temu możemy zmaksymalizować działanie tłumienia w naszym zawieszeniu. Jest to najlepszy i najtańszy sposób pozbycia się tej bardzo uciążliwej wady zależnego zawieszenia. Zawieszenie ze sztywną osią w samochodach osobowych z napędem na przód posiada zarówno zalety i wady. W porównaniu do niezależnego zawieszenia charakteryzują się ono:

- porównywalną masą,
- prostotą i niskimi kosztami produkcji,
- brakiem występowania zmian kątów pochylenia i zbieżności kół,
- wydłużeniem żywotności opon oraz dobrą stabilnością w trakcie jazdy na wprost,
- brakiem zmian pochylenia kąta kół podczas przechyłów bocznych w trakcie jazdy przez zakręt.

Skonstruowano wiele mocowań sztywnej osi do ramy bądź nadwozia. Zazwyczaj stosowane są resory piórowe, które pełnią funkcję resorującą i prowadzącą kół. Mogą one przenosić siły w trzech kierunkach oraz momenty reakcji w trakcie przyśpieszania oraz hamowania. Najkorzystniejszą zaletą tego zawieszenia jest zmniejszenie obciążenia tylnej części pojazdu w wypadku dużego obciążenia bagażnika. Resory piórowe można przymocować również pochyło. Zaletą tego mocowania jest minimalizacja tendencji do nadsterowności w zakrętach oraz tak zwana samosterowność osi w kierunku podsterowności. Jednak działa to niekorzystnie podczas jazdy po nierównej jezdni. W porównaniu do zawieszenia z wahaczami skośnymi zawieszenia zależne uzyskują mniejszą reakcję na zmianę siły napędowej. W pojazdach napędzanych na przednią oś możemy zastosować ujemne kąty pochylenia nie napędzanych kół. Poprawimy w ten sposób przyjmowanie sił bocznych przez opony, jednak kosztem zmniejszenia ich żywotności [1].



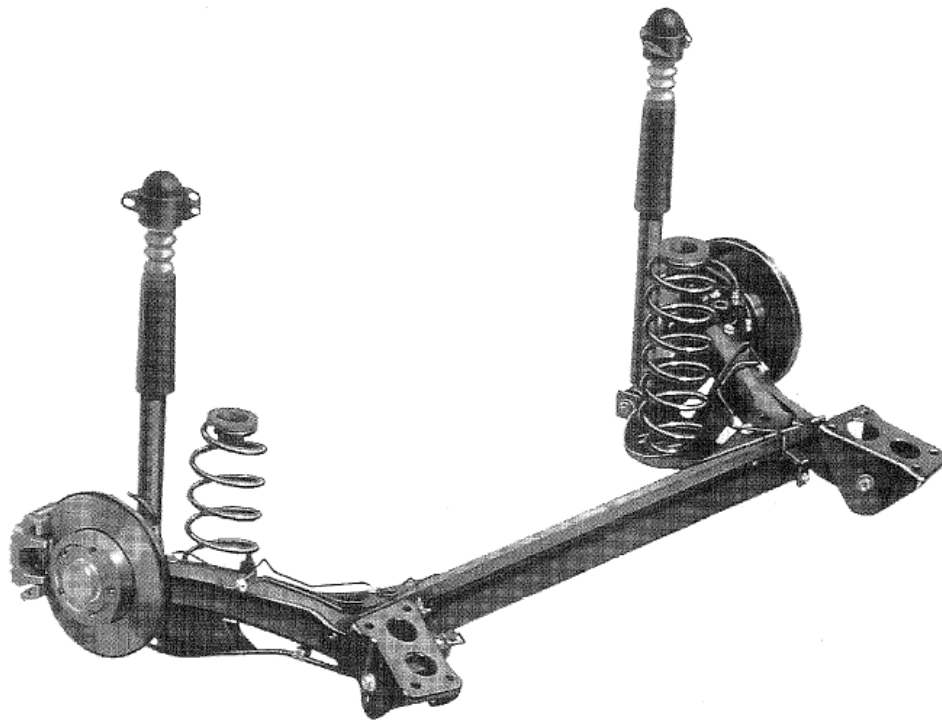
Rys. 9. Zawieszenie tylne samochodu dostawczego Ford Escort Express [1]

2.4. Zawieszenie z wahaczami sprzężonymi

Zawieszenie z wahaczami sprzężonymi zbudowane jest z dwóch wahaczy wzdłużnych, połączonych ze sobą przyspawaną belką poprzeczną (Rys. 10). Są one montowane do nadwozia za pomocą dużych przegubów elastycznych. Zawieszenie to znalazło swoje zastosowanie w samochodach osobowych niższej i średniej klasy o napędzie przednim. W porównaniu do zawiesznień zależnych belka łącząca mieści się przed osią kół i absorbuje wszystkie momenty sił bocznych i pionowych. Belka ta jest podatna na odkształcenia kątowe. Dzięki temu przejmuje funkcję stabilizatora oraz pozwala na wzajemne przemieszczenia kątowe wahaczy.

Zawieszenie to posiada wiele plusów i dlatego możemy spotkać je w wielu nowych samochodach osobowych wprowadzanych do sprzedaży. Konstrukcja ta umożliwia prosty montaż i demontaż całego zawieszenia. Nie ma ono zbyt dużej masy, jak i masy nieresorowanej oraz nie zajmuje zbyt wiele miejsca. W zawieszeniu tym nie znajdziemy drążków prowadzących, co zdecydowanie zmniejsza ilość części składowych. Zawieszenie to posiada jedynie dwa przeguby. Proste w nim jest również zamocowanie kolumn sprężysto-tłumiących lub amortyzatorów i sprężyn. Dodatkowo korzystne jest

przenoszenie sił pomiędzy kołem a kolumną. W konstrukcji występują jedynie niewielkie zmiany kątów zbieżności oraz pochylenia kół. Optymalne umiejscowienie środka boczego przechyłu pomaga nam uzyskać pożądaną podsterowność w czasie pokonywania zakrętu. Zawieszenie to nie dopuszcza również do unoszenia się tylnej części pojazdu w trakcie hamowania. Konstrukcja ta posiada również wiele wad. Głównym minusem jest oddziaływanie na siebie ruchów kół. Odkształcenia wahaczy mogą prowadzić do tworzenia się niepożądanego nadsterowności. Natomiast belka poprzeczna narażona jest na skręcanie oraz ścinanie. Znacznie obciążone są również spawy, co wpływa na zmniejszenie wytrzymałości obciążenia tylnej osi. W porównaniu do zawiesznień niezależnych zdecydowanie gorzej radzą one sobie z absorbowaniem drgań podczas jazdy po nierównościach. Mocowanie przegubów wahaczy musi być bardzo wytrzymałe, gdyż ze względu na pracę zawieszenia narażone są one na działania sił w różnych kierunkach [1].



Rys. 10. Zawieszenie ze wzdłużnymi wahaczami sprężonymi samochodów VW Golf IV (1997), VW Bora (1999), Audi A3 (1996) [1]

2.5. Kolumny prowadzące

Kolumna prowadząca jest najczęściej zestawem amortyzatora i sprężyny, pełniąc również funkcję prowadzenia koła. Tłoczysko amortyzatora zastępować może górny wahacz. W wielu samochodach możemy zauważyć, że do obudowy kolumny przymocowane jest ramię zwrotnicy (Rys. 11). Kolumny prowadzące dzieli się zazwyczaj na dwie grupy:

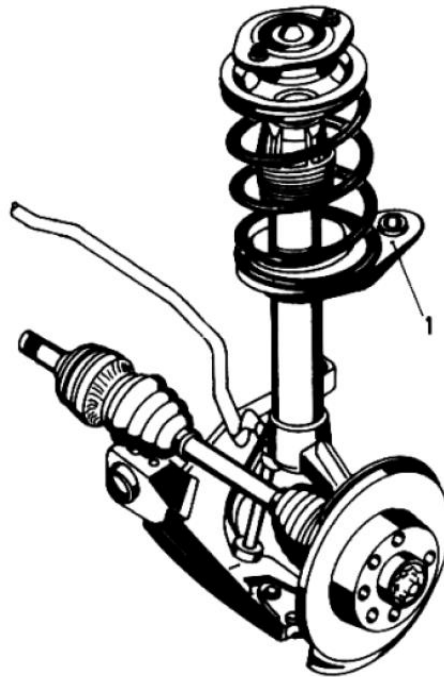
- ze wspornikiem koła sztywno połączonym z zewnętrzną rurą kolumny,
- z demontowanym wspornikiem koła.

Wielkim plusem zastosowania kolumn z demontowanym wspornikiem koła jest to, że nie trzeba ich całych wymontowywać. W przypadku wystąpienia uszkodzenia amortyzatora wymianie podlega jedynie sama część tłumiąca.

Dokonyjemy również podziału ze względu na element tłumiący:

- kolumny prowadzące, w których elementy tłumiące znajdują się bezpośrednio w rurze zewnętrznej (kolumny „mokre”),
- kolumny prowadzące, w których elementy tłumiące są wkładane jako niezależne zespoły do obudowy oraz przykręcane.

Główną zaletą stosowania mokrych kolumn jest ich korzystniejsze odprowadzanie ciepła z amortyzatora [1].



Rys. 11. Zawieszenie z kolumnami prowadzącymi przednich kół napędzanych samochodu Opel [1]

2.6. Zestawy amortyzatorów ze sprężynami

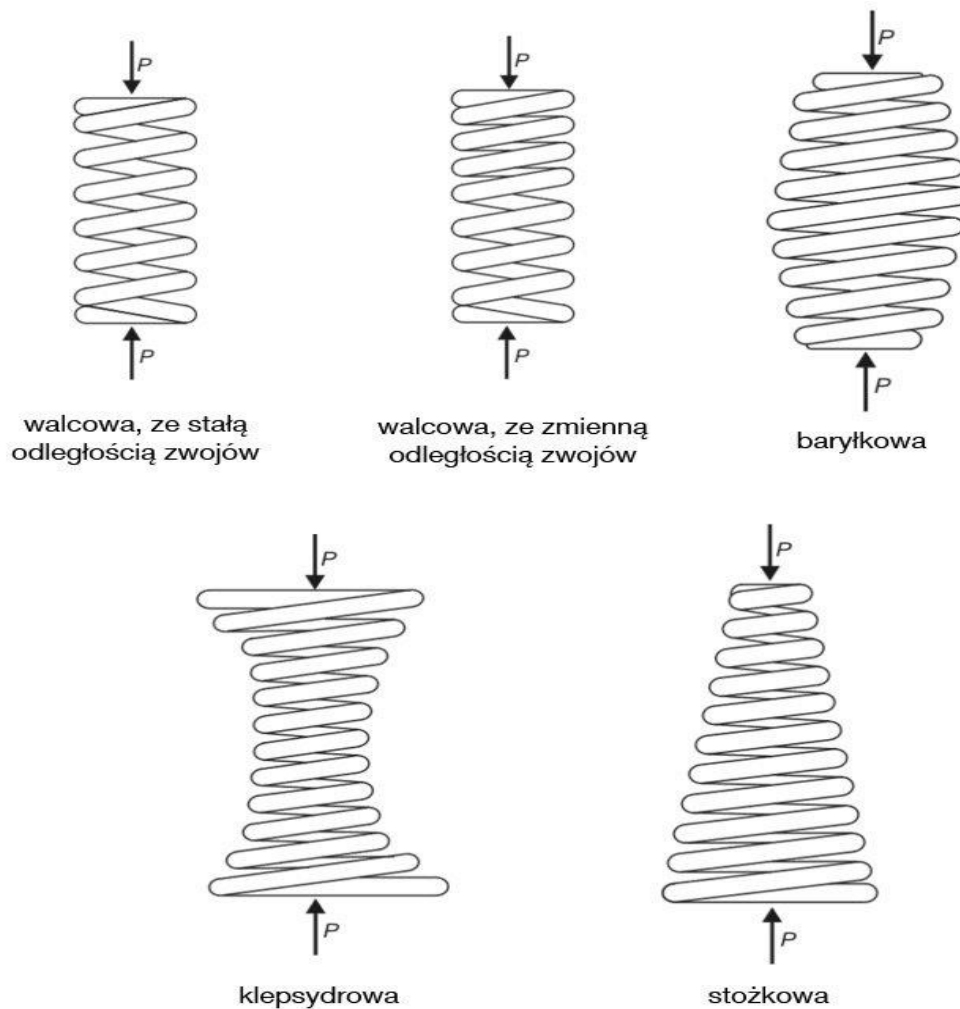
Zapoczątkowane w motocyklach zestawy amortyzatorów ze sprężynami są stosowane coraz częściej przez producentów nie tylko w zawieszeniach niezależnych, ale również w zawieszeniach zależnych oraz ze wzdłużnymi wahaczami sprzężonymi. W porównaniu do kolumn prowadzących nie posiadają one funkcji prowadzenia kół. Zawierają jednak wszystkie części potrzebne do resorowania i tłumienia. Sprężyny śrubowe montowane są na dwa sposoby. Mogą zostać zabudowane na amortyzatorze, tworząc z nim zespół albo opierane są o podkładki tłumiące na nadwoziu [1].



Rys. 12. Zestaw amortyzatorów ze sprężynami Bilstein Eibach B12 Sportline [13]

2.7. Sprężyna śrubowa

Jest to najpowszechniej wykorzystywany element sprężysty zarówno w przednich, jak i tylnych zawieszeniach samochodów osobowych. Ich główną rolą jest tłumienie wstrząsów wywołanych najechaniem na nierówności. Stosując drut o odpowiedniej średnicy oraz nadając specjalny kształt sprężyny możemy uzyskać satysfakcjonującą nas jej charakterystykę. Zawieszenia oparte na sprężynie śrubowej posiadają prostą i zwartą budowę. Nie mogą one jednak przenosić zbyt dużych sił i nie amortyzują tak skutecznie jak resory. Tę wadę można rozwiązać stosując skuteczniejsze amortyzatory, co w dzisiejszych czasach nie stanowi już żadnego problemu.



