



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh mechanismu řazení motocyklu

Design of motorcycle shifting mechanism

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2021

Tomáš DVOŘÁK

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Dvořák** Jméno: **Tomáš** Osobní číslo: **483143**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh mechanismu řazení motocyklu

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a motorcycle shifting mechanism

Pokyny pro vypracování:

- 1) Zpracujte rešerši na dané téma.
- 2) Popište současný stav a uveďte nedostatky současného návrhu.
- 3) Zvolte a popište řešení zadaného problému.
- 4) Konstrukčně navrhnete zvolené řešení

Seznam doporučené literatury:

MILLIKEN, Douglas L. Race car vehicle dynamics: problems, answers and experiments. Warrendale: SAE International, c2003. ISBN 978-0768011272.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Lukáš Pacoň, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **14.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **14.07.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **19.09.2021**

Ing. Lukáš Pacoň
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

27.4.2021
Datum převzetí zadání

Dvořák
Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Tomáš Dvořák

Název práce: Návrh mechanismu řazení motocyklu

Anglický název: Design of motorcycle shifting mechanism

Rozsah práce:

59 stran

41 obrázků

10 příloh

Akademický rok: 2020/2021

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň

Klíčová slova: Mechanismus řazení, převodovka, motocykl, Jawa

Key words: Shifting mechanism, transmission, motorcycle, Jawa



Abstrakt

Cílem této bakalářské práce bylo udělat rešerši v oblasti řadicích mechanismů motocyklových převodovek a popsat nedostatky současného mechanismu řazení velkoobjemového motocyklu Jawa. Hlavním cílem byl návrh konstrukčního řešení nového řadicího mechanismu pro Jawa Moto spol. s r. o., který by vyřešil nedostatky stávajícího mechanismu. V textu práce jsou naznačeny změny některých stávajících dílů a k nově navrženým součástkám je vypracována výkresová dokumentace.

Abstract

The aim of this bachelor's thesis was to make literary research in area of shifting mechanisms of motorcycles' transmissions and to describe shortcomings of current shifting mechanism of large-volume motorcycle by Jawa. The main goal was to design a new construction solution of shifting mechanism for Jawa Moto spol. s.r.o. which would solve shortcomings of the existing shifting mechanism. The text of this thesis indicates changes to some existing parts and drawing documentation is prepared for the newly designed components.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: „Návrh mechanismu řazení motocyklu“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitulu této práce.

V Praze dne:

.....

(podpis autora)



Poděkování

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Lukáši Pacoňovi za dobré rady, vstřícné jednání a konstruktivní kritiku. Další poděkování patří firmě Jawa Moto spol. s r. o. za možnost pracovat na této bakalářské práci, ochotné jednání zaměstnanců a jejich konstruktivní rady.



Obsah

1 Úvod.....	9
1.1 Cíle bakalářské práce	9
1.2 Jawa	9
1.2.1 Stručná historie značky.....	9
1.2.2 Současnost.....	10
2 Teoretická část.....	12
2.1 Princip řazení motocyklové převodovky	12
2.1.1 Důvody aplikace vícestupňové převodovky	12
2.2.2 Princip funkce motocyklové převodovky	17
2.2 Řešení řadicích mechanismů	21
2.2.1 Mechanismus řazení Jawa	21
2.2.2 Mechanismus řazení motocyklu Aprilia RS 125.....	25
2.2.3 Mechanismus řazení motocyklu Yamaha YZF R1	27
2.2.4 Mechanismus řazení Ducati 1098 S.....	27
2.3 Tepelné zpracování – kalení a popouštění	28
2.3.1 Základní pojmy kalení.....	28
2.3.2 Princip kalení	29
2.3.3 Princip popouštění.....	30
2.3.4 Druhy kalení.....	31
2.3.5 Povrchové kalení.....	32
3 Praktická část.....	33
3.1 Nevýhody aktuálního mechanismu řazení Jawa	33
3.1.1 Problémová montáž a vůle mechanismu	33
3.1.2 Problémová posuvná vazba mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice	34
3.1.3 Ohýbaná aretační deska	34
3.2 Návrh konstrukce nového mechanismu řazení	34
3.2.1 Princip nového mechanismu	34
3.2.2 Zástavbový prostor	36
3.2.3 Rotační vazba mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice.....	39
3.2.4 Dorazy mechanismu a vymezení vůle	40
3.3 Výpočtová část konstrukce nového mechanismu řazení	43



