

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojírenství
Studijní zaměření: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Analýza únavové pevnosti mechanismu nápravy automobilu

Autor: **Bc. Vojtěch RIEDL**
Vedoucí práce: **Prof. Ing. Jan KOVANDA, CSc.**

Akademický rok 2018/2019

Místo pro zadání diplomové práce

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr navazujícího studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne 24.5.2019

podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Riedl	Jméno Vojtěch		
STUDIJNÍ OBOR	„Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) prof. Ing. Kovanda, CSc.	Jméno Jan		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Analýza únavové pevnosti mechanismu nápravy automobilu			

FAKULTA	FST	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZDÁNÍ	2019
----------------	-----	----------------	-----	--------------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	80	TEXTOVÁ ČÁST	80	GRAFICKÁ ČÁST	0
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	---

STRUČNÝ POPIS	Tato práce porovnává dvě konstrukčně různá řešení automobilového zavěšení typu MacPherson z hlediska jejich životnosti. Práce je rozdělena do čtyř segmentů: rešerše, metodika, výpočet v poslední řadě výsledky.
KLÍČOVÁ SLOVA	Provozní životnost, Wöhlerova křivka, MacPherson, FKM-Guideline, Akumulace poruch, S-N křivka.

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Riedl	Name Vojtěch	
FIELD OF STUDY	“Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Prof. Ing. KOVANDA, CSc.	Name Jan	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Fatigue analysis of vehicle suspension mechanism		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	88	TEXT PART	80	GRAPHICAL PART	8
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	Two different types of MacPherson mechanisms were examined in presented thesis. Both types were analysed in terms of their fatigue life. The document is divided into four segments: theoretical research, methodology, calculation and results.
KEY WORDS	Structural fatigue, Durability analysis, Failure prevention, Stress-based fatigue analysis, MacPherson, Damage accumulation, Adams Car, FKM-Guideline.

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval vedoucímu práce prof. Ing. Janu Kovandovi, CSc. za jeho nadhled, trpělivost a profesionální rady, které mně během psaní této práce poskytl. Dále mé díky patří i mému konzultantovi Ing. Vladislavu Kemkovi, Ph.D. za jeho zájem a ochotu být mi nápomocen v rozhodujících situacích, a Ing. Romanu Čermákovi Ph.D. za jeho rady ohledně softwaru MSC Adams Car. V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině za podporu během celého mého studia, kdy mně byla vždy oporou. Mé poděkování patří též mým blízkým přátelům, kteří mně byli vždy nápomocni.

Obsah

1	Úvod	12
1.1	Definice problému	13
1.1.1	Motivace pro úpravu konstrukce zavěšení.....	13
1.1.2	Ovlivnění životnosti.....	13
2	Automobilové nápravy	14
2.1	Prvky nápravy	14
2.2	Druhy zavěšení kol u osobních vozidel	14
2.3	Závislé - tuhé nápravy.....	16
2.4	Nezávislé – výkyvné nápravy	17
2.4.1	Přední	17
2.4.2	Zadní	18
2.4.3	Přední i zadní	20
2.5	Geometrie zavěšení kola	21
2.6	Jízdní dynamika vozidla	26
3	Klasická koncepce MacPherson	28
3.1	Historie.....	28
3.2	Charakteristika zavěšení	29
3.3	Popis kinematiky systému MacPherson.....	31
4	MacPherson s redundantní vazbou	33
4.1	Popis kinematiky systému MacPherson s redundantním členem	34
5	Dynamická simulace.....	36
5.1	Jízdní profil	36
5.2	Multi-body simulace	37
5.3	Simulační model mechanismů	37
5.4	Tvorba simulačního modelu:	38
6	S-N křivka.....	42
6.1	Historie.....	42
6.2	Metodika tvorby syntetické S-N křivky.....	43
6.3	Přístup pro vyhodnocování dle metodiky FKM.....	43
6.4	Schéma postupu výpočtu	46
6.5	Parametry ovlivňující mez pevnosti.....	47
6.5.1	Mez pevnosti	48
6.5.2	Faktor spolehlivosti.....	48
6.5.3	Faktor velikosti	50
6.5.4	Faktor teploty	51
6.5.5	Faktor napětí	51
6.6	Parametry ovlivňující mez trvalé pevnosti	52
6.6.1	Faktor teploty	52
6.6.2	Faktor meze pevnosti	52
6.6.3	Faktor povrchové úpravy	53
6.6.4	Faktor drsnosti povrchu	54
6.6.5	Faktor tvaru – koncentrátoři napětí	54
6.7	Vliv středního napětí.....	55
6.8	Průběh zatížení.....	57
6.9	Palmgren-Minerovo pravidlo.....	58
6.10	Sekvence napětí	58
6.11	Minerova modifikovaná verze	60
7	Výpočet vlastní S-N křivky pro rameno spodního zavěšení	60

7.1	Parametry spodního ramene	60
7.2	Výpočet meze pevnosti	61
7.3	Výpočet meze trvalé pevnosti	62
8	Zátěžné stavy	64
8.1	Deterministické a stochastické buzení	64
9	Výsledky simulace a porovnání konstrukčních řešení	66
9.1	Deterministické buzení	66
9.1.1	Klasická konstrukce MacPherson	66
9.1.2	MacPherson s redundantním členem	68
9.1.3	Srovnání	69
9.2	Stochastické buzení	70
9.3	Klasická konstrukce MacPherson	70
9.4	MacPherson s redundantním členem	74
10	Zhodnocení výsledků	76
11	Technicko-ekonomické zhodnocení	77
12	Závěr	77

Seznam Obrázků

Obrázek 1	Schéma nezávislého zavěšení	14
Obrázek 2	Zavěšení kol na nápravě tuhé (a) a nezávislé (b)	15
Obrázek 3	Možná geometrie lichoběžníkového zavěšení	17
Obrázek 4	Příklad konstrukce klivé nápravy	18
Obrázek 5	Kyvadlové zavěšení kola, a) pohled nárysný, b) pohled půdorysný	18
Obrázek 6	Ukázka torzní klikové nápravy	19
Obrázek 7	Příklad konstrukčního řešení nápravy De-Dion	19
Obrázek 8	Konstrukční řešení víceprvkové nápravy	20
Obrázek 9	Sbíhavost kol a princip jejího měření	21
Obrázek 10	Odklon kola a princip jeho řešení	22
Obrázek 11	Poloměr rejdu a princip jeho měření	23
Obrázek 12	Závlek a záklon rejdové osy a princip jeho měření	23
Obrázek 13	Příklon rejdového čepu a ukázka jeho měření	24
Obrázek 14	Ackermannova podmínka pro idealizovaný případ	25
Obrázek 15	Přehled možných pohybů vozu při jízdě	26
Obrázek 16	Ford Vedette	28
Obrázek 17	Možné konstrukční řešení zavěšení MacPherson bez pružiny	29
Obrázek 18	Sklon spodního ramene zavěšení	29
Obrázek 19	přední (vlevo) a zadní náprava vozu Toytoa Camry 2009	30
Obrázek 20	Mechanismus klasického řešení MacPherson	31
Obrázek 21	Stupně volnosti klasického řešení MacPherson	32
Obrázek 22	Schéma konstrukce MacPherson s redundantním členem	33
Obrázek 23	Mechanismus řešení MacPherson s redundantním členem	34
Obrázek 24	Stupně volnosti řešení MacPherson s redundantním členem	35
Obrázek 25	Ilustrace nerovností na vozovce	36
Obrázek 26	Body definující základní rozměry zavěšení	38
Obrázek 27	Tvorba jednotlivých těles zavěšení	39
Obrázek 28	Ukázka užitých kinematických vazeb	39
Obrázek 29	Implementace modelu do sestavy s testovacím standem	40
Obrázek 30	Úplný model klasického zavěšení MacPherson	41

Obrázek 31 Úplný model zavěšení MacPherson s redundantním členem.....	41
Obrázek 32 základní charakteristika S-N křivky	42
Obrázek 33 Popis veličin průběhu cyklického namáhání	44
Obrázek 34 Definice meze trvalé pevnosti	44
Obrázek 35 Parametry přímky pro materiál bez povrchové úpravy	45
Obrázek 36 Parametry přímky pro materiál s povrchovou úpravou	45
Obrázek 37 Přehled parametrů ovlivňující S-N křivku specifikovaných v FKM	46
Obrázek 38 Schéma postupu výpočtu životnosti součásti v této práci.....	47
Obrázek 39 Závislost mezi tvrdostí a pevností materiálu	48
Obrázek 40 Faktor spolehlivosti dle FKM, zobrazení v Gaussově rozložení	49
Obrázek 41 Haigův diagram pro vliv středního napětí	56
Obrázek 42 Vliv středního napětí znázorněný v S-N křivce	57
Obrázek 43 Rozdíl mezi deterministickým a stochastickým buzením	57
Obrázek 44 Zobrazení Palmgren-Minerova pravidla	58
Obrázek 45 Ovlivnění životnosti produktu z hlediska sekvence napětí	59
Obrázek 46 Modifikace S-N křivky s ponížením hodnoty meze trvalé pevnosti	59
Obrázek 47 Výškový profil bývalé testovací trati v Mostu.....	65
Obrázek 48 Snímek obrazovky s použitím knihovny „rainflow“ v „R“	71

Seznam tabulek

Tabulka 1 Faktor spolehlivosti dle FKM	49
Tabulka 2 Specifikace faktoru velikosti dle FKM	50
Tabulka 3 Faktor napětí specifikovaný v FKM	51
Tabulka 4 Faktor meze pevnosti dle FKM	52
Tabulka 5 Faktor povrchové úpravy dle FKM	53
Tabulka 6 Konstanty potřebné k výpočtu faktoru drsnosti povrchu dle FKM	54
Tabulka 7 Materiálové konstanty dle FKM pro výpočet	56
Tabulka 8 Parametry oceli S235JR.....	60
Tabulka 9 Ukázka výstupu z programu R, výběr bodů zvrátů + rainflow-counting	71
Tabulka 10 Výpočet alternativních amplitud	72
Tabulka 11 Ukázka výpočtu akumulace poruch.....	73

Seznam grafů

Graf 1, S-N křivka pro spodní rameno zavěšení, S235JR, kruhový průměr D=20mm	63
Graf 2, S-N křivka pro spodní rameno zavěšení, S235JR, kruhový průměr D=20mm	63
Graf 3 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, klasická koncepce, sinus	66
Graf 4 Průběh napětí posunutý do nuly, klasická koncepce, buzení funkcí sinus.....	67
Graf 5 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, redundantní člen, sinus	68
Graf 6 Průběh napětí posunutý do nuly, redundantní člen, buzení funkcí sinus	69
Graf 7 Porovnání amplitud u obou konstrukčních řešení	69
Graf 8 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, klasická koncepce	70
Graf 9 Sestupné seřazení alternativních amplitud, klasická koncepce	72
Graf 10 Alternativní amplitudy s reálným vlivem na poškození součásti, kl. koncepce..	73
Graf 11 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, redundantní člen.....	74

Graf 12 sestupné seřazení alternativních amplitud, redundantní člen	75
Graf 13 Alternativní amplitudy s reálným vlivem na poškození součásti, red. člen	75
Graf 14 Porovnání alternativních amplitud u obou konstrukčních variant.....	76

Přílohy

- 1 - Výpočet alternativních amplitud – klasická koncepce
- 2 - Výpočet lineární akumulace – klasická koncepce
- 3 - Výpočet alternativních amplitud – redundantní člen
- 4 - Výpočet lineární akumulace – redundantní člen

Abstrakt

Tato práce porovnává dvě konstrukčně různá řešení automobilového zavěšení typu MacPherson z hlediska jejich životnosti. Práce je rozdělena do čtyř segmentů, první z nich je rešerše různých typů zavěšení využívaných v automobilovém průmyslu. V následujícím segmentu práce byl vytvořen kinematický model pro obě konstrukční varianty v SW Adams Car. Kinematický model zavěšení slouží k získávání výsledných napětí v zavěšení na principech multi-body simulace. V třetí části této diplomové práce je podrobně představena metodika FKM k získání S-N křivky pro konkrétní konstrukci spodního ramene zavěšení. V poslední části této práce jsou prezentovány výsledky práce.

Bylo prokázáno, že inovativní konstrukční řešení nezávislé nápravy MacPherson, které spočívá v přidání redundantního členu do spodního ramene zavěšení, má příznivý vliv z hlediska vysoko cyklového namáhání součásti. Tento příznivý vliv je především způsobený tím, že předepínací síly posouvají hodnoty středního napětí působící v součásti do oblasti kontrakce. Tento fakt pak pozitivně napomáhá ke zvýšení životnosti produktu, v tomto konkrétním případě se jedná o zvýšení životnosti více jak o 50%.

Abstract

Two different types of MacPherson mechanisms were examined in presented thesis. Both types were analysed in terms of their fatigue life. The document is divided into four segments starting with an literature research of possible types of car suspension. Following by part concerning on dynamic simulation of both suspension types in SW Adams Car. Third part of this thesis is focused on the FKM methodology for making a synthetic S-N curve. The very last part is presenting the results of the simulation and it is comparing both types of the suspension construction.

It was proven the redundant part of the lower suspension arm is positively affecting the fatigue life. This benefit is mainly caused due to changes in the mean stress and decrees of the stress amplitudes. Final value of the damage accumulation calculated for mechanism with redundant arm decreed by more than 50% compared to the original MacPherson.

1 Úvod

Automobilový průmysl čelí neustálému komerčnímu a sociálnímu tlaku s ohledem na nižší prodejní ceny, vyšší spolehlivost a ekologičnost jejich produktů. Strojní inženýři stojí proto před každodenní výzvou, navrhnout takové komponenty pro výrobu automobilů, které budou lehčí, spolehlivější a rychlejší na výrobu a servis. Optimalizace, tedy proces zlepšování, je závislý na výpočetních metodách, které zajistí spolehlivou předpověď provozní pevnosti a životnosti dané komponenty v reálných zatěžovacích stavech vyplývajících z provozu vozidla na pozemních komunikacích.

Každý mechanický systém ovlivňují vibrace, jakožto podnět z prostředí, ve kterém se daný systém vyskytuje. Vibrace jako fyzikální jev může být definován jako kmitání tělesa kolem jeho rovnovážné polohy. Dva základní typy vibrací dělíme na kmitání vlastní (volné) a kmitání buzené (vynucené). Síly způsobené vibracemi jsou hlavním faktorem, který ovlivňuje celý mechanický systém pohybujícího se vozidla. Díky nerovnostem na komunikaci, které jsou přenášeny ve formě sil podvozkem do karoserie vozidla vznikají vibrace systému. Nápravy automobilů hrají důležitou roli v tlumení těchto vibrací. Každé zavěšení kola vozidla, jakožto prvek spojující kola a karoserii vozidla, přenáší veškerá napětí způsobená buzením při pohybu vozidla no vozovce. V průběhu jízdy vozidla, veškeré části zavěšení kmitají s určitou rychlostí a zrychlením. Jelikož nápravy vozidel mají vždy nenulovou hmotnost, vznikají v prvcích zavěšení dynamické síly. Tyto dynamické síly vytváří korespondující napětí, které ovlivňuje životnosti všech komponent daného typu zavěšení, především spodního ramene u nápravy MacPherson. Pro stanovení životnosti daného zavěšení je nutné zkoumat kinematiku mechanického systému, dále stanovení podmínek dynamické analýzy a následně zvolit vhodný numerický model pro její vyhodnocení.

Metody pro výpočet životnosti kovových součástí v automobilovém průmyslu jsou postaveny na teorii S-N (Anglicky Stress-Life) křivkách, někdy nazývaných jako Wöhlerovy křivky. Tyto křivky poskytují informace o chování konkrétního vzorku v určitých zatěžovacích stavech.

Obsahem této práce je zhodnocení životnosti předního zavěšení McPherson u osobního automobilu. Práce je rozdělena do třech základních kapitol. První kapitolou je rešerše různých typů zavěšení, které jsou nebo byly používány u osobních automobilů. Další část se zabývá tvorbou syntetické S-N křivky pro vyhodnocení životnosti součástí. Část třetí pojednává a prezentuje výsledky dynamické simulace zavěšení provedené v softwaru Adams. Kapitola čtvrtá je úzce spjatá s výsledky dynamické simulace a využívá je k numerickému výpočtu životnosti s využitím metodiky FKM. Kinematika, dynamická simulace i následné výpočty životnosti byly provedeny na dvou konstrukčně odlišných variantách zavěšení MacPherson. Cílem práce je zhodnotit, zda navrhované atypické řešení spodního ramene zavěšení s redundantním členem pozitivně, či negativně ovlivňuje celkovou životnost systému zavěšení.

1.1 Definice problému

Tato práce se zabývá životností zavěšení automobilu v oblasti vysoko cyklové únavy. Porovnává životnost klasické koncepce zavěšení MacPherson s novou konstrukční myšlenkou, která tuto konstrukci upravuje. K porovnání životnosti je třeba vytvořit věrný kinematický model obou konstrukčních řešení v počítačovém SW. Další fází je získání vhodných zátěžných stavů s pomocí MBS (Multi body simulation). K porovnání životnosti je třeba využít efektivní metodiku pro tvorbu únavové křivky (S-N křivka, Wöhlerova křivka) a s jejím užitím správně vyhodnotit celkovou životnost výrobku.

1.1.1 Motivace pro úpravu konstrukce zavěšení

Obecnou vývojovou tendencí je zavádění mechatronických systémů do vozidel. Podíl elektroniky ve vozidlech se neustále zvyšuje. V oblasti podvozků jsou dlouhodobě využívány systémy ABS, ESP, ASR a mnoho dalších, v poslední době celá řada modelů zavádí řízené pérování s cílem zlepšení pohodlí při standardní jízdě a zvýšení bezpečnosti při náhlých manévrech. Mechanismus zavěšení je však z hlediska kinematiky nastaven stále stejně a neadaptuje se na změněné podmínky. Přiložené řešení tento problém obecně řeší a navrhuje úpravu pro zavěšení kol a náprav vozidel.

Podstatou nového patentového řešení je přidání nadbytečného členu do mechanismu zavěšení kola, a to buď pasivního (při vhodné kinematické analýze jeho polohy), nebo aktivního s řízenou podélnou tuhostí, nebo s řízenou tuhostí lůžek (kinematických dvojic) mechanismu. Aktivní systém pak spolupracuje s elektronickými systémy řízení podvozku a optimalizuje kinematické, dynamické a zátěžné charakteristiky danému jízdnímu stavu.

Tato práce se nezaobírá problematikou řízených mechanismů, ale snaží se podpořit myšlenku v jejím základu, především z hlediska již zmiňované životnosti. Základní myšlenkou pro zvýšení životnosti zavěšení je pozměnit konstrukci spodního ramene tak, že bude přidán pasivní redundantní člen, který ovlivní vnitřní síly a případně i kinematiku systému. Ovlivněním kinematiky systému redundantním členem se především docílí změny dynamických účinků působící na spodní rameno. Stěžejní myšlenkou je vnesení předpětí do prvku systému zavěšení tak, že toto předpětí ovlivní střední hodnotu a amplitudy účinkujícího napětí v průběhu jízdy.

1.1.2 Ovlivnění životnosti

Profil vozovky, po kterém se vozidlo pohybuje, způsobuje nechtěné vibrace systému, které mohou mít destruktivní efekt na mechanické části zavěšení. Především spodní rameno zavěšení je ovlivněno excitacemi z nerovností povrchu. Proměnlivé zatěžovací stavy, závislé na mnoha faktorech, především na velikosti nerovnosti, rychlosti jízdy a velikosti zatížení vozidla negativně ovlivňují distribuci a hodnotu napětí přenášeného spodním ramenem nápravy. Tyto výkyvy v napětí způsobují kumulaci poškození, které v dlouhodobém hledisku negativně ovlivňují životnosti veškerých prvků vozidla.

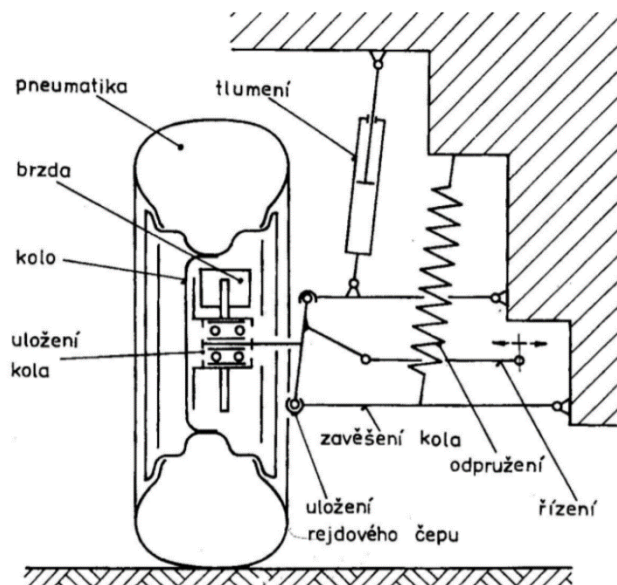
2 Automobilové nápravy

Pod pojmem náprava se rozumí komplet skládající se z nápravnice (pomocný rám), kyvných ramen, nábojů kol, brzdového ústrojí kol, pružících jednotek a řízení. Vlastní zavěšení kola obsahuje výkyvná ramena a pružící jednotku. [1]

2.1 Prvky nápravy

Mimo karoserie, hnací soustavy a ostatního příslušenství je jednou z hlavních částí automobilu podvozek. Podsestavou podvozku jsou nápravy, potažmo druhy zavěšení kol.

Hlavní prvky nápravy jsou kolo s pneumatikou, zavěšení kola, odpružení, řízení a brzdový systém.



Obrázek 1 Schéma nezávislého zavěšení [2]

2.2 Druhy zavěšení kol u osobních vozidel

Zavěšením kola se rozumí připojení kol ke karoserii vozidla. Samotný pojem „náprava“ v sobě obsahuje právě způsob zavěšení kola, jeho odpružení, brzdné zařízení, řídicí a hnací ústrojí.

Zavěšení kol musí plnit následující funkce:

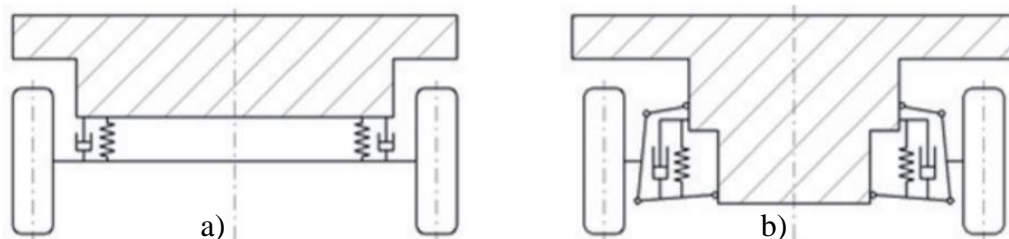
- Umožnění vertikálního pohybu kola vůči karoserii
- Přenášet síly mezi kolem a karoserií
- Zajistit kontakt kola s vozovkou
- Umožnit přenos hnacích sil
- Zajistit řízení a brzdění kola

Mimo uvedené stěžejní funkce musí být zavěšení zkonstruováno jako tuhé a kinematically jednoznačné. Výrazné změny geometrie zavěšení nejsou při propružení žádoucí. Je kladen důraz na životnost systému a odolnost při kritických stavech. [2]

Zavěšení kol se dělí na nápravy:

- **tuhé:** obě kola jsou spojena tuhou nápravou, která je odpružena vůči karoserii
- **polotuhé:** kola jsou pevně spojena nosníkem náprav, pružnou deformací nosníku je umožněn určitý vzájemně nezávislý pohyb kol
- **nezávislé:** vzájemné pohyby kol na pravé a levé straně jsou na sobě nezávislé

Schématické zobrazení nápravy tuhé a nezávislé:



Obrázek 2 Zavěšení kol na nápravě tuhé (a) a nezávislé (b) [1]

U zavěšení kola se řeší relativní pohyby kola vůči karoserii vozidla. Každý druh zavěšení dovoluje kolu konat svislý pohyb vůči karoserii, nebo rámu automobilu. Tento svislý pohyb je způsobován propružením náprav. Pod pojmem vedení kola se především rozumí pohyby boční a naklápění kol, ty je žádoucí účelově zastavit.

Zavěšení přenáší síly:

- podélné: síly brzděné a hnací
- svislé: od zatížení
- příčné: odstředivé síly při průjezdu obloukem
- momenty vnějších sil: od povrchu vozovky a naopak [2],[1]

2.3 Závislé - tuhé nápravy

Závislé zavěšení je realizováno jako tuhá spojnice kol, které z kinematického hlediska tvoří jedno těleso. Jinak řečeno, vychýlením jednoho kola nápravy je ovlivněno i kolo druhé, právě z důvodu tuhého spojení. Jedná se o konstrukčně starší řešení, než zavěšení nezávislé. Tuhé nápravy jsou dodnes používané především u nákladních a užitkových automobilů, autobusů, přípojných vozidel a u osobních vozidel do terénu. [2]

U těchto náprav je používáno odpružení vinutými, vzduchovými i listovými pružinami. Vinuté pružiny většinou zaujímají i funkci vedení nápravy na rozdíl od odpružení pružinami vinutými, u kterých je nutné vedení zajistit jak v podélném, tak bočním směru. [4]

Nespornou nevýhodou tuhých náprav je pak velký podíl neodpružené hmoty a horší jízdní vlastnosti vlivem pevného propojení protilehlých kol.

Tuhé nápravy se dají rozdělit dále na:

- Celistvé
 - o S nápravnicí
 - S rozvidlenou nápravnicí
 - S nerozvidlenou nápravnicí
 - o S mostem (bývají použity zpravidla jako nápravy zadní)
- Dělené
 - o S mostem

Pro vedení tuhých náprav se používají následující konstrukce:

- 1) dvojicí podélných listových per
 - a. dvojicí podélných listových per s přidáním dvou podélných (suvných) tyčí
- 2) čtyřmi podélnými a jednou příčnou tyčí (Panhardská tyč)
- 3) dvěma podélnými a jedním trojúhelníkovým ramenem
- 4) Wattovým přímovodem a Panhardskou tyčí
- 5) Ojnicovým vedením a:
 - a. Panhardskou tyčí
 - b. Trojúhelníkovým ramenem
 - c. Příčným Wattovým přímovodem [2]

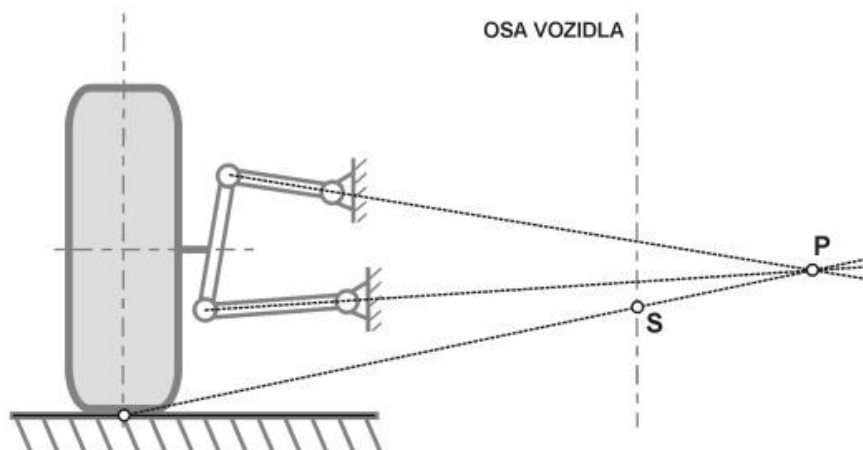
2.4 Nezávislé – výkyvné nápravy

Nezávislé zavěšení je charakterizováno tím, že není realizované přímé spojení mezi levým a pravým kolem. Výhodou je i nižší neodpružená hmota v porovnání s tuhými nápravami. Toho je docíleno především umístěním rozvodovky a diferenciálu do karoserie vozidla.