Rys. 13. Typy najczęściej stosowanych sprężyn śrubowych w pojazdach [12]

2.8. Amortyzator

Amortyzator w pojeździe pełni rolę tłumiącą. Odpowiedni dobór jego siły tłumienia wpływa na komfort i bezpieczeństwo jazdy. Auto podczas jazdy nieustannie poddawane jest siłom powodującym drgania. Aby zapewnić jak najkrótsze okresy zerwania kontaktu z nawierzchnią, amortyzator musi przeciwdziałać ruchom pionowym kół. Częste odrywanie się opon od jezdni prowadzi do zmniejszania się przyczepności, bądź całkowitej jej utraty. Sprawność amortyzatorów jest nadal ciężka do kontrolowania. Znajdują się w trudno dostępnych miejscach a ich optyczna ocena nie jest skutecznym sposobem na wykrycie niezgodności. Amortyzator jest wrażliwy na zmiany obciążenia pojazdu. Jego skuteczność działania może ulec zdecydowanemu pogorszeniu przy nadmiernym dociążeniu pojazdu [1]. Możemy to zaobserwować gdy porównamy jazdę

samochodem tylko z kierowcą z jazdą samochodem z czterema pasażerami, bądź ciężko załadowanym bagażnikiem. W tej drugiej sytuacji samochód oczywiście wolniej przyśpiesza oraz dłużej hamuje. Jednak zdecydowanie większym problemem jest prowadzenie auta. Możemy odczuć pogorszenie przyczepności oraz większą nieprzewidywalność pojazdu. Ponadto błędnie zadziałać mogą nasze systemy elektroniczne, takie jak kontrola trakcji czy ABS. Dlatego bardzo ważna jest dbałość, by w naszym pojeździe znajdowały się odpowiednie i sprawne amortyzatory.



Rys. 14. Amortyzator przedni olejowy (SRL) Opel Astra F [14]

3. Równanie ruchu Naviera

Całkowitą energię potencjalną układu po wyrażeniu potencjalnej energii odkształcenia do przemieszczenia możemy zapisać w postaci:

$$\rho_s \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} = \mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\lambda + \mu) \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) + \mathbf{F}$$

gdzie:

ρ_s – gęstość ciała stałego

\mathbf{u} – wektor przemieszczeń

Dla układu ustalonego:

$$\rho_s \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} = 0$$

Dla stanu ustalonego równanie Naviera ma postać:

$$-\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{F}$$

gdzie:

$\boldsymbol{\sigma}$ – tensor naprężeń

\mathbf{F} – wektor sił masowych [10]

3.1. Uogólnione prawo Hooke'a

Związki pomiędzy naprężeniami i odkształceniami w przypadku ciała izotropowego opisuje uogólnione prawo Hooke'a:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)], \quad \gamma_{xy} = 2\varepsilon_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)], \quad \gamma_{yz} = 2\varepsilon_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)], \quad \gamma_{zx} = 2\varepsilon_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}$$

Rozwiązując powyższe równania względem naprężeń, otrzymujemy związki:

$$\sigma_x = \frac{1}{1+\nu} \left[\varepsilon_x - \frac{1}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right], \quad \tau_{xy} = G\gamma_{xy} = 2G\varepsilon_{xy}$$

$$\sigma_y = \frac{1}{1+\nu} \left[\varepsilon_y - \frac{1}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right], \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz} = 2G\varepsilon_{yz}$$

$$\sigma_z = \frac{1}{1+\nu} \left[\varepsilon_z - \frac{1}{1-2\nu} (\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \right], \quad \tau_{zx} = G\gamma_{zx} = 2G\varepsilon_{zx}$$

gdzie:

E – moduł Younga (moduł sprężystości podłużnej)

G – moduł Kirchoffa (moduł sprężystości poprzecznej)

ν – współczynnik Poissona [9]

3.2. Macierz sztywności

Równanie określające zależności pomiędzy naprężeniami mechanicznymi a odkształceniami:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} * \boldsymbol{\varepsilon}$$

gdzie:

$\boldsymbol{\sigma}$ – tensor naprężeń

\mathbf{D} – macierz sprężystości

$\boldsymbol{\varepsilon}$ – tensor małych odkształceń

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2} (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)$$

gdzie:

\mathbf{T} – wektor macierzy transportowej

Uproszczony stan naprężeń i odkształceń możemy zapisać za pomocą sześciu elementowych wektorów transponowanych:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} \quad [10]$$

3.3. Równanie ruchu harmonicznego

Rzeczywisty harmoniczny ruch o częstotliwości ω i okresie $2\pi/\omega$ spełnia równanie:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -\omega^2 u$$

Najbardziej ogólnym rozwiązaniem superpozycji dwóch niezależnych od czasu pól fal stojących $u_1(x)$ oraz $u_2(x)$,

$$u(x, t) = u_1(x) \cos \omega t + u_2(x) \sin \omega t$$

Zamiast rozpatrywać dwa rzeczywiste pola, lepszym rozwiązaniem jest zamienić na jedno kompleksowe niezależne od czasu równanie pola stojącej fali,

$$u(x) = u_1(x) + iu_2(x)$$

Ruch harmoniczny zostaje podłączony pod równanie,

$$u(x, t) = \operatorname{Re} [u(x)e^{-i\omega t}]$$

Ruch przemieszczenia zostaje odpowiednio zawarty w części urojonej,

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial t} = \omega \operatorname{Im} [u(x)e^{-i\omega t}]$$

Otrzymujemy więc równanie ruchu:

$$-\rho\omega^2 \mathbf{u} = \mu \nabla^2 (\mathbf{u} + \lambda) + \mu \nabla (\nabla \cdot \mathbf{u}) \quad [10]$$

4. Modelowanie

4.1. Systemy CAD

Komputerowe wspomaganie projektowania (CAD) opiera się na posługiwaniu się oprogramowaniem komputerowym do tworzenia dwu- lub trójwymiarowej graficznej wizualizacji obiektów fizycznych [3]. Działanie to ma za zadanie nadanie projektowanej części postaci geometrycznej oraz materialnej, w dalszym etapie analizę jego cech wytrzymałościowych oraz ocenę przydatności, a ostatecznie wygenerowanie pełnej dokumentacji konstrukcyjnej produktu [4]. Dlatego komputerowe wspomaganie projektowania wykorzystuje się od wstępnego projektu wyrobu, poprzez jego analizę, aż do ustalenia metody jego wytwarzania. Pozwala również na łatwe wykorzystanie wcześniej stworzonych i sprawdzonych projektów w przyszłości. Powoduje to obniżenie kosztów oraz ograniczenie liczby tworzonych prototypów, co zdecydowanie przyspiesza proces projektowania. Oprogramowanie CAD cechuje się dużą dokładnością, minimalizując liczbę błędów [3]. W modelowaniu geometrycznym zazwyczaj wykorzystujemy dwa typy modeli: płaskie (2D) oraz przestrzenne (3D). Do różnego typu obliczeń, np. za pomocą metody elementów skończonym (MES), stosujemy modele 3D, które wymagają bardziej rozbudowanych systemów CAD. Środowisko MES wykorzystywane jest do obliczeń konstrukcyjnych części zaprojektowanych w środowisku CAD. Dzięki opracowaniu integracji tych dwóch systemów możemy swobodnie przenosić modele zaprojektowane w systemie CAD do systemów MES i tworzyć z ich pomocą modele do złożonej analizy [4]

4.2. Autodesk Inventor

Program Autodesk Inventor - program komputerowy typu CAD tworzony i rozpowszechniany przez firmę Autodesk, to typ modelera bryłowego służący do zamodelowania projektowanego urządzenia jako modelu 3D. Wspomaga on proces projektowanie od etapu koncepcji aż do pełnej, poprawnej konstrukcji. Inventor umożliwia nam:

- tworzenie trójwymiarowych modeli oraz ich dokumentacji technicznej płaskiej,
- dostosowywanie odpowiednich widoków,
- utworzenie w pełni sparametryzowanego opisu stworzonej geometrii,
- wykonywanie zdjęć wymodelowanej części w każdym wybranym przez nas położeniu przestrzennym,

- składanie zespołów złożonych z wielu elementów,
- import plików SAT, STEP, AutoCAD, DWG i innych,
- eksport plików do formatu IGES, STEP, AutoCAD, DWG i innych [5].

4.3. Metoda elementów skończonych

Metoda elementów skończonych jest to zaawansowana metoda rozwiązywania układów równań różniczkowych, opierająca się na podziale dziedziny (tzw. dyskretyzacji) na kształty prostsze od kształtu geometrii problemu, których wymiar jest skończony. Główną cechą MES jest zastępowanie problemu analitycznego, wyrażonego równaniami różniczkowymi, problemem algebraicznym. Powoduje to zdecydowane ułatwienie drogi postępowania do uzyskania rozwiązania problemu. Dzięki temu metoda elementów skończonych znalazła duże zastosowania w rozwiązywaniu problemów inżynierskich. Pozwala ona osiągnąć wystarczająco zadowalające wyniki i minimalizuje ilość budowanych prototypów, a zatem zmniejsza koszty oraz czas projektowania danego wyrobu. Klasyczne rozwiązania analityczne są bardzo skomplikowane oraz ograniczone, dlatego powstało ich bardzo mało. Dodatkowo uproszczenie metod analitycznych prowadzi do otrzymania wyników obarczonych dużymi błędami. MES bazuje na przyjęciu aproksymacji pola przemieszczeń, pola naprężeń czy też łączeniu tych przybliżeń w każdym elemencie. Niestety dla części bardzo skomplikowanych oraz złożonych stanów naprężeń obliczenia mogą być długotrwałe oraz wymagają bardzo dużej mocy obliczeniowej komputera. Dodatkowo może spowodować to nałożenie się błędów, które mogą okazać się niezaniechane [7].

4.4. COMSOL Multiphysics

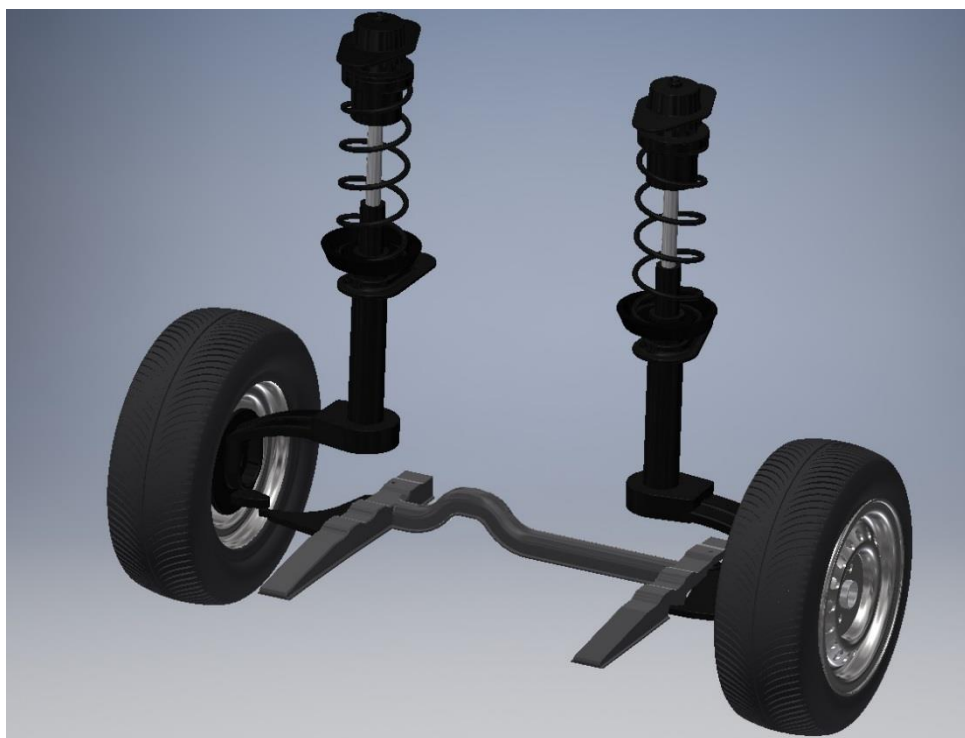
COMSOL Multiphysics jest pakietem symulacyjnym, rozwiązującym układy nieliniowych równań różniczkowych cząstkowych przy wykorzystaniu metody elementów skończonych w jednym, dwóch lub trzech wymiarach. Jest on programem wielomodułowym, składającym się z różnych modułów do obliczeń problemów technicznych, takich jak: mechanika konstrukcji, mechanika ciała stałego, elektromagnetyzm, elektryczność, elektrostatyka, przepływ płynów, transfer ciepła, reakcje chemiczne, przepływ laminarny, obliczenia z wykorzystaniem prawa Joule'a-Lenza, akustyka i innych. Umożliwia on również zaimportowanie dokumentacji CAD oraz bezpośrednio importowanie danych z programów takich jak MATLAB, Catia, Solid Edge czy Excel. Program umożliwia również modelowanie w zakresie dwu- oraz

trójwymiarowym. Możemy zaprojektować w nim proste figury takie jak: prostopadłościany, spirale, kule, walce oraz stożki. Podobnie jak w programie Inventor możemy wykonywać proste operacje, m. in.: wyciągnięcie prostej, bądź obrót według danej osi i stworzenie modelu 3D. Znajduję się w nim również funkcja łączenia oraz odejmowania brył [8].

4.5. Przykładowy model zawieszenia

4.5.1. Zawieszenie z kolumnami prowadzącymi – przednia oś

Zawieszenie zostało wykonane w programie Autodesk Inventor Professional 2017. Jest to zawieszenie niezależne przedniej osi z tzw. kolumnami MacPhersona. W skład zespołu wchodzi aż 37 poszczególnych części wykonanych osobiście. Zawieszenie zamodelowane zostało na podstawie samochodu Opel Astra F, którego rysunek znajduje się w rozdziale 2.2.4 (Rys. 6). Zawiera ono wszystkie główne elementy, odpowiednio między sobą skojarzone, tworzące nasze zawieszenie. Wszystkie części, na ile było to możliwe, wykonanie są wiernie z rzeczywistością, zarówno pod względem kształtu jak i wymiarów.



Rys. 15. Model zawieszenia przedniej osi

4.5.2. Kolumna MacPhersona

Kolumnie MacPhersona zawiera takie elementy jak zwrotnica, amortyzator oraz sprężyna. W mojej kolumnie amortyzator pełni rolę tłumiącą oraz prowadzącą. Umieszczenie sprężyny razem z amortyzatorem jest typowe dla tego typu zawieszenia.