3.3.1 Předběžný návrh torzní pružiny aretační desky	43
3.3.2 Předběžný návrh torzní pružiny svařence řadicí vidlice	47
3.3.3 Rozměrový obvod 1	48
3.3.4 Rozměrový obvod 2	49
4 Závěr	52
5 Seznam použitých veličin	53
6 Seznam obrázků	54
7 Seznam příloh	56
8 Použitá literatura	57



1 Úvod

1.1 Cíle bakalářské práce

Tato bakalářská práce vznikla ve spolupráci s Jawa Moto spol. s r. o.. Cílem práce je nejprve popsat důvody použití vícešupňových převodovek u motocyklů, což vede k nutnosti použití řadicího mechanismu. Dále má práce popsat princip funkce řadicího mechanismu a stručně popsat několik vybraných řadicích mechanismů.

Cílem praktické části této bakalářské práce je návrh konstrukčního řešení řadicího mechanismu pro cestovní motocykl Jawa se šestistupňovou manuální převodovkou.

1.2 Jawa

1.2.1 Stručná historie značky

Firma byla založena panem inženýrem Františkem Janečkem, který své podnikatelské aktivity začal v roce 1908, když si v Praze na Žižkově otevřel strojírenskou laboratoř s mechanickou dílnou. Postupem času se Janečkova firma angažovala hlavně ve zbrojařském průmyslu. Na konci 20. let 20. století bylo nutné najít plnohodnotný náhradní výrobní program, kterým se stala výroba motocyklů. Jelikož zahájení vlastního vývoje bylo příliš časově náročné, došlo k nákupu licence na výrobu motocyklu Wanderer 500 OHV. V roce 1929 se objevuje nový název Jawa, který vznikl spojením jmen Janeček a Wanderer. [1]

Jawa 500 OHV se tak stala prvním motocyklem, který byl v Jawě vyráběn. Vzhledem k tomu, že se licenční výroba osvědčila, vznikl podobným způsobem i dvoutaktní motocykl Jawa 175 Villiers. Ten byl časem výrazně přepracován a vznikl model Jawa 175 Speciál, což byl v podstatě první motocykl vlastní konstrukce. V období před 2. světovou válkou vyrobili v Jawě ještě modely 350 SV, 350 OHV, 250, 250 Duplex-Blok a 100 Robot. [1]

V roce 1946 se na trhu objevil motocykl Jawa 250 „pérák“, který byl vyvíjen tajně v období 2. světové války. Jednalo se o revoluční dvoutaktní stroj, jehož kvality potvrzuje množství prodaných licencí a vyráběných kopií. Později bylo možné zakoupit i silnější verzi s dvouválcovým motorem Jawa-Ogar 350 (později Jawa 350). V 50. letech byla v nabídce značky i elegantní Jawa 500 OHC. [1]

Na podzim roku 1953 byla představena „kývačka“ (Jawa 250/353 a Jawa 350/354), které se za 20 let vyrobilo téměř 1 500 000 kusů. V roce 1954 došlo ke spojení značek Jawa a ČZ s cílem vyrábět motocykly tzv. jednotné řady. Tento projekt se příliš nevydařil a v roce 1959 došlo k rozdělení značek. Mezi lety 1955 a 1958 byla velmi oblíbená Jawa 50 typ 550. Ta byla následně nahrazena Jawou 50 typ 555. V 60. letech následovaly typy 05, 20, 21 a 23



Mustang se stejným objemem motoru. V roce 1959 byl představen moped Jawa 50 Jawetta. [1]

V roce 1962 přišla modernizace „kývačky“ v podobě Jawy 250/559 a Jawy 350/360, která si vysloužila přezdívku „Panelka“. Další variací „kývačky“ byla Jawa 250 Automatic vybavená automatickou spojkou, kterou okopírovala firma Honda pro svůj model 50 Cub. Následovaly ještě Jawa Sportka a Californian, které rovněž vycházely z „kývačky“. [1]