Rozdělení nezávislých náprav:

2.4.1 Přední

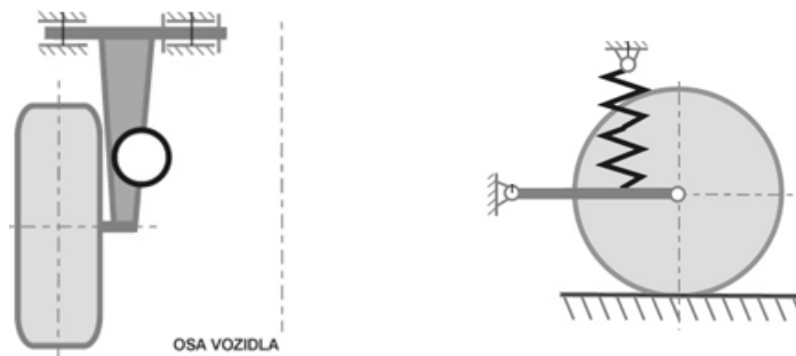
- MacPherson (pozn.: Charakteristika včetně kinematického popisu v následující kapitole)
- Lichoběžníková
 - Tato náprava je tvořena dvěma trojúhelníkovými rameny. Je nazývána lichoběžníková proto, že v průmětu do roviny kolmé na směr jízdy tyto ramena tvoří geometrický lichoběžník.
 - Dochází ke změnám geometrie při naklonění karoserie a ke změnám odklonu při propružení. Změna geometrie je tím větší, čím blíže ke kolu leží pól klopení (bod P na obrázku č. 3). Změna odklonu je dána okamžitým natočením kolem pólu P.
 - Poloha středu klopení karoserie (bod S na obrázku č. 3) automobilu plyne ze vzájemného sklonu příčných ramen. V případě, že by byla ramena rovnoběžná, byl by střed klopení S v nekonečnu.
 - Čep na konci těchto ramen tvoří spojení a slouží pro uložení kola. [3],[4]



Obrázek 3 Možná geometrie lichoběžníkového zavěšení[4]

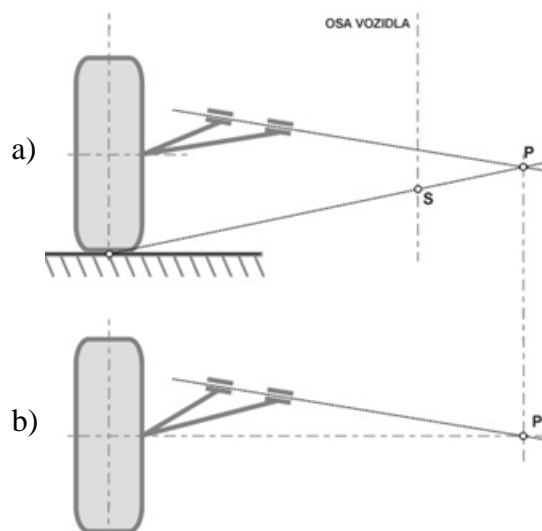
2.4.2 Zadní

- Kliková
 - Podélné rameno této nápravy má příčnou osu kývání (kolmo k podélné ose vozidla).
 - Změna odklonu vzniká jen klopením karoserie.
 - Významnou výhodou této nápravy je prostorová nenáročnost a jednoduchost konstrukce. Je vhodná pro zadní nápravy vozidel typu *Combi*. [3]



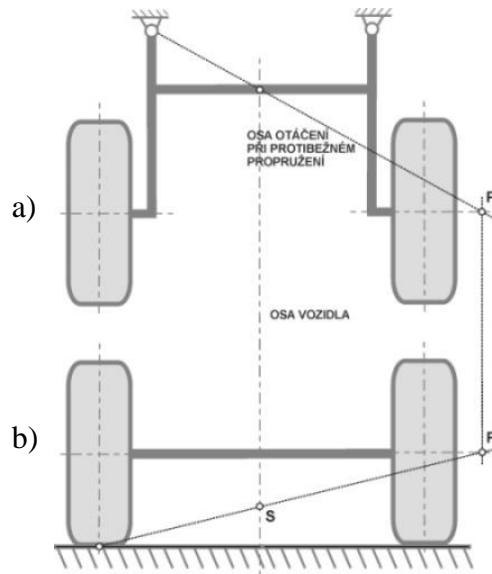
Obrázek 4 Příklad konstrukce klivé nápravy [4]

- Kyvadlová úhlová
 - Konstrukčně se příliš neliší od klikové nápravy. Osa kývání v tomto případě ale není kolmá k ose ramena, ale svírá s ní odlišný úhel (je v půdorysu šikmá a často je osa kývání šikmá i v nárysu).



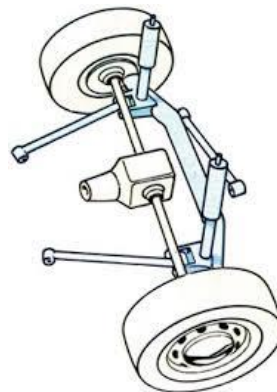
Obrázek 5 Kyvadlové zavěšení kola, a) pohled nárysný, b) pohled půdorysný [4]

- Torzní kliková
 - Lze o ní hovořit jako o nápravě přechodného typu mezi tuhou a nezávislou. Torzní příčka propojuje kliková ramena zavěšení, při protiběžném vychýlení kol se deformuje a nahrazuje tak torzní stabilizátor. Torzní příčka je navržena jako ohybově tuhá a torzně měkká (většinou se jedná o profil nosníku typu „U“).
 - Pokud by byla příčná příčka umístěna v ose středů kol, pak by se hovořilo a nápravě tuhé. [2],[3]



Obrázek 6 Ukázka torzní klikové nápravy [4]

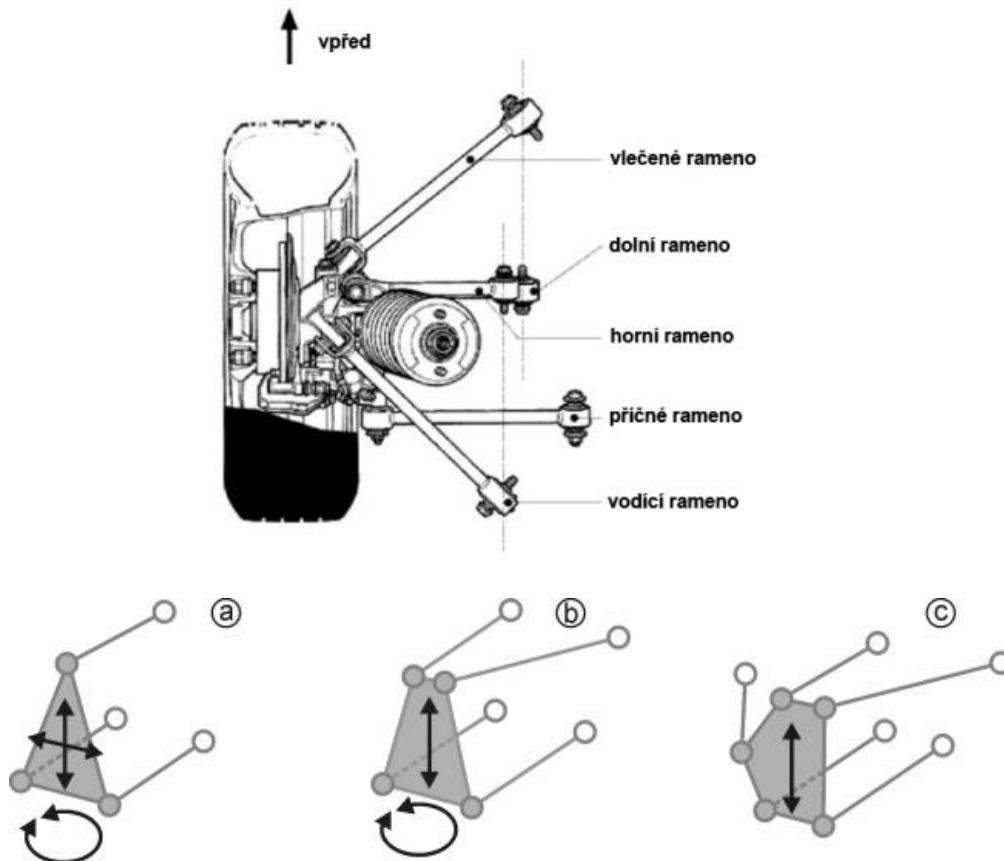
- De-Dion
 - Náprava De-Dion, jako náprava torzní kliková, je jeden z typů přechodných náprav mezi tuhými a nezávislými. Kola této nápravy jsou spojena tuhým nosníkem, což zaručuje neproměnné vzájemné postavení kol vůči vozovce. Rozvodovka je umístěna pevně na karoserii vozidla a tak nezvyšuje podíl neodpružených hmot. V dnešní době se již nepoužívá, byla velmi oblíbená u závodních vozů v meziválečném období. [4]



Obrázek 7 Příklad konstrukčního řešení nápravy De-Dion [5]

2.4.3 Přední i zadní

- Víceprvková
 - Toto zavěšení je realizováno pomocí několika ramen (tyčí nebo trojúhelníkových ramen). Pokud je tato náprava použita jako přední, jedná se o modifikaci lichoběžníkového zavěšení. Vliv počtu ramen na kinematické vlastnosti zavěšení je patrný z obrázku č. 8. Vzhledem k tomu, že jsou všechna ramena na sobě nezávislá, může být docíleno ideálních vlastností pro vedení kola. [4], [2]



Obrázek 8 Konstrukční řešení víceprvkové nápravy [4]

- Dalším příkladem použití víceprvkové nápravy je zavěšení zadních kol, např. pro pohon 4×4. Kola jsou uchycena pomocí dvou vlečných ramen a čtyř příčných ramen. Takovéto řešení dovoluje oddělení podélných a příčných sil, přenášených od kol do karoserie. Zavěšení je v příčném směru velmi tuhé, což zlepšuje stabilitu jízdy v zatáčkách, ale poměrně poddajné v podélném směru, což přispívá k vyššímu cestovnímu komfortu. Svislé síly jsou zachyceny pružinou a tlumičem. [4]

2.5 Geometrie zavěšení kola

Geometrií zavěšení kola se rozumí postavení kola vůči vozovce. Správné seřízení geometrie se podepisuje nejen na rovnoměrném rozložení silových účinků od zatížení, ale i na aktivní bezpečnosti vozidla. Soubor úhlů, které definují ono postavení kola vůči vozovce, je specifikovaný v normě ČSN 30 0034.

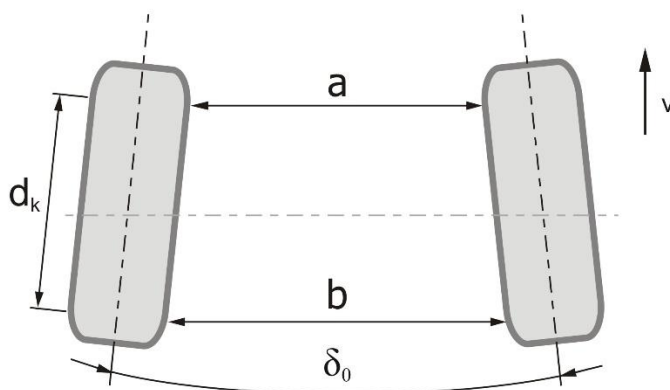
Norma definuje následující parametry: γ - úhel odklonu kola, σ - příklon rejdové osy, τ - záklon rejdové osy, δ_0 - úhel sbíhavosti, r_0 - poloměr rejdu, n_k - závlek.

Geometrií stanovujeme vlastnosti vozu v přímém směru, stabilitu v zatáčkách, opotřebení pneumatik a v neposlední řadě také valivé odpory, tedy spotřebu paliva. [4], [2]

a) Sbíhavost

Sbíhavost kol δ je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Měří se ve výšce osy kol, od okraje jednoho ráfku k druhému. Uvádí se rozdíl hodnot $b - a$, nebo celkový úhel δ . V případě, že přední část kola je příkloněna k podélné ose vozidla, hovoříme o sbíhavosti. Pokud je kolo v přední části odkloněné od podélné osy vozu, je pak rozbíhavé. [4]

Sbíhavost ovlivňuje tři hlavní parametry podvozku: směrovou stabilitu, ovládání vozu a opotřebení pneumatik. Pro minimální ztráty výkonu a opotřebení pneumatik při jízdě rovně vpřed, by kola měla mít nulovou sbíhavost. Nadměrná sbíhavost, nebo rozbíhavost způsobuje opotřebení krajů pneumatik, protože se odvalují mírně stranou. [1]



Obrázek 9 Sbíhavost kol a princip jejího měření [4]

b) Odklon kola

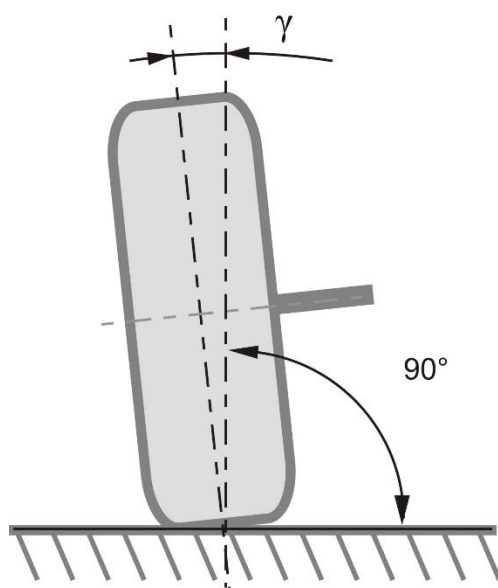
Odklon je úhel kola ve vertikálním směru, stojíme-li před nebo za vozem. Pokud se horní část kola naklání k podvozku, jedná se o negativní odklon, pokud se odklání, hovoříme o pozitivním odklonu. Měří se ve stupních a minutách. [2]

Z hlediska zrychlení v přímém směru nám bude nejvíce vyhovovat nulový odklon, kde je pneumatika umístěna kolmo k vozovce. Při průjezdu zatáčkou je karoserie vlivem odstředivých sil nakláněna vně zatáčky. Z tohoto důvodu je pro zatíženější vnější kola výhodnější negativní

odklon, protože nastavuje kolo do výhodnější pozice vůči vozovce. Na druhou stranu pro vnitřní kolo by byl lepší odklon v dané situaci. [2]

Výhodou kladného odklonu kola může být i to, že při jízdě tvoří kolo s vozovkou kužel. Kola tak vzniklými silovými účinky působí proti sobě a snižují tak tendenci ke kmitání řízení v přímé jízdě. Nevýhodou tohoto nastavení je však smýkání pneumatik a tím způsobené větší opotřebení. [4]

U nezávislého zavěšení kol dochází při pružení ke změně odklonu, což budí boční síly působící opotřebení pneumatik a zvýšené namáhání zavěšení kola. Kolo se naklápí a setrvačnými silami vzniká moment, který má snahu naklápět karoserii. Mimoto vzniká gyroskopický moment k ose rejdu, který působí na řízení. To vše jsou důvody, proč je snaha při návrhu zavěšení, aby se při pohybu kola odklon měnil co nejméně. [1], [2], [4]



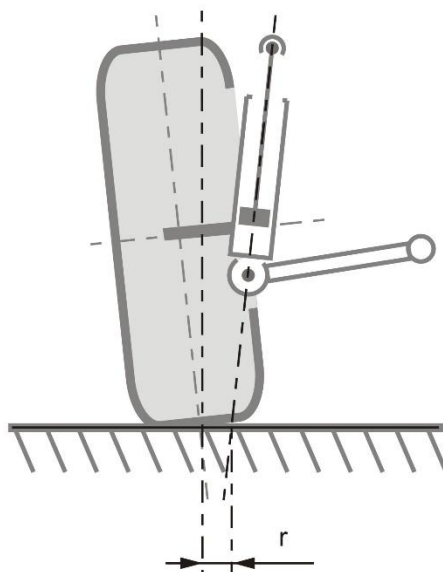
Obrázek 10 Odklon kola a princip jeho řešení [4]

c) Poloměr rejdu

Poloměr rejdu r je vzdálenost od středu styku pneumatiky k průsečíku rejdové osy s rovinou vozovky. Poloměr rejdu je uvažován jako záporný, leží-li vně střední roviny kola. [4]

Poloměr rejdu může být přeneseně označován jako rameno rejdu. Jde o rameno páky, přes kterou působí kolo do řízení.

U kladného poloměru by např. při působení brzděné síly kolo vybočovala směrem ven. Volant je zároveň citlivý na jízdu po nerovnostech. Naopak záporný poloměr rejdu má stabilizační účinky. Se zvyšujícím se poloměrem rejdu roste i citlivost nápravy na podélné síly. V případě, že tyto síly působící do řízení jsou rozdílné, musí jejich účinek vyrovnávat řidič.

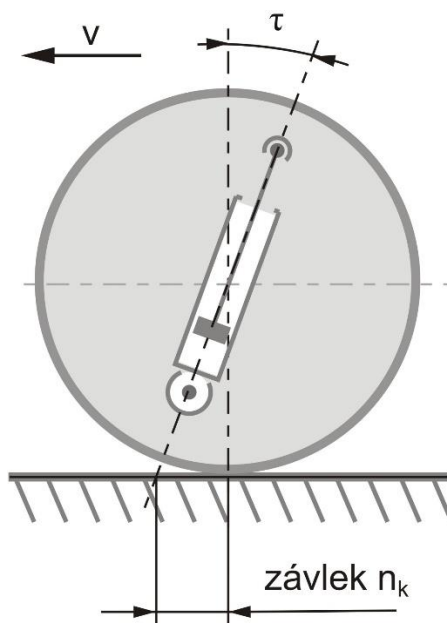


Obrázek 11 Poloměr rejdů a princip jeho měření [4]

d) Závlek a záklon rejdové osy

Záklon rejdové osy τ a závlek n je průmět úhlu mezi svislicí kola a rejdovou osou do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou. Závlek je vzdálenost mezi průsečíky svislé osy kola s vozovkou a osy rejdového čepu s vozovkou při pohledu z boku. Je kladný pokud se průsečík osy rejdového čepu nachází před svislou osou. Z toho plyne, že kolo je vlečeno. Záklon rejdového čepu je v principu to samé, ale hovoříme o úhlu. [4]

Pozitivní závlek má tendenci narovnávat kolo při pohybu rovně a udržovat tím původní směr. U nakloněné rejdové osy najdeme výhodu také v zatáčce. Způsobuje totiž, že zatáčející vnější kolo získává negativní odklon, zatímco vnitřní kladný odklon. Jak jsme si již řekli u odklonu, toto je při průjezdu zatáčkou příznivé pro nastavení kola. [2], [4]



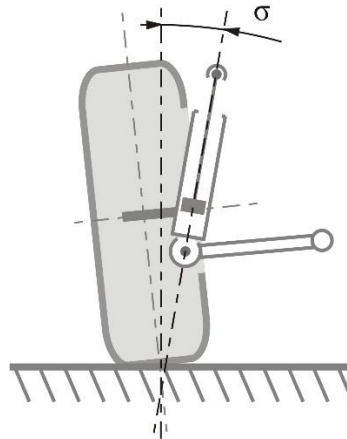
Obrázek 12 Závlek a záklon rejdové osy a princip jeho měření [4]

e) Příklon rejdového čepu

Příklon rejdového čepu σ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. [4]

Lichoběžníková náprava rejdový čep nemívá, rejdová osa je tak tvořena spojnicí horního a dolního kulového čepu. Obdobně u nápravy MacPherson je rejdová osa tvořena spodním kulovým čepem a horním opěrným ložiskem.

Příčný sklon rejdového čepu zajišťuje klopný moment, ten napomáhá k navrácení kola do polohy pro přímou jízdu. [4]

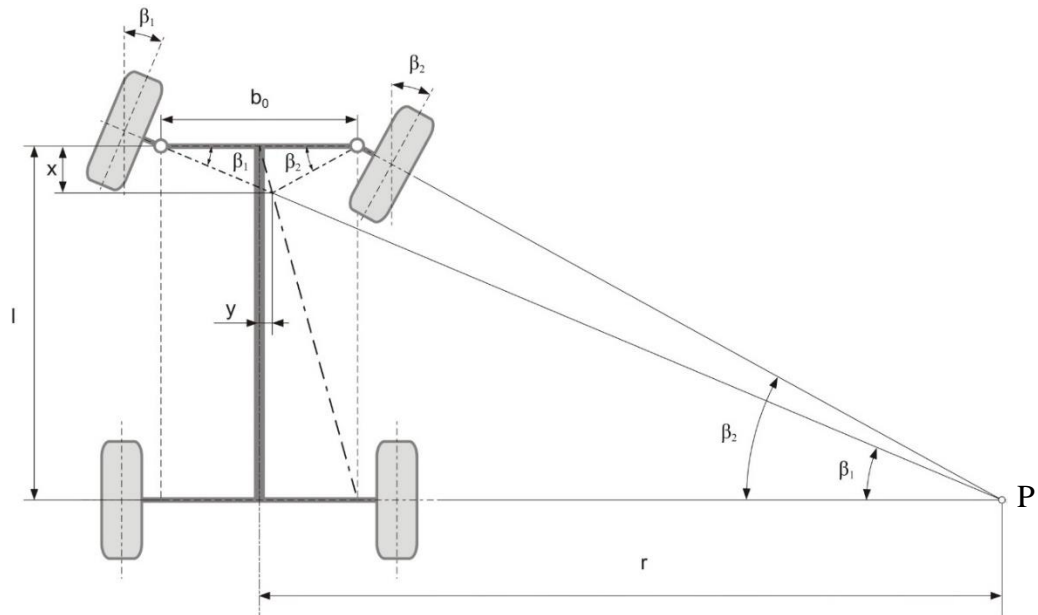


Obrázek 13 Příklon rejdového čepu a ukázka jeho měření [4]

f) Ackermannova podmínka

Mechanismus řízení, který ovládá řízená kola, musí splňovat určité geometrické podmínky. Vnější a vnitřní kola opisují při jízdě zatáčkou kružnice s jinými poloměry, aby se kola při jízdě pouze odvalovala a nevznikalo nežádoucí smýkání po vozovce, musí podvozek splňovat tzv. Ackermannovu podmínku.

V ideálním případě, kdy jsou kola uloženy tak, že jsou v bočním pohybu nepoddajná, pak Ackermannova podmínka řízení říká, že střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy. Aby byla tato podmínka splněna, používá se tzn. lichoběžník řízení. Řídící páky jsou spolu se spojovací tyčí uzpůsobeny tak, že vytváří tvar lichoběžníku. [2]



Obrázek 14 Ackermannova podmínka pro idealizovaný případ [4]

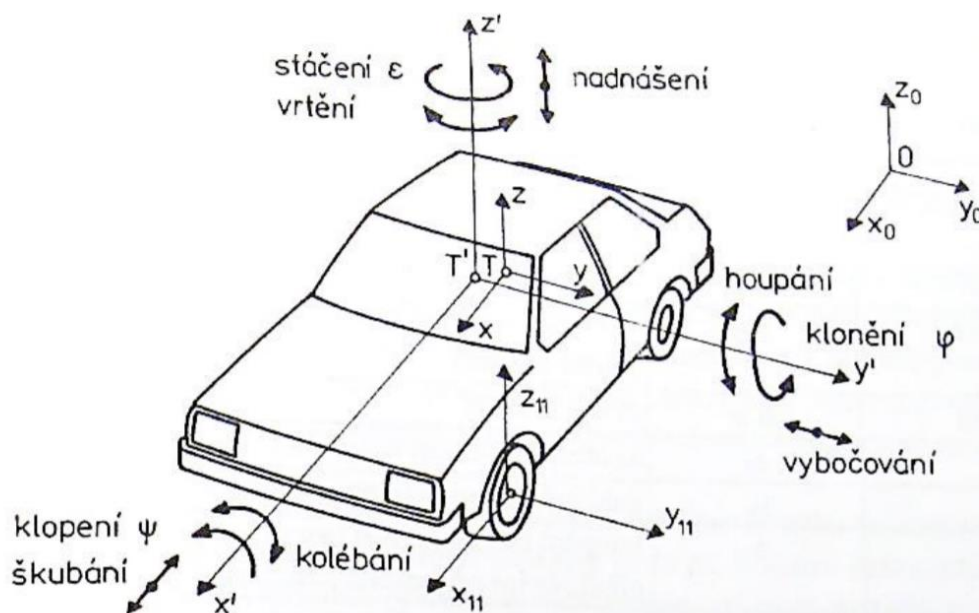
Matematicky vyjádřeno jako rozvor náprav l , rozchod kol b_0 , r teoretický poloměr zatáčení, β_1 úhel natočení vnějšího kola a β_2 úhel natočení vnitřního kola, pak z geometrie vyplývá následující vztah: $\cotg \beta_1 - \cotg \beta_2 = \frac{b_0}{l}$. [1]

V reálném provozu vznikají při zatáčení na všech kolech směrové úchytky, vyvolané především vlivem odstředivé síly (příčné) a poddajností pneumatik. Směrové úchytky posouvají skutečný střed otáčení mimo teoretický střed otáčení. Ackermannova geometrie řízení pak platí jen pro malé rychlosti a ideálně tuhá kola. [4]

2.6 Jízdní dynamika vozidla

Naladěním geometrie daného typu zavěšení má přímý vliv na celkové chování vozidla. Na obrázku č. 15 jsou uvedeny základní pohyby, které vozidlo doprovází během pohybu po vozovce.

Přesné odladění geometrie zavěšení a celková konstrukce náprav se pak ve značné míře projeví v jízdním pohodlí, ale také v aktivní bezpečnosti, která je dána jednak snadnou a přesnou ovladatelností, ale také exaktním chováním vozu v kritické jízdní situaci. Významnou roli zde hraje konstrukce a technický stav podvozkových částí, jako jsou nápravy, tlumící a pružící jednotky včetně jejich naladění a opotřebení. [7]



Obrázek 15 Přehled možných pohybů vozu při jízdě [2]

Klopení

Dostředivé síly působící na karoserii vozidla při průjezdu zatáčkou vozidlo naklápí kolem osy klopení nacházející se v podélném směru vozidla. Tento efekt má za následek změnu postavení kol vůči vozovce a změnu jízdních vlastností vlivem nesouměrného zatížení kol. U některých náprav se taktéž při naklápění mění úhel odklonu kola a rozchod kol, toto lze omezit, pokud je pól klopení kola co nejdále od kola (viz. kapitola 2.5 *Geometrie zavěšení kola*). Osa klopení je spojnicí okamžitých středů klopení přední a zadní nápravy. K eliminaci efektu klopení karoserie je nutné, aby osa klopení karoserie procházela těžištěm vozu nebo v jeho blízkosti. Další možností zmírnění klopení je použití příčných stabilizátorů. [2]

Klonění

Během akcelerace, brždění nebo při náhlé změně valivého odporu kol se karoserie vozidla naklání kolem příčné osy. Tento efekt má za následek změnu postavení rejdových os a taktéž je negativně ovlivňován jízdní komfort a jízdní vlastnosti. K omezení tohoto jevu je nutné, aby střed klonění karoserie ležel v přibližně stejné výšce nad vozovkou jako těžiště vozu. [2]

Stáčení

Stáčení vozidla je rotační pohyb vozidla kolem vertikální osy. Parametry tohoto pohybu včetně bočního zrychlení jsou zásadní při určování jízdních vlastností vozidel a jejich ovladatelnosti. Při praktických měřeních jízdních vlastností ve zkušebnictví vozidel jsou senzory (akcelerometry) umístěny tak, aby bylo možno stáčivé parametry snadno určit. Při simulacích jde pak o zásadní výstupy, podle nichž se provádí optimalizace parametrů vozidla.

Statický zisk stáčivé rychlosti má tvar:

$$\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\beta_V}\right)_{stat} = \frac{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l}{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l^2 + m(C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C_{\alpha P} \cdot l_P)v^2} \cdot v = \frac{v}{l + Kv^2} \quad (2.6.1)$$

kde: K faktor stability [-]

$$K = m \frac{C_{\alpha Z} \cdot l_Z - C_{\alpha P} \cdot l_P}{C_{\alpha P} \cdot C_{\alpha Z} \cdot l} \quad (2.6.2)$$

$C_{\alpha P}$	směrová tuhost přední nápravy	[N·rad ⁻¹]
$C_{\alpha Z}$	směrová tuhost zadní nápravy	[N·rad ⁻¹]
l	rozvor	[m]
m	hmotnost vozidla	[kg]
v	rychlost jízdy	[m·s ⁻¹]
ε	úhel stáčení vozidla	[°]
β_V	úhel natočení volantu	[°]

Rozhodující veličinou pro posouzení přetáčivosti a nedotáčivosti je hodnota faktoru stability K vycházející z rovnice (2).

Je-li hodnota $K = 0$, je vozidlo nazýváno neutrálním. Pokud $K > 0$, automobil se chová nedotáčivě. A naopak, pokud $K < 0$, je vozidlo přetáčivé.

Změny jízdních vlastností se dosahuje konstrukčními parametry, ovlivňujícími směrovou tuhost náprav. Mezi tyto parametry patří i celková vnitřní tuhost mechanismu zavěšení, kterou může ovlivnit redundantní prvek přidaný do mechanismu závěsu.