Rys. 16. Porównanie zamodelowanej kolumny MacPhersona z kolumną samochodu Opel Astra F

4.5.3. Sprężyna

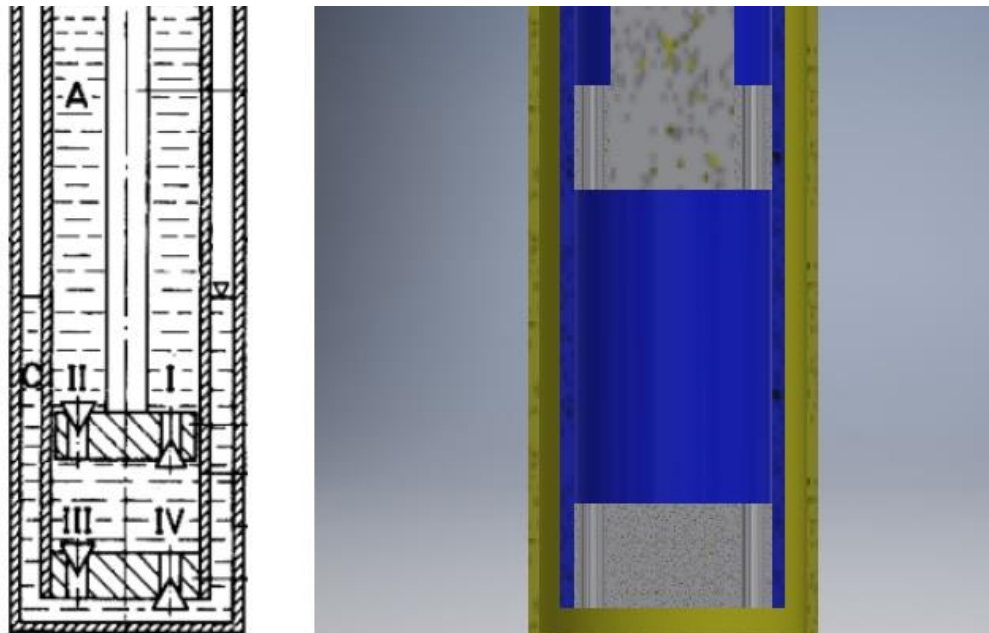
Sprężyna jest elementem resorującym w wykonanym przez ze mnie zawieszeniu. Jest to sprężyna śrubowa o średnicy drutu 11,5 mm, średnicy zewnętrznej 141 mm oraz długości 320 mm. Znajdują się w zasadzie w każdym zawieszeniu samochodu osobowego jaki spotkamy w dzisiejszych czasach. W połączeniu z amortyzatorem tworzą skuteczną parę, która tłumí wstrząsy, spowodowane jazdą na nierównościach.



Rys. 17. Porównanie zamodelowanej sprężyny ze sprężyną z samochodu Opel Astra F

4.5.4. Amortyzator

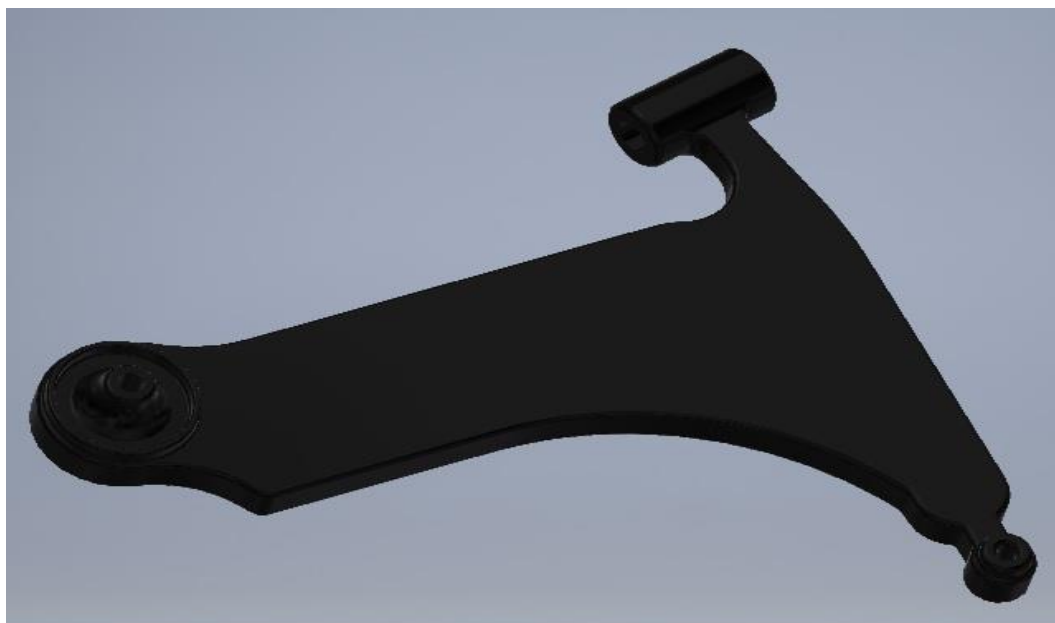
Amortyzatorem w moim zamodelowanym zawieszeniu jest amortyzator dwururowy bezciśnieniowy. Aby lepiej porównać rzeczywistą konstrukcję z wykonanym modelem należy porównać przekroje obu tych części. Na przekroju widzimy tłok oraz zawór z otworami, przez który przepływać może olej oraz rurę zewnętrzną. W czasie najechania na nierówność koło unosi się w górę i zachodzi ściśnięcie amortyzatora. Tłok porusza się wtedy w dół, a olej hamuje ten ruch. Powstają wtedy siły oporowe, utrudniające unoszenie się koła wyżej, jak i dalsze wytłumienie powstałych przez drgań.



Rys. 18. Porównanie przekroi amortyzatora dwururowego [1]

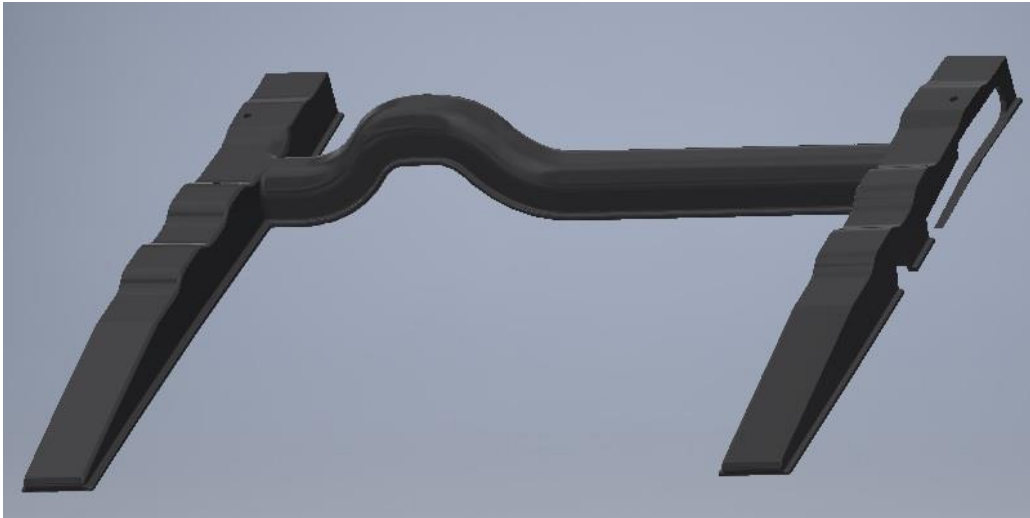
4.5.5. Wahacz

Wahacz to sztywny element wykonujący cykliczny ruch obrotowy wokół stałej osi o ograniczonym kącie obrotu. Jeden taki obrót z powrotem do stanu początkowego kończy jego cykl pracy. Wahacz jest jednym z podstawowych elementów zawieszenia. Tłumi on drgania przenoszone na nadwozie w czasie jazdy po nierównościach oraz zapewnia on odpowiednią stabilność. Jest to również element który łączy piastę koła (zwrotnicę) z nadwoziem. Przy zastosowaniu właściwych materiałów wahacz może zdecydowanie wydłużyć żywotność oraz trwałość naszego zawieszenia [6].



Rys. 19. Porównanie zamodelowanego wahacza z wahaczem z samochodu Opel Astra F

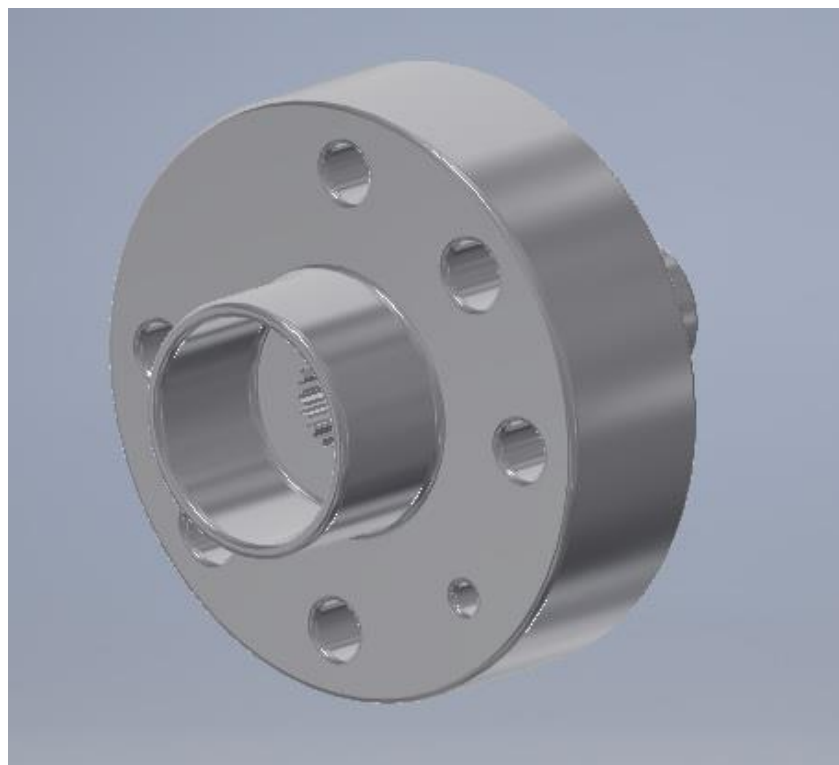
4.5.6. Pozostałe zamodelowane elementy



Rys. 20. Zamodelowana rama pomocnicza



Rys. 21. Zamodelowana felga R13



Rys. 22. Zamodelowana piasta koła



Rys. 23. Zamodelowana zwrotnica koła



Rys. 24 Zamodelowana opona na podstawie opony GoodYear Vector 4Season gen. II
175/70 R13

4.6. Model wykorzystany w obliczeniach

4.6.1. Model wykorzystany w analizie statycznej

W analizie statycznej wykorzystano nieco uproszczony model kolumny MacPhersona, ponieważ istotą tego badania jest skok pionowy koła podczas najechania na wybrzuszenie nawierzchni np. próg. Pierwszej analizie zostanie poddane działanie układu resorującego naszego pojazdu, czyli w tym przypadku sprężyny śrubowej. Pierwszym krokiem było zaimportowanie kolumny wykonanej w Inventorze. Określony został materiał z jakiego wykonane zostały poszczególne elementy.

Sprężynie określono parametry dla stali sprężynowej o wartościach:

gęstość $\rho = 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

moduł Younga $E = 220 * 10^9 \text{ [Pa]}$

współczynnik Poissona $\nu = 0.33$

Dla pozostałych elementów określone zostały parametry dla stali konstrukcyjnej o wartościach:

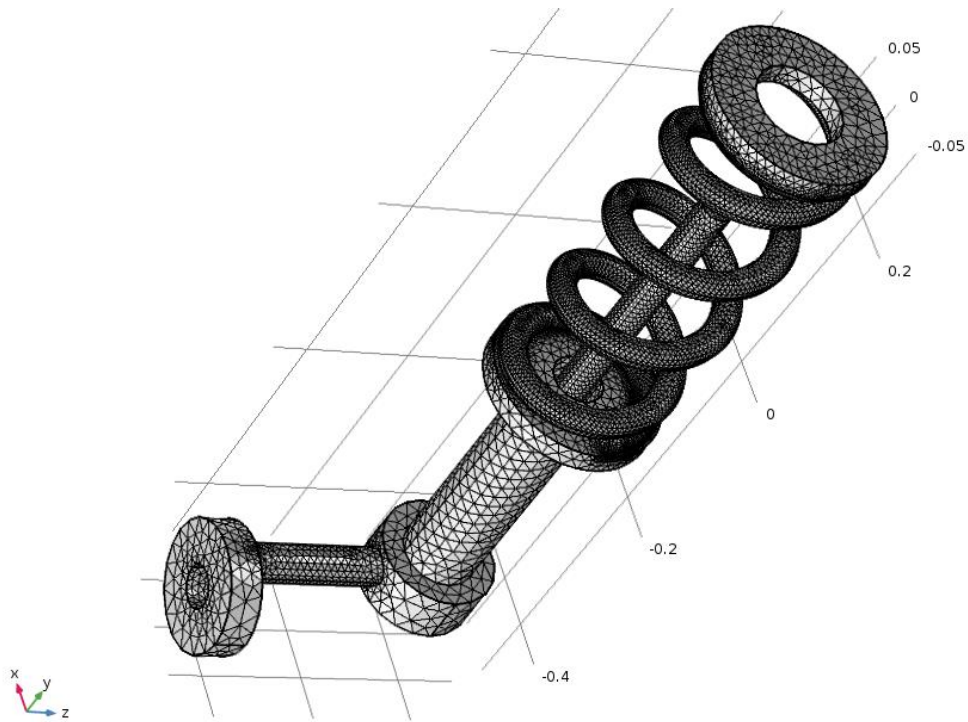
gęstość $\rho = 7850 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