V letech 1961 až 1965 probíhal vývoj tzv. unifikované řady, která měla pokrýt objemové třídy od 125 cm³ po 350 cm³. Na základě této řady vznikl „bizon“ (Jawa 250/623 a Jawa 350/633). Na přelomu 60. a 70. let se vyráběly sportovní motocykly Jawa 90 v několika verzích. [1]

V první polovině 70. let byla světu představena Jawa 350 typ 634, která byl postupně modernizována. V roce 1984 přišla Jawa 350 typ 638, která přinesla hlavně nový motor. Vznikly ještě modely 632 (spojení motoru z typu 634 a modelu 638) a typ 639 vybavený přední kotoučovou brzdou. [1]

Po roce 1989 se Jawa potýkala s velkými finančními problémy. V roce 1991 přišla na scénu Jawa 350 typ 640, která navazuje na typ 638. Tento model se dočkal několika modifikací, kterými byly například verze Style a Tramp. V roce 1994 se osamostatnila Jawa Divišov, která vyráběla plochodrážní speciály. Ve stejném roce byla představena Jawa 250 typ 593. Jednalo se o dvoutaktní stroj nové konstrukce. Výroba byla ukončena po pouhých 5 měsících. V této době Jawa nabízela 50 Mosquito typ 585, který byl následován Jawou 50 Robby a motocyklem Jawa Moto Union 50 Dandy. Vznikly i motocykly Jawa 125. Jednalo se například o verze Sport, Dakar a Jawa 125/810.5 Travel. V březnu 2004 došlo k představení Jawy 650 typ 836 Classic, která se později dočkala i verzí Bizon, Style a Dakar. Na model Dakar navázala později Jawa 660 Sportard. V roce 2007 Jawa představila svoji 250 Travel, která měla dvouválcový čtyřtaktní motor. [1] [2]

Jawa během své existence vyrobila spoustu dalších motocyklů a prototypů, které se do stručné historie nevešly. Dále se značce povedlo získat řadu úspěchů v závodech silničních a terénních motocyklů. Jawa se mimo jiné zabývala i výrobou automobilů. [1]

1.2.2 Současnost

Jawa Moto spol. s r. o. je dceřinou společností společnosti Jihostroj, a. s. a sídlí v Týnci nad Sázavou, Brodce 46. Jawa Moto spol. s r. o. byla založena v roce 1997, jako nástupnická společnost a používá ochranou známku JAWA. Společnost se zabývá především vývojem a výrobou motocyklů a jejich náhradních dílů. [3]

Prvním ze čtyř motocyklů, které aktuálně Jawa nabízí, je Jawa 350 2T. Tento stroj se dělá ve verzích Jawa 350 Style, Jawa 350 Style-Military a Jawa 350/634 Retro (Obrázek 1). Tyto



dvoutaktní motocykly nejsou určeny pro prodej v zemích Evropské unie. Je však možné tyto stroje zakoupit v kompletní sestavě jako sadu dílů. [4]



Obrázek 1 - Jawa 350/634 Retro [4]

Druhým modelem je Jawa 350 OHC, která vznikla přepracováním motocyklu Shineray XY 400. Nabízené verze Jawa 350 OHC, Jawa 350 OHC Special a Jawa 350 OHC Scrambler jsou vybaveny brzdovým asistentem ABS a splňují normu EURO IV. [5] [6]

Jawa 300 CL vzhledově navazuje na „kývačky“ a stejně jako Jawa 350 OHC splňuje normu EURO IV a je vybavena ABS. Motocykl Jawa 300 CL je vyrábí indická společnost Classic Legends Pvt. Ltd. na základě licenční smlouvy. [7]

Cestovní enduro RVM 500 by JAWA je na českém trhu nabízeno díky dlouholeté spolupráci Jawy a společnosti RVM Argentina. V projektu RVM 500 bylo přihlédnuto k požadavkům evropského trhu, díky tomu může být tento motocykl na rozdíl od svých předchůdců nabízen i v Evropě. [8]