3 Klasická koncepce MacPherson

V dnešní době je MacPherson jeden z nejpoužívanějších typů nezávislého zavěšení kola, odvozený od lichoběžníkového zavěšení. Vysoká popularita u výrobců pramení díky produkci vozů s přední poháněnou nápravou, motorem napříč a přímo připojenou převodovkou s rozvodovkou. Toto uspořádání je prostorově náročné a typem přední nápravy, která prostorovým, technologickým a technickým požadavkům vyhovuje je zavěšení typu MacPherson. Díky moderním materiálům a technologiím má i dostatečnou životnost, dobrou geometrii vedení kola a jeho tuhost vůči karosérii v příčném a podélném směru. Toto zavěšení bývá montováno v jednom taktu s motorem a převodovkou do karosérie vozidla. Jedná se o zavěšení především používané pro přední nápravy. [6]

3.1 Historie

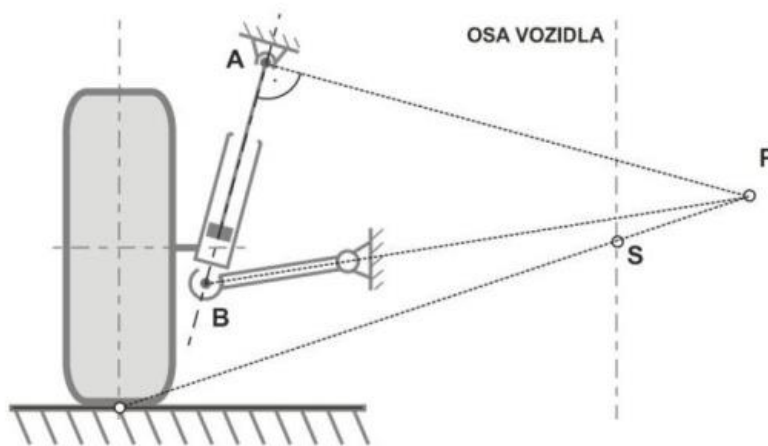
Dnes hojně používané zavěšení typu MacPherson navrhl Američan Earle Steele MacPherson ve čtyřicátých letech minulého století. Earle MacPherson během druhé světové války pracoval pro automobilku Chevrolet. V nepříznivé ekonomické situaci během a po druhé světové válce byla vysoká poptávka po ekonomických a levných automobilech. MacPherson byl na jaře 1945 jmenován šéfkonstruktérem projektu malého vozu, který měl přijít na trh pod jménem Chevrolet Cadet. Tento vůz měl přinést řadu technických vylepšení, mimo jiné i nezávislé odpružení, které bylo do té doby výsadou evropských vozů. MacPherson zvolil cenově příznivé zavěšení, které později dostalo jeho jméno. MacPherson a jeho spolupracovníci však byli při návrhu nového zavěšení trochu inspirováni konstrukcí jiného konstruktéra. Byl jím Guido Fornaca z italského FIATu, který již v roce 1927 podal několik podobně koncipovaných patentů. Žádný z těchto patentů však nebyl přímo srovnatelný s návrhem MacPhersona. Vyvíjený model Chevroletu Cadet byl v květnu 1947 definitivně zastaven kvůli malému zájmu zákazníků vyplývající z průzkumů trhu. Earle MacPherson téhož roku odešel ke společnosti Ford. U Fordu se Earle MacPherson podílel na vývoji nového malého Fordu s názvem Vedette. Přestože Ford Vedette neměl samonosnou karosérii jako Chevrolet Cadet, podařilo se MacPhersonovy návrhy zapracovat a Ford Vedette se stal prvním automobilem s nápravou typu MacPherson. [4]



Obrázek 16 Ford Vedette [4]

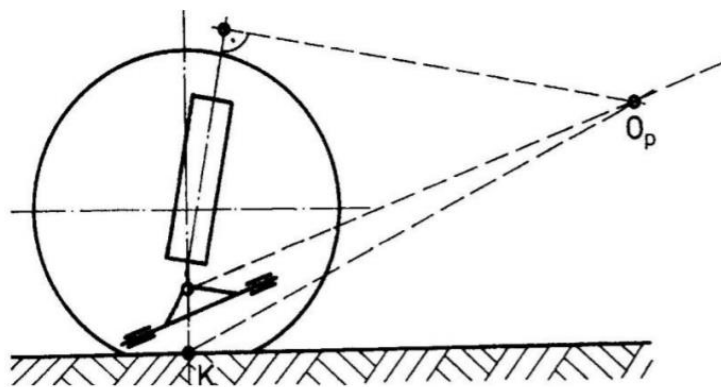
3.2 Charakteristika zavěšení

Náprava MacPherson je odvozena od lichoběžníkové nápravy, přičemž je vrchní rameno nahrazeno posuvným vedením. Díky tomuto řešení je konstrukce nápravy v horní části více kompaktní a poskytuje více prostoru pro agregát či zavazadlový prostor.



Obrázek 17 Možné konstrukční řešení zavěšení MacPherson bez pružiny [4]

Okamžitý pól klopení kola P a klopení karoserie S leží zpravidla nad rovinou vozovky. Odklon kola se mění při propružení kola i při náklonu karoserie, toto chování může mít za následek kmitání řízení způsobené gyroskopickým momentem. Aby byla docílena vhodná poloha středu klonění nápravy (bod O_p v obrázku 18), musí být osa kývání spodního ramene šikmá. [2]

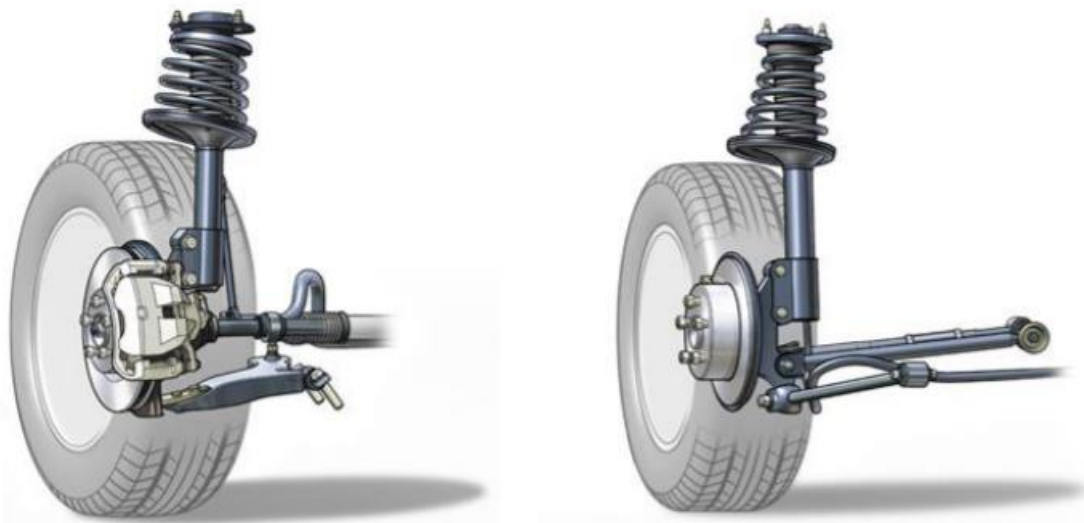


Obrázek 18 Sklon spodního ramene zavěšení [2]

Spodní rameno většinou bývá trojúhelníkové a přenáší i větší podíl příčných a podélných sil. V některých případech (zadní nápravy) je trojúhelníkové rameno nahrazeno jednoduchým příčným ramenem, které přenáší jen příčné síly, podélné síly jsou pak přenášeny ramenem zkrutného stabilizátoru nebo dodatečným vlečným ramenem.

Svislé vedení je realizováno posuvnou vazbou, protože je zatěžováno momentem od příčných sil, je nutná masivnější konstrukce posuvné vazby, která bývá integrovaná s tlumičem. Pokud se jedná o řídicí nápravu, musí horní uložení pístnice umožnit její natočení, přitom je

důležité, aby nebyla kroucena pružina při řídicím pohybu kola. Tomuto lze zabránit otočným uložením jednoho konce pružiny, většinou jsou použita axiální valivá ložiska. [2], [4]



Obrázek 19 přední (vlevo) a zadní náprava vozu Toyota Camry 2009 [4]

K odpružení většinou slouží vinutá pružina, uložená na plášti tlumiče. Díky tomuto řešení není vlastní posuvné vedení zatěžováno svislými silami a je tím omezeno ložiskové tření při svislém zatížení. Nicméně, toto tření se stále projevuje a je způsobeno momentem od příčných a podélných sil při brzdění, akceleraci či zatáčení. Tření v tlumiči je nežádoucí jev, který může při přejezdu malých nerovností zablokovat pohyb posuvného vedení, tím vyřadit z činnosti celý systém odpružení a tlumení, což způsobí, že vozidlo začne kmitat jen na pneumatikách. Tento jev se dá omezit pomocí šikmého uložení pružiny a pryžovým uložením horního ložiska, umožňující relativní pohyb teleskopické vzpěry vůči karoserii. [4], [2]

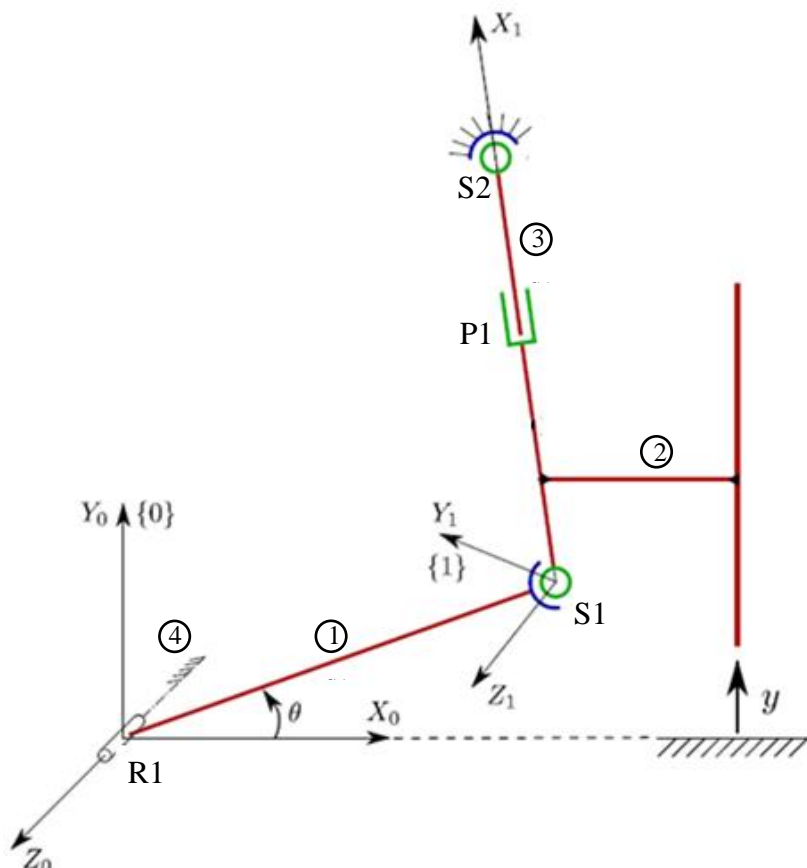
Náprava MacPherson má nespornou výhodu ve své jednoduché a nenákladné konstrukci, která využívá minimální počet dílů. Nevýhodou jsou horší jízdní vlastnosti a jízdní komfort z důvodu velké změny odklonu kola při propružení a velkého ložiskového tření v tlumiči, proto se ve vozech vyšších tříd téměř nepoužívá.

Populárním typem zavěšení u výrobců se stal MacPherson až s příchodem modernějších materiálů s vyšší pevností. V době první aplikace ve dvacátých letech minulého století trpěl úskalími týkající se především životnosti, právě díky absenci vhodných materiálů na trhu. Čas prokázal, že v případě dobře zvoleného materiálu je tato konstrukce výhodná nejen z hlediska váhy a zástavbových prostor, ale i z hlediska dosažení požadované životnosti. Dalším vývojem by mohlo být spojení zavěšení s aktivními členy mechatroniky pro zvýšení komfortu jízdy a další prodloužení životnosti součástí.

3.3 Popis kinematiky systému MacPherson

Hlavním úkolem nápravy, jak už bylo řečeno, je izolovat karoserii vozidla (odpruženou hmotu) od nerovností a překážek na silnici. V mnoha případech musí být zajištěna i možnost směrového řízení jednotlivých kol, zejména u předního zavěšení kol.

Výhodou nezávislého zavěšení kol je kromě nezávislého pohybu kol i úspora zástavbového prostoru, například pro pohonnou jednotku. Zavěšení typu MacPherson je v dnešní době nejčastěji používané přední nezávislé zavěšení u osobních a lehkých nákladních automobilů.



Obrázek 20 Mechanismus klasického řešení MacPherson

Popis systému

Mechanický systém klasické konstrukce MacPherson obsahuje v zobrazeném schématu (obrázek č. 20) několik těles:

- Těleso 1 je spodní rameno zavěšení, těleso 2 je nosič kola, těleso 3 je svislá vzpěra zavěšení a v neposlední řadě rám uložení 4.

Uvedená tělesa tvořící mechanismus jsou navzájem propojeny vazbami:

- sférické vazby: S1 spojující spodní rameno zavěšení s nosičem kola a S2 spojující rám se svislou vzpěrou mechanismu.
- posuvné vazby: P1 mezi svislou vzpěrou a nosičem kola.
- rotační vazby: R1 mezi rámem a spodním ramenem zavěšení.

Výchylka y zobrazuje působíště budící síly.

Výpočet stupňů volnosti:

Soustava těles se skládá z rámu (nosná nepohyblivost konstrukce, v níž jsou ostatní tělesa uložena) a ze souboru tří těles (členů), které jsou mezi sebou i s rámem spojena kinematickými dvojicemi – vazbami. Počet stupňů volnosti i soustavy vychází z počtu stupňů volnosti jednotlivých členů (v rovině má každý člen kromě rámu 3 stupně volnosti) sníženého o počet stupňů volnosti odnímaný vazbami.

Vzorec pro výpočet stupňů volnosti v rovině:

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - o \quad (3.3.1)$$

Vzorec pro výpočet stupňů volnosti v prostoru:

$$i = 6 \cdot (n - 1) - \sum_{j=1}^5 j \cdot p_j \quad (3.3.2)$$

Kde n je počet těles včetně rámu, p_j je počet vazeb j -té třídy, odebírají j stupňů volnosti.

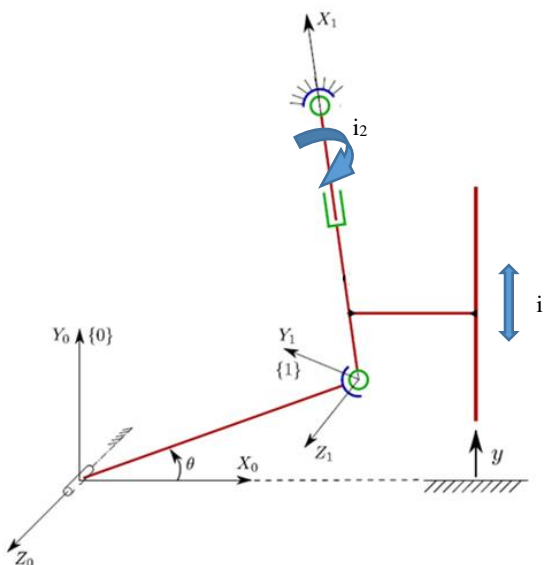
Stupně volnosti klasické koncepce MacPherson

Sférický kloub je vazbou 3. třídy, přenáší tři síly, ale žádný moment. Posuvná vazba je v prostoru uvažována jako vazba 5. třídy, přenáší dvě síly a tři momenty. Rotační vazba je vazbou 5. třídy, přenáší tři síly a dva momenty.

S využitím rovnice 3.3.2 byly vypočteny stupně volnosti pro uvedený mechanismus:

$$i = 6 \cdot (n - 1) - \sum_{j=1}^5 j \cdot p_j = 6 \cdot (4 - 1) - 5 - 5 - 2 \cdot 3 = 18 - 16 = 2$$

Tyto dva stupně volnosti zaručí pohyb pro pérování a řízení.

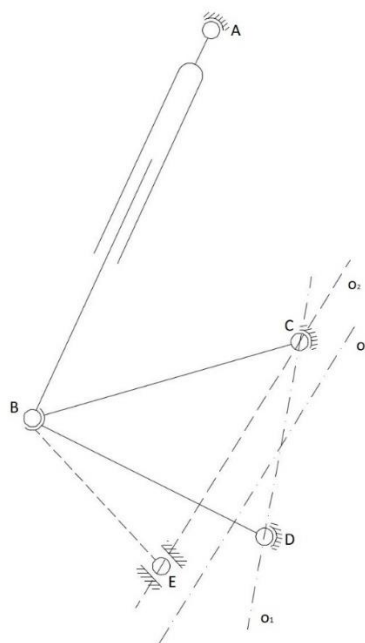


Obrázek 21 Stupně volnosti klasického řešení MacPherson

4 MacPherson s redundantní vazbou

Tato práce porovnává míru životnosti klasického zavěšení MacPherson s novou konstrukční variantou, do které je přidána nadbytečná, tedy redundantní vazba. Toto konstrukční řešení vychází z technického patentu, který byl podán prof. Ing. Janem Kovandou, CSc. a Ing. Vladislavem Kemkou, Ph.D.

Podstatou celého redundantního mechanismu zavěšení kola automobilu je optimalizace z hlediska průběhu vnitřních napětí a životnosti. Přidáním pasivního prvku (těhlice – binárního členu) do mechanismu s tím, že kinematika mechanismu bude v rámci poddajností v uloženíh a kinematických dvojicích vytvářet patřičné předpětí. Systém lze pojmout jako aktivní a řídit tuhost přídatné těhlice (posuvná dvojice s řízenou tuhostí) nebo řídit tuhosti lůžek uložení. Pak i charakteristiky zavěšení (podélný pohyb středu kola při propérování, záklon apod.) by byly optimálně nastaveny pro daný jízdní stav. Toho je dosaženo úpravou mechanismu tak, že je navržen jako přeúčtený s tím, že jednotlivé vazby jsou aktivně řízeny k dosažení požadované kinematiky. Současně lze aktivně řídit vnitřní síly v mechanismu tak, aby docházelo ke změně napětí střídavého na mívivé nebo tepavé. Tím dojde ke změně zátěžných podmínek pro stanovení únavové životnosti. [6]

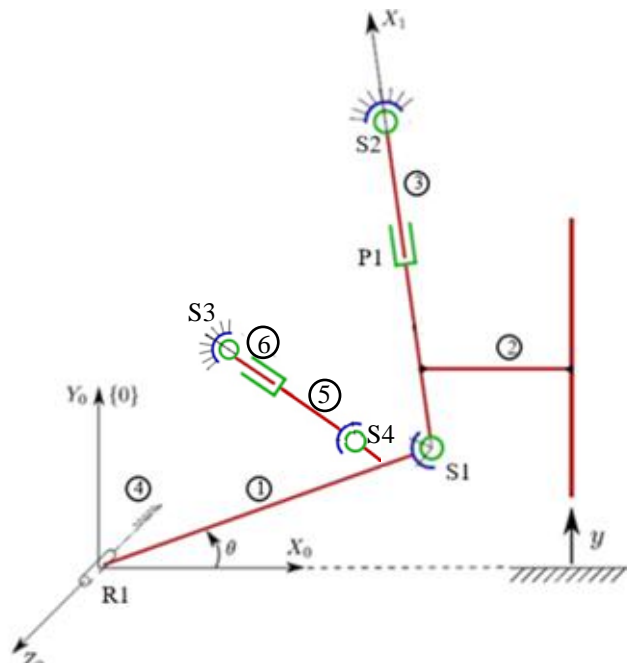


Obrázek 22 Schéma konstrukce MacPherson s redundantním členem [6]

Funkce mechanismu je v patentovém řešení popsána jako: „Základní mechanismus je tvořen tělesy, spojenými kinematickými dvojicemi A, B, C, D. Spodní rameno BCD se vůči karosérii otáčí kolem osy o_1 . Do systému je přidána těhlice spojující body B, E, přičemž dvojice E je sférická s posuvem vůči rámu s danou tuhostí, v případě aktivního systému řízenou. Kdyby bod D nebyl spojen s rámem, rameno by se otáčelo kolem o_2 . Protože tuhosti jsou buď vhodně nastaveny anebo aktivně řízeny, rameno se otáčí kolem osy mezi limitními polohami o_1 a o_2 , například podle osy o_3 . Tím je dosaženo požadované předpětí v systému BCDE a navíc bod B se pohybuje po různých trajektoriích, tedy kinematika závěsu AB je adaptivní, přičemž tento prvek není zatěžován vnitřním předpětím (u vzpěry MacPherson by ani nebylo žádoucí).“ [6]

4.1 Popis kinematiky systému MacPherson s redundantním členem

Vnesení redundantního členu do části spodního ramene vnese požadované předpětí do celého kinematického systému. Předpětí je vneseno pomocí tuhostního elementu – pružiny (viz kapitola „5.4 Tvorba simulačního modelu“)



Obrázek 23 Mechanismus řešení MacPherson s redundantním členem

Popis systému

Mechanický systém konstrukce MacPherson s redundantním členem obsahuje v zobrazeném schématu (obrázek č. 23) několik těles:

- Těleso 1 je spodní rameno zavěšení, těleso 2 je nosič kola, těleso 3 je svislá vzpěra zavěšení, rám uložení 4, 5 část posuvné redundantní vazby, 6 část posuvné redundantní vazby spodního ramene.

Uvedená tělesa tvořící mechanismus jsou navzájem propojena vazbami:

- sférické vazby: S1 spojující spodní rameno zavěšení s nosičem kola a S2 spojující rám se svislou vzpěrou mechanismu, S3 a S4 propojení redundantního členu mezi rámem a spodním ramenem.
- posuvné vazby: P1 mezi svislou vzpěrou a nosičem kola, P2, reprezentující posuv (tuhost) v redundantním rameni.
- rotační vazby: R1 mezi rámem a spodním ramenem zavěšení.

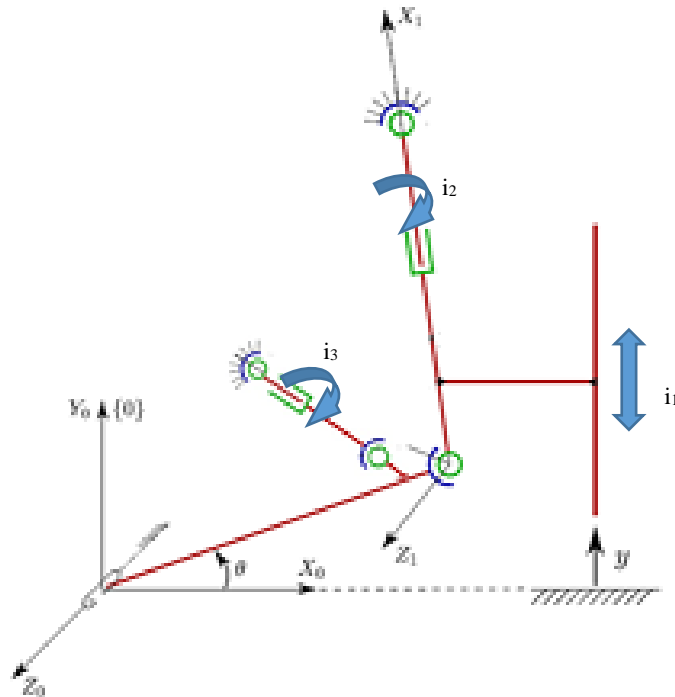
Výchylka y zobrazuje působíště budící síly.

Stupně volnosti koncepce MacPherson s redundantním členem

Definice výpočtu viz kapitola „Výpočet stupňů volnosti“.

$$i = 6 \cdot (n - 1) - \sum_{j=1}^5 j \cdot p_j = 6 \cdot (6 - 1) - 3 \cdot 5 - 4 \cdot 3 = 30 - 27 = 3$$

Tyto tři stupně volnosti zaručují pohyby pro pérování, řízení a rotaci redundantního členu (uložený ve dvou sférických vazbách jako ideální kinematická dvojice).



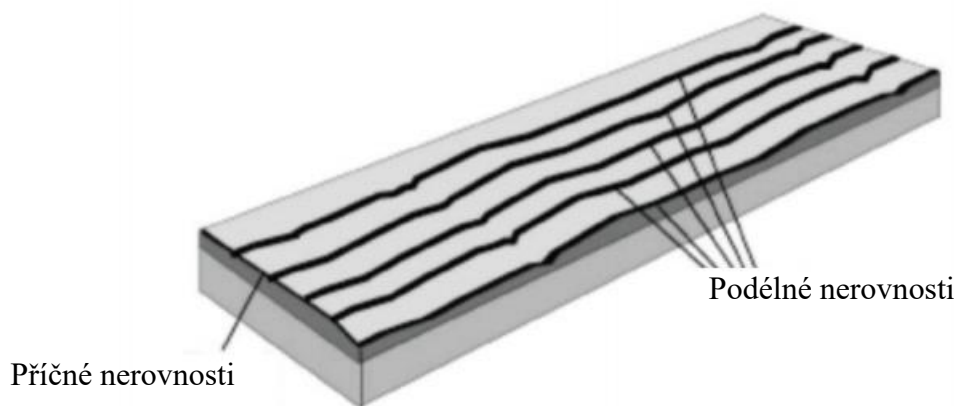
Obrázek 24 Stupně volnosti řešení MacPherson s redundantním členem

5 Dynamická simulace

Pro získání zátěžných stavů zavěšení přibližujících se reálnému provozu byla vytvořena dynamická simulace. Pro účely této simulace byl vytvořen 3D model reprezentující možné zavěšení typu MacPherson u komerčního vozidla a také model pro řešení s redundantní vazbou (viz kapitola „5.4 Tvorba simulačního modelu“). Důležitý aspekt ovlivňující výsledky celé simulace a pozdějšího výpočtu životnosti bylo stanovení parametrů buzení daného systému zavěšení. A proto byl vytvořen matematický model komunikace, který pro účely simulace nahradí vstupní signály účinkující na kolo vozidla.

5.1 Jízdní profil

Při pohybu kola na vozovce jsou to právě dané nerovnosti povrchu, které vnáší do zavěšení a karoserie náhodné síly kinematického buzení ovlivňující napětí a později životnost celého mechanického systému. Reálný povrch komunikace může být rozdělen do dvou os (viz Obrázek 25). První, příčná osa, ovlivňuje postavení kol na levé a pravé straně vůči sobě. Dále pak vertikální polohu kola, ve které najíždí na podélnou nerovnost. Pro účely zjišťování životnosti zavěšení je určující podélný profil vozovky. Nerovnosti v podélném směru způsobují vychýlení částí zavěšení. Zrychlení způsobené tímto vychýlením produkuje síly v částech zavěšení a k nim odpovídající napětí. Především amplitudy buzení, tj. vychýlení se od střední polohy (kdy je vozidlo v klidu), budou ovlivňovat životnost daného prvku.



Obrázek 25 Ilustrace nerovností na vozovce [16]

Detailnější popis signálu buzení je popsán v kapitole „Zátěžné stavy“.

5.2 Multi-body simulace

Analýza životnosti produktu z hlediska cyklického namáhání je tradičně prováděna v pozdním stádiu návrhu produktu. Pro svůj výpočet potřebuje data vyplývající z namáhání součásti, která se většinou získávají z reálného měření při používání daného produktu jako prototypu.

Simulace soustavy těles především označovaná anglickým pojmem „Multi-body simulation (dále jen MBS)“ je numerická simulace vícero tuhých, nebo elastických těles se vzájemnými vazbami. Vazby mohou být dvojího typu. Základní kinematické vazby jsou typy rotační, posuvné a sférické. Vazby silové jsou v automobilovém prostředí především tlumiče a pružiny. Tyto vazby spojují jednotlivá tuhá tělesa v sestavě zkoumaného systému. MBS se v průmyslové sféře využívá k predikci reálného zatěžování a k získání těchto hodnot od zatížení pro zhodnocení bezpečnosti a životnosti konstrukce. Fakt, že konstruktér získá informace o zatížení konstrukce z provozu ještě před fází testování prototypu, umožňuje na základě těchto dat měnit návrh dle potřeby, což značně zrychluje a zlevňuje proces celého vývoje. Díky znalosti zátěžných stavů již ve fázi konstrukce, lze navrhnout optimalizovanou součást právě pro účel, ke kterému bude v provozu sloužit. S využitím S-N křivek a přístupu lineární akumulace poruch, lze docílit konstrukce takové, aby odpovídala požadovanému počtu cyklů v provozním životě již před fází testování na prototypu.

Od devadesátých let dvacátého století se MBS hojně využívají v automobilovém průmyslu pro výpočty pohybových analýz podvozků. Především pro předpověď důležitých vlastností vozidla jako je komfort, bezpečnost a jízdní stabilita.

Pro potřeby této diplomové práce byl využit program Adam MSC. V programu byly zkonstruovány obě konstrukční varianty předního zavěšení MacPherson. První variantou je klasické řešení, které bylo zmíněno v teoretické rešerši této práce. Druhé konstrukční řešení spočívalo ve vnesení předpětí do celého mechanismu s využitím třetího (redundantního) ramene spodní části zavěšení. Blíže je řešení s redundantní vazbou popsáno v kapitole Popis kinematiky systému MacPherson s redundantním členem.

5.3 Simulační model mechanismů

Pro zhodnocení dvou zmiňovaných konstrukčních variant z hlediska jejich životnosti bylo nutné obě konstrukční řešení implementovat do simulačního prostředí. Simulace vytvořená v prostředí Adams Car software poskytla potřebné vstupy pro analytický výpočet životnosti zavěšení. Dynamická simulace na vytvořených modelech automobilového zavěšení MacPherson (klasická koncepce a řešení s redundantním členem) vypočetla hodnoty sil působících ve spodním rameni zavěšení v místě upnutí do karoserie vozu (ta byla uvažována jako rigidní bod v rámci simulace).

Simulace proběhla pro dva různé typy buzení. Pro názornost bylo nejdříve realizováno buzení deterministické se sinovým průběhem. V reálném provozu je buzení většinou stochastického charakteru a nelze jej popsat jednoduchou matematickou funkcí. Pro přiblížení se realitě bylo zvoleno buzení systému stochastické.