moduł Younga $E = 210 * 10^9 \text{ [Pa]}$

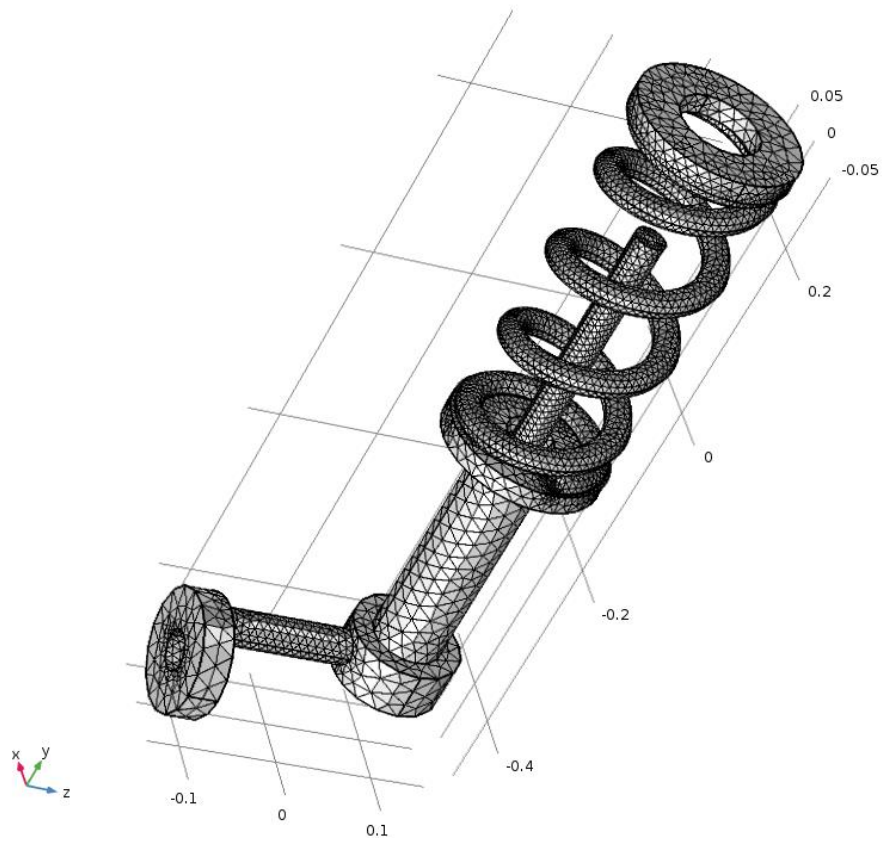
współczynnik Poissona $\nu = 0.3$

W drugim przypadku do analizy dołączony został układ tłumiący. Zasympulowano jego działanie poprzez przyłożenie na tłoku siły o tym samym kierunku, lecz o przeciwnym zwrocie. Zastąpiła ona opór wywołany poruszaniem się tłoczyska w oleju w amortyzatorze.

Tworząc siatkę elementów skończonych kolumna została podzielona na 115512 elementów skończonych.



Rys. 25. Podział na elementy skończone (115512) wykorzystany w analizie statycznej



Rys. 26. Podział na elementy skończone (39483) wykorzystany w analizie harmonicznej

4.6.2. Model wykorzystany dla analizy harmoniczej

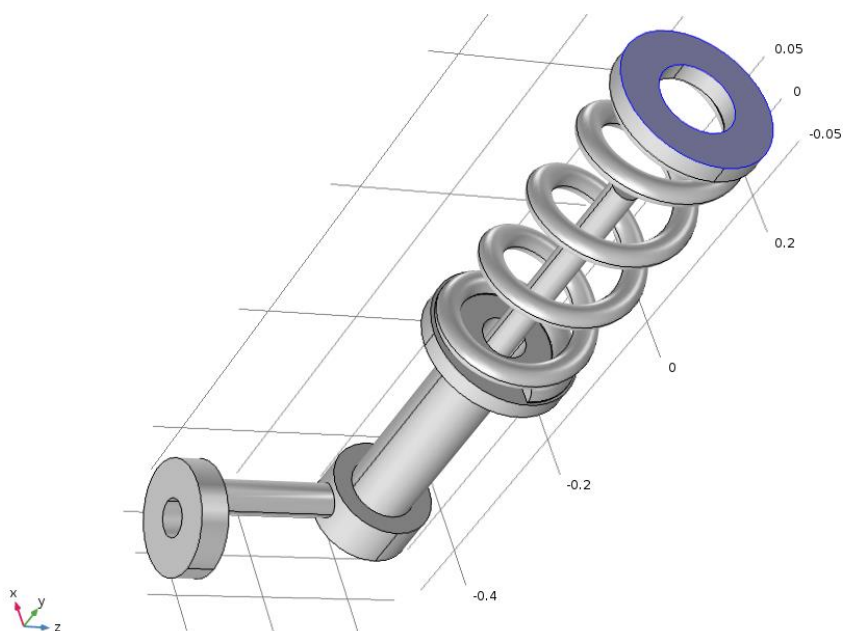
W analizie harmoniczej wykorzystany został dokładnie ten sam model jak w analizie statycznej. Zbadano wpływ częstotliwości wymuszeń skoków pionowych na działanie kolumny. Elementy miały przypisane dokładnie te same materiały oraz właściwości.

Tworząc siatkę elementów skończonych kolumna została podzielona na 39483 elementów skończonych.

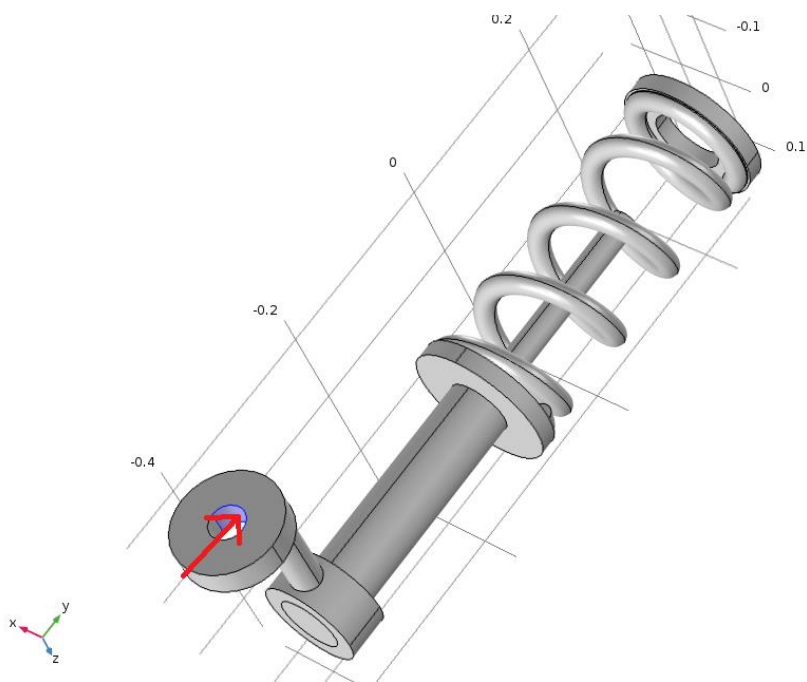
4.7. Warunki brzegowe

4.7.1. Warunki brzegowe dla pierwszego przypadku analizy statycznej

Wymodelowaną kolumnę utwierdzono od góry, a siłę przyłożono w zwrotnicy. Do naszego elementu przyłożono siłę F_1 od 4905 N do 49050 N, co 4905 N. Odpowiada to obciążeniu od 500 kg do 5000 kg, co 500kg.



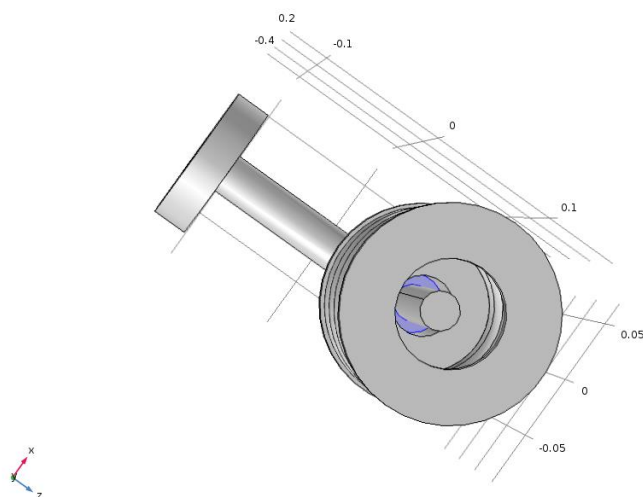
Rys. 27. Miejsce utwierdzenia kolumny



Rys. 28. Miejsce, kierunek oraz zwrot przyłożenia siły F_1

4.7.2. Warunki brzegowe dla drugiego przypadku analizy statycznej

Wszystkie parametry i warunki z pierwszej analizy pozostały niezmienione. Natomiast wartość siły symulującej działanie amortyzatora wynosiła 40% siły przyłożonej do zwrotnicy, czyli $F_2 = 0.4 * F_1$. Tak jak w poprzednim przypadku interesował nas skok pionowy.

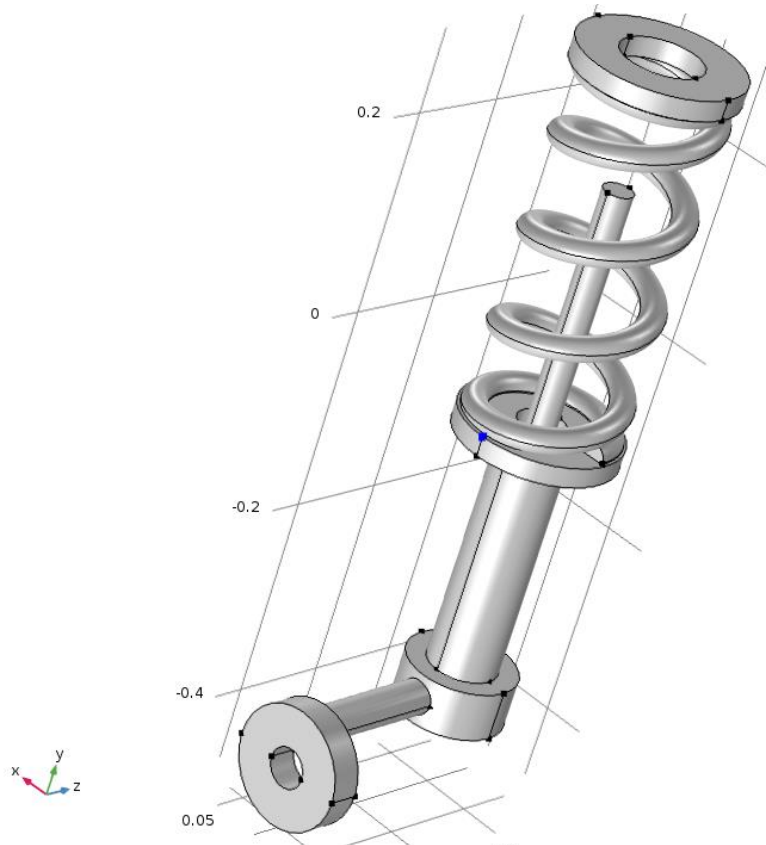


Rys. 29. Miejsce przyłożenia siły oporu F_2 , o tym samym kierunku co siła F_1 , ale o przeciwnym zwrocie

4.7.3. Warunki brzegowe dla analizy harmoniczej

Kolumnę utwierdzono od góry, a siłę przyłożono w zwrotnicy, czyli dokładnie tak samo jak w analizie statycznej (Rys. 27, Rys. 28). Również miejsce przyłożenia siły oporu pozostało niezmienione (Rys. 29). Do naszego elementu została przyłożona siła F_1 wynosząca 4905N, co odpowiada obciążeniu 500 kg. Wartość siły symulującej amortyzator wynosiła 40% siły przyłożonej do zwrotnicy $F_2 = 0.4 * F_1 = 1962N$

Ponadto kolumnę poddano wymuszeniom o częstotliwości od 1 Hz do 50 Hz, co 1 Hz. Wykonano również wykres liniowy zależności pomiędzy przemieszczeniem a częstotliwością wymuszeń dla wybranego punktu na kolumnie.



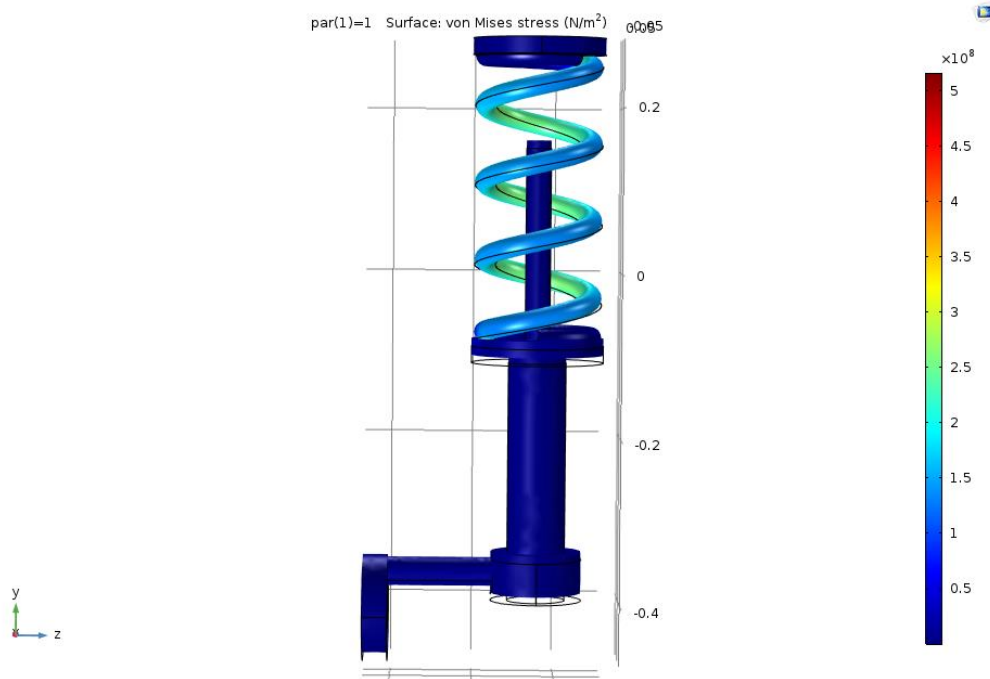
Rys. 30. Wybrany punkt do przedstawienia wykresu