2 Teoretická část

2.1 Princip řazení motocyklové převodovky

2.1.1 Důvody aplikace vícestupňové převodovky

Převodovky jsou součástí převodných ústrojí a plní hned několik funkcí. První z nich je změna velikosti přenášeného točivého momentu. Zvětšení točivého momentu je přímo úměrné převodovému poměru, pro který platí:

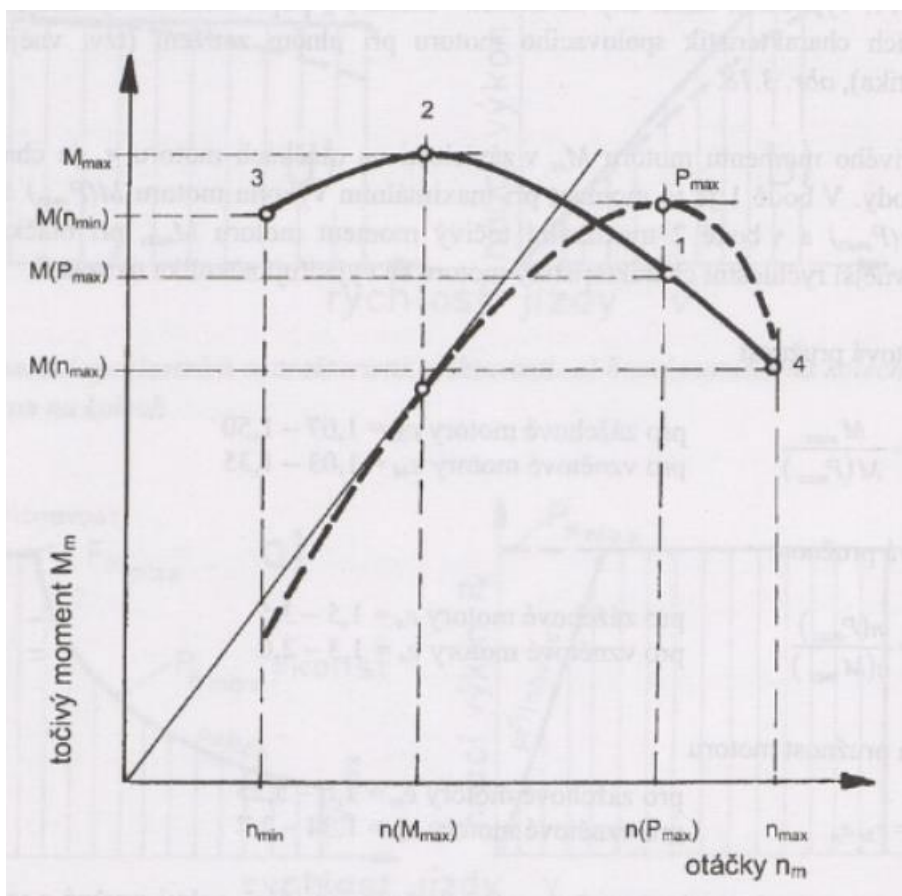
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\text{otáčky hnací hřídele}}{\text{otáčky hnané hřídele}} \quad (1)$$

Převodovky mohou sloužit i ke změně smyslu přenášeného točivého momentu, tato možnost se u motocyklových převodovek běžně nevyskytuje. Dále převodovky plní funkci přerušování přenosu točivého momentu, čímž je umožněn volný chod motoru při sepnuté spojce stojícího vozidla. K přerušování přenosu točivého momentu u stupňových převodovek dochází i během změny rychlostních stupňů kvůli vypnutí spojky. [9]

Vnější charakteristika spalovacího motoru (Obrázek 2) vyjadřuje závislosti výkonu motoru a točivého momentu na úhlové rychlosti motoru. Tato závislost je popsána rovnicí:

$$P = M \cdot \omega \quad (2)$$

kde P [W] je výkon, M [N · m] je točivý moment a ω [rad · s⁻¹] je úhlová rychlost. Vnější charakteristika motoru odpovídá plné příпустi paliva, v opačném případě se jedná o částečnou charakteristiku motoru. [10]