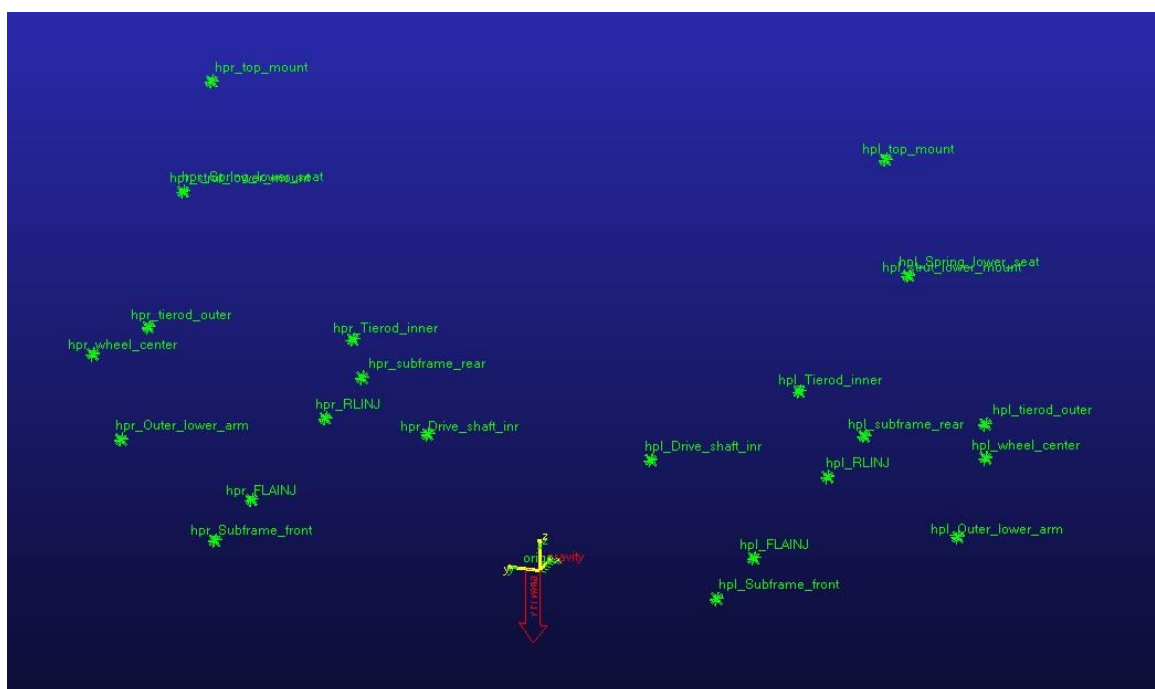
5.4 Tvorba simulačního modelu:

Program Adams Car je vytvořený především pro optimalizaci automobilových podvozků a jejich konstrukci. Jakožto softwarový balík obsahuje již předdefinované funkce pro testování kinematiky a dynamické odezvy mechanismů, díky těmto předdefinovaným funkcím přibližuje celý zkoumaný systém realitě.

Modely reprezentující jednotlivé typy zavěšení a jejich vývoj je popsán v následujících krocích:

Krok 1:

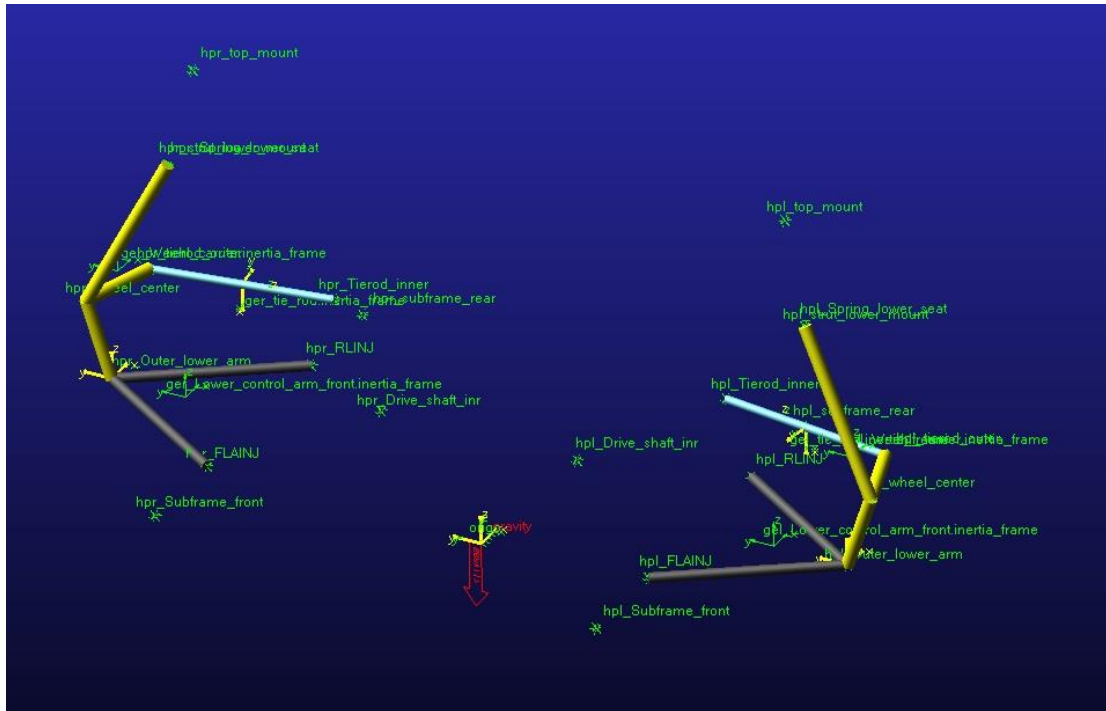
- Byly vytvořeny body v prostoru, které reprezentují krajní, nebo spojovací uzly. Tyto body definují základní geometrii jednotlivých částí zavěšení.



Obrázek 26 Body definující základní rozměry zavěšení

Krok 2:

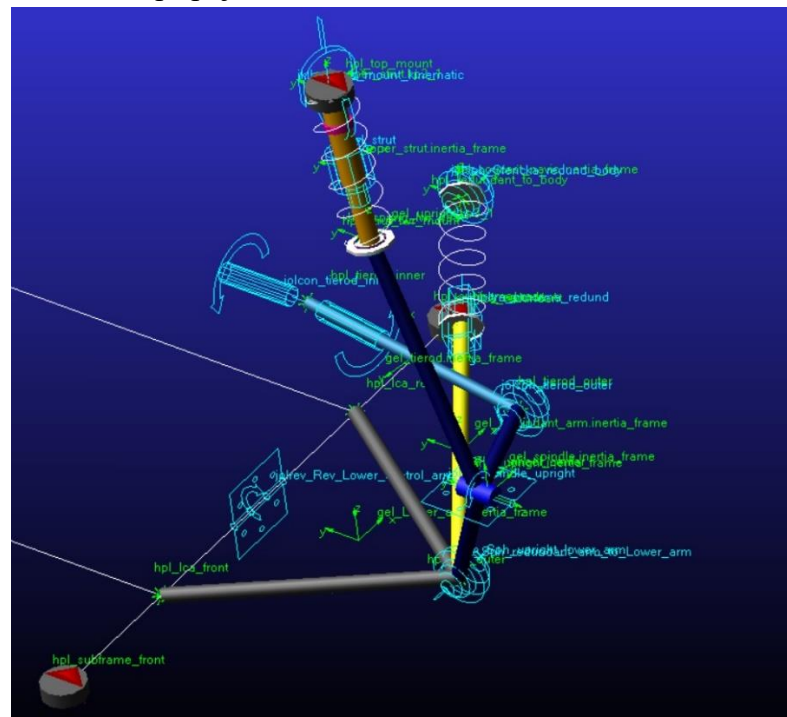
- Mezi jednotlivými body byly vytvořeny jednotlivé části zavěšení (spodní rameno, nosič kola, tlumič, pružiny, tyč řízení).
- Části zavěšení byly modelovány jako funkce „link“, která spojí body tuhým hmotným prvkem. Pružiny jsou vytvořeny funkcí „force element“, která dovoluje jejich deformaci a vnáší předpětí do systému. Parametry pruž byly ponechány v základním nastavení.
- Ke každé části zavěšení byl definován materiál a jeho geometrické charakteristiky, zkoumané spodní rameno má průměr tyče 20mm a přiřazený materiál ocel.



Obrázek 27 Tvorba jednotlivých těles zavěšení

Krok 3:

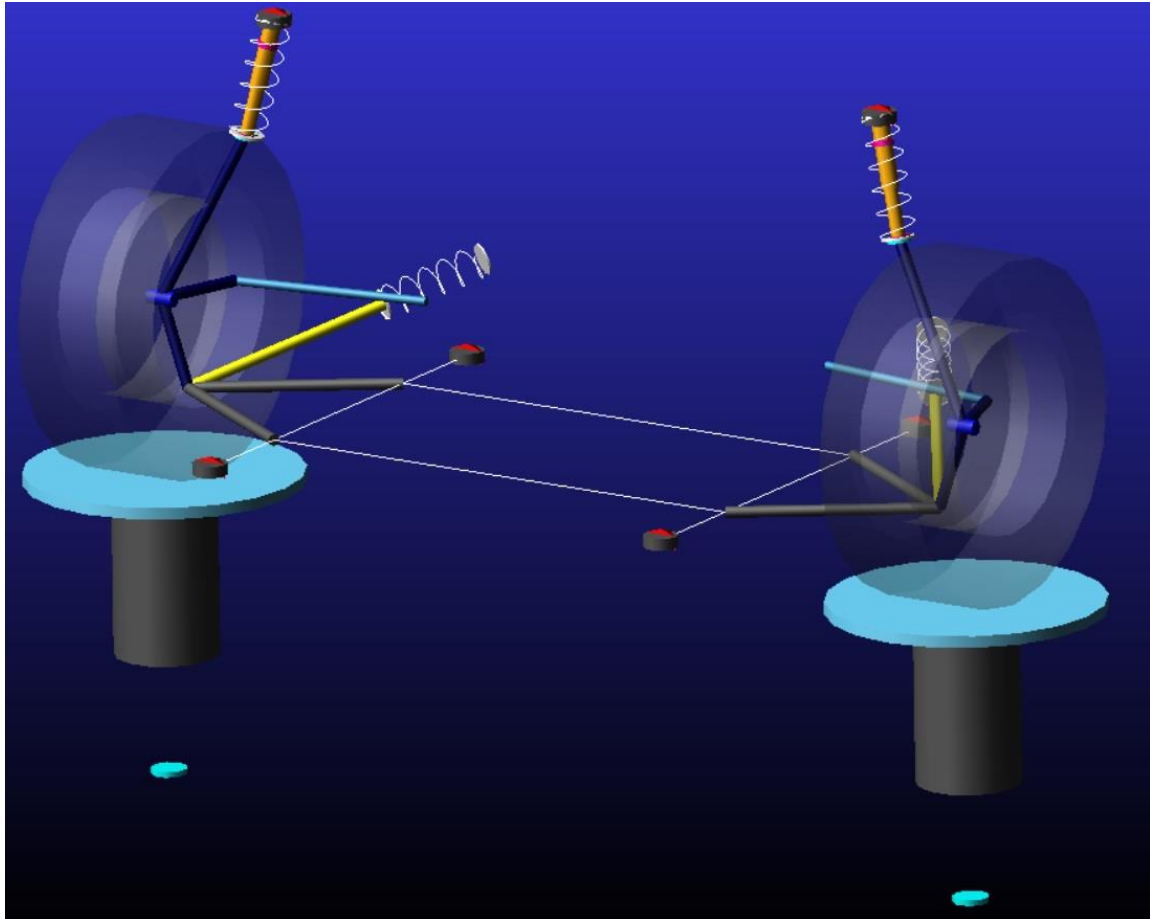
- Po vytvoření požadované geometrie byly přiřazeny vazby mezi každé dvě sousedící části. Byly užity vazby typu: sférická, posuv, rotační, vetknutí.
- Byly definovány body upnutí mechanismu do karoserie (karoserie byla uvažována jako rigidní nepohyblivá součást o definované hmotnosti).
- Bylo definováno místo připojení kola a osa otáčení kola.



Obrázek 28 Ukázka užitých kinematických vazeb

Krok 4:

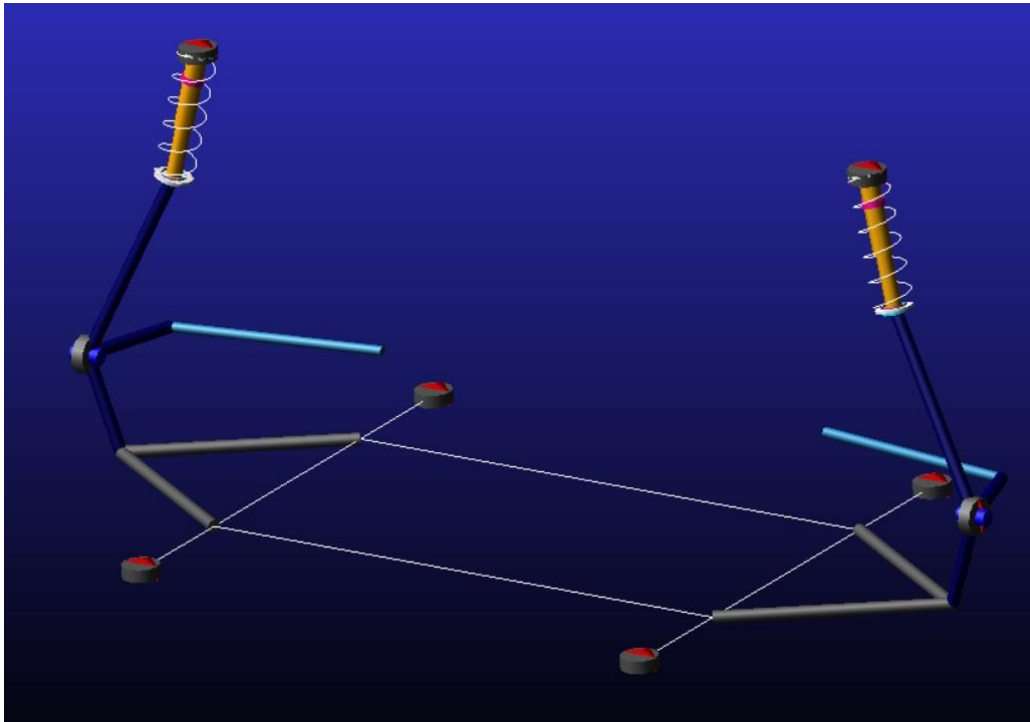
- Model zavěšení byl zapojen do sestavy spolu s prvky nutnými pro spuštění simulace. Virtuální testovací stand reprezentuje místo působení budící síly.



Obrázek 29 Implementace modelu do sestavy s testovacím standem

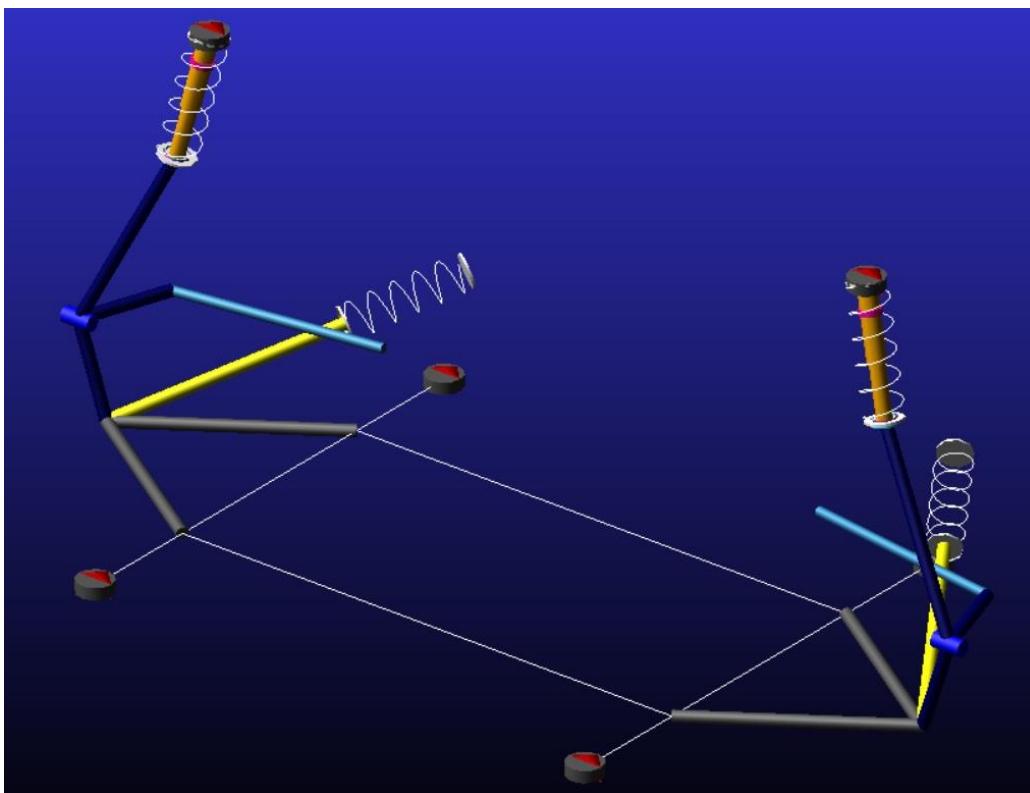
Na následující stránce je uveden model klasického zavěšení MacPherson následovaný zavěšením s redundantním členem. Základní geometrie součástí zavěšení zůstává shodná, oba typy se liší pouze v nadbytečném rameni spodního zavěšení s pružinou reprezentující jeho tuhost.

Model klasického zavěšení MacPherson



Obrázek 30 Úplný model klasického zavěšení MacPherson

Model zavěšení MacPherson s redundantní vazbou



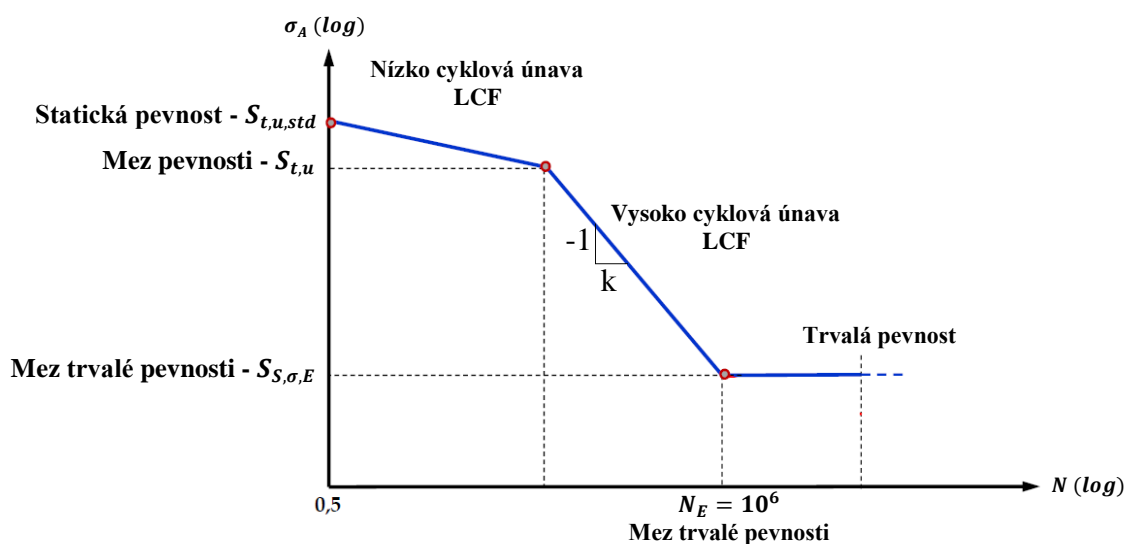
Obrázek 31 Úplný model zavěšení MacPherson s redundantním členem

6 S-N křivka

S-N křivka (někdy psáno jako SN-křivka), ve střední Evropě často uváděna jako Wöhlerova křivka, zobrazuje pravděpodobnostní hranici porušení vzorku při cyklickém namáhání s konstantní amplitudou napětí. Typicky jsou hodnoty napětí i počty cyklů zobrazeny v logaritmickém měřítku.

Základní parametry S-N křivky:

- Nízkocyklová únava: je charakterizována plastickou deformací v každém zatěžovacím cyklu. Teoretická mez pro nízko cyklové namáhání je ustanovena jako $N_{LCF} \sim 10^3 - 10^5$.
- Vysokocyklová únava: je charakterizována elastickými deformacemi s počtem cyklů $N_{LCF} > 10^5$.
- Trvalá pevnost: uvažuje se jako teoretická hodnota odvozená na základě reálného testování vzorků. Hodnota této meze byla stanovena na $N_E = 10^6$.



Obrázek 32 základní charakteristika S-N křivky [14]

6.1 Historie

Cyklické namáhání a následná tvorba křivky rozdělující bezpečnou oblast s oblastí porušení materiálu se připisuje německému vědci Augustu Wöhlerovi. V roce 1842 vyšetřoval August Wöhler nehodu vlaku ve Francouzském Versailles. Jako příčina nehody byla označena porušená osa dvojkolí, která byla vystavena cyklickému namáhání v průběhu provozu vlaku. Wöhler objevil, že k porušení materiálu dochází i za předpokladu, že aplikované napětí je menší, než je mez kluzu materiálu. Zjistil, že toto porušení je vyvoláno dlouhodobým cyklickým namáháním, kdy dochází k tvorbě trhlinek na povrchu dané součásti a po překročení kritické velikosti dojde k náhle propagaci trhliny a u součásti dojde k porušení. August Wöhler vytvořil metody prvotního testování a základní teorém v souvislosti s cyklickým namáháním. [15]

6.2 Metodika tvorby syntetické S-N křivky

Základem pro získávání dat pro S-N křivky jsou zatěžovací stavy, kdy dochází k lineárnímu elastickému prodloužení a díky tomu je tento přístup dobře aplikovatelný pro součásti zatěžované velkým počtem cyklů v průběhu provozního života. Vysokocyklová únava kovových součástí je definovaná pro 10^5 a více zatěžných cyklů. Vztah křivky životnosti k materiálu, tvaru součásti a zatěžovacímu stavu vychází z empirických znalostí, které upravují její výsledný tvar. Důležitými hodnotami pro správný výpočet životnosti komponenty, je kromě typu materiálu také: drsnost povrchu, hodnota středního napětí, kumulace deformací, víceosé zatěžování, lokální napětí a další. [11] S postupem času, se v praxi začaly častěji využívat lehké konstrukce, u kterých provozní zatížení pravidelně vyvolávalo napětí přesahující mez kluzu. Překročením meze kluzu by nebyla dodržena podmínka lineárního elastického prodloužení testované součásti, a tak byl vyvinut model výpočtů založený na elasto-plastických deformacích materiálu. Těmto modelům se také někdy anglicky říká „Strain-Life“ křivky (ϵ -N). Tyto modely jsou typicky využívány pro součásti zatěžované nízkým počtem namáhacích cyklů. Nízkocyklovým namáháním se rozumí zatěžování součástí od 10^3 do 10^5 cyklů. [15]

Přístup založený na vztahu prodloužení a životnosti (Strain-life) trpí výraznými limitacemi při aplikaci na reálné součásti používané ve strojním průmyslu. Algoritmy používané pro tento teoretický model nejsou dostačující v případě nestejnorodé drsnosti povrchu a víceosého zatěžování.

6.3 Přístup pro vyhodnocování dle metodiky FKM

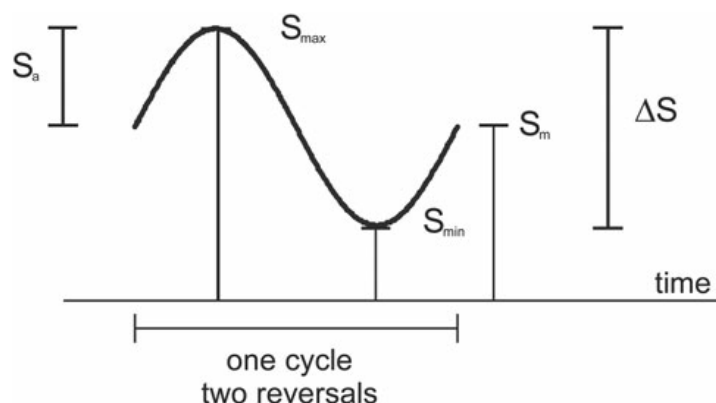
FKM-Guideline, německy Forschungskuratorium Maschinenbau je příručka pro strojírenský průmysl, který byla vyvinuta v Německu roku 1994 a prochází neustálými aktualizacemi v průběhu let. Příručka byla vyvinuta pro zpřesnění stupně bezpečnosti konstrukcí a navrhovaných dílů ve fázi konstrukce. Slouží pro lepší předpověditelnost bezpečného života komponenty, než je pouze faktor bezpečnosti, který je zahrnován běžně do výpočtu statického zatížení. Přístup pro výpočet životnosti strojních komponent vyžaduje data získaná testováním mnoha vzorků v odpovídajícím tvaru a velikosti navrhovaného dílu a nově i díky metodice FKM, lze fázi testování nahradit analytickými výpočty s omezenými aproximacemi. Vzorce pro výpočet a tvorbu syntetických S-N křivek, tj. Wohlerových křivek vytvořených pomocí vzorců popsaných ve strojní příručce jsou vystavěny na mnohačetných praktických testech životnosti a z nich vytvořených matematických korelací. S-N křivky (napětí-počet zatěžovacích cyklů), někdy nazývány ve střední Evropě po německém vědci Wohlerovi, tedy Wohlerovy křivky.

Koncept výpočtů založený na hodnotách napětí vyvolaného jednoosým zatěžováním je využit pro následující popis metodiky výpočtu.

Napětí pro výpočty jednotlivých mezí může být uvažováno nominální i lokální. Nominální napětí je vypočítáno klasickým způsobem, a to podílem působící síly na plochu řezu ve zkoumaném místě. Lokální hodnoty napětí se především hodí pro výpočet součástí s tvarovými koncentratory napětí. Koncentratory napětí se rozumí náhlý přechod v geometrii daného dílu,

např. osazení na hřídeli, otvor, aj. Nominálního napětí se dále využívá, pokud jsou hodnoty vypočteny pomocí metody konečných prvků s využitím různého výpočetního SW.

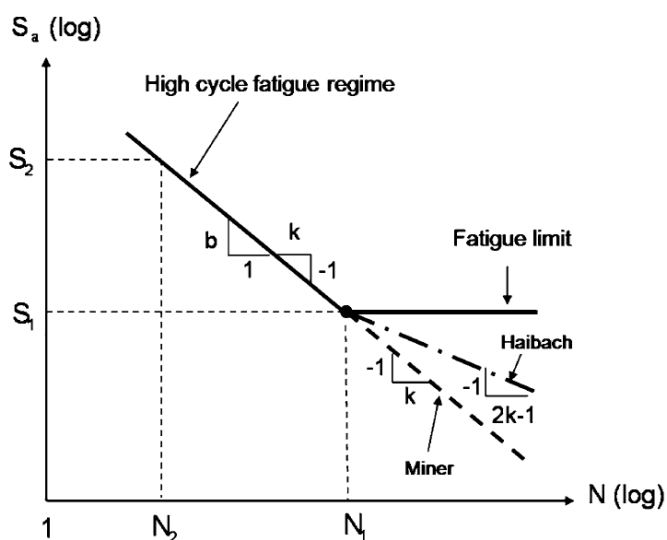
Cyklické namáhání lze popsat počtem cyklů, amplitudou (S_a), hodnotou středního napětí (S_m), nebo maximální a minimální hodnotou napětí ($S_{min/max}$), jak je zobrazeno v Obrázek 33.



Obrázek 33 Popis veličin průběhu cyklického namáhání [15]

Hodnota amplitudy napětí je považována za řídicí veličinu a naopak hodnota počtu cyklů je veličina závislá. Výběr veličiny závislé a řídicí je důležitý z hlediska matematické závislosti veličin mezi sebou. Z tohoto předpokladu vyplývá, že pokud se amplituda napětí zvětší, počet cyklů určující životnost dílu se úměrně sníží. Závislost napětí na životnosti testovaného dílu (především konstantní amplitudou zatěžování) mohou být generovány cyklickými zatěžovacími testy normovaných vzorků, nebo reálných komponent různých tvarů (i s různou amplitudou napětí). Pro účely testování a následného získávání dat pro tvorbu S-N křivek je uvažována hodnota středního napětí konstantní a rovná nule.

Diagram zobrazující S-N křivku s konstantní amplitudou je často zobrazován v log-log souřadnicích a tvoří tak přímku reprezentující hranici životnosti ve vysokocyklovém namáhání. Obecně lze Wöhlerovu křivku popsat jako dva přímé úseky znázorňující životnost ve vysokocyklové oblasti a úsek trvalé pevnosti materiálu viz Obrázek 34.