5. Analiza numeryczna

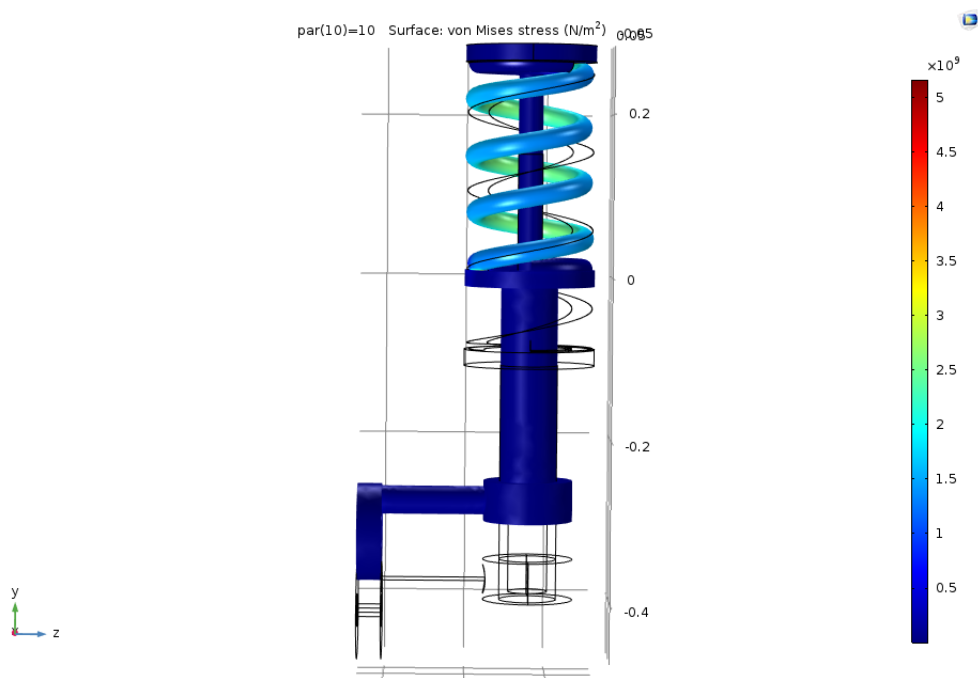
5.1. Analiza statyczna

5.1.1. Analiza statyczna dla pierwszego przypadku

Przeanalizujemy wyniki analizy statycznej dla pierwszego założonego przypadku:

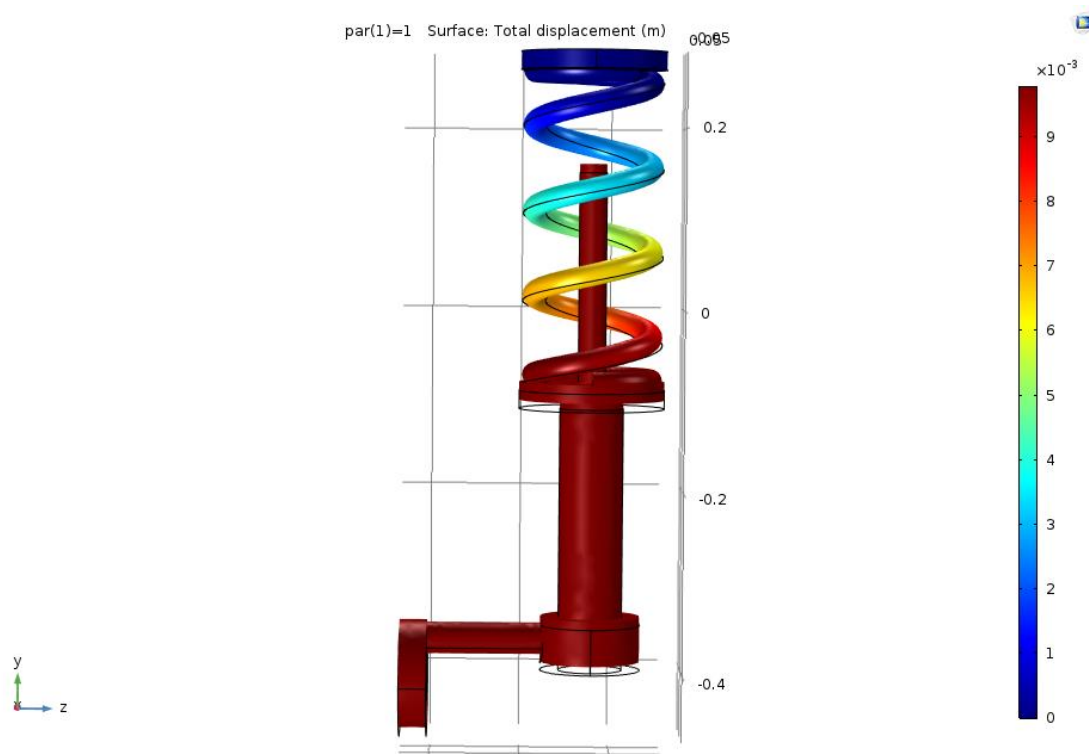


Rys. 31. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 4905$ N

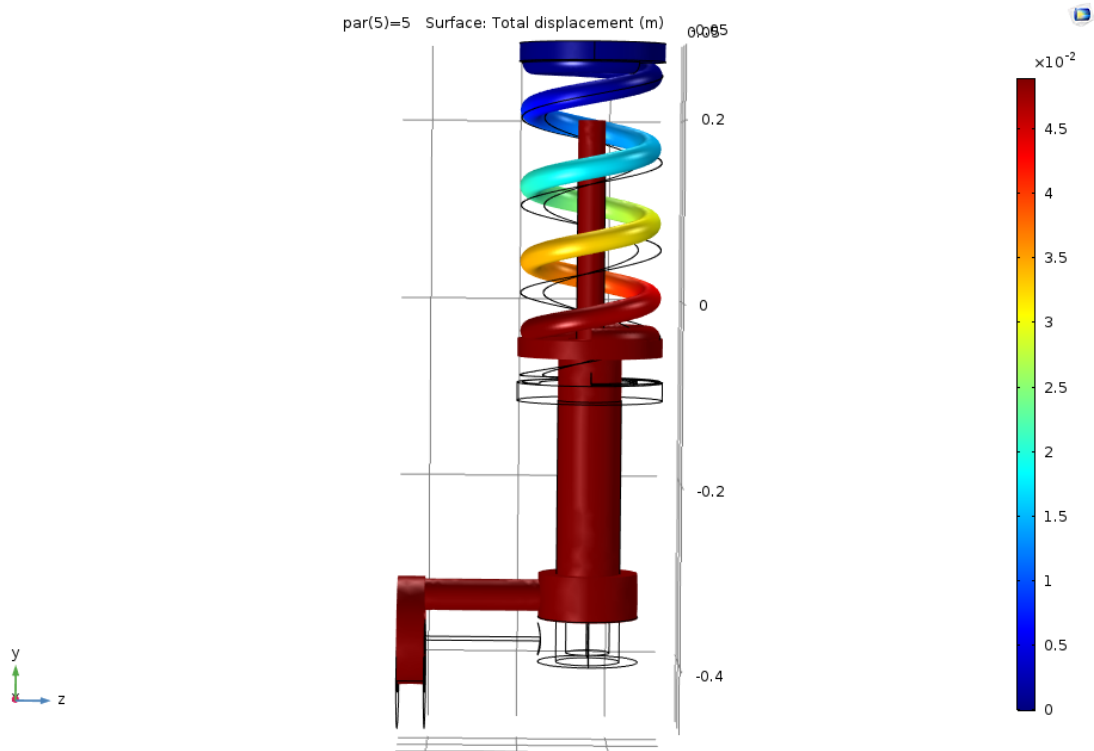


Rys. 32. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 49050$ N

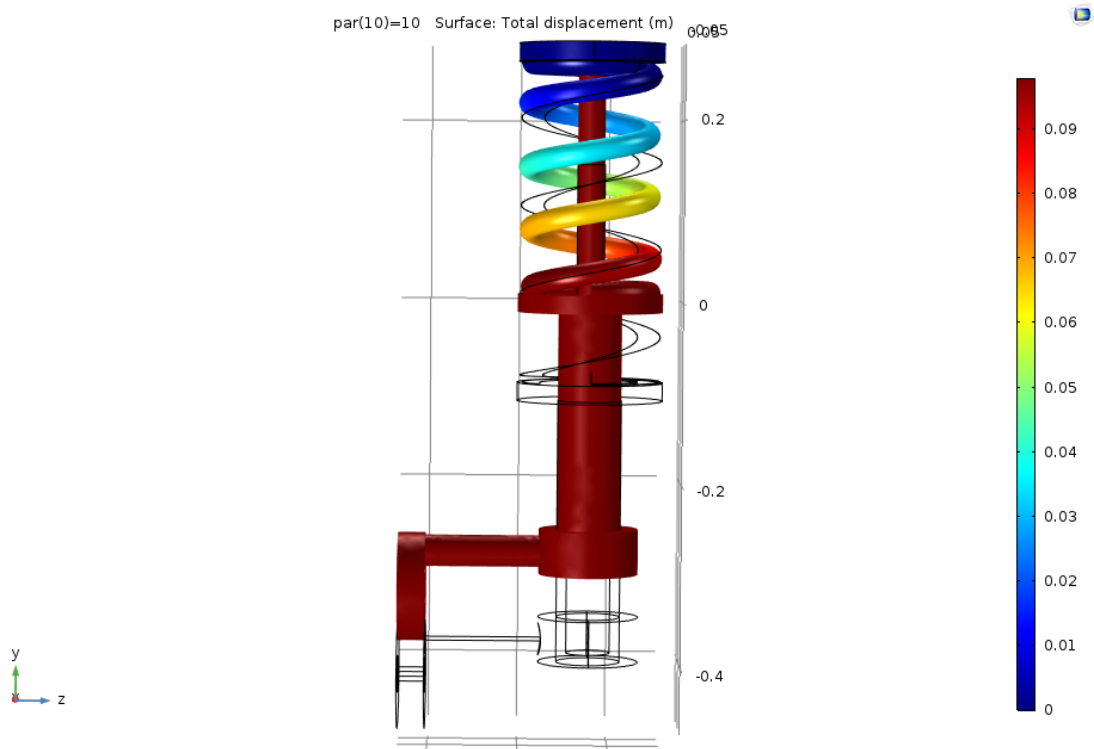
Analiza naprężeń wykazuje nam, że naprężenia wywołane obciążeniem przyłożonym w zwrotnicy zostają zaabsorbowane przez sprężynę. Naprężenia wzrastają wraz ze wzrostem przyłożonej siły. Widzimy, że nasz układ resorujący wchłania energię wywołaną przez skok koła, przez to reszta elementów naszej kolumny nie jest narażona na znaczne obciążenie. Wraz ze wzrostem siły nasza sprężyna coraz bardziej się napina.



Rys. 33. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 4905$ N



Rys. 34. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 24525$ N

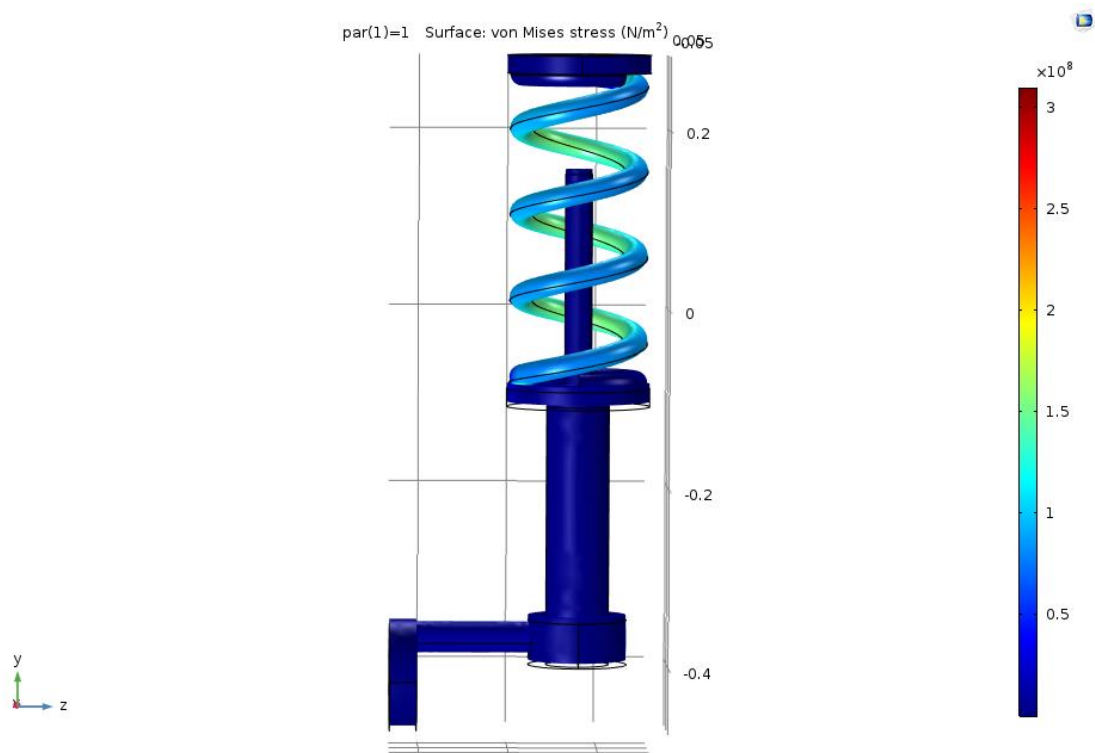


Rys. 35. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 49050$ N

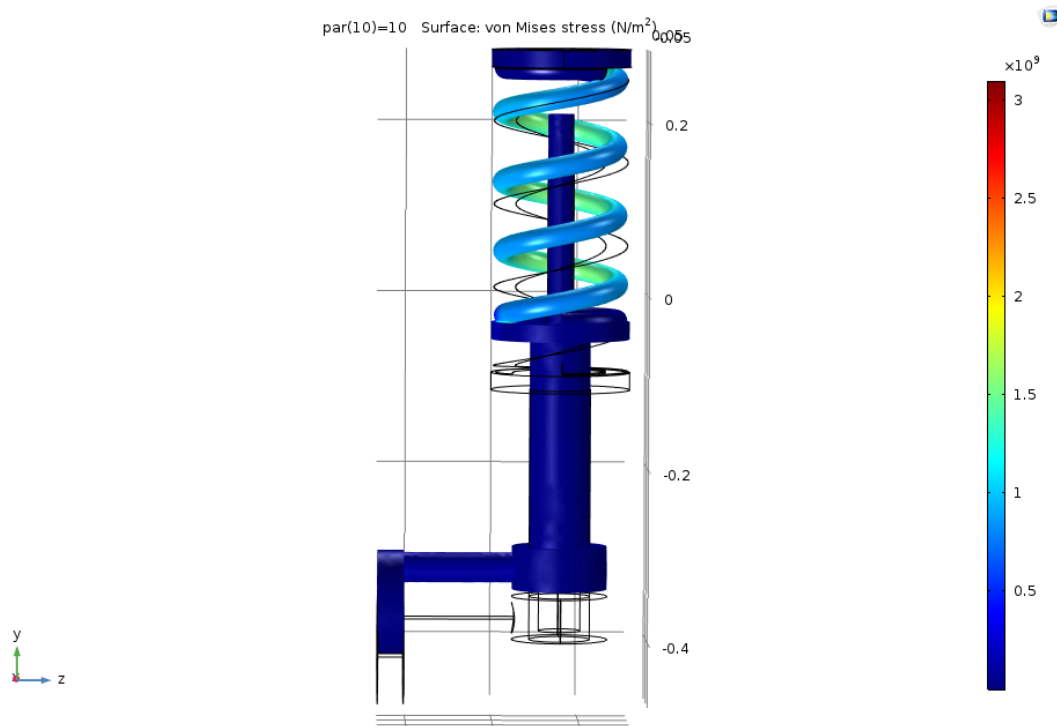
Analiza przemieszczeń pozwala nam dostrzec również działanie naszego układu resorującego. Oczywiście jest, że wraz ze wzrostem siły zwiększa się skok pionowy. Jednak przemieszczenia są równe aż do początku naszej sprężyny. Od tego momentu widzimy że relokacja elementu ulega liniowemu zmniejszaniu się aż do miejsca utwierdzenia. Dzięki kolorowej grafice dostrzegamy, że ta zależność jest stała niezależnie od przyłożonej siły. Analizując naprężenia oraz przemieszczenia zauważamy jak ważny w naszym zawieszeniu jest układ resorujący. Sprężyna jest nieodzownym elementem zawieszenia i bardzo dobrze spełnia swoją rolę.