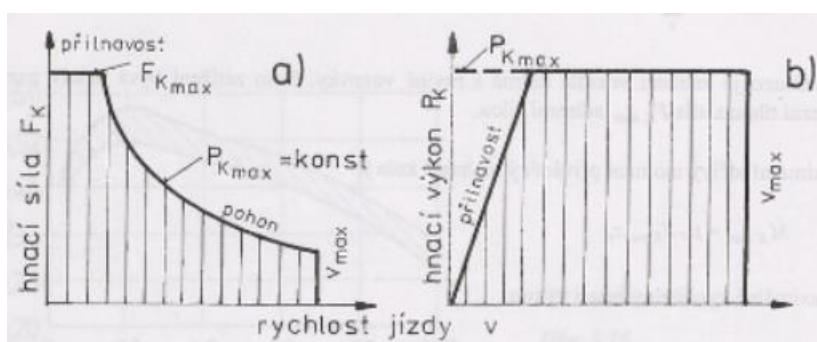


Obrázek 2 - Vnější charakteristika motoru [11]

Nejdůležitější funkcí převodovky je zajistit pomocí změny převodového poměru mezi motorem a hnaným kolem, aby mohl motor pracovat v oblasti vysokých otáček s nejvyšším výkonem nezávisle na rychlosti, kterou se vozidlo pohybuje. Pro výkon platí:

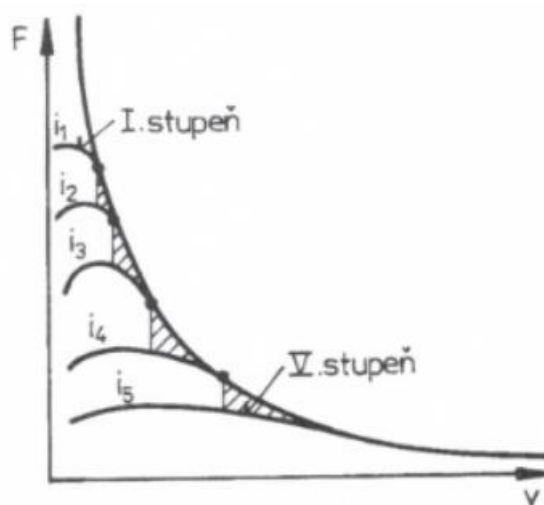
$$P = F \cdot v \quad (3)$$

kde P [W] je výkon, F [N] je síla a v [$m \cdot s^{-1}$] je rychlost. Z předchozího vztahu vyplývá že v F-v diagramu (Obrázek 3) bude mít křivka maximálního výkonu tvar hyperboly. Z ideální rychlostní charakteristiky (Obrázek 3) je vidět omezení hnací síly v nízkých rychlostech přilnavostí. Nejedná se o mez pohonné jednotky, ale při překročení této meze dojde k prokluzu kol. U motocyklu bude v nízkých rychlostech limitem spíše zvedání předního kola než přilnavost. [9]

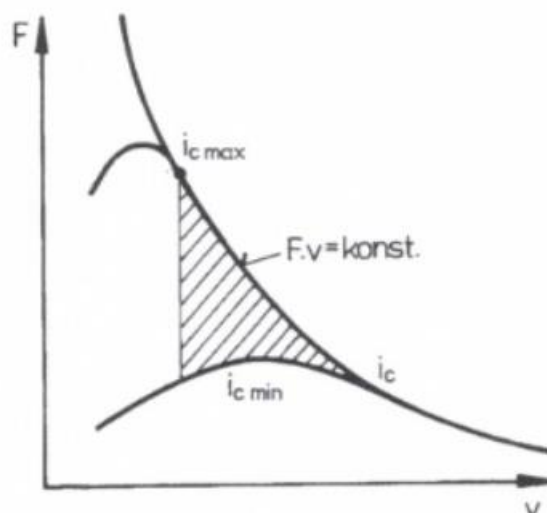


Obrázek 3 - Ideální rychlostní charakteristika omezená přilnavostí, maximálním výkonem a maximální rychlostí jízdy; a) pro hnací sílu vozidla; b) pro hnací výkon vozidla [11]