Obrázek 34 Definice meze trvalé pevnosti [11]

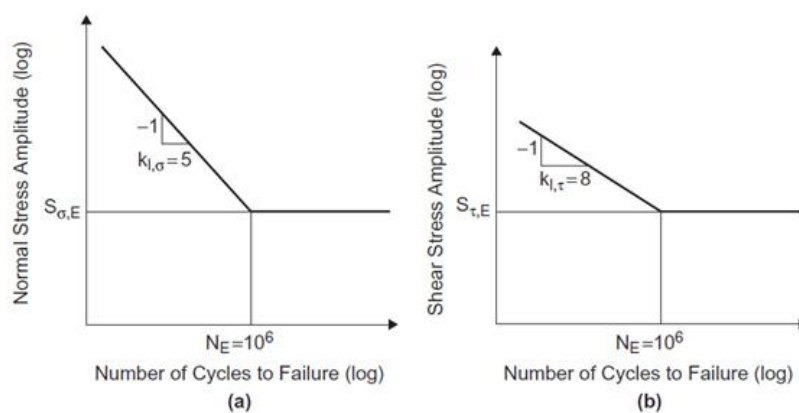
Kde b a k jsou parametry přímky vysoko cyklové únavy.

$$k = -\frac{1}{b} \quad (6.3.1)$$

Konkrétní parametr přímky k je závislý na typu materiálu. FKM příručka blíže specifikuje tento parametr přímek následovně:

- Pro komponenty bez povrchových úprav vyrobených z oceli, nebo litiny (kromě austenitické oceli), dále pak pro napětí s konstantní amplitudou na základě nominálních hodnot napětí s hodnotou meze trvalé pevnosti $N_f = 10^6$ je parametr k roven 5 pro normálové napětí a 8 pro smykové napětí. [12]

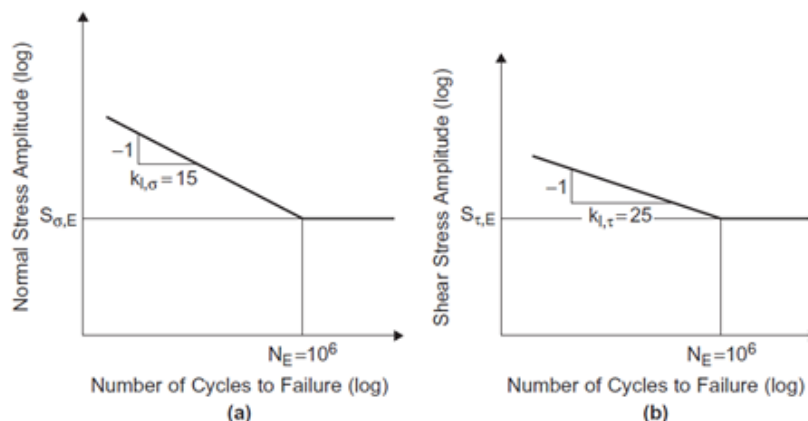
$$k_\sigma = 5; k_\tau = 8$$



Obrázek 35 Parametry přímky pro materiál bez povrchové úpravy [12]

- Pro komponenty s povrchovou úpravou, tedy se zvýšenou tvrdostí povrchu vyrobených z ocele, nebo litiny s konstantní amplitudou zatěžování a s hodnotou meze trvalé pevnosti $N_f = 10^6$ je parametr přímky k roven 15 pro napětí normálové a 25 pro napětí smykové. [12]

$$k_\sigma = 15; k_\tau = 25$$

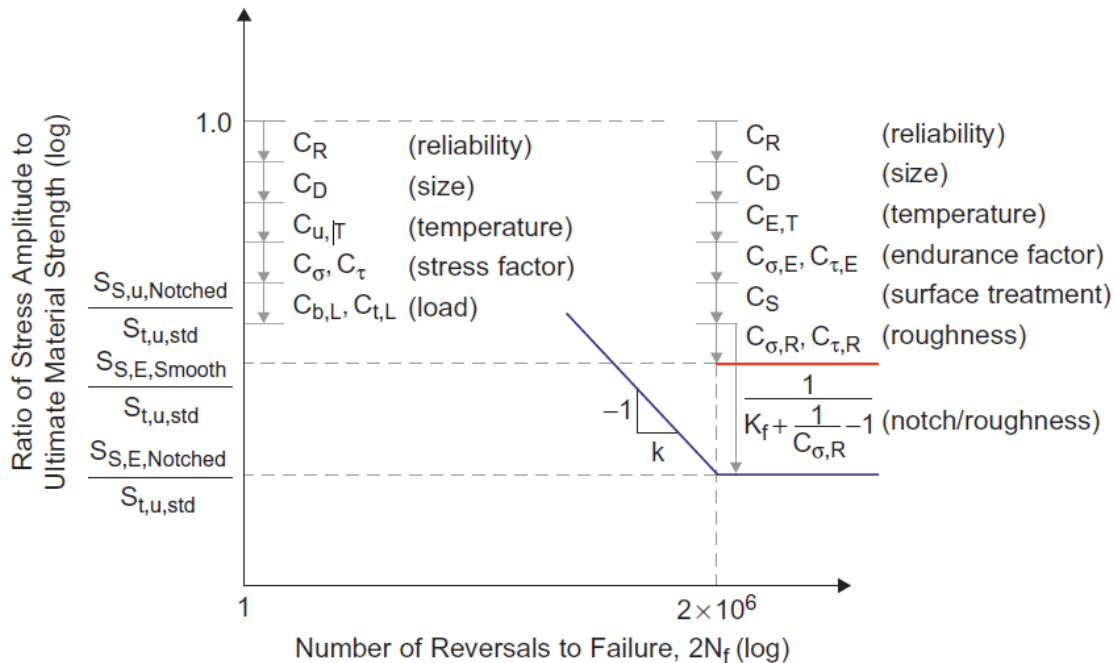


Obrázek 36 Parametry přímky pro materiál s povrchovou úpravou [12]

Jakékoliv dva korespondující body (N_1, S_1) na osách N a S v oblasti vysokocyklové únavy mohou být popsány rovnicí:

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^k = \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-\frac{1}{b}} \quad (6.3.2)$$

FKM definuje následující parametry pro tvorbu syntetické S-N křivky:

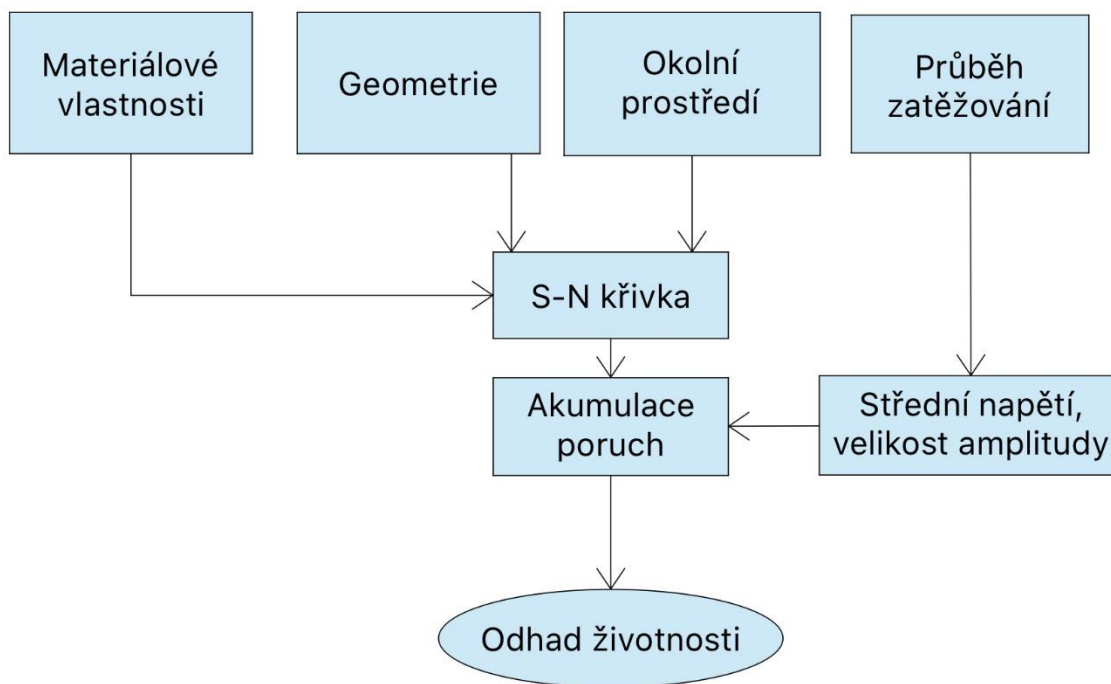


Obrázek 37 Přehled parametrů ovlivňující S-N křivku specifikovaných v FKM [11]

V grafu jsou parametry ovlivňující statickou mez pevnosti a parametry ovlivňující mez trvalé pevnosti součásti.

6.4 Schéma postupu výpočtu

Grafické znázornění postupu výpočtu životnosti součásti dle metodiky FKM s využitím nominálních napětí:



Obrázek 38 Schéma postupu výpočtu životnosti součásti v této práci

6.5 Parametry ovlivňující mez pevnosti

Průměrná mez pevnosti komponenty může být vypočtena jako průměr hodnot vycházejících z reálného testování vzorků totožných. Reálné testování komponent je náročné ze stránky časové i finanční, pokud tato testovací data nejsou k dispozici, využijeme odvození hodnoty tohoto napětí z tvrdosti dané komponenty. Bylo prokázáno, že úprava povrchu/drsnost, teplota okolí a komplikovaný tvar mají výrazný vliv na hodnotu meze pevnosti. Dalším parametrem ovlivňujícím mez pevnosti může být velikost zkoumané součásti. Všechny tyto aspekty a jiné další bere v úvahu metodika FKM pro výpočet meze pevnosti reálné (námi zkoumané) komponenty. Díky odvození různých faktorů ovlivňující hodnotu meze pevnosti bylo možné dopočítat statickou mez pevnosti jako:

$$S_{t,u} = C_D C_R S_{t,u,std} \quad (6.5.1)$$

kde C_D je faktor velikosti, C_R je faktor spolehlivosti a $S_{t,u,std}$ je mez pevnosti odvozená z tvrdosti daného vzorku. [11]

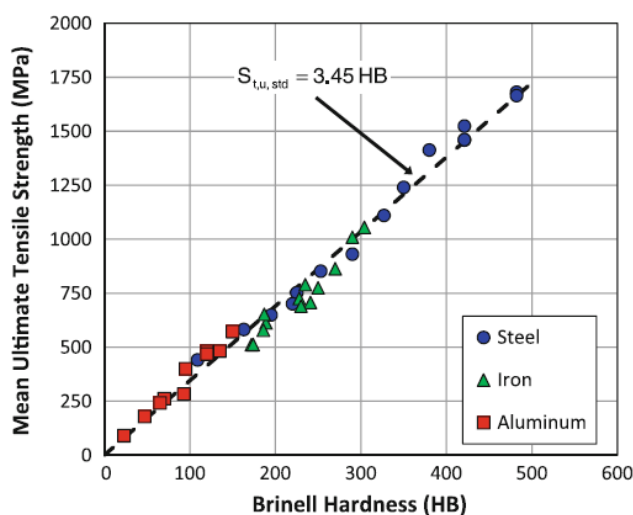
6.5.1 Mez pevnosti

Průměrná hodnota meze pevnosti standardního vzorku může být dosažena zprůměrováním několika statických zkoušek. Pokud tato data nejsou k dispozici, může být hodnota meze pevnosti odvozena od tvrdosti materiálu. Pro hladký, myšleno bez různých přechodů a osazení, leštěný vzorek může být použit vztah mezi tvrdostí a jeho pevností. Pro tento případ byl odvozený následující vztah:

$$S_{t,u,std}(MPa) = 3,45 HB \quad (6.5.1.1)$$

Kde $S_{t,u,std}$ je hodnota meze pevnosti standardního testovacího vzorku a HB je tvrdost materiálu v Brinellech. Tato formule vychází ze vzájemných korelací hodnot tvrdosti a pevnosti pro ocele a hliníkové slitiny. Rovnice byla odvozena v roce 1979 a říká se jí Mitchellova rovnice. [11]

Porovnání hodnot meze pevnosti z reálného testování a hodnot odvozených dle Mitchellovy rovnice:



Obrázek 39 Závislost mezi tvrdostí a pevností materiálu [11]

6.5.2 Faktor spolehlivosti

Pro dimenzování strojních součástí je nutné brát na zřetel určitý stupeň bezpečnosti konstrukce, kde se u většiny případů vystačí pouze s ponížením dovoleného napětí v závislosti k jeho přípustné hodnotě.

Dovolené napětí se často určuje z meze kluzu:

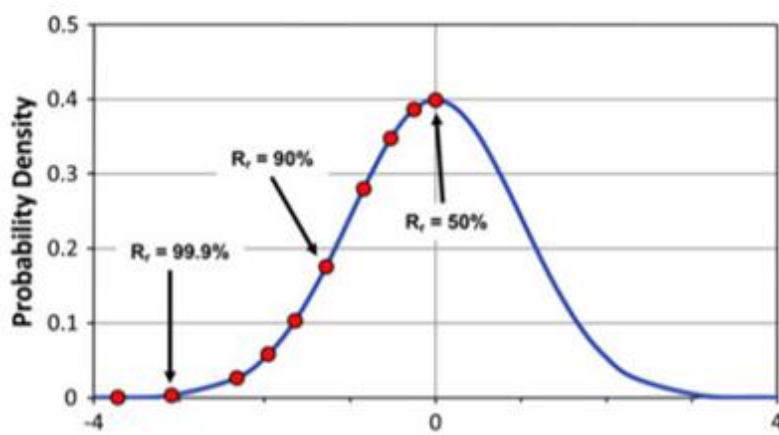
$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} \quad (6.5.2.1)$$

kde R_e [MPa] je mez kluzu a k [-] je míra bezpečnosti. [11]

Při výpočtech provozní životnosti se uvažuje faktor spolehlivosti, který zastupuje poměr testovaných vzorků, které splnily požadovaný počet cyklů bez porušení. Touto hodnotou, Faktorem spolehlivosti C_R se ponížuje hodnota meze pevnosti. Vychází se z Gaussova rozdělení, díky tomuto rozložení pravděpodobnostní funkce jsme schopni vyčíslit procento vzorků bez porušení. Hodnoty pro faktor spolehlivosti jsou uvedeny v Tabulka 1, která je dostupná ve strojní příručce FKM. FKM-Guideline (Haibach, 2003) doporučuje hodnotu meze pevnosti na základě pravděpodobnostní míry spolehlivosti v hodnotě 97,5% a k tomu korespondující hodnotu faktoru spolehlivosti $C_R = 0,843$. [11]

Tabulka 1 Faktor spolehlivosti dle FKM [11]

Reliability	C_R
0.5	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.975	0.843
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659



Obrázek 40 Faktor spolehlivosti dle FKM, zobrazení v Gaussově rozložení [11]

6.5.3 Faktor velikosti

Faktor velikosti C_D reflektuje fakt, že pevnost součásti se snižuje s rostoucí hodnotou velikosti. Tento jev je díky zvyšující se pravděpodobnosti výskytu různých poruch materiálu ve fázi výroby v závislosti na zvyšujícím se objemu součásti. Jako etalon se bere zkušební normalizovaný vzorek o průměru 7,5mm. Dle FKM se uvažuje typ materiálu a jeho plošný průřez. [11]

Jelikož zkoumané spodní rameno zavěšení je uvažováno jako ocelové, budou hodnoty výpočtu faktoru velikosti uvedeny pouze pro materiál „ocel“.

Výpočet faktoru velikosti dle FKM:

$$C_D = 1,0 \text{ pro } d_{eff} \leq d_{eff,min}$$

$$C_D = \frac{1 - 0,7686 * a_d * \log\left(\frac{d_{eff}}{7,5mm}\right)}{1 - 0,7686 * a_d * \log\left(\frac{d_{eff,min}}{7,5mm}\right)} \text{ pro } d_{eff} > d_{eff,min} \quad (6.5.3.1)$$

kde d_{eff} [mm] je efektivní průměr zkoumané komponenty, $d_{eff,min}$ [mm] a a_d [-] hodnoty vypsane v Tabulka 2.

Tabulka 2 Specifikace faktoru velikosti dle FKM [11]

Material type	$d_{eff,min}$ mm	a_d
Plain carbon steel	40	0.15
Fine grained steel	70	0.2
Steel, quenched, and tempered	16	0.3
Steel, normalized	16	0.1
Steel, case hardened	16	0.5
Nitriding steel, quenched, and tempered	40	0.25
Forging steel, quenched, and tempered	250	0.2
Forging steel, normalized	250	0
Steel casting	100	0.15
Steel casting, quenched, and tempered	200	0.15
Ductile irons	60	0.15
Malleable cast iron	15	0.15

6.5.4 Faktor teploty

Faktor teploty pro běžné konstrukční ocele $C_{u,T}$ je uvažován v případě, že komponenta bude provozována v prostředí, kde teplota překračuje 100°C. V případě zavěšení kola automobilu neuvažujeme takto zvýšené teploty a tento faktor nebude dále součástí výpočtů. [11]

6.5.5 Faktor napětí

Tento faktor se uvažuje v případě, kdy se nejedná pouze o zatížení tahové, ale i tlakové a smykové. V Tabulka 3 jsou uvedeny hodnoty této konstanty pro různé materiály. Jako $C_\sigma = 1$ se uvažuje namáhání v tahu. Hodnota C_τ reprezentuje namáhání v tlaku a smyku. [11]

Pro námi zkoumané spodní rameno zavěšení se napětí ve smyku neuvažuje.

Tabulka 3 Faktor napětí specifikovaný v FKM [11]

Materials	C_σ	C_τ
Case hardening steel	1	$1/\sqrt{3} = 0.577$
Stainless steel	1	0.577
Forging steel	1	0.577
Steel casting	1	0.577
Other types of steel	1	0.577
Ductile irons	1.3	0.65
Malleable cast iron	1.5	0.75
Gray cast iron	2.5	0.85
Aluminum alloys	1	0.577
Cast aluminum alloys	1.5	0.75

Note that $1/\sqrt{3} = 0.577$ is based on the von Mises yield criterion

6.6 Parametry ovlivňující mez trvalé pevnosti

Mez trvalé pevnosti a korespondující napětí na mezi trvalé ($S_{S,\sigma,E}$) pevnosti je definováno jako amplituda napětí pro reverzibilní namáhání pro dosažení minimálně 10^6 cyklů. Tato hodnota je označována jako mez trvalé pevnosti (N_E). Reverzibilním namáháním je myšlen takový průběh napětí, kdy podíl mezi minimální a maximální hodnotou amplitudy je roven -1. Tento podíl se často označuje symbolem R. [11], [12]

Hodnota napětí pro trvalou pevnost je také, jako hodnota meze pevnosti, ovlivněna faktory velikosti, teploty a spolehlivosti. Dále pak faktor povrchové úpravy, drsnosti, faktorem trvalé pevnosti a tvarem.

Výpočet napětí na mezi trvalé pevnosti:

$$S_{S,\sigma,E} = C_{\sigma,E} C_{E,T} C_{\sigma,R} S_{t,u} \quad (6.6.1)$$

6.6.1 Faktor teploty

Faktor teploty pro mez trvalé pevnosti $C_{E,T}$ se liší od faktoru pro mez pevnosti. Odvíjí se od typu materiálu. Pro ocele musí být počítáno s tímto faktorem pro teploty vyšší než 100°C . Jak už bylo řečeno v sekci „faktor teploty“ pro mez pevnosti, pro komponenty zkoumané v této práci (především spodní rameno zavěšení) není nutné tento faktor uvažovat. [11]

6.6.2 Faktor meze pevnosti

Faktor ovlivňující mez trvalé pevnosti materiálu $C_{\sigma,E}$ pro namáhání v tahu je empirická hodnota odvozená od meze pevnosti materiálu s pravděpodobností spolehlivosti materiálu 97,5%. Hodnoty parametru $C_{\sigma,E}$ dle metodiky FKM, viz Tabulka 4. [11]

Tabulka 4 Faktor meze pevnosti dle FKM [11]

Material type	$C_{\sigma,E}$
Case hardening steel	0.40
Stainless steel	0.40
Forging steel	0.40
Steel casting	0.34
Other types of steel	0.45
Ductile iron	0.34
Malleable cast iron	0.30
Gray cast iron	0.30
Wrought aluminum alloys	0.30
Cast aluminum alloys	0.30

6.6.3 Faktor povrchové úpravy

Faktor spjatý s úpravou povrchu C_S ovlivňující mez trvalé pevnosti materiálu je definován jako poměr mezi trvalou pevností povrchové vrstvy a mezí trvalé pevnosti jádra daného materiálu. C_S uvažuje možný vznik trhliny na povrchu testovaného vzorku, nebo uvnitř jádra vzorku. Dle příručky FKM jsou uvedeny hodnoty horní a spodní hranice koeficientu C_S . Bližší specifiky příručka neposkytuje a je tedy na uživateli, aby zhodnotil, jakou hodnotu z poskytnutého intervalu koeficientu zvolí. [11]

Tabulka 5 Faktor povrchové úpravy dle FKM [11]

Surface treatment	Unnotched components	Notched components
<i>Steel</i>		
Chemo-thermal treatment		
<i>Nitriding</i> depth of case 0.1–0.4 mm, surface hardness 655–926 HB	1.10–1.15 (1.15–1.25)	1.30–2.00 (1.90–3.00)
<i>Case hardening</i> depth of case 0.2–0.8 mm, surface hardness 628–701 HB	1.10–1.50 (1.20–2.00)	1.20–2.00 (1.50–2.50)
<i>Carbo-nitriding</i> depth of case 0.2–0.8 mm, surface hardness 628–701 HB	(1.80)	
Mechanical treatment		
Cold rolling	1.10–1.25 (1.20–1.40)	1.30–1.80 (1.50–2.20)
Shot peening	1.10–1.20 (1.10–1.30)	1.10–1.50 (1.40–2.50)
Thermal treatment		
<i>Inductive hardening, flame hardening</i> depth of case 0.9–1.5 mm, surface hardness 495–722 HB	1.20–1.50 (1.30–1.60)	1.50–2.50 (1.60–2.8)
<i>Cast iron materials</i>		
Nitriding	1.10 (1.15)	1.3 (1.9)
Case hardening	1.1 (1.2)	1.2 (1.5)
Cold rolling	1.1 (1.2)	1.3 (1.5)
Shot peening	1.1 (1.1)	1.1 (1.4)
Inductive hardening, flame hardening	1.2 (1.3)	1.5 (1.6)

6.6.4 Faktor drsnosti povrchu

Faktor drsnosti povrchu $C_{\sigma,R}$ popisuje efekt snížení životnosti komponenty v závislosti na hodnotě drsnosti povrchu. Zvýšená drsnost povrchu, nebo nepravidelnosti na něm vyúsťují v místa s vysokými koncentracemi napětí a zásadně ovlivňují životnost součásti z hlediska vysokocyklového namáhání (HCF region). [11] Dle metodiky FKM faktor drsnosti je definován jako:

$$C_{\sigma,R} = 1 - a_R \log(R_z) \log\left(\frac{2S_{t,U}}{S_{t,U,min}}\right) \quad (6.6.4.1)$$

kde a_R je konstanta drsnosti povrchu a $S_{t,U,min}$ je hodnota minimální meze pevnosti dle Tabulka 6. Hodnota R_z je vypočítána jako suma pěti nejvyšších hodnot napětí a pěti nejnižších hodnot napětí.

$$R_z = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n p_i + \sum_{i=1}^n v_i \right) \quad (6.6.4.2)$$

Tabulka 6 Konstanty potřebné k výpočtu faktoru drsnosti povrchu dle FKM [11]

Materials	a_R	$S_{t,u,min}$, MPa
Steel	0.22	400
Steel castings	0.20	400
Ductile iron	0.16	400
Malleable cast iron	0.12	350
Gray cast iron	0.06	100
Wrought aluminum alloys	0.22	133
Cast aluminum alloys	0.20	133

6.6.5 Faktor tvaru – koncentrátoři napětí

Ostré hrany, přechody, osazení a další tvarové odlišnosti jsou místa, kde se koncentruje napětí, které ovlivňuje životnost součásti z dlouhodobého hlediska používání. Pro součásti s odlišnou geometrií po podélné ose součásti je definovaný faktor tvaru/vrubu jako K_f . Tento faktor může být vyjádřen i jako poměr hodnoty napětí na mezi trvalé pevnosti hladkého (neosazeného) tvaru součásti vztažený k hodnotě napětí na mezi trvalé pevnost osazeného (tvarově nestálé) součásti (rovnice 6.6.5.1). [11]

$$K_f = \frac{S_{S,E,Smooth}}{S_{S,E,Notched}} \quad (6.6.5.1)$$

6.7 Vliv středního napětí

Porušení součásti z hlediska cyklického namáhání je primárně ovlivněno amplitudou daného napětí, sekundárně životnost ovlivňuje hodnota středního napětí namáhání. V režimu vysokocyklové únavy (HCF režim, $N > 10^5$) má hodnota středního napětí zásadní vliv na chování součásti z hlediska její životnosti. Růst mikrotrhlin na povrchu součásti i rychlost propagace trhliny jsou ovlivněny hodnotou středního napětí. V případě, že normálové střední napětí je kompresní, v oblasti záporných hodnot, pozitivně napomáhá trhliny uzavírat a přispívá tak k pomalejšímu růstu porušení. Na druhou stranu pokud je hodnota středního napětí v kladných hodnotách, tím je myšlena neustálá tenze, pak je i ve stavu bez externího zatížení trhlina podporována k růstu. V oblasti nízko cyklové únavy (LCF režim, $N < 10^3$) se vliv hodnoty středního napětí neuvažuje jako zásadní. Výrazné plastické deformace eliminují jakoukoliv negativní, či pozitivní vlivy středního napětí. [13], [12]

Efekt středního napětí může být popsán hodnotou středního napětí ($S_{\sigma,m}$), nebo poměrem napětí (R) následovně:

$$S_{\sigma,m} = \frac{(S_{\sigma,max} + S_{\sigma,min})}{2} \quad (6.7.1)$$

$$R = \frac{S_{\sigma,min}}{S_{\sigma,max}} \quad (6.7.2)$$

kde $S_{\sigma,max}$ a $S_{\sigma,min}$ jsou hodnoty maximálního a minimálního normálového napětí v průběhu zatěžování. Základní případ zatěžování je když $S_{\sigma,m} = 0$, tj. $R = -1$.

Diagramy zobrazující efekt středního napětí v závislosti ($S_{\sigma,m}$) na amplitudě ($S_{\sigma,a}$) jsou v Evropě nejčastěji označovány jako Haigův diagram, popřípadě ve Spojených Státech Amerických jako Goodmanovy diagramy. Díky těmto empiricky odvozeným vztahům je možno odvodit referenční hodnotu středního napětí $S_{\sigma,ar}$ korespondující s odlišnou hodnotou středního napětí. [11], [12]

Dle FKM je Haigův diagram tvořen čtyřmi regiony:

- Region I platí pro poměr napětí, kde maximální a minimální napětí je v kompresi/tlaku, $R > 1$.
- Region II se používá pro oblast $-\infty \leq R \leq 0$, kde $R = -\infty$ je stav kdy maximální napětí je rovno 0; $R = -1$ je plně reverzibilní stav; $R = 0$ znamená, že hodnota minimálního napětí je rovna 0.
- Region III pro $0 \leq R \leq 0,5$ znamená, že hodnoty minimálního a maximálního napětí jsou ve stavu tahu.
- Region IV platí pro $R \geq 0,5$ je pro míjivé napětí s vyššími hodnotami středního napětí než v regionu III.

Výpočet referenčního plně reverzibilního napětí dle FKM:

- Region I a IV:

$$S_{\sigma,ar} = S_{\sigma,a} \quad (6.7.3)$$

- Region II:

$$S_{\sigma,ar} = S_{\sigma,a} + M_{\sigma}S_{\sigma,m} \quad (6.7.4)$$

- Region III:

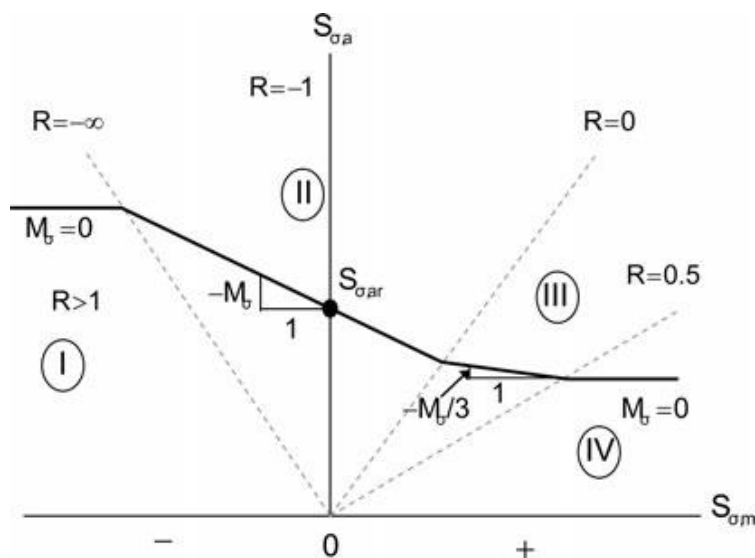
$$S_{\sigma,ar} = (1 + M_{\sigma}) \frac{S_{\sigma,a} + (M_{\sigma}/3)S_{\sigma,m}}{1 + \frac{M_{\sigma}}{3}}; M_{\sigma} = a_M S_{t,u} + b_M \quad (6.7.5)$$

kde a_M a b_M jsou materiálové konstanty zobrazeny v Tabulka 7.