5.1.2. Analiza statyczna dla drugiego przypadku

Przeanalizujemy wyniki analizy statycznej dla drugiego założonego przypadku:

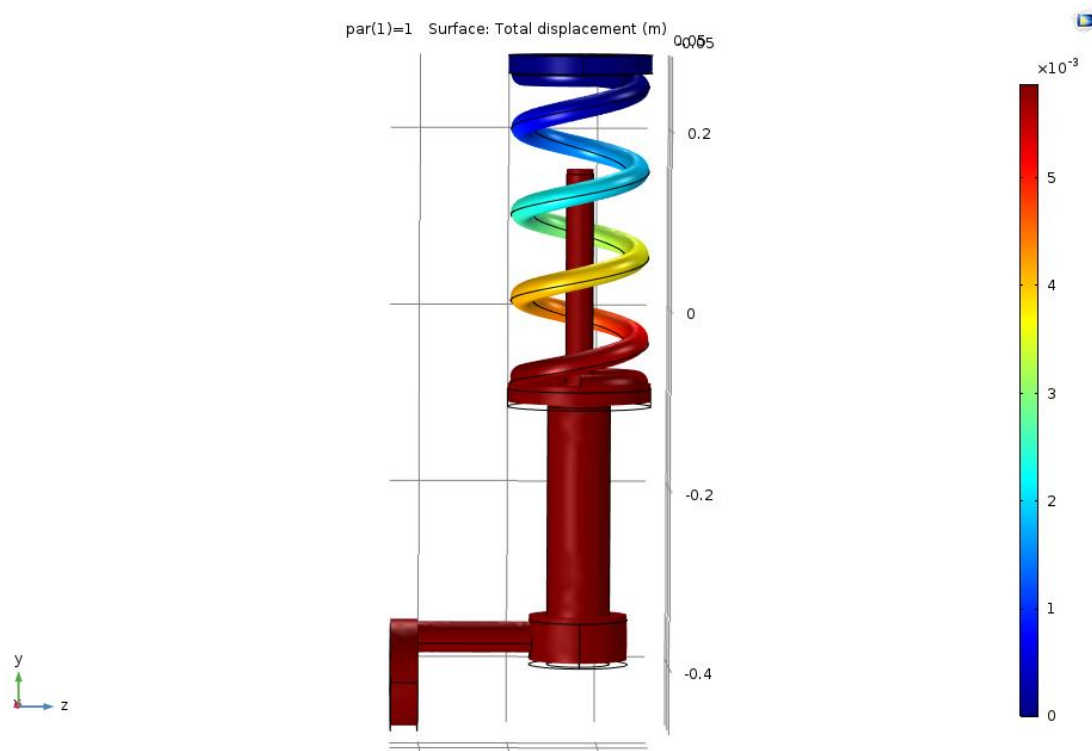


Rys. 36. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 4905 \text{ N}$

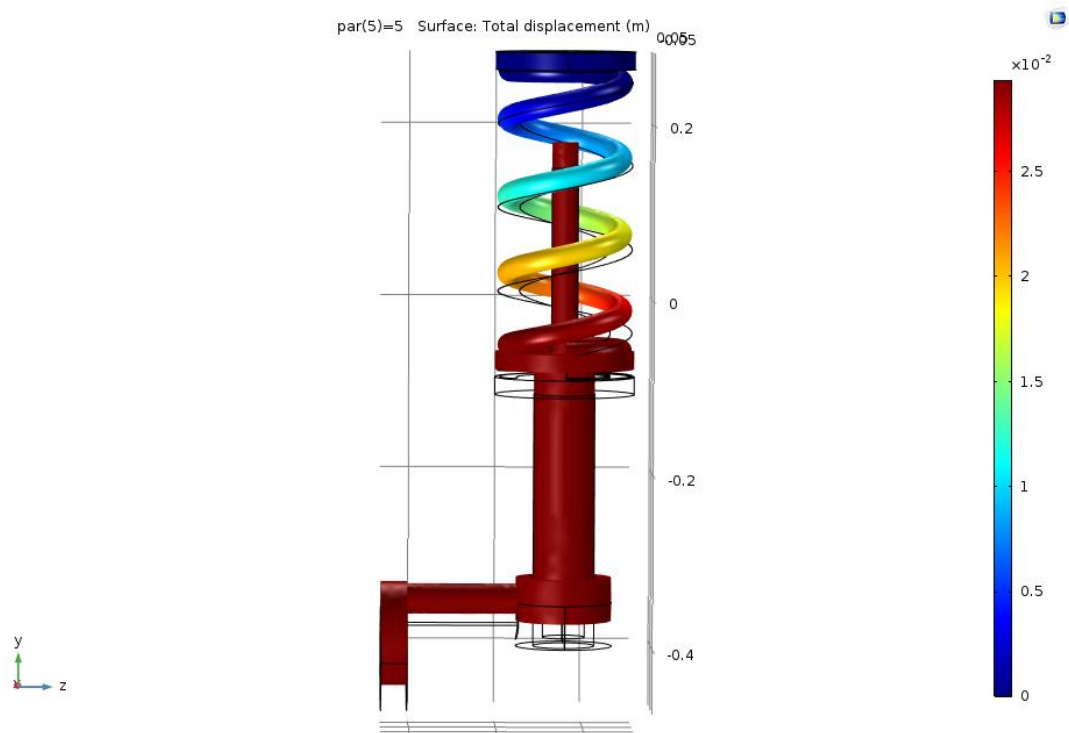


Rys. 37. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 49050 \text{ N}$

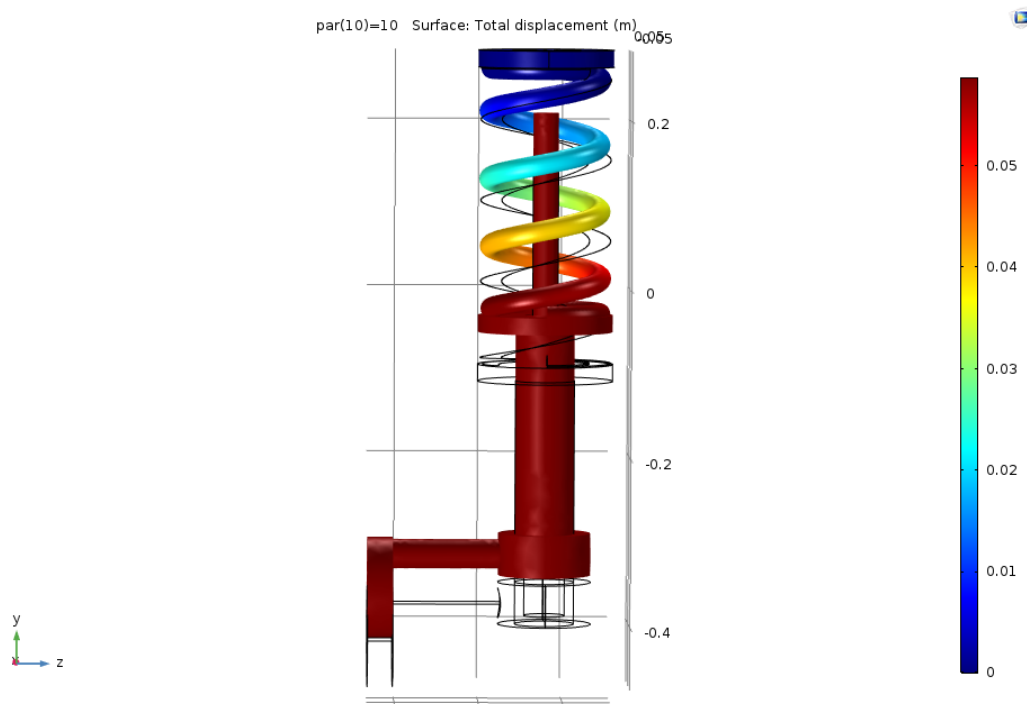
Widzimy, że sprężyna wciąż przejmuje naprężenia na siebie. Praca naszego układu pozostaje niezmienną. Energia wciąż magazynowana jest przez układ resorujący, a reszta naszych elementów nie podlega znacznym naprężeniom. Nadal wraz ze wzrostem obciążenia zwiększeniu ulegają naprężenia.



Rys. 38. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 4905 \text{ N}$



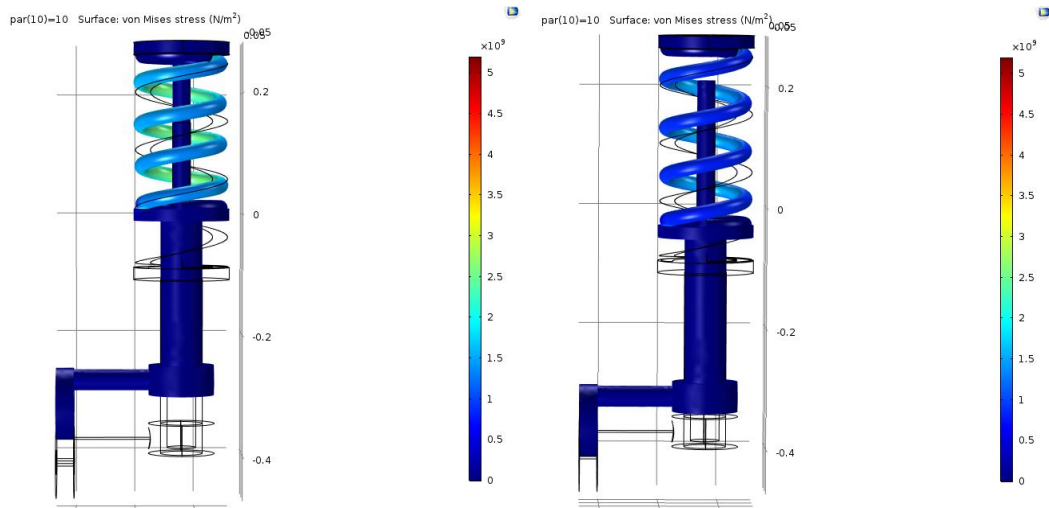
Rys. 39. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 24525$ N



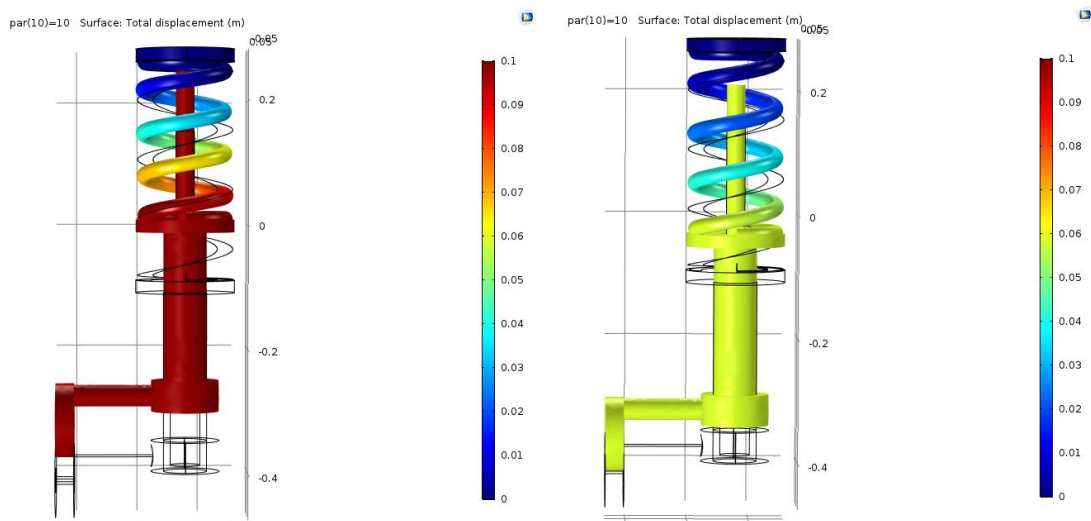
Rys. 40. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 49050$ N

Analizując przemieszczenia wciąż dostrzegamy cechy analogiczne jak podczas pierwszego przypadku. Kolumna wciąż ulega równej relokacji aż do miejsca, w którym zaczyna się nasza sprężyna. Zachowana jest liniowa zależność redukcji przemieszczeń sprężyny do miejsca utwierdzenia.