Celkový převod I. stupně se volí s ohledem na prokluz hnacích kol, na požadavek maximálního zrychlení, maximální stoupavost, minimální rychlosti nebo požadovanou hodnotu maximální měrné hnací síly. Celkový převod nejvyššího stupně se navrhuje s ohledem na požadavek maximální rychlosti vozidla při uvažované jízdě po rovině. Kromě průběhu momentové charakteristiky motoru ovlivňuje využití výkonu motoru i počet rychlostních stupňů. Při vyšším počtu rychlostních stupňů (Obrázek 4) lze lépe využít výkon motoru než při nižším počtu rychlostních stupňů (Obrázek 5). [9] [10]



Obrázek 4 - F-s diagram pro vozidlo s pětistupňovou převodovkou [9]



Obrázek 5 - F-s diagram pro vozidlo se dvoustupňovou převodovkou [9]

Rozsah převodových stupňů vyplývá z převodových poměrů prvního a nejvyššího rychlostního stupně a je definován vztahem:

$$\delta = \frac{i_{1^{\circ}}}{i_{n^{\circ}}} \quad (4)$$

Podobným způsobem lze definovat rozsah převodového stupně (skok převodového stupně) rovnicí:

$$\delta_i = \frac{i_{i-1}}{i_i} \quad (5)$$

Při určování odstupňování převodových stupňů platí podmínka spojitě rychlosti, tato podmínka říká:

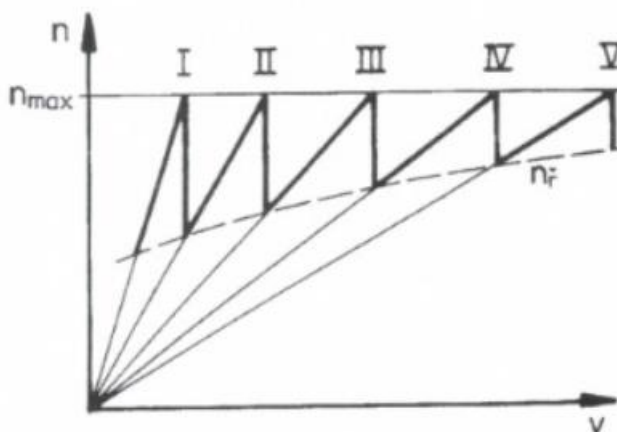
$$v_{(i-1)max} > v_{imin} \quad (6)$$

Což znamená, že musí existovat rychlostní interval, při kterém může vůz jet na libovolný ze dvou sousedních rychlostních stupňů. Při návrhu odstupňování převodovek musí být zajištěno, že při dosažení otáček motoru s maximálním točivým momentem je možné přeradit na sousední nižší rychlostní stupeň bez překročení maximálních otáček motoru. S vyšším počtem rychlostních stupňů se sice zlepšuje využití výkonu motoru, ale zároveň s ním rostou i hmotnost a rozměry převodovky. Také je dobré uvažovat, jaký bude podíl vzdálenosti ujeté na jednotlivé rychlostní stupně. Pro návrh odstupňování převodovky jsou důležité i další faktory. [10]

První metodou, která se používá pro výpočet skoku převodů, je geometrické odstupňování. Při tomto odstupňování je poměr dvou sousedních převodových poměrů konstantní (Rovnice 5). Ve skutečnosti se však skoky jednotlivých převodů od teoretické konstantní