Tabulka 7 Materiálové konstanty dle FKM pro výpočet $S_{\sigma,ar}$ [11]

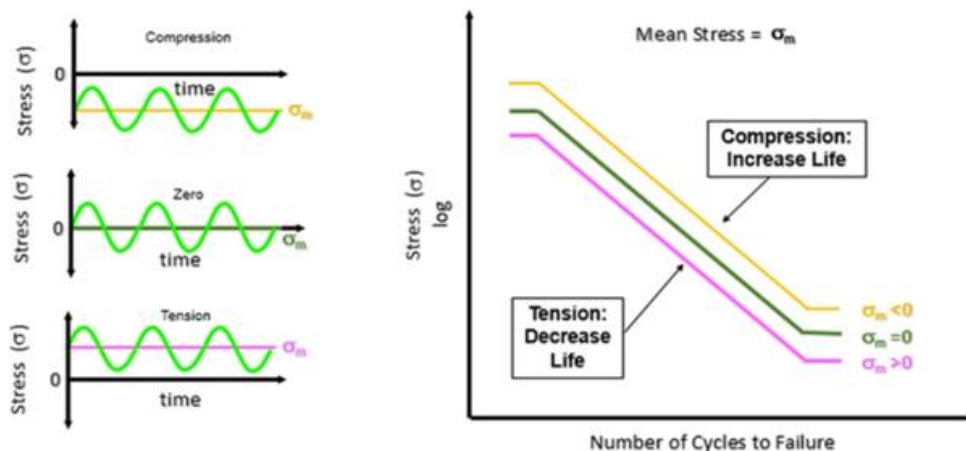
Materials	a_M	b_M
Steel	0.00035	-0.1
Steel casting	0.00035	0.05
Ductile irons	0.00035	0.08
Malleable cast iron	0.00035	0.13
Gray cast iron	0	0.5
Wrought aluminum alloys	0.001	-0.04
Cast aluminum alloys	0.001	0.2

Z rovnice 11.4.3 vyplývá, že životnost součásti je především závislá na amplitudě napětí, není v zásadě dále ovlivňována hodnotou středního napětí v oblastech, kde je hodnota středního napětí vysoká.



Obrázek 41 Haigův diagram pro vliv středního napětí [12]

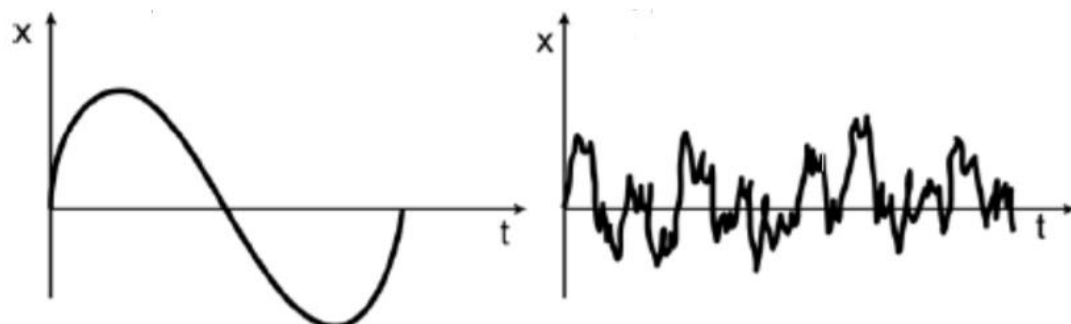
Vliv středního napětí znázorněný v S-N křivce dle druhu namáhání může být viděn v obrázku 42.



Obrázek 42 Vliv středního napětí znázorněný v S-N křivce [15]

6.8 Průběh zatížení

Reálné zatěžování strojních komponent v průběhu jejich životnosti je málokdy deterministické. Při namáhání nápravy vozidla mluvíme o namáhání stochastickém, náhodném.



Obrázek 43 Rozdíl mezi deterministickým a stochastickým buzením [15]

Při určování životnosti výrobku s využitím S-N křivky mluvíme o namáhání s konstantní amplitudou a neměnnou hodnotou středního napětí. Proces pro nahrazení různých hodnot středního napětí na referenční hodnotu vhodnou pro výpočet již byl představen, jedná se o Haigův diagram. Pro výpočet životnosti pro různé amplitudy napětí v průběhu namáhání byly odvozeny různé metody. Jednou z těchto metod je i Palmgren-Mineroovo pravidlo lineárního kumulativního poškození.

6.9 Palmgren-Minerovo pravidlo

Takzvaná akumulace poruch využívá Palmgren-Minerovo pravidlo. Výsledkem tohoto pravidla je hodnota zvaná „Fraction of life“ (D), která zobrazuje procento vyčerpané životnosti k maximálnímu počtu cyklů (N_f) pro konkrétní hodnotu amplitudy s hodnotou středního napětí 0 MPa . Jedná se o lineární závislost. [13]

Poškození od jednoho zátěžného cyklu s určitou amplitudou napětí je:

$$D = \frac{1}{N_f} \quad (6.9.1)$$

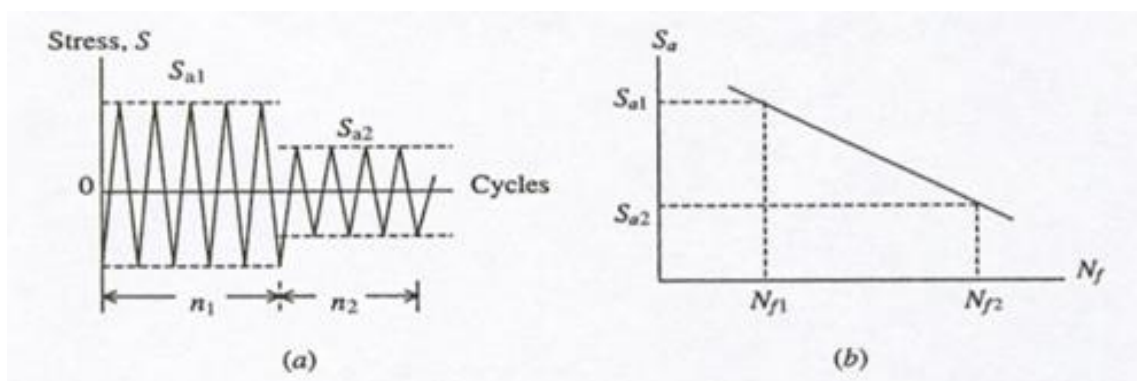
kde N_f je počet cyklů do porušení součásti při stejných zátěžných podmínkách, viz Obrázek 44. [15]

Poškození od n zátěžných cyklů je pak:

$$nD = \frac{n}{N_f} \quad (6.9.2)$$

Pokud hodnota poškození D je rovna 1, pak se objeví poškození součásti. Jinými slovy je vyčerpaná životnost produktu. Matematicky lze tento fakt popsat jako:

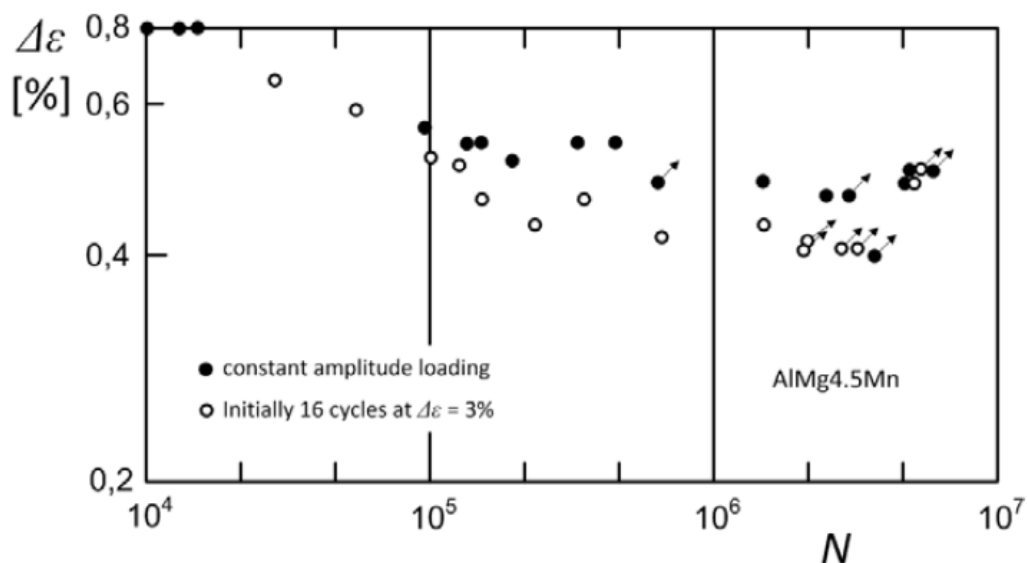
$$D = \sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1 \quad (6.9.3)$$



Obrázek 44 Zobrazení Palmgren-Minerova pravidla [15]

6.10 Sekvence napětí

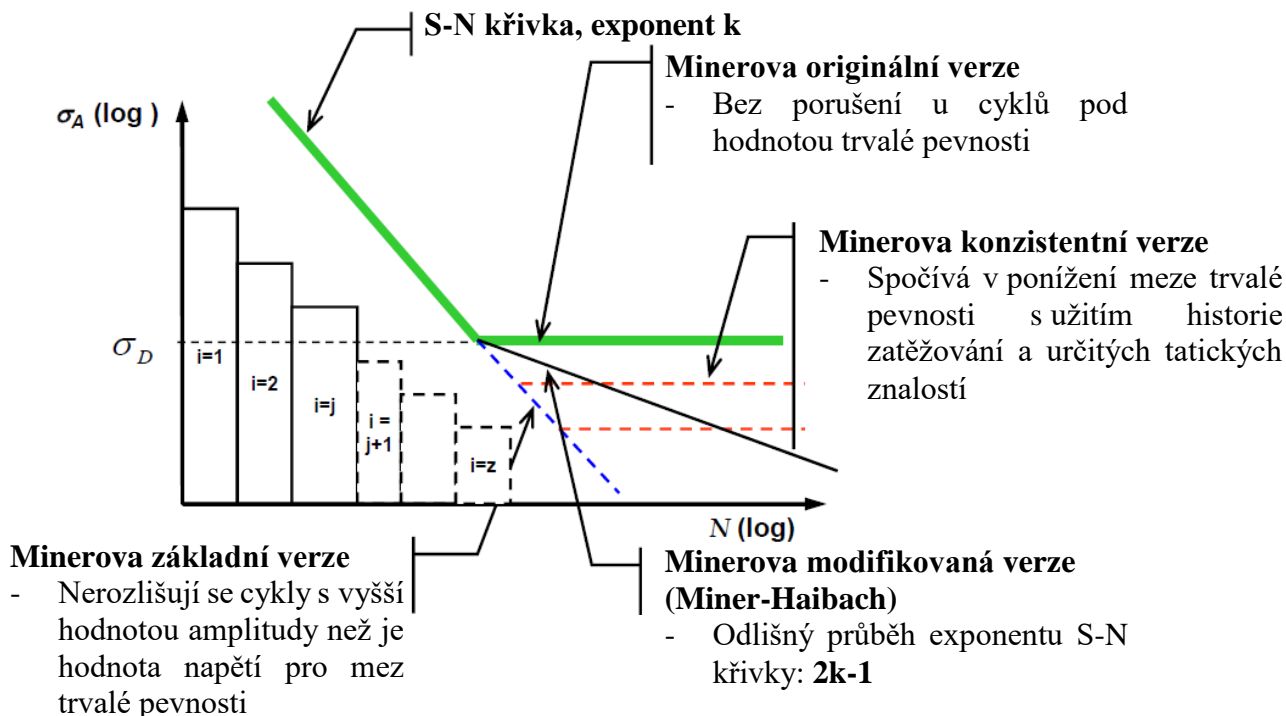
Hodnoty amplitud, které jsou vyšší než hodnota napětí pro trvalou pevnost jsou počítány dle rozšířené S-N křivky o parametr sekvence napětí. Parametrem sekvence napětí je myšleno vhodné sestupné uspořádání zatěžovacích stavů. Toto sestupné uspořádání je důležité z důvodu věrohodného odhadu životnosti. Deviační hodnoty vysokých napětí by měly být uvažovány na začátku celkového spektra, jelikož zásadně ovlivňují životnost produktu, jak může být viděno na obrázku 44. Na experimentu bylo prokázáno, že pokud na začátku zatěžování proběhne 16 cyklů s hodnotou amplitudy nad hodnotu napětí meze trvalé pevnosti, sníží se životnost celé komponenty o 20%, viz výsledky experimentu v Obrázek 45. [14]



Obrázek 45 Ovlivnění životnosti produktu z hlediska sekvence napětí [10]

Díky tomuto jevu byly odvozeny průběhy S-N křivek pro zpřesnění odhadu, buď snížením hodnoty trvalé pevnosti anebo stálým klesáním křivky s absencí trvalé pevnosti.

Dodatečné postupy pro zpřesnění výpočtu životnosti pro amplitudy napětí nepřevyšující hodnotu napětí meze trvalé pevnosti:



Obrázek 46 Modifikace S-N křivky s ponížením hodnoty meze trvalé pevnosti [14]

6.11 Minerova modifikovaná verze

Na rozdíl od Minerovy originální verze, kde bylo uvažováno s neomezenou pevností součásti, pokud hodnota amplitudy nepřekročí hodnotu napětí meze trvalé pevnosti. Tato modifikovaná verze uvažuje i možné zárodky porušení, pokud na začátku zatěžovacího spektra dojde k výrazným amplitudám, které by mohly snížit celkovou životnost produktu, i v případě, že následná napětí nebudou překračovat hodnotu napětí meze trvalé pevnosti.

$$N_f = N_D \left(\frac{\sigma_{a,i}}{\sigma_D} \right)^{-(2k-1)} \quad \text{pro hodnoty } \sigma_{a,i} < \sigma_D \quad (6.11.1)$$

kde N_f je počet cyklů do porušení součásti při stejných zátěžných podmínkách, viz Obrázek 44. N_D je počet cyklů v mezi trvalé pevnosti a σ_D je hodnota meze trvalé pevnosti. Hodnota k je parametr přímky S-N křivky.

7 Výpočet vlastní S-N křivky pro rameno spodního zavěšení

Stěžejní myšlenkou této práce je zhodnotit, zda má redundantní vazba ve spodním ramenu zavěšení pozitivní vliv na životnost konstrukce, či nikoliv. Konkrétní varianty konstrukčních řešení s ohledem na ekonomičnost výroby nebyly uvažovány.

7.1 Parametry spodního ramene

Pro analýzu životnosti spodního ramene zavěšení byl zvolen kruhový profil z běžné konstrukční ocele S235. Pevnostní data potřebná k výpočtům jsou u této ocele snadno dostupné, jelikož se jedná o často používanou ocel. Dostupnost dat byl jeden z dalších důvodů pro zvolení tohoto materiálu.

Ocel S235JR (hodnoty uvedené v tabulce odpovídají normě ČSN 41 1373):

- Běžná svařitelná nelegovaná konstrukční ocel.
- Pro průměry tyčového průřezu 16-25 (mm):

Tabulka 8 Parametry oceli S235JR

S235JR – tyč tažená za studena		
Mez kluzu	$R_{eH} [MPa]$	335
Mez pevnosti	$R_m [MPa]$	390
Tvrdość povrchu	HB_{max}	210

7.2 Výpočet meze pevnosti

Výpočet napětí korespondující s mezí pevnosti s využitím tvrdosti povrchu v Binellech.

$$S_{t,u,std}(MPa) = 3,45 \text{ HB}$$

V našem případě byla využita hodnota napětí meze pevnosti z katalogu materiálu:

$$S_{t,u,std} \sim R_m(MPa) = 390 \text{ MPa}$$

tato hodnota by odpovídala tvrdosti materiálu HB = 113.

Parametr přímky k byl zvolený dle FKM: $k = 5$.

Faktor spolehlivosti

Byla zvolena pravděpodobnostní míra spolehlivosti v hodnotě 97,5% dle FKM a k tomu korespondující hodnotu faktoru spolehlivosti $C_R = 0,843$.

Faktor velikosti

Pro faktor velikosti platí podmínka $d_{eff} \leq d_{eff,min}$, kdy $d_{eff} = 20 \text{ mm}$ a $d_{eff,min} = 40 \text{ mm}$, tím pádem je faktor velikosti roven jedné.

$$C_D = 1,0 \text{ pro } d_{eff} \leq d_{eff,min}$$

Faktor teploty

V případě přirozených teplot prostředí se tento faktor neuvažuje do výpočtu, viz kapitola „6.5.4 Faktor teploty“.

Faktor napětí

Spodní rameno tvořené dvěma tyčemi kruhového průřezu je napojené na rám vozidla dvěma rotačními vazbami a na nosič kola jednou sférickou vazbou. Dalo by se uvažovat, že tato konstrukce je blízká dvěma binárním členům. Binární člen je takový člen, který je vázán ke svému okolí dvěma vazbami, z nich žádná není obecná. Pak tento člen přenáší pouze dvě reakce ve vazbách na své okolí a průběh sil v tomto členu vyvolává napětí normálové. Normálové napětí, tedy tah a tlak. Do výpočtu není uvažováno, že by docházelo ke smykovému napětí. Poté se faktor napětí uvažuje jako:

$$C_\sigma = 1$$

S využitím uvedených hodnot je vypočítána mez pevnosti pro cyklické namáhání jako:

$$S_{t,u} = C_D C_R S_{t,u,std}$$

$$S_{t,u} = 1 * 0,843 * 390 = 328,77 \text{ MPa}$$

7.3 Výpočet meze trvalé pevnosti

Pro výpočet meze trvalé pevnosti se uvažuje smluvní hodnota počtu vykonaných cyklů $N_E = 10^6$. Hledaná hodnota napětí při tomto počtu cyklů je pak:

$$S_{S,\sigma,E}(MPa) = C_{\sigma,E} C_{E,T} C_{\sigma,R} S_{t,u}$$

Faktor meze pevnosti

Tento parametr se odvíjí od použitého materiálu. Pro běžnou konstrukční ocel je počítáno s $C_{\sigma,E} = 0,45$.

Faktor teploty

Faktor teploty se opět neuvažuje, viz kapitola „6.6.1 Faktor teploty“.

Faktor povrchové úpravy

Faktor povrchové úpravy se výpočtu nezúčastňuje, jelikož zvolený materiál pro případnou konstrukci spodního ramene zavěšení kola není nutné povrchově upravovat.

Faktor drsnosti povrchu

$$C_{\sigma,R} = 1 - a_R \log(R_z) \log\left(\frac{2S_{t,U}}{S_{t,U,min}}\right)$$

S využitím uvedených hodnot je vypočítána mez trvalé pevnosti pro cyklické namáhání jako:

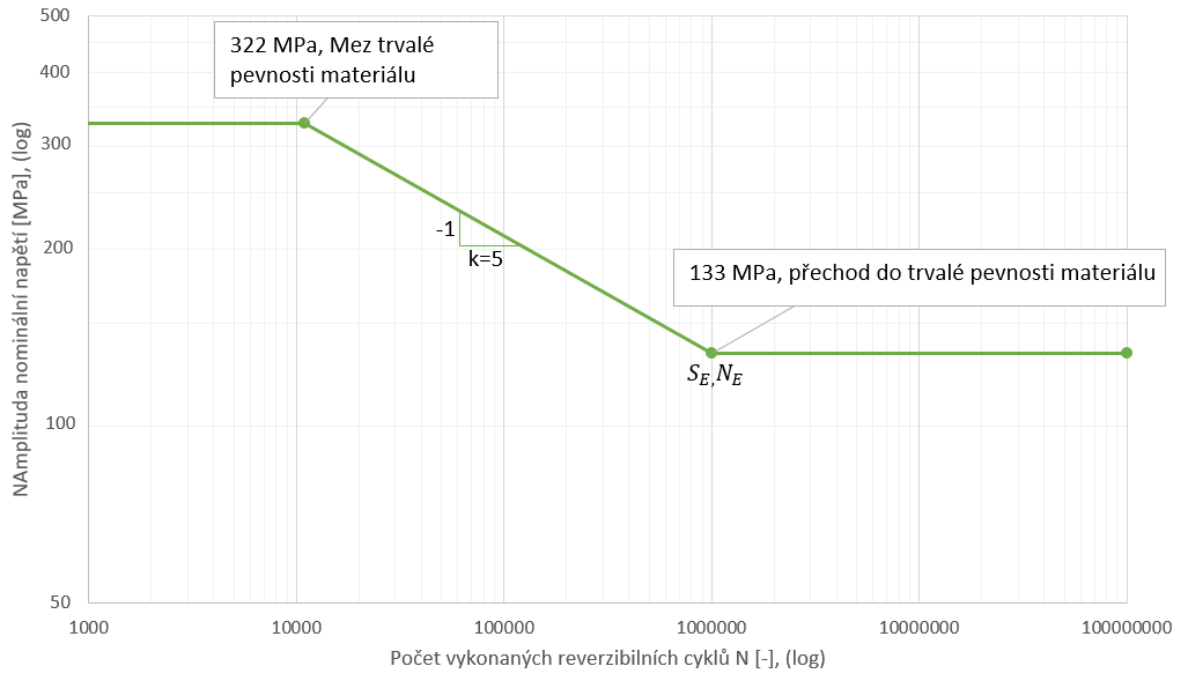
$$S_{S,\sigma,E}(MPa) = C_{\sigma,E} C_{E,T} C_{\sigma,R} S_{t,u}$$

$$S_{S,\sigma,E}(MPa) = 0,45 * 1 * 0,9 * 328,77 = 133,15 \text{ MPa}$$

S využitím vztahu pro hledání různých napěťových bodů a k nim korespondující počet cyklů S-N křivky (viz rovnice 6.3.2), jsme schopni dopočítat potřebné hodnoty pro vykreslení konkrétní syntetické S-N křivky pro spodní rameno spodního zavěšení.

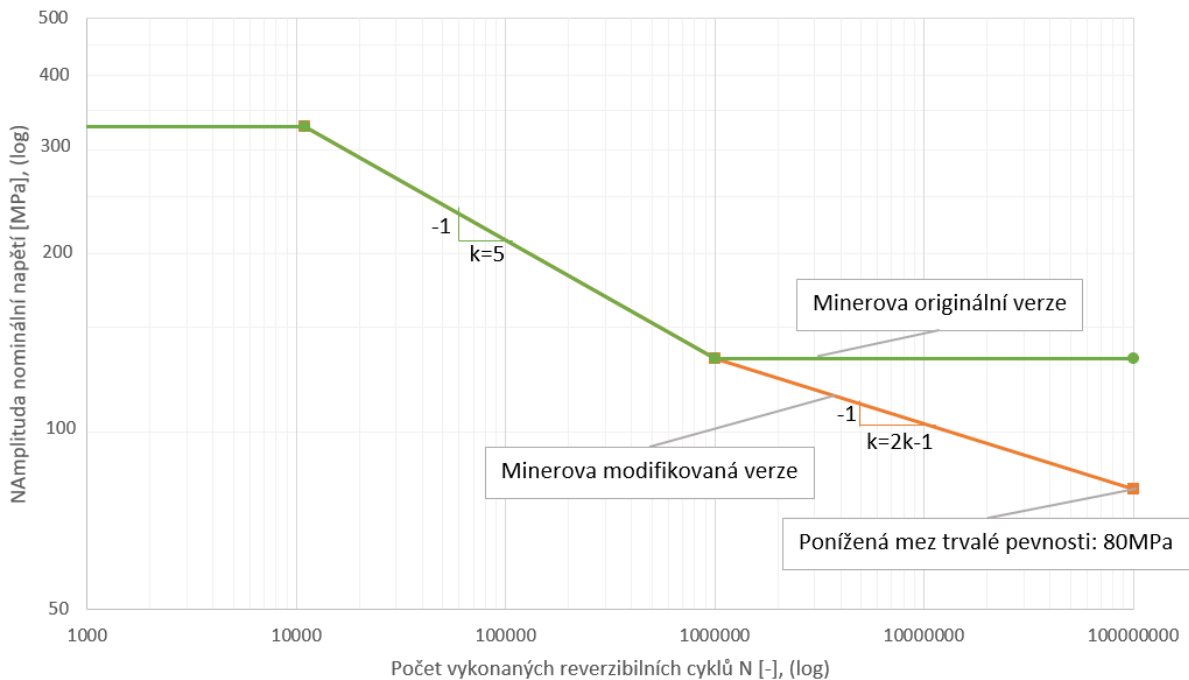
Výsledná S-N křivka pro zkoumané rameno spodního zavěšení s klasickým přístupem dle Minera, kde není uvažováno poškození součásti pro amplitudy napětí menší, než je hodnota napětí meze trvalé pevnosti.:

Graf 1, S-N křivka pro spodní rameno zavěšení MacPherson, S235JR, kruhový průměr D=20mm



Výsledná S-N křivka pro zkoumané rameno spodního zavěšení s modifikovaným přístupem dle Minerova (oranžová část grafu), kde je uvažováno poškození součásti pro amplitudy napětí menší, než je hodnota napětí meze trvalé pevnosti:

Graf 2, S-N křivka pro spodní rameno zavěšení MacPherson, S235JR, kruhový průměr D=20mm



8 Zátěžné stavy

Zátěžným stavem se rozumí forma a parametry buzení simulačního modelu. Pro názornost výsledků byly zvoleny dva různé typy buzení. Zaprvé buzení deterministické, funkcí sinus. Pro přiblížení se výsledkům z reálného provozu bylo aplikováno buzení stochastické.

8.1 Deterministické a stochastické buzení

Jako vstup do vytvořeného matematického modelu je třeba zvolit vhodný způsob jeho vertikálního buzení, který představuje svislý pohyb kola při jízdě vozidla. Můžeme v zásadě volit dva přístupy, deterministické nebo stochastické buzení.

Deterministické buzení je dáno exaktně popsanou matematickou funkcí, která představuje pohyb středu kola (přibližně tvar nerovnosti, resp. její odvalený tvar). Pro nás případ je vhodná periodická funkce typu:

$$y = y_0 \sin(\omega t + \varphi_0) \quad (8.1.1)$$

Tento typ buzení má jednoznačně dané parametry (amplitudu, frekvenci pro danou rychlost jízdy) a jeho využití pro různé počáteční podmínky ukazuje na odezvu systému.

Stochastické buzení odpovídá reálnému případu jízdy po vozovce s náhodnými parametry. Záznamy měření na běžných vozovkách zdánlivě postrádají jakékoliv zákonitosti a označujeme jako vibrace náhodné. Popis náhodných výstupů pomocí jejich základních charakteristik poskytuje výhodu popisu určité kategorie vozovek, na kterých musí vozidlo spolehlivě fungovat a pro něž je určeno. [1]

Zpracování náhodného signálu vychází ze zvolené hustoty pravděpodobnosti $h(x)$, která je aplikována na interval, v němž se náhodná veličina (výška nerovnosti) vyskytuje a lze vyjádřit pravděpodobnosti tohoto výskytu:

$$P = \int_{x_1}^{x_2} h(x) dx \quad (8.1.2)$$

Hustota pravděpodobnosti pak je:

$$h(x) = \frac{dP(x)}{dx} \quad (8.1.3)$$

Střední hodnota a rozptyl jsou pak dány:

$$\mu(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} xh(x) dx \quad (8.1.4)$$

$$s^2(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} [x - \mu(x)]^2 h(x) dx \quad (8.1.5)$$

Pro zjištění vlastností náhodného děje jsou využívány autokorelační funkce

$$K_{xx}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot x(t + \tau) dt \quad (8.1.6)$$

a vzájemná korelační funkce

$$K_{xy}(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot y(t + \tau) dt \quad (8.1.7)$$

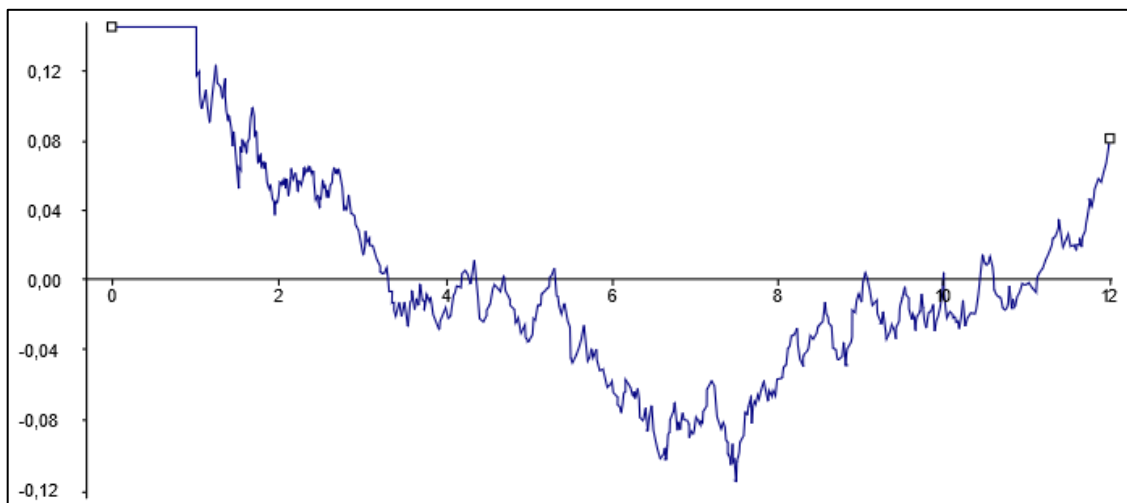
Z nich vychází stanovení zásadních charakteristik pro náhodný děj – spektrální výkonových hustot, které ukazují na frekvenční pásma s největším výkonem kmitání:

$$S_{xx}(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_{xx}(\tau) \cdot e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (8.1.8)$$

$$S_{xy}(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_{xy}(\tau) \cdot e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (8.1.9)$$

V případě náhodného vstupu pro zvolený simulační výpočet byl využit signál, který vycházel z předem definované spektrální výkonové hustoty a byl i přímo realizován na testovací trati.