5.1.3. Porównanie analiz statycznych



Rys. 41. Porównanie analiz naprężeń obydwu przypadków dla siły $F_1 = 49050$ N, z lewej: bez siły oporu F_2 , z prawej: z siłą oporu F_2



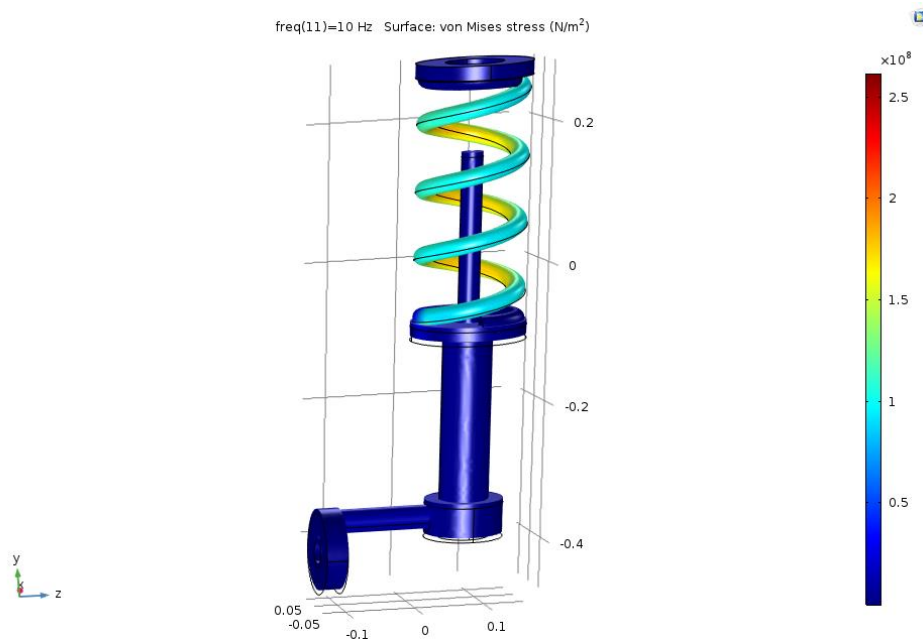
Rys. 42. Porównanie analiz przemieszczeń obydwu przypadków dla siły $F_1 = 49050$ N, z lewej: bez siły oporu F_2 , z prawej: z siłą oporu F_2

Porównajmy teraz oba przypadki. Do lepszego zobrazowania przyjęta została jednakowa skala. Wyraźnie dostrzec można, że po dodaniu układu tłumiącego przy tej samej sile obciążającej nasza kolumna ulega mniejszym naprężeniom oraz

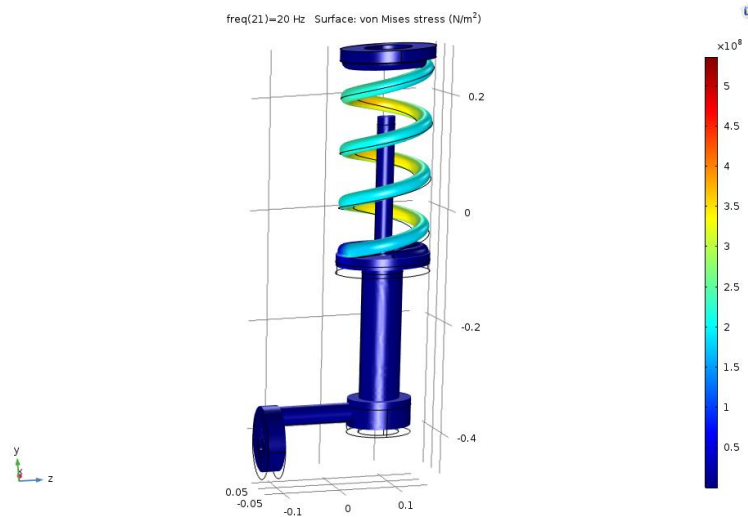
przemieszczeniom. Nadal ulegają im te same części i w tym samych miejscach. Jednak wyraźnie widzimy jak nasz amortyzator zdecydowanie zmniejsza działanie skok pionowy koła. Nie zmienia on jednak charakterystyki pracy sprężyny. Jest on elementem wspomagającym, współpracującym. W zawieszeniu po za układem resorującym, niezbędne jest również umieszczenie układu tłumiącego. Odpowiednie dobranie sprężyny z amortyzatorem zapewnia nam bezpieczne i komfortowe podróżowanie po jezdni. Zmniejsza okresy utraty kontaktu opony podczas jazdy po nierównej nawierzchni. Dlatego też w każdym zawieszeniu znajdują się oba te układy.

5.2. Analiza harmoniczna

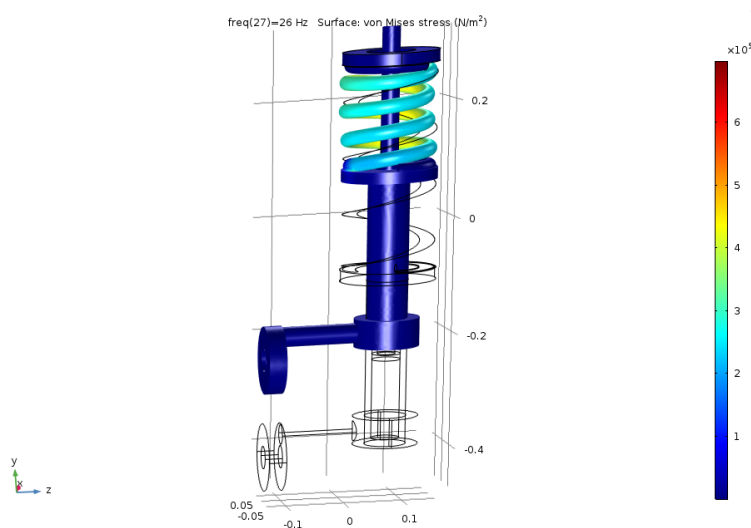
Przeanalizujmy wyniki otrzymane dla analizy harmonicznej:



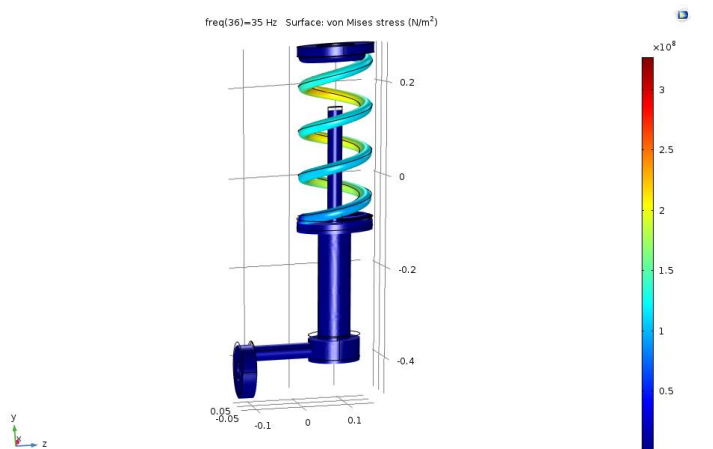
Rys. 43. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 10 [Hz]



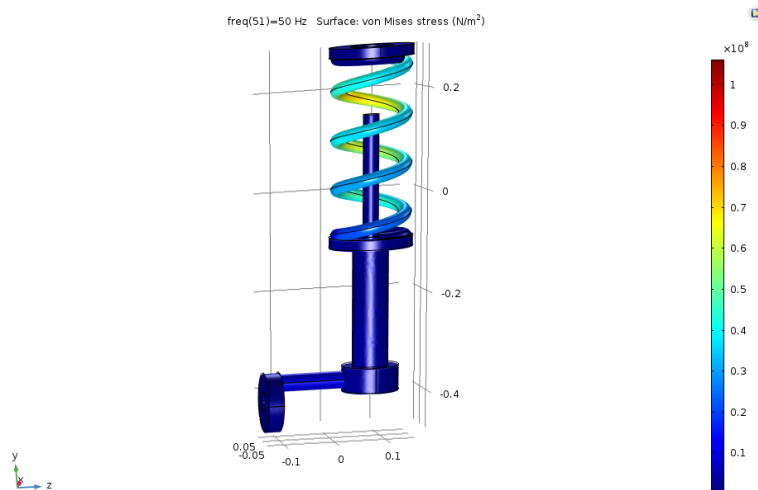
Rys. 44. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 20 [Hz]



Rys. 45. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 26 [Hz]

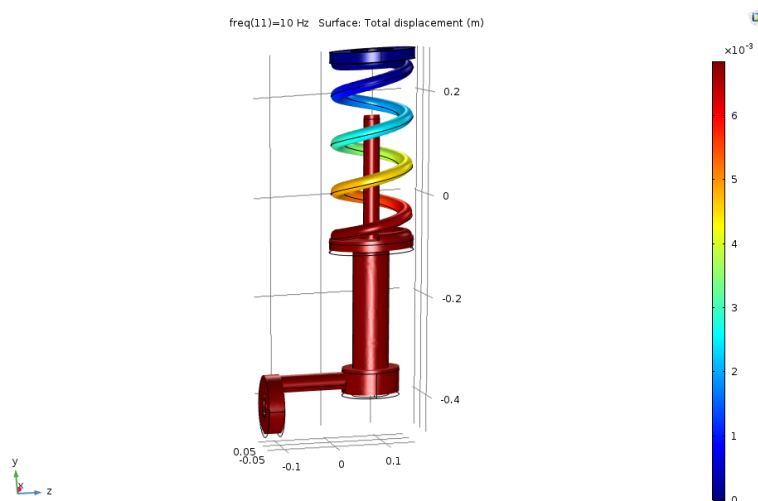


Rys. 46. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 35 [Hz]

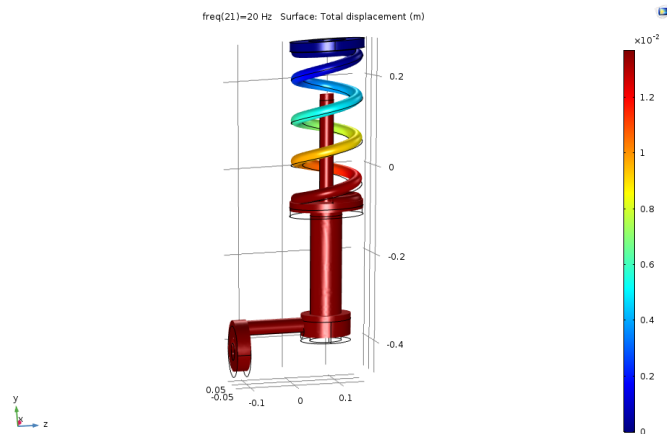


Rys. 47. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 50 [Hz]

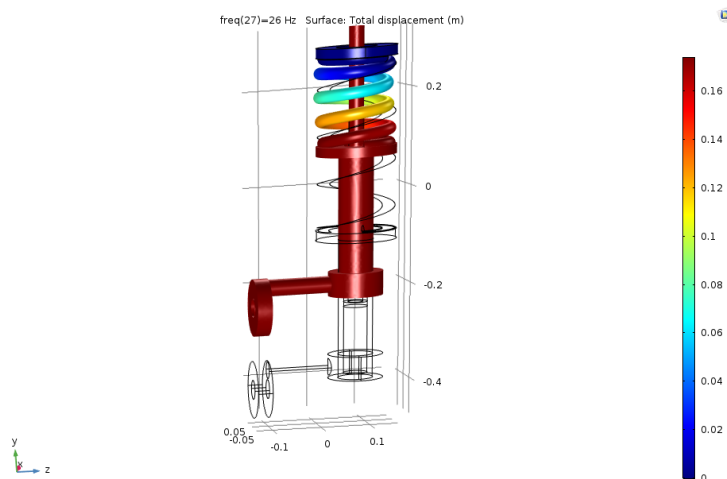
Poddając naszą kolumnę analizie naprężeń widzimy, że wraz ze wzrostem częstotliwości nasza sprężyna ulega powoli coraz to większym naprężeniom. Od około 23 Hz następuje gwałtowny wzrost naprężeń. Osiągają one maksimum przy 26 Hz i gwałtownie spadają przy ok 30 Hz. Od tego momentu następuje powolny zanik naprężeń.



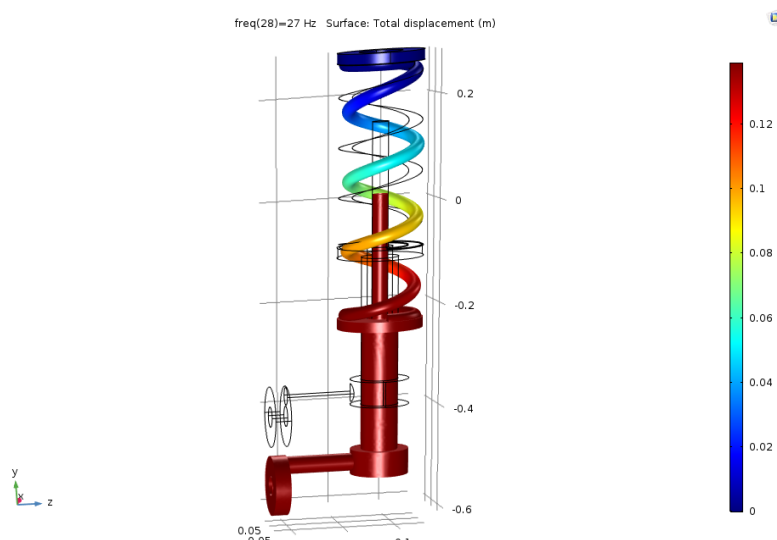
Rys. 48. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 10 [Hz]



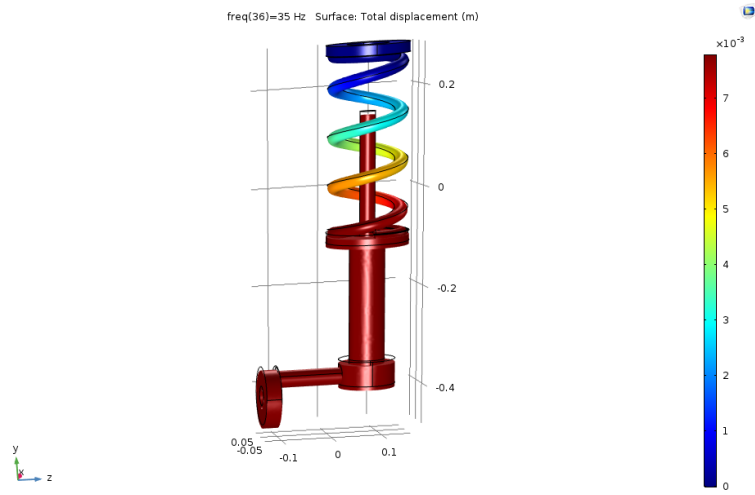
Rys. 49. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 20 [Hz]