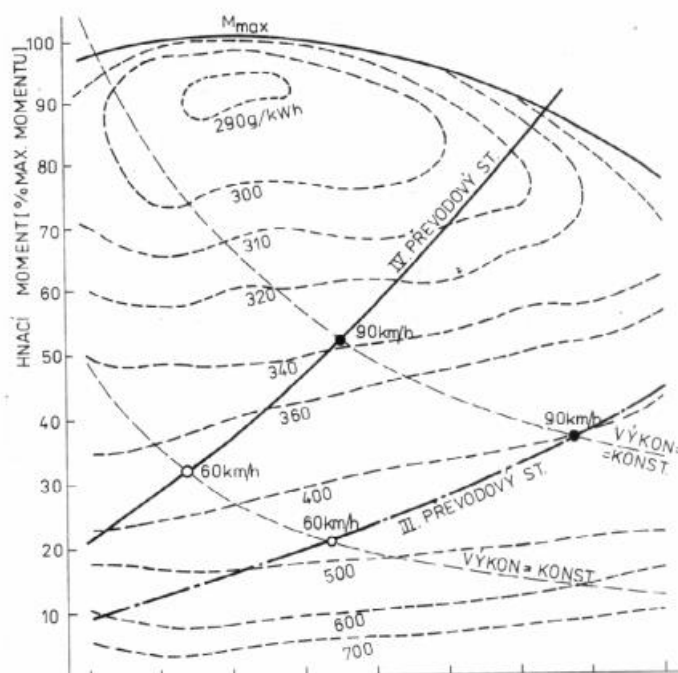


hodnoty mírně liší. Tento způsob odstupňování je typický pro užitková vozidla, která mají menší měrný výkon, tudíž jsou skoky u všech převodů stejně důležité. Druhou možností je progresivní odstupňování (Obrázek 6). Při tomto odstupňování se oproti geometrickému odstupňování snižuje skok převodového stupně δ_i u rychlostních stupňů, které se využívají častěji, a je na nich více využíván výkon. Naopak u méně využívaných rychlostních stupňů se skok převodového stupně δ_i zvyšuje. Progresivní odstupňování se používá hlavně pro převody osobních vozidel, kde je tím menší skok, čím je vyšší rychlostní stupeň. [10]



Obrázek 6 - Pilový diagram progresivního odstupňování [9]

Návrh odstupňování jednotlivých rychlostních stupňů a volba okamžiku řazení mají velký vliv na výslednou spotřebu paliva. Úplná charakteristika (Obrázek 7) umožňuje určení pracovního režimu motoru, při kterém má motor nejmenší měrnou efektivní spotřebu paliva pro požadovaný výkon. Z celkové charakteristiky motoru (Obrázek 7) lze vyčíst, že provozování motoru při menším zatížení je ve výsledku méně hospodárné než při vyšším zatížení motoru. [11] [12]



Obrázek 7 - Úplná charakteristika zážehového motoru s křivkami konstantní měrné spotřeby [12]

2.2.2 Princip funkce motocyklové převodovky

Tato práce se bude zabývat pouze motocyklovými převodovkami, kde je řazení ovládáno manuálně. Řazení je v současnosti nejčastěji realizováno pomocí řadicí páky, která se nachází na levé straně motocyklu (ve směru jízdy) a otáčí přímo, nebo pomocí přepákování hřídelí řadicí vidlice. Jezdec svou levou nohou řadí jednotlivé rychlostní stupně pohybem řadicí páky nahoru a dolů, přičemž je možné vždy na jeden pohyb řadicí pákou přeřadit pouze na sousední rychlostní stupeň. Pokud je zařazen rychlostní stupeň, který sousedí s neutrálním chodem převodovky, pak je možné na jemným pohybem řadicí páky vyřadit na neutrální chod, nebo rovnou přeřadit na následující rychlostní stupeň, který následuje za neutrálním chodem. Pokud není motocykl vybaven rychlořazením, je potřeba při řazení používat spojku.

V současné době mají motocyklové převodovky nejčastěji 6 (nebo 5) rychlostních stupňů, které se řadí následujícím způsobem. Pokud je vyřazeno na neutrální chod, pak se pohybem řadicí páky směrem dolů zařadí 1. rychlostní stupeň, naopak pohybem páky směrem nahoru by došlo k zařazení 2. rychlostního stupně. Dalšími pohyby řadicí pákou směrem nahoru by postupně došlo k zařazení 3., 4., 5. a 6. rychlostního stupně. [13]

U silničních závodních motocyklů se často preferuje obrácený systém, kdy se z neutrálního chodu zařadí 1. rychlostní stupeň pohybem řadicí páky směrem nahoru a zbylé rychlostní stupně se řadí pohybem řadicí páky směrem dolů. Tento systém je výhodný v situaci, kdy na výjezdu z levotočivé zatáčky motocykl akceleruje a jezdec již potřebuje přeřadit na vyšší