Výškový profil nerovností na testovací trati v Mostu:



Obrázek 47 Výškový profil bývalé testovací trati v Mostu

9 Výsledky simulace a porovnání konstrukčních řešení

9.1 Deterministické buzení

Jako deterministický signál buzení byla zvolena funkce sinus. Parametry simulace byly nastaveny shodně, jak pro klasickou konstrukci zavěšení MacPherson, tak i pro variantu s redundantním členem.

9.1.1 Klasická konstrukce MacPherson

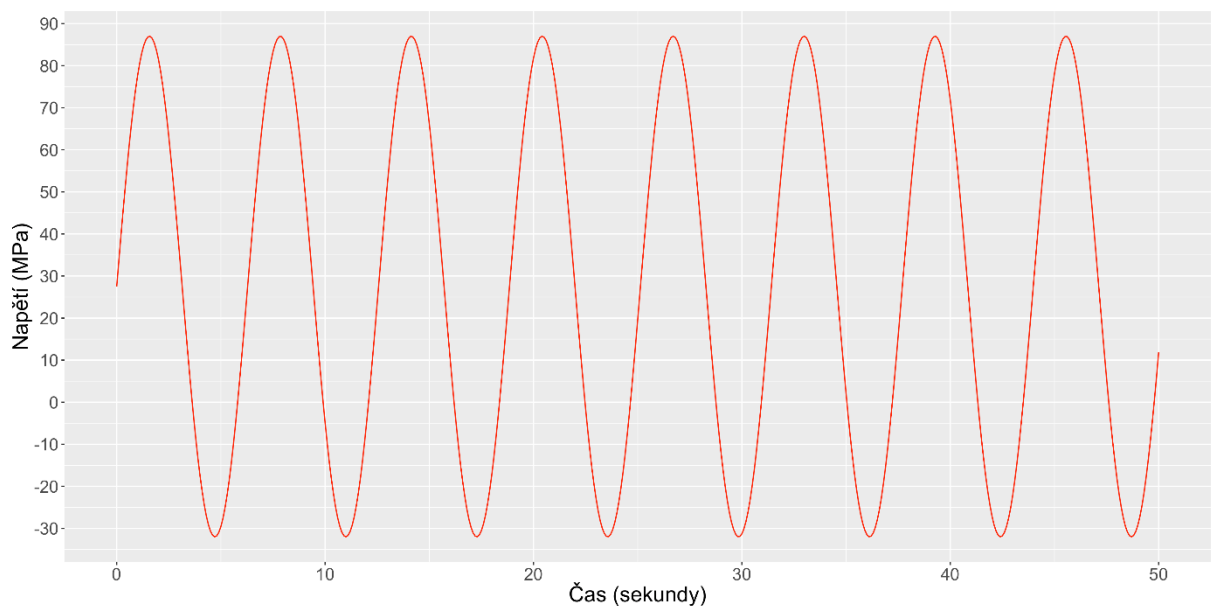
Ze simulace probíhající v SW Adams Car byly odečteny síly a z nich vypočteno nominální napětí pro spodní rameno zavěšení. Nominální napětí pro zvolený kruhový profil součásti byl pak vypočtený jako:

$$\sigma = \frac{F}{S} \text{ [MPa]; } S = \pi r^2 \text{ [mm}^2\text{]}$$

kde F je síla vyplývající z dynamické simulace, S je plocha v normálovém řezu součásti, r je poloměr tyče spodního ramene zavěšení.

Na grafu 3 je vidět průběh napětí ve spodním rameni zavěšení u klasické koncepce MacPherson.

Graf 3 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, klasická koncepce, buzení funkcí sinus



Maximální hodnota napětí je 87 MPa, minimální hodnota je pak -32 MPa. Z těchto hodnot je pak odvozený součinitel nesymetrie cyklu (poměr napětí) R .

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-32}{87} = -0,368$$

Hodnota středního napětí σ_m pak může být vypočtena z maximální a minimální hodnoty napětí:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{87 - 32}{2} = 27,5 \text{ MPa}$$

Hodnota amplitudy napětí je vypočtena jako:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{87 - (-32)}{2} = 59,5 \text{ MPa}$$

Pro porovnání průběhu napětí s variantou s redundantním členem je vypočtena korespondující alternativní amplituda pro hodnotu středního napětí $\sigma_m = 0, R = -1$. Pro výpočet této korespondující amplitudy σ_{ar} bylo využito Haigova diagramu z FKM Guideline. [12]

Pro hodnotu $R = -0,368$ je odpovídající oblast II z Haigova diagramu. Alternativní amplituda napětí pro symetricky střídavé napětí ($R = -1$) je pak:

$$\sigma_{ar} = \sigma_a + M_\sigma \sigma_m$$

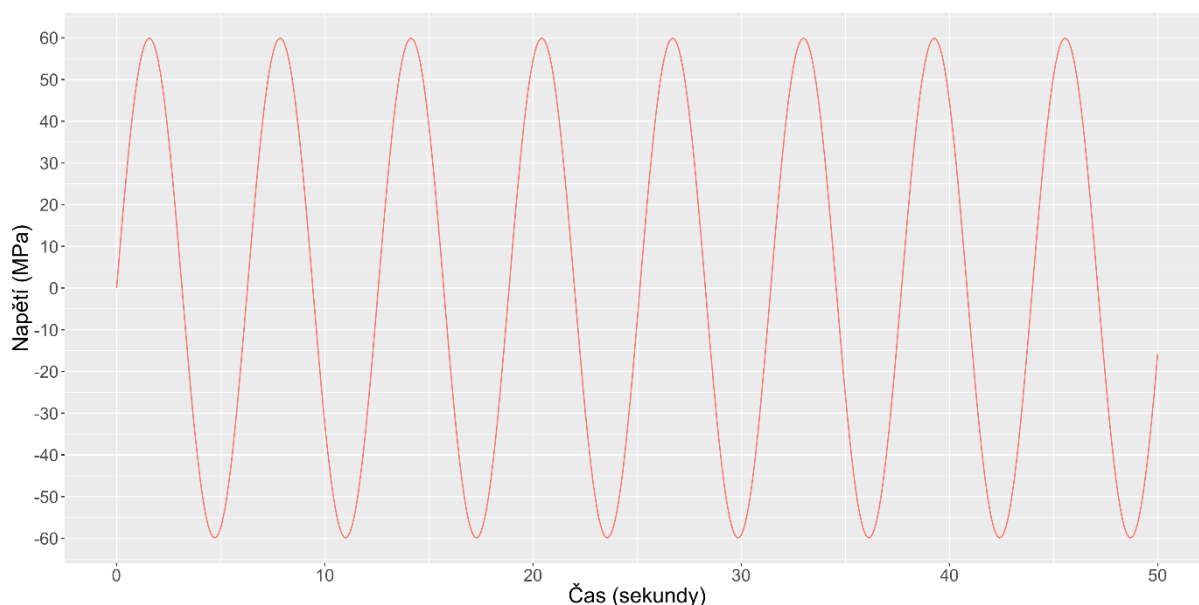
kde M_σ je konstanta závislá na volbě materiálu, viz Tabulka 7.

$$\sigma_{ar} = 87 + (0,00035 * 328,77 - 0,1) * 27,5 = 59,91 \text{ MPa}$$

Převedení střední hodnoty napětí do nuly bylo realizováno s výpočtem alternativní amplitudy pro možnost porovnání dvou odlišných průběhů s různou střední hodnotou napětí. Z tohoto čísla je patrné, že alternativní amplituda se zvětšila o 0,41 MPa oproti původní amplitudě $\sigma_a = 59,5$ MPa. Toto zvýšení by mohlo být vysvětleno tím, že původní hodnota středního napětí byla v oblasti tahu a toto tahové napětí podporuje propagaci mikro trhlin v materiálu.

Průběh hodnot napětí převedený pro střední hodnotu $\sigma_m = 0$:

Graf 4 Průběh napětí posunutý do nuly, klasická koncepce, buzení funkcí sinus

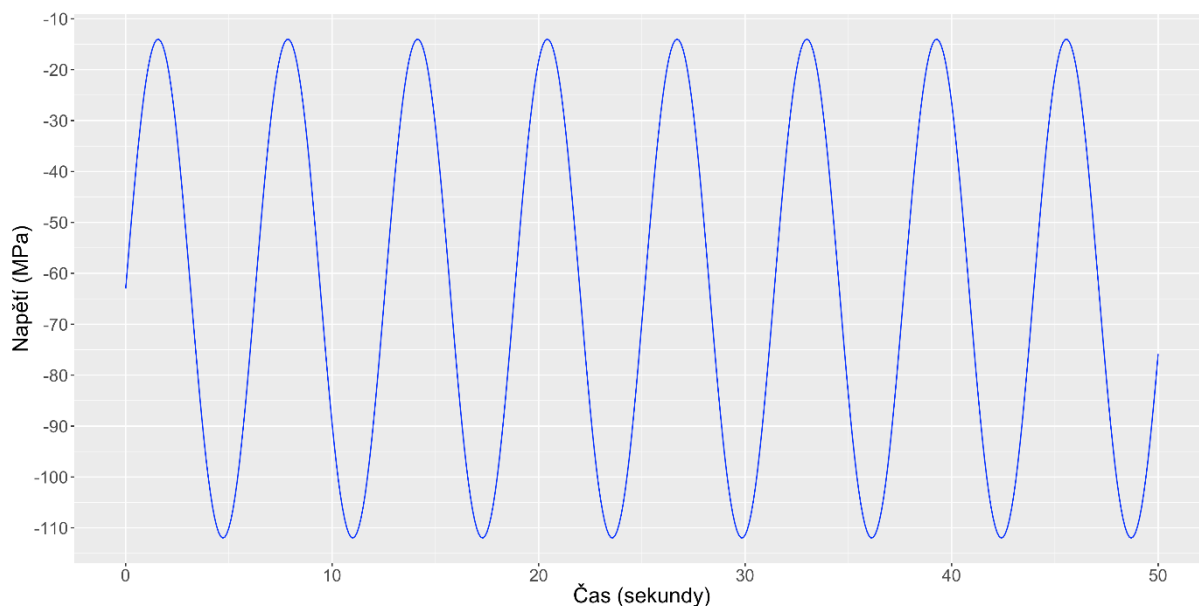


9.1.2 MacPherson s redundantním členem

Stejný postup jako pro řešení s klasickým typem zavěšení MacPherson byl aplikován i na konstrukční řešení s redundantním členem. Z grafu 5 je zřetelné, že střední hodnota byla posunuta do oblasti komprese. Oblast komprese příznivě ovlivňuje životnost materiálu, protože kompresní napětí napomáhá uzavírání mikrotrhlin na povrchu materiálu.

Maximální hodnota napětí je -14 MPa a minimální hodnota napětí pak -112 MPa. Tato změna byla vyvolána předpětím, které bylo do mechanismu vneseno redundantní vazbou s pružinou. Hodnoty je možno dále optimalizovat volbou tuhosti dané redundantní pružiny. Tuhost přídatné pružiny byla zvolena totožná jako u pružiny na tlumiči vzpěry zavěšení.

Graf 5 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, redundantní člen, buzení funkcí sinus



Z hodnot maximálního a minimálního napětí je pak odvozený součinitel nesymetrie cyklu (poměr napětí) R .

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-112}{-14} = -8$$

Hodnota středního napětí σ_m pak může být vypočtena z maximální a minimální hodnoty napětí:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{-112 - 14}{2} = -63 \text{ MPa}$$

Hodnota amplitudy napětí je vypočtena jako:

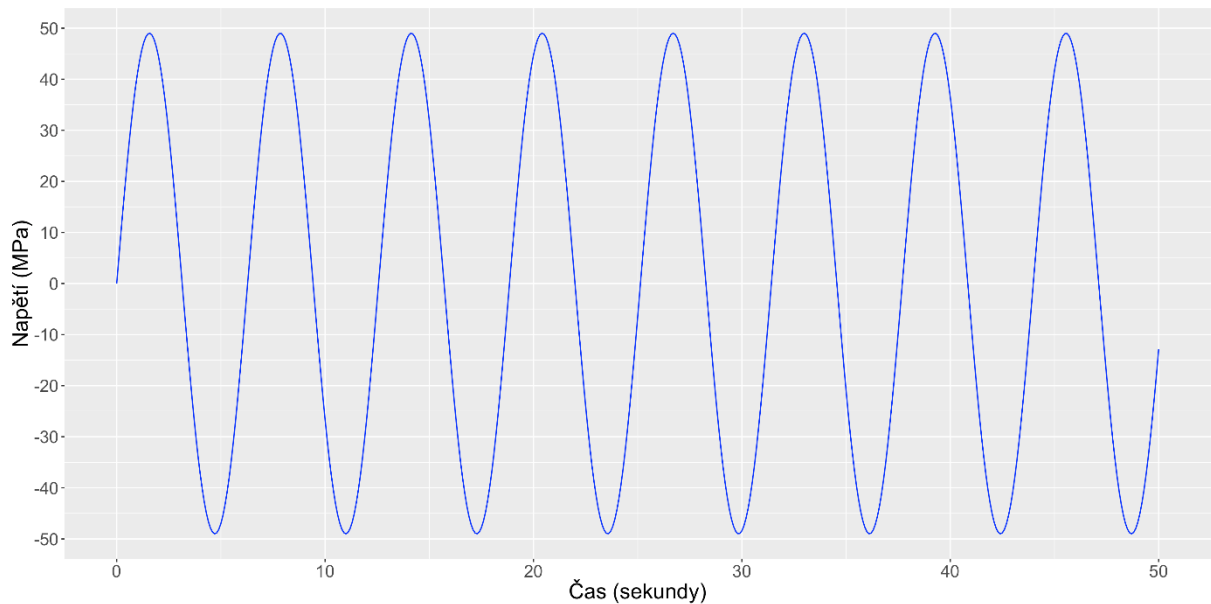
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{-112 - (-14)}{2} = 49 \text{ MPa}$$

Pro hodnotu $R = -8$ je odpovídající oblast I z Haigova diagramu. Alternativní amplituda napětí pro symetricky střídavé napětí ($R = -1$) je pak totožná s původní, tedy:

$$\sigma_{ar} = \sigma_a$$

Průběh hodnot napětí převedený pro střední hodnotu $\sigma_m = 0$:

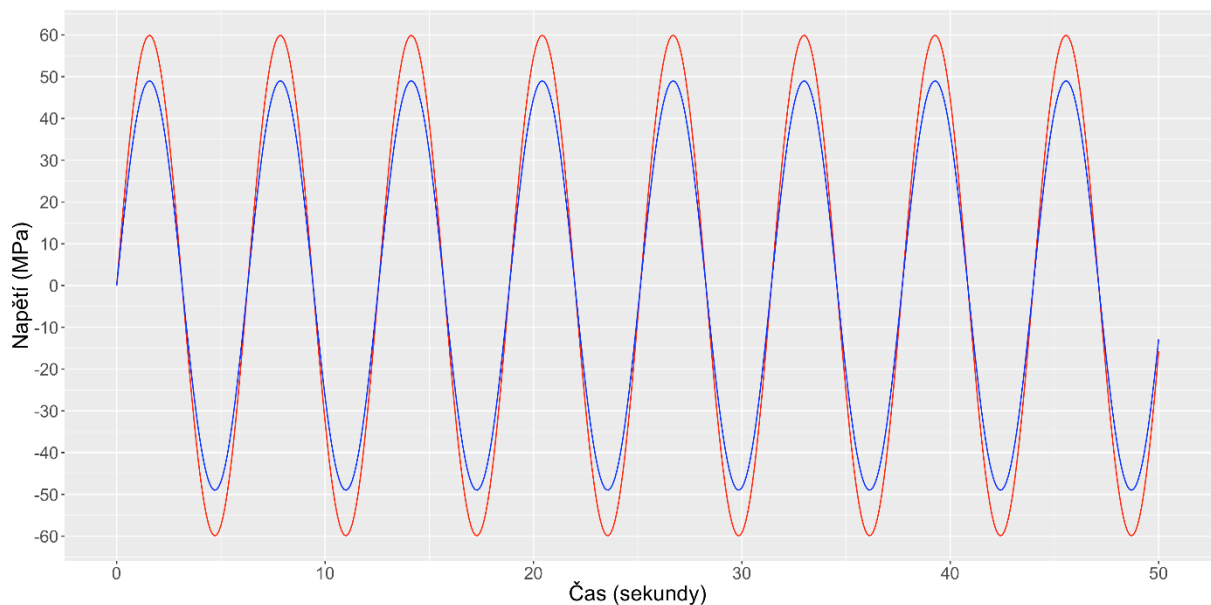
Graf 6 Průběh napětí posunutý do nuly, redundantní člen, buzení funkcí sinus



9.1.3 Srovnání

Grafy průběhů napětí převedené na střední hodnotu $\sigma_m = 0$ jsou oba vyneseny do jednoho grafu, ze kterého je patrné, že vnesením redundantního členu do mechanismu došlo ke snížení amplitudy o 18,2%. Snížení je způsobeno přesunem středního napětí do oblasti komprese, tím změněnou alternativní amplitudou a i celkovou změnou chování mechanismu díky redundantnímu členu spodního ramene zavěšení.

Graf 7 Porovnání amplitud u obou konstrukčních řešení



9.2 Stochastické buzení

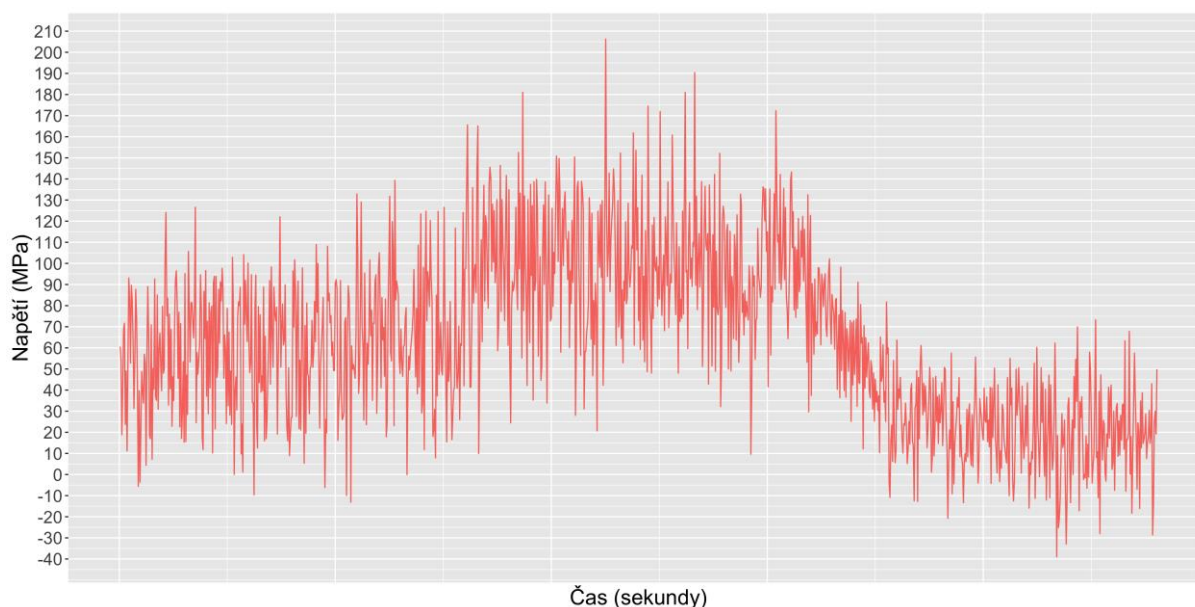
Pro stochastické buzení byl vybrán signál, který vycházel z předem definované spektrální výkonové hustoty, viz kapitola „8 Zátěžné stavy“. Vstupní parametry simulace byly nastaveny shodně, jak pro klasickou konstrukci zavěšení MacPherson, tak i pro variantu s redundantním členem.

9.3 Klasická konstrukce MacPherson

Jako u varianty s deterministickým buzením byly ze SW Adams Car odečteny síly působící ve spodním rameni zavěšení a z nich vypočteno nominální napětí.

Průběh napětí pro klasickou koncepci je možné pozorovat na grafu níže:

Graf 8 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, klasická koncepce



Vodorovná osa zobrazuje délku simulačního procesu. Tato délka byla zvolena manuálně a lze ji měnit dle uvážení, proto nezobrazuje konkrétní jednotky času, protože z hlediska únavy je tento údaj nevypovídající.

Jednotlivé hodnoty napětí byly pomocí metody, anglicky označované jako „rainflow-counting“ (volně přeložené do češtiny jako metoda stékání deště), převedeny do spektra vratných/reverzibilních cyklů. Tato metoda spočívá v převedení spektra napěťových hodnot do úplných reverzibilních cyklů s jistou amplitudou napětí, ze které je poté možno počítat životnost součásti. Pro deterministické buzení tento postup nebyl aplikován, jelikož se jedná o uniformní zatěžování v čase a lze jednotlivé reverzibilní cykly odečíst přímo z grafu. Pro samotný výpočet reverzibilních cyklů byl využit programovací jazyk „R“.[14] Jedná se o programovací jazyk a prostředí určené pro statistickou analýzu dat a jejich grafické zobrazení. Toto prostředí má v sobě již implementovanou funkci právě pro výpočet cyklů zatížení na základě napěťových, po sobě jdoucích hodnot.

Byla využita funkce „rainflow“:

```
library(rainflow)
library(readr)
library(writexl)
data <- read_delim("cycles01.csv", delim = ";")
data <- c(t(data[,2]))
cycles <- CountCycles(data)
write_xlsx(cycles, path = "cycles.xlsx", format_headers = FALSE)
```

Obrázek 48 Snímek obrazovky s použitím knihovny „rainflow“ v „R“

Program na základě vstupních dat „cycles01.csv“, které byly importovány z proběhlých simulací v programu Adams Car, vypočítá metodou stékání deště spektrum proběhlých amplitud namáhání. Výsledný program s výpisem veškeré historie namáhání se pak jmenuje „cycles.xls“.

Ukázka vstupu napěťových hodnot, které byly pomocí funkce Rainflow-counting převedeny do jednotlivých cyklů:

Tabulka 9 Ukázka výstupu z programu R, výběr bodů zvrátů a metoda rainflow-counting

Vstup pro Rainflow-Counting		Krajní hodnoty	
Index I	Napětí	Index II	Napětí
0	0.000	0	60.562
1	60.562	1	18.860
2	54.472	2	71.694
3	18.860	3	23.758
4	42.025	4	49.090
5	68.836	5	11.200
6	71.694		
7	23.758		
8	49.090		
9	11.200		

Vypočtená syntetická S-N křivka pracuje s hodnotou středního napětí rovnou nule. Jelikož výsledný průběh napětí vyplývající z náhodného buzení není spektrum s konstantní hodnotou středního napětí, bylo třeba převést celý průběh na hladinu středního napětí $\sigma_m = 0$. Tento postup byl již aplikován u buzení funkcí sinus, je využito Haigova diagramu pro alternativní amplitudu středního napětí v nule.

Pro každý reverzibilní zatěžovací cyklus byla vypočtena hodnota poměru napětí R. Dle této hodnoty byla přiřazena odpovídající oblast I-IV z Haigova diagramu a s odpovídajícím vzorcem byla vypočtena alternativní amplituda.

Ukázka výpočtu alternativních amplitud:

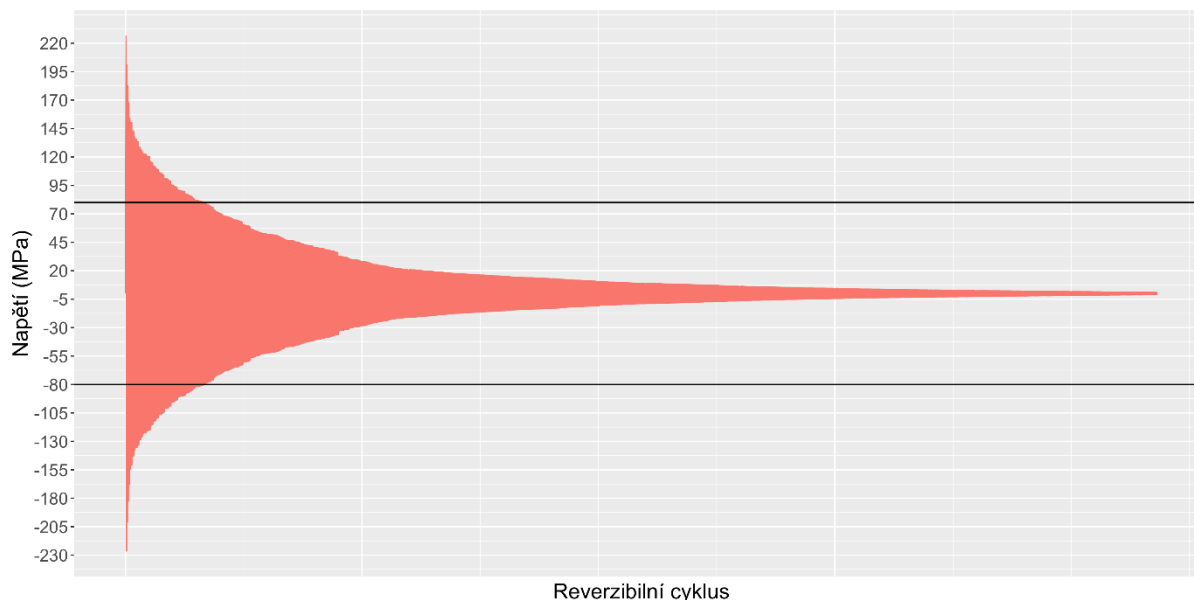
Tabulka 10 Výpočet alternativních amplitud

Vstupní hodnoty pro výpočet alternativní amplitudy					Alternativní amplitudy		
Amplituda	Střední napětí	Max	Min	R	Region 1 a 4	Region 2	Region 3
41.702	39.711	81.414	-1.991	-0.024	-	42.290	
25.332	36.424	61.756	11.092	0.180	-	ne	25.888
52.834	45.277	98.111	-7.557	-0.077	-	53.504	-
60.494	41.447	101.941	-19.047	-0.187	-	61.107	-
36.770	71.238	108.009	34.468	0.319	-	-	37.669
56.414	59.559	115.973	3.145	0.027	-	-	57.545

Po získání hodnot všech alternativních amplitud, byly tyto hodnoty vyneseny do grafu v sestupném pořadí s hodnotou $\sigma_m = 0$, viz Graf 9.

Výpočty všech alternativních amplitud jsou uvedeny v příloze 1.

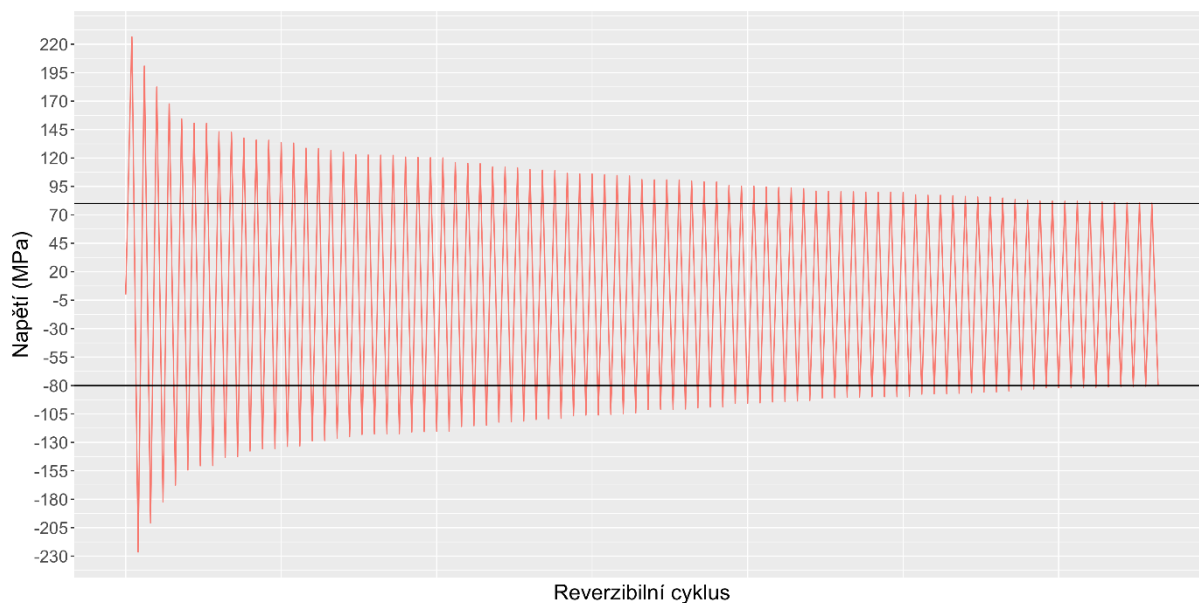
Graf 9 Sestupné seřazení alternativních amplitud, klasická koncepce



V grafu jsou zvýrazněny hodnoty napětí 80 MPa a -80 MPa. Tato hodnota vychází z vypočtené syntetické S-N křivky pro spodní rameno zavěšení, viz kapitola „Výpočet vlastní S-N křivky pro rameno spodního zavěšení“. Hodnoty napětí menší, než ± 80 MPa nemají prakticky žádný vliv na životnost součásti a byly tak ze spektra amplitud vyřazeny pro přehlednost a lepší porovnatelnost variant. Tyto hodnoty se nacházejí pod hladinou napětí odpovídající takzvané mezi trvalé pevnosti. Tato mez symbolizuje neomezenou životnost produktu.