Rys. 50. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 26 [Hz]

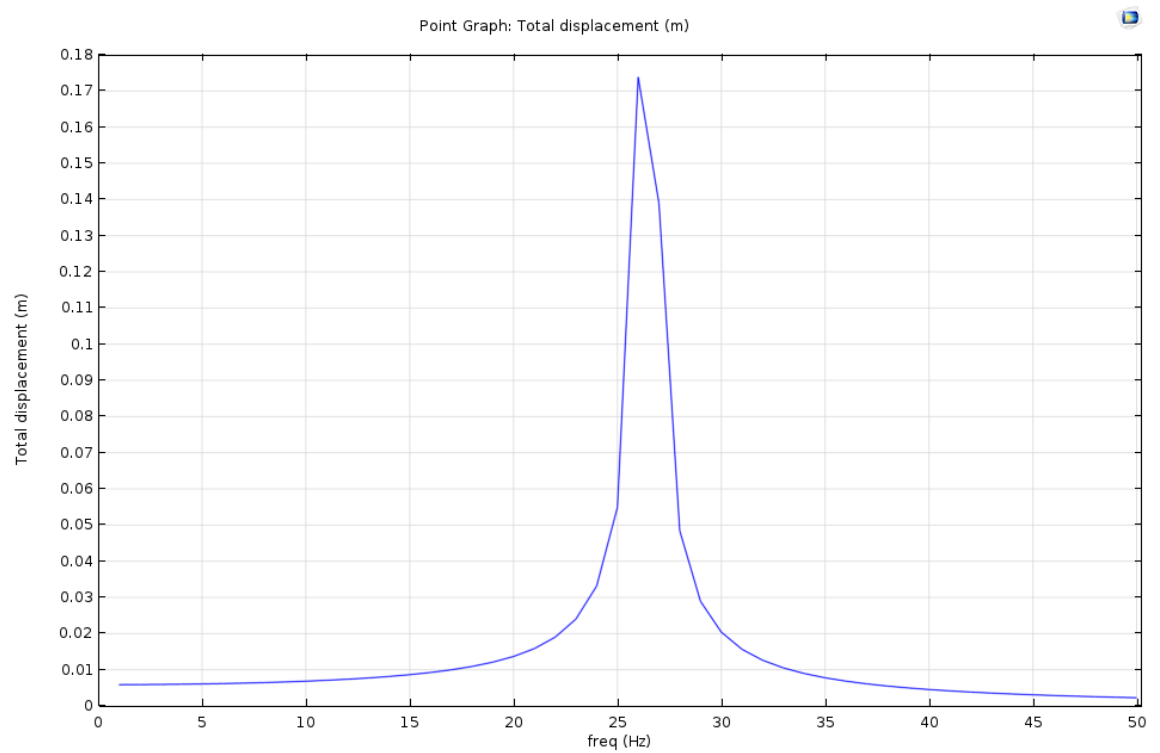


Rys. 51. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 27 [Hz]



Rys. 52. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 35 [Hz]

Zauważyć można, że nasze przemieszczenia zachowują się analogicznie do naprężeń. Przy 26 Hz nasza sprężyna ulega największemu ściśnięciu. Między 26 Hz a 27 Hz następuje nagłe rozciągnięcie sprężyny. Potem wraz ze wzrostem częstotliwości, nasz element powoli zaczyna wracać do położenia początkowego.



Rys. 53. Wykres zależności między częstotliwością a przemieszczeniem

Analizując przedstawiony wykres i wcześniej przedstawione wykazy analizy naprężeń i przemieszczeń na pierwszy rzut oka dostrzegamy, że przy ok. 26 Hz nasz układ wpada w rezonans. Częstotliwość wzbudzenia skoku pionowego naszego układu nakłada się z częstotliwością własną układu ze sprężyną. Następuje wtedy gwałtowny wzrost naprężeń i przemieszczeń. Nałożenie to powoduje że nasz układ przy ok. 27 Hz wykonuje przemieszczenie w dół zamiast w górę. Oczywiście tak nagłe i duże przemieszczenia będzie niemożliwe ze względu na działanie innych elementów naszego zawieszenia, np. ogranicznika skoku. Powyżej 27 Hz wzbudzone drgania zaczynają się równoważyć z drganiami naszego układu. Następuje ich wzajemne wytłumienie, co powoduje na początku nagły spadek naprężeń oraz przemieszczenia, a powyżej 30 Hz powolne ich słabnięcie. Przy projektowaniu zawieszenia musimy zdawać sobie sprawę z tego, że takie zjawisko występuje. Konstruktor powinien zastosować specjalne części, układy, które zminimalizują ryzyko nałożenia się drgań wymuszeń z drganiami sprężyny. Również użytkownik pojazdu wyposażonego w taki typ zawieszenia musi mieć świadomość, że jazda po bardzo nierównej nawierzchni przy dużych prędkościach może spowodować uszkodzenie tego typu zawieszenia.

6. Podsumowania i wnioski

W niniejszej pracy zostały zrealizowane postanowione cele.

Zawieszenie jest jednym z najważniejszych elementów znajdujących się w pojazdach mechanicznych. Umożliwia odpowiednie korzystanie z pojazdu oraz pozwala na efektywne i bezpieczne jego użytkowanie. Zawieszenia były tworzone i doskonalone przez dziesiątki lat przez inżynierów na całym świecie i również dzisiaj inżynierowie starają się je udoskonalać.

Dokonana przez ze mnie analiza literaturowa pozwoliła mi poznać budowę oraz działanie zawieszenia kół. Umożliwiła mi zrozumieć jakimi narzędziami posługują się obecnie konstruktorzy przy projektowaniu tego typu zespołu. Poznałem etapy inżynierskiego procesu tworzenia zawieszenia.

Dokonana przez ze mnie analiza numeryczna wykazała podstawowe i główne zasady działania podzespołów. Możemy zauważyć, iż każdy pojazd musi być wyposażony w układy resorujące oraz tłumiące. Bez nich żaden samochód nie mógłby przemierzać drogi bezpiecznie oraz komfortowo. Oczywiście dokonana przez ze mnie analiza numeryczna jest tylko częścią działania całego zawieszenia. Nie przedstawia ona faktycznych naprężeń i przemieszczeń. Pozwala nam jednak dostatecznie odwzorować pewne podstawowe zachowania, których żaden projektant nie może ominąć.

Proces tworzenia takiego zawieszenia jest bardzo skomplikowany. Jest efektem współpracy wielu inżynierów. Ze względu na ilość zmiennych, jest to proces bardzo długotrwały i wymaga bardzo dużej mocy obliczeniowej oraz wielu testów w laboratoriach, jak i w terenie. Taki proces aż do wypuszczenia produktu na rynek trwa co najmniej kilka lat. By ułatwić ten proces, powstało wiele wspomagających systemów komputerowych. Programy takie jak Autodesk Inventor oraz Comsol Multiphysics zdecydowanie przyśpieszają ten proces oraz obniżają jego koszty. Również wzajemna integracja systemów CAD i MES i wymiana plików między nimi usprawnia nam konstruowanie. Wiele różnych modeli samochodów korzysta z takiego samego typu zawieszenia. To tylko potwierdza jak skomplikowanym jest to układ i jak wiele pracy wymaga od zespołów inżynierów, by został poprawnie wykonany.

Literatura

- [1] J. Reimpell, J. Betzler, Podwozia samochodów – Podstawy konstrukcji, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa, 2004.
- [2] H. R. Etzold, Opel Astra i Astra Classic – Sam naprawiam samochód, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa, 2011.
- [3] https://www.plm.automation.siemens.com/pl_pl/plm/cad.shtml
- [4] E. Chlebus, Techniki komputerowe CAx w inżynierii produkcji, WNT, Warszawa, 2000.
- [5] W. Pawłowski, Autodesk Inventor 11.
- [6] <http://www.iparts.pl/artykuly/jaka-funkcje-pelni-w-samochodzie-wahacz,204.html>
- [7] T. Łodygowski, W. Kąkol, Metoda Elementów Skończonych w wybranych zagadnieniach mechaniki konstrukcji inżynierskich, Politechnika Poznańska, 2003.
- [8] <https://www.comsol.com/comsol-multiphysics>
- [9] http://kmm.p.lodz.pl/dydaktyka/zb_zad/WM0603.pdf
- [10] <http://www.strek.strefa.pl/students/mes/miszb/fem-lec-10-miszb.pdf>
- [11] [http://www.e-autonaprawa.pl/encyklopedia/kolumna-mcphersona-ang-
imacpherson-strut-tower-i/2421/](http://www.e-autonaprawa.pl/encyklopedia/kolumna-mcphersona-ang-
imacpherson-strut-tower-i/2421/)
- [12] [http://autokult.pl/14323,sprezyny-srubowe-w-samochodowych-ukladach-
zawieszenia](http://autokult.pl/14323,sprezyny-srubowe-w-samochodowych-ukladach-
zawieszenia)
- [13] <https://eibach.pl/produkty-zawieszenia-kity-b12-sportline-m-51.html>
- [14] [http://autodetale.pl/product-pol-852-Amortyzator-przedni-olejowy-SRL-Opel-
Astra-F-I-.html](http://autodetale.pl/product-pol-852-Amortyzator-przedni-olejowy-SRL-Opel-
Astra-F-I-.html)

Spis rysunków

Rys. 1. Zawieszenie z kolumną MacPhersona.....	6
Rys. 2. Schemat kinematyczny zawieszenia niezależnego.....	9
Rys. 3. Zawieszenie z wahaczami wzdłużnymi samochodu Mercedes-Benz klasy A (1997).....	10
Rys. 4. Zawieszenie z wahaczami skośnymi samochodu Mercedes-Benz klasy V	11
Rys. 5. Zawieszenie przednie samochodów dostawczych VW LT 28 – 35	12
Rys. 6. Przednie zawieszenie z kolumnami prowadzącymi samochodu Opel Astra F ..	13
Rys. 7. Tylne zawieszenie samochodu Lancia Delta z kolumnami prowadzącymi	14
Rys. 8. Wielodrażkowe zawieszenie tylne samochodu BMW serii 5 (E39,1996)	15
Rys. 9. Zawieszenie tylne samochodu dostawczego Ford Escort Express	17
Rys. 10. Zawieszenie ze wzdłużnymi wahaczami sprzężonymi samochodów VW Golf IV (1997), VW Bora (1999), Audi A3 (1996)	18
Rys. 11. Zawieszenie z kolumnami prowadzącymi przednich kół napędzanych samochodu Opel	19
Rys. 12. Zestaw amortyzatorów ze sprężynami Bilstein Eibach B12 Sportline	20
Rys. 13. Typy najczęściej stosowanych sprężyn śrubowych w pojazdach	21
Rys. 14. Amortyzator przedni olejowy (SRL) Opel Astra F	22
Rys. 15. Model zawieszenia przedniej osi.....	28
Rys. 16. Porównanie zamodelowanej kolumny MacPhersona z kolumną samochodu Opel Astra F.....	29
Rys. 17. Porównanie zamodelowanej sprężyny ze sprężyną z samochodu Opel Astra F	30
Rys. 18. Porównanie przekroji amortyzatora dwururowego	31
Rys. 19. Porównanie zamodelowanego wahacza z wahaczem z samochodu Opel Astra F	32

Rys. 20. Zamodelowana rama pomocnicza	33
Rys. 21. Zamodelowana felga R13	33
Rys. 22. Zamodelowana piasta koła	34
Rys. 23. Zamodelowana zwrotnica koła	34
Rys. 24 Zamodelowana opona na podstawie opony GoodYear Vector 4Season gen. II 175/70 R13.....	35
Rys. 25. Podział na elementy skończone (115512) wykorzystany w analizie statycznej	37
Rys. 26. Podział na elementy skończone (39483) wykorzystany w analizie harmonicznej.....	37
Rys. 27. Miejsce utwierdzenia kolumny.....	38
Rys. 28. Miejsce, kierunek oraz zwrot przyłożenia siły F_1	39
Rys. 29. Miejsce przyłożenia siły oporu F_2 , o tym samym kierunku co siła F_1 , ale o przeciwnym zwrocie	39
Rys. 30. Wybrany punkt do przedstawienia wykresu.....	40
Rys. 31. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 4905 \text{ N}$	41
Rys. 32. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 49050 \text{ N}$	41
Rys. 33. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 4905 \text{ N}$	42
Rys. 34. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 24525 \text{ N}$	43
Rys. 35. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 49050 \text{ N}$	43
Rys. 36. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 4905 \text{ N}$	44
Rys. 37. Analiza naprężeń dla siły $F_1 = 49050 \text{ N}$	45
Rys. 38. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 4905 \text{ N}$	45
Rys. 39. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 24525 \text{ N}$	46
Rys. 40. Analiza przemieszczeń dla siły $F_1 = 49050 \text{ N}$	46

Rys. 41. Porównanie analiz naprężeń obydwu przypadków dla siły $F_1 = 49050$ N, z lewej: bez siły oporu F_2 , z prawej: z siłą oporu F_2	47
Rys. 42. Porównanie analiz przemieszczeń obydwu przypadków dla siły $F_1 = 49050$ N, z lewej: bez siły oporu F_2 , z prawej: z siłą oporu F_2	47
Rys. 43. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 10 [Hz]	48
Rys. 44. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 20 [Hz]	49
Rys. 45. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 26 [Hz]	49
Rys. 46. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 35 [Hz]	49
Rys. 47. Analiza naprężeń dla siły F_1 o częstotliwości 50 [Hz]	50
Rys. 48. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 10 [Hz]	50
Rys. 49. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 20 [Hz]	51
Rys. 50. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 26 [Hz]	51
Rys. 51. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 27 [Hz]	51
Rys. 52. Analiza przemieszczeń dla siły F_1 o częstotliwości 35 [Hz]	52
Rys. 53. Wykres zależności między częstotliwością a przemieszczeniem.....	52