Amplitudy v průběhu zatěžování, které mají reálný vliv na porušení součásti při vysoko cyklové únavě:

Graf 10 Alternativní amplitudy s reálným vlivem na poškození součásti, klasická koncepce



Maximální naměřená hodnota amplitudy napětí byla 226 MPa. Hodnoty zobrazené v grafu výše (interval amplitud napětí 226-80 MPa) slouží pro vlastní výpočet životnosti součásti. Pro výpočet životnosti bylo využito Minerova pravidla pro lineární akumulaci poruch viz kapitola „6.9 Palmgren-Minerovo pravidlo“.

Palmgren-Minerovo Pravidlo:

$$D = \sum \frac{n_i}{N_{fi}} = \frac{n_1}{N_{f1}} + \frac{n_2}{N_{f2}} + \dots = 1$$

Z vypočtené syntetické S-N křivky byly odvozeny hodnoty N_{fi} (počet cyklů do porušení materiálu při dané amplitudě) pro každou z amplitud větší než 80 MPa. Jelikož se nejedná o spektrum segmentované, ale každá z amplitud je unikátní, tak je vždy hodnota n_i rovna jedné.

Výsledná suma vyjadřuje procento vyčerpání provozní životnosti produktu po uplynutí zatěžujícího spektra. Sumární hodnota akumulace poruch D pak slouží pro finální porovnání obou konstrukčních variant z hlediska životnosti.

Ukázka výpočtu lineární akumulace poruch pro napětí ovlivňující životnost součásti dle Palmgren-Minerova pravidla:

Tabulka 11 Ukázka výpočtu akumulace poruch

Amplituda	Cykly do porušení	Akumulace poruch
99.25945	13922522	7.18261E-08
133.07	997372	1.00263E-06
115.0723	3680678	2.71689E-07
132.5087	1033870	9.6724E-07
99.8954	13144845	7.60755E-08
140.5541	758649	1.31813E-06
140.3878	763152	1.31036E-06

Celkový výpočet akumulace poruch je uvedený v příloze 2.

Výsledný součet všech jednotlivých poměrných porušení $\left(\sum \frac{n_i}{N_{fi}}\right)$ u klasické koncepce MacPherson po uplynutí simulace dosáhl hodnoty $D_{\text{klasický MacPherson}} = 5,32 \cdot 10^{-5}$.

Hodnota $D = 1$ znamená vyčerpání kapacity akumulace poruch v součásti a dojde k porušení materiálu. Pokud bychom chtěli zjistit, kolikrát by mohl být zopakovaný proces simulace za sebou, než by došlo k porušení součásti, musí pak platit vztah:

$$X = \frac{1}{D_{\text{klasický MacPherson}}} = \frac{1}{5,32 \cdot 10^{-5}} = 18\,797 \text{ simulací}$$

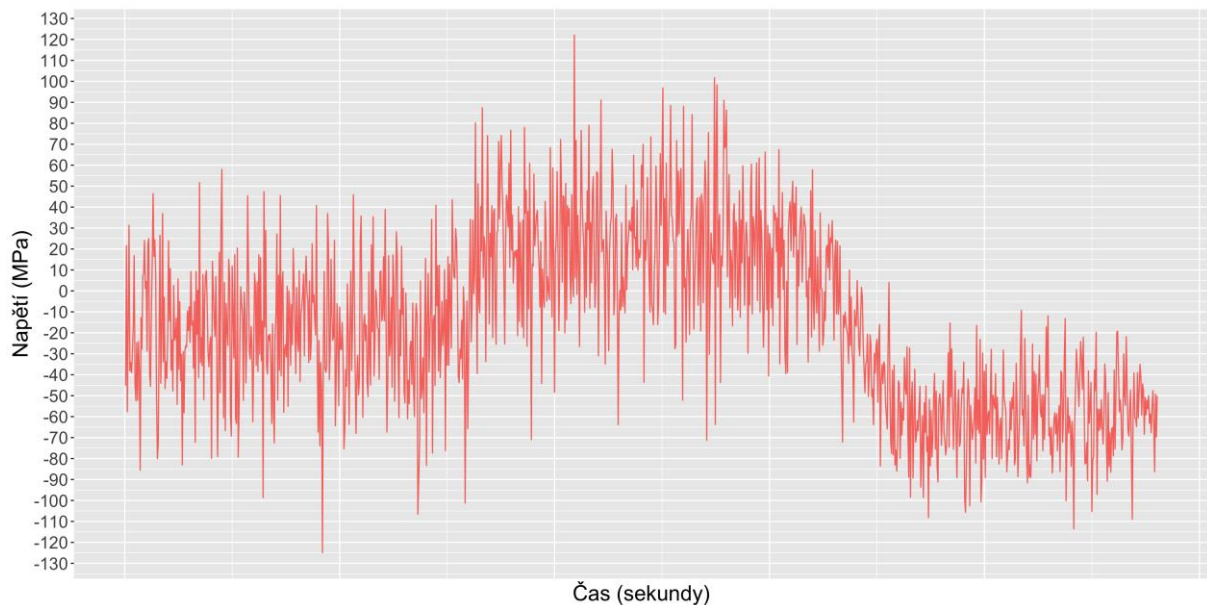
kde číslo X vyjadřuje počet opakování simulace do úplného porušení součásti.

9.4 MacPherson s redundantním členem

Metodika výpočtu pro řešení zavěšení s redundantním členem je shodná jako pro klasickou koncepci zavěšení MacPherson.

Na grafu níže je možno sledovat průběh napětí ve spodním rameni zavěšení v průběhu simulace. Je patrné, že došlo ke změně průběhu napětí i k posunutí pomyslné průměrné střední hodnoty směrem do kompresní oblasti. Tento jev bylo možné vysledovat i u buzení sinovou funkcí.

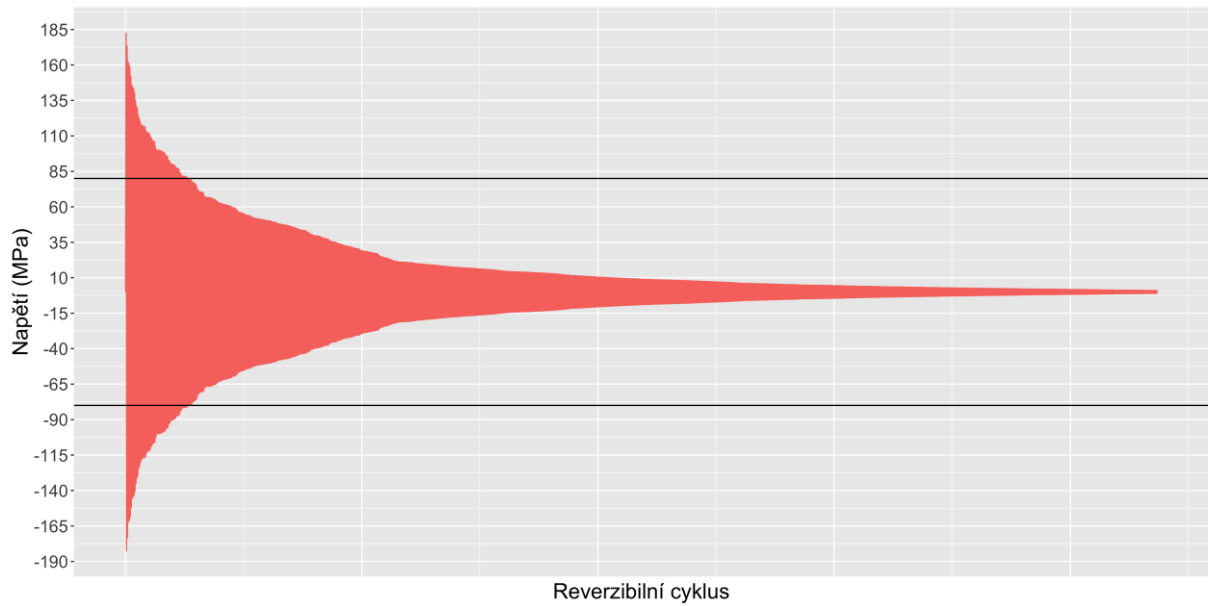
Graf 11 Průběh napětí ve spodním rameni zavěšení, redundantní člen



Jednotlivé napěťové hodnoty byly přepočteny v programovacím jazyce R na samostatné reverzibilní cykly. U těchto cyklů byl pak spočítán poměr napětí R a odpovídající hodnota alternativní amplitudy pro hodnotu středního napětí $\sigma_m = 0$. V Graf 12 jsou jednotlivé reverzibilní cykly seřazeny sestupně.

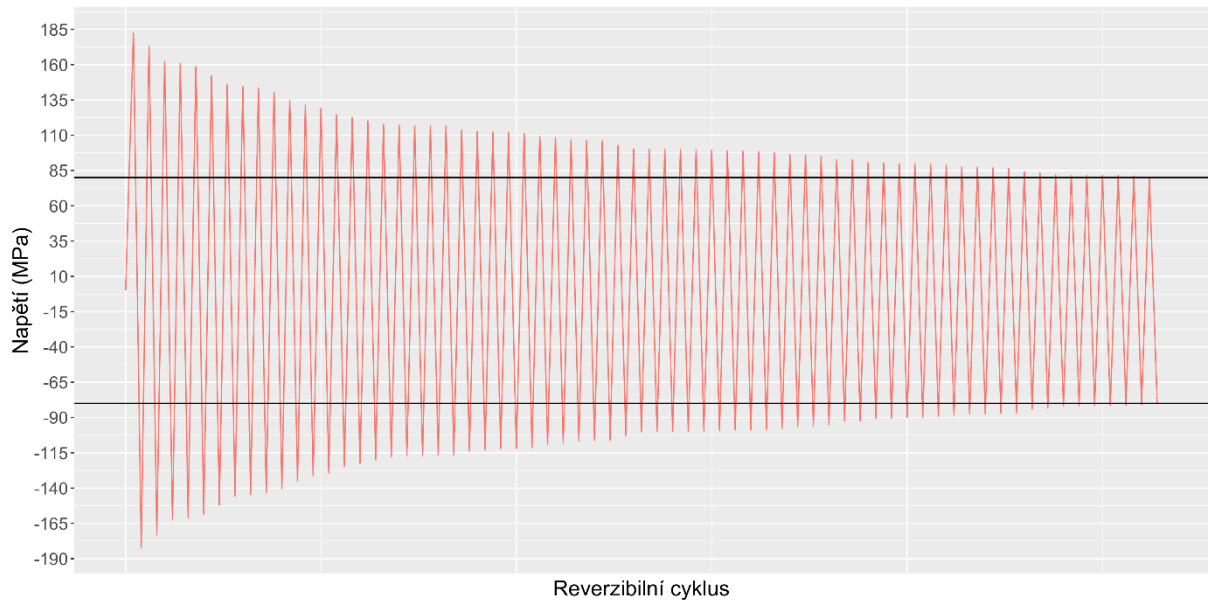
Výpočty všech alternativních amplitud jsou uvedeny v příloze 3.

Graf 12 sestupné seřazení alternativních amplitud, redundantní člen



Jako u klasické konstrukční varianty MacPherson, tak i zde byly ignorovány amplitudy napětí menší, než 80 MPa. K tomuto kroku bylo možné přistoupit, jelikož profil konstrukce spodního ramene zůstal totožný. Tudíž vypočtená syntetická křivka je validní pro obě konstrukční varianty.

Graf 13 Alternativní amplitudy s reálným vlivem na poškození součásti, redundantní člen



K účelu porovnání životnosti bylo nutné spočítat hodnotu lineární akumulace poruch dle Palmgren-Minerova pravidla.

Výsledná hodnota pro konstrukční řešení s redundantní vazbou dosáhla hodnoty:

$$D_{MacPherson \text{ s redundantním členem}} = 3,31 \cdot 10^{-5}$$

Veškeré hodnoty pro výpočet lineární akumulace poruch jsou uvedeny v příloze 4.

Pro zjištění počtu simulací do úplného porušení materiálu bylo opět využito vztahu:

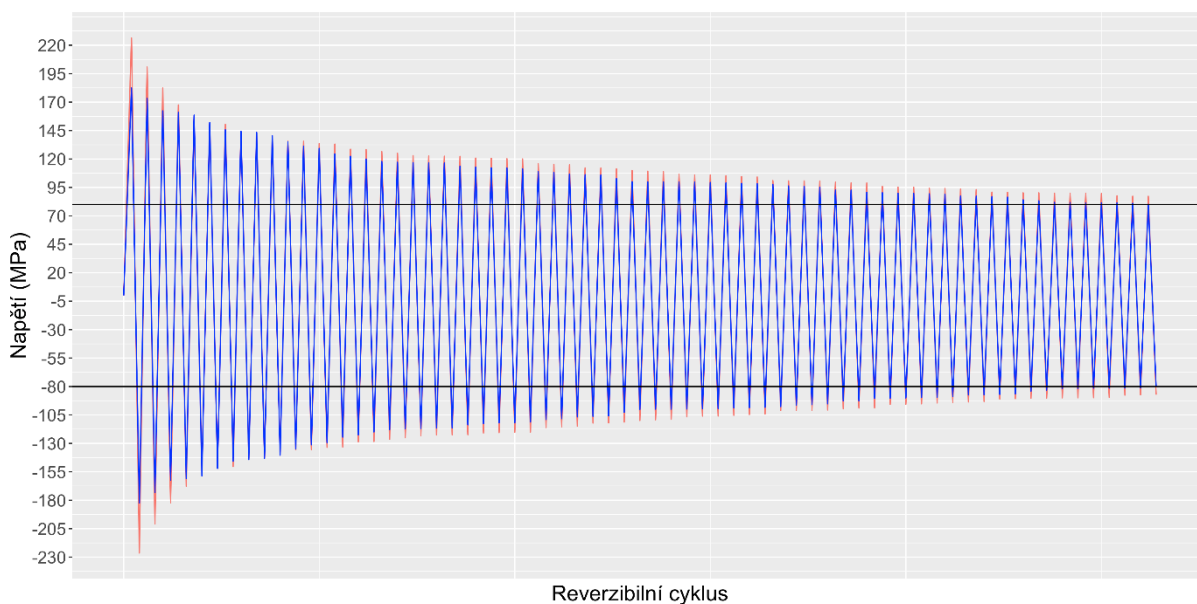
$$X = \frac{1}{D_{MacPherson \text{ s redundantním členem}}} = \frac{1}{3,31 \cdot 10^{-5}} = 30\,211 \text{ simulací}$$

kde číslo X vyjadřuje počet opakování simulace do úplného porušení součásti.

10 Zhodnocení výsledků

Vnesení předpětí do mechanismu poníží hodnotu středního napětí, čímž se sníží alternativní amplitudy v porovnání s klasickou koncepcí MacPherson. Amplitudy napětí, které mají reálný vliv na porušení součásti z hlediska vysoko cyklové únavy jsou vzájemně porovnané v grafu 14. Z uvedených výsledků je patrné, že redundantní člen spodního ramene má příznivý vliv z hlediska životnosti součásti. Pozitivní vliv spočívá především ve snížení průměrné amplitudy namáhání, tím se sníží i hodnota akumulace poruch, která se odvíjí od velikosti a počtu reverzibilních zatěžovacích cyklů v jedné dynamické simulaci. Počet možných opakování dynamické simulace do porušení součásti vzrostl o 59% u varianty s redundantním členem oproti klasické konstrukci.

Graf 14 Porovnání alternativních amplitud u obou konstrukčních variant



Toto zjištění by bylo možno dále využít v aktivním řízení celého mechanismu zavěšení, které by mohlo ještě přispět ke zvýšení životnosti a zvýšení komfortu, respektive k vyšší bezpečnosti jízdy.

11 Technicko-ekonomické zhodnocení.

Technicko-ekonomické zhodnocení lze k charakteru práce provést pouze ideově. Tato práce porovnává míru životnosti modifikovaného zavěšení MacPherson s jeho originálním řešením. Práce ve svém závěru prezentuje, že přidáním nadbytečného (redundantního) členu do mechanismu zavěšení a jím vnesené předpětí má pozitivní vliv z hlediska cyklického namáhání. Tento redundantní mechanismus přináší dále možnosti v oblasti řízených systémů, které by mohly zvýšit komfort jízdy, bezpečnosti i životnost celého automobilu. V tomto případě lze hovořit o přidané hodnotě s vyšším potenciálem optimalizovat tvar všech součástí zavěšení tak, aby výsledný rozdíl v hmotě použitého materiálu byl co možná nejmenší. Nový přístup ke konstrukci zavěšení MacPherson tedy necílí na co možná nejmenší výrobní cenu zavěšení jako samotné skupiny. V tomto případě by se samotné konstrukci s redundantní vazbou připisovaly vyšší výrobní náklady spojené především s vyšším počtem vyráběných částí. Nové řešení zmiňovaného zavěšení má především smysl u vozů sportovního charakteru, nebo vyšší pořizovací ceny, kdy by bylo možné dosáhnout životnosti a komfortu srovnatelného se zavěšením víceprvkovým s nižší výrobní cenou a menším zástavbovým prostorem. Oblast ekonomického hodnocení nového řešení nápravy by jistě bylo vhodné rozpracovat do detailů, jakožto další kritérium vedle provozní životnosti, což ovšem přesahuje rámec této práce. Cílem práce bylo porovnat obě varianty řešení zavěšení a prokázat vliv redundantní vazby na životnost prvků zavěšení.

12 Závěr

Předložená diplomová práce řešila dynamiku a životnost přední nápravy automobilu typu MacPherson. Na základě simulačního modelu v prostředí Adams byla analyzována dynamika nápravy v základním standardním provedení (s jedním stupněm volnosti) a pro navržené netradiční řešení s nadbytečnou (redundantní) vazbou, tedy pohyblivé za předpokladu deformace vhodného členu. Cílem diplomové práce bylo ukázat postup řešení dynamiky a životnosti daného typu nápravy s úpravou, která reflektuje moderní konstrukční snahy o vysoké využití materiálu při dané životnosti a spolehlivosti a současně analyzovat konstrukci, která svou filozofií odpovídá skutečnosti, že moderní vozidlo je mechatronický systém a tedy konstrukce komponent musí vytvářet podmínky pro efektivní využití aktivních prvků.

Očekávaný přínos zařazením redundantní vazby je v ovlivnění charakteristické hodnoty napětí ve zvolené komponentě mechanismu (spodní rameno) s cílem změny dominantního cyklického střídavého zatížení (souměrného nebo nesouměrného) na zatížení pulsující nebo míjivé. Cílené ovlivnění průběhu zatížení vede ke změně podmínek pro stanovení životnosti zvoleného subsystému.

Vnitřní předpětí v mechanismu vede navíc ke zvýšení tuhosti závěsu a tím k vyšší přesnosti kinematiky a zlepšení ovladatelnosti vozidla.

Dalším přínosem je analýza konstrukčního řešení, které je využitelné pro zavádění aktivních prvků do podvozkových systémů vozidel. Řešení s nadbytečnou vazbou může mít přínos pro aktivní vypružení, adaptivní kinematiku nápravy, synergii se systémy stabilizace

vozidla a podobně. Dané řešení podporuje zvýšení komfortu jízdy, dále pak zásadně přispívá k aktivní bezpečnosti vozidla.

Nadbytečný prvek v zavěšení konstrukčně připomíná jeden vazební člen pětiprvkového zavěšení, které je technicky špičkovým mechanismem zavěšení s možností optimalizovat kinematické charakteristiky zavěšení. Jedná se o technicky i ekonomicky nákladné řešení, které se využívá pro špičkové aplikace (závodní vozy formule 1, vozidla vysokých kategorií apod.). Každý binární člen odebírá pohyblivosti nosiče kola vůči karosérii vždy jeden stupeň volnosti. Souřadnice bodů jejich uložení pak definují průběh kinematických charakteristik při propérování kola vůči karosérii. Jde tedy o ověřený konstrukční přístup, který v našem případě ovlivňuje mechanické vlastnosti zavěšení.

Předložené řešení vychází z klasické konstrukce nápravy MacPherson, kde je ke spodnímu rameni nápravy připojen nezatížený binární člen (prvek typu prut se dvěma sférickými vazbami). Poloha sférických vazeb (kulových kloubů) je taková, aby při propérování z volné polohy vznikalo v prutu tlakové napětí. Prvek je tedy montován do nápravy v nezatížené poloze, v rovnovážné poloze již působí předem dané předpětí, které se při propérování kola mění v závislosti na zvolené topologii. V případě zapojení tohoto systému do aktivního řízení podvozku, může tento prvek obsahovat řízený člen (hydraulický prvek apod.) a tím cíleně ovlivňovat kinematiku nápravy a přenosy vibrací do karosérie. Zde se předpokládá synergie s elastickými prvky nebo hydraulickými lůžky, připojovacími nápravu do karosérie nebo jinými aktivními systémy. V tomto případě lze zásadním způsobem ovlivňovat kinematiku dané nápravy podle konkrétní jízdní situace.

Matematický model byl sestaven v simulačním softwarovém systému ADAMS, což je programový balík, zaměřený na řešení dynamiky mechanických soustav metodou soustav tuhých těles. Jde o tradiční nástroj využívaný v automobilovém průmyslu s velkou podpůrnou databází prvků a subsystémů, tradičně využívaných ve stavbě vozidel. Model nápravy se skládal z tuhých těles (rám, spodní rameno, nosič kola, vzpěra MacPherson) navzájem propojených nižšími kinematickými dvojicemi (sférická, rotační, posuvná) a vázaných silovými prvky (tlumič, pružina). Buzení bylo dáno nerovnostmi vozovky, po níž se vozidlo pohybovalo, jedná se tedy o kinematické buzení daným povrchem. Byly zvoleny dva povrchy, jednak jednoduché deterministické buzení sinovým průběhem, jednak bylo využito stochastické buzení náhodným povrchem, který vycházel z nivelace dříve užívané testovací dráhy na autodromu v Mostě. Výstupem výpočtu byla dynamická odezva mechanismu na dané buzení a časový průběh napjatosti ve zvoleném profilu spodního ramene nápravy.

Výstupy matematických modelů prokazují vliv změny průběhu vnitřních napětí na životnost sledovaného dílu.

Z pohledu ekonomického je kinematicky přeuročená náprava nákladnější, protože obsahuje další člen a s ním spojené kinematické vazby (sférické dvojice).

Uvažujeme-li hmotnost, celková hmotnost nápravy záleží na snížení hmotnosti spodního ramene, kde dojde k vyššímu využití materiálu. Rameno může být dále optimalizováno z hlediska struktury. Další přínos lze očekávat v oblasti vyšší užitné hodnoty celého vozidla,

zejména ve zvýšení aktivní bezpečnosti a možnosti dalšího využití aktivních prvků a synergie konstrukce s nimi.

Optimální využití dané konstrukce z hlediska synergie s aktivními podvozkovými systémy vyžaduje další studii. Především jde o systémy:

- Aktivního a semiaktivního pérování – jde o systémy stabilizace karosérie pro zvýšení komfortu, současně mohou optimalizovat vlastnosti kontaktu pneumatika-vozovka. V tomto případě je zvýšení tuhosti nápravy v podélném směru velmi žádoucí podpora činnosti systému v nouzovém režimu, v komfortním nastavení je pak žádoucí snížení přenosu vibrací.
- Systémy ABS – protiblokovací brzdový systém při své činnosti vyžaduje vyšší podélnou tuhost zavěšení.
- Systémy ESP – podobně jako ABS při činnosti vyžadují jednoznačnou kinematiku zavěšení kola a zvýšenou boční a podélnou tuhost kola ke karosérii.
- Systémy přiřizování náprav – systémy 4WD přiřizují zadní nápravu, jsou ale i využívány systémy přiřizování nápravy přední, kdy jde o eliminaci nežádoucího jízdního stavu. V okamžiku zásahu je žádoucí eliminovat elastokinematiku náprav, která je při běžném jízdním stavu velmi účinným prvkem zvýšení komfortu a jízdní stability pasivním systémem.
- Aktivní ovlivňování hluku a vibrací (NVH) – snížení přenosu hluku a vibrací je při stabilním a ustáleném jízdním stavu dosažitelné snížením vnitřních sil v zavěšení a tím i ovlivnění přenosové funkce.

Náprava dané konstrukce ukazuje na výhodnost využití redundantní vazby, zejména v oblasti efektivního využití materiálu, životnosti a ve vozidlových mechanismech s aktivními prvky. Uvedený postup je příkladem analýzy konstrukce, která cíleně vytváří podmínky pro lepší využití materiálu a současně reflektuje trend zavádění řízených soustav do dopravní techniky.

Pokračování práce je možné vidět v analýze a topologické optimalizaci struktury zvolených částí mechanismu, dále pak ve studii zabývající se využitím aktivního řízení včetně senzorů a aktivních členů. Práce může být podkladem pro konstrukci funkčního vzorku a praktických zkoušek. Rovněž může být využita pro rozpracování dalších konstrukčních variant, využívajících stejných fyzikálních principů.

Reference:

- [1] KEMKA, V., KOVANDA, J., KREJČÍ, J. *Silniční vozidla: dynamika jízdy automobilu*. Plzeň: ZČU Plzeň, 2018
- [2] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003.
- [3] NĚMEČEK, P. *Kolové dopravní a manipulační stroje I*. Liberec: TU v Liberci, 2009.
- [4] SAJDL, J. *Náprava MacPherson* [online]. Autolexicon.net [cit. 14.4.2019].
Dostupné na: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-macpherson-mcpherson/>
- [5] https://www.uniquecarsandparts.com.au/auto_terms_de_dion_suspension
- [6] ZČU V PLZNI. *Návrh patentového řešení nápravy s vnitřním předpětím*. Vynálezce: KOVANDA, J., KEMKA, V. Int. PV 2018-430. Česká republika. Patentový spis, 2018430.
- [7] DOČKAL, A., HÉDL, M., MAZŮREK, I., SINGULE, V. Měřicí Box Pro Diagnostiku Dynamických Parametrů Vozidla Při Jždě. *Konference: Inženýrská mechanika 2002*. Svratka: VUT Brno 202
- [8] PLÁNIČKA, F., VOJTÍŠEK, J. *Životnost strojních částí a konstrukcí namáhaných proměnlivými kmitavými silami*. Plzeň: ZČU Plzeň, 1994
- [9] REDDY, V. K., KODATI, M., BANDYOPADHYAY, S. *A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems*. Chennai: Institute of Technology Madras, 2015.
- [10] PEREIRA, H. F. S. G., JESUS, A. M. P., RIBEIRO, A. S., FERNANDES, A. F. Influence of Loading Sequence and Stress Ratio on Fatigue Damage Accumulation of a Structural Component. *Fatigue Damage Accumulation of a Structural Component*. 2008, č. 20, s. 60-67.
- [11] MCKELVEY, A. S., LEE, Y., BARKEY, M. E. Stress-Based Uniaxial Fatigue Analysis using Method Described in FKM-Guideline. *Failure Analysis and Prevention*. 2012, s. 446-484.
- [12] LEE, Y., BARKEY, M. E. *Metal Fatigue Analysis Handbook*. Alabama: Elsevier Inc., 2012
- [13] KEPKA, M., KEPKA Jr., M. Design, service and testing grounds stress spectra and their using to fatigue life assessment of bus bodyworks. *MATEC Web of Conferences*. 2018
- [14] ROTHER, K. *Introduction to Fatigue Analysis*. Mnichov: Hochschule München, 2018.
- [15] HIATT, J. *Testing Knowledge Base* [online]. Siemens PLM Community [cit. 2.1.2019]
Dostupné na: <https://community.plm.automation.siemens.com>
- [16] DEHKORDI, H. B. *Vibration and Force Analysis of Lower Arm of Suspension system*. Quebec: University of Quebec, 2013