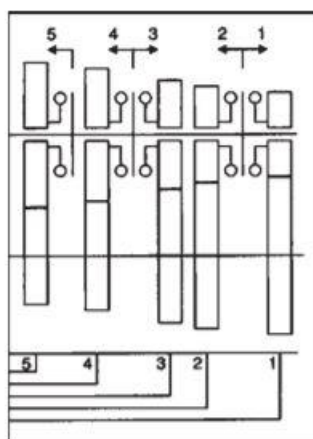


rychlostní stupeň, ale motocykl se stále nachází ve velkém náklonu, což jezdcí znemožňuje dát špičku nohy pod řadicí páku. K obrácení řazení se využívá přepákování mezi řadicí pákou a hřídelí řadicí vidlice.

U motocyklových převodovek jsou požadavky na malé rozměry, nízkou hmotnost a malý moment setrvačnosti. Vzhledem k tomu, že jsou motocyklové převodovky jemněji odstupňované než převodovky používané v automobilech a navíc mají jejich hřídele menší momenty setrvačnosti, není u motocyklových převodovek obvyklé použití synchronizačních zařízení. Díky této skutečnosti je možné lépe plnit výše popsané požadavky. [14]

Vzhledem ke své jednoduchosti se používají tříhřídelové koaxiální převodovky s předlohovou hřídelí a dvouhřídelové (deaxiální) převodovky. [14]

V případě dvouhřídelové převodovky (Obrázek 8) je točivý moment přenášen po zařazení libovolného rychlostního stupně jedním párem ozubených kol, díky tomu mají tyto převodovky velmi dobrou účinnost. Celkový převod je tedy dán právě tím párem ozubených, který přenáší točivý moment. Dvouhřídelové převodovky mají vstupní a výstupní hřídel. [14]

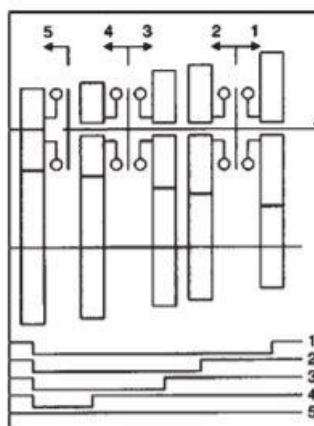


Obrázek 8 - Schéma dvouhřídelové převodovky [16]

U tříhřídelové koaxiální převodovky s předlohovou hřídelí (Obrázek 9) je točivý moment přenášen ze vstupní hřídele na předlohovou pomocí malého ozubeného kola, které je ve stálém záběru s největším kolem předlohové hřídele. Z předlohové hřídele je pomocí jednoho z párů ozubených kol točivý moment přenášen na výstupní hřídel převodovky (pokud je zařazen jiný než nejvyšší rychlostní stupeň). Pokud je zařazen nejvyšší rychlostní stupeň, uplatňuje se přímý záběr, kdy je moment přenášen ze vstupní hřídele převodovky zubovou spojkou na sousou (koaxiální) výstupní hřídel. I v případě přímého záběru se předlohová hřídel otáčí, ale nepřenáší točivý moment. Při zařazeném nejvyšším rychlostním stupni má tříhřídelová koaxiální převodovka díky přímému záběru vyšší účinnost než

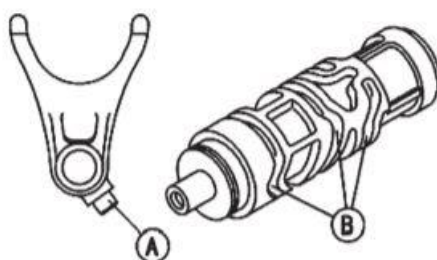


převodovka dvouhřídelová. Pokud je zařazen jiný rychlostní stupeň, pak se točivý moment přenáší přes dva páry ozubených kol, proto má pak tříhřídelová koaxiální převodovka nižší účinnost než převodovka dvouhřídelová. [14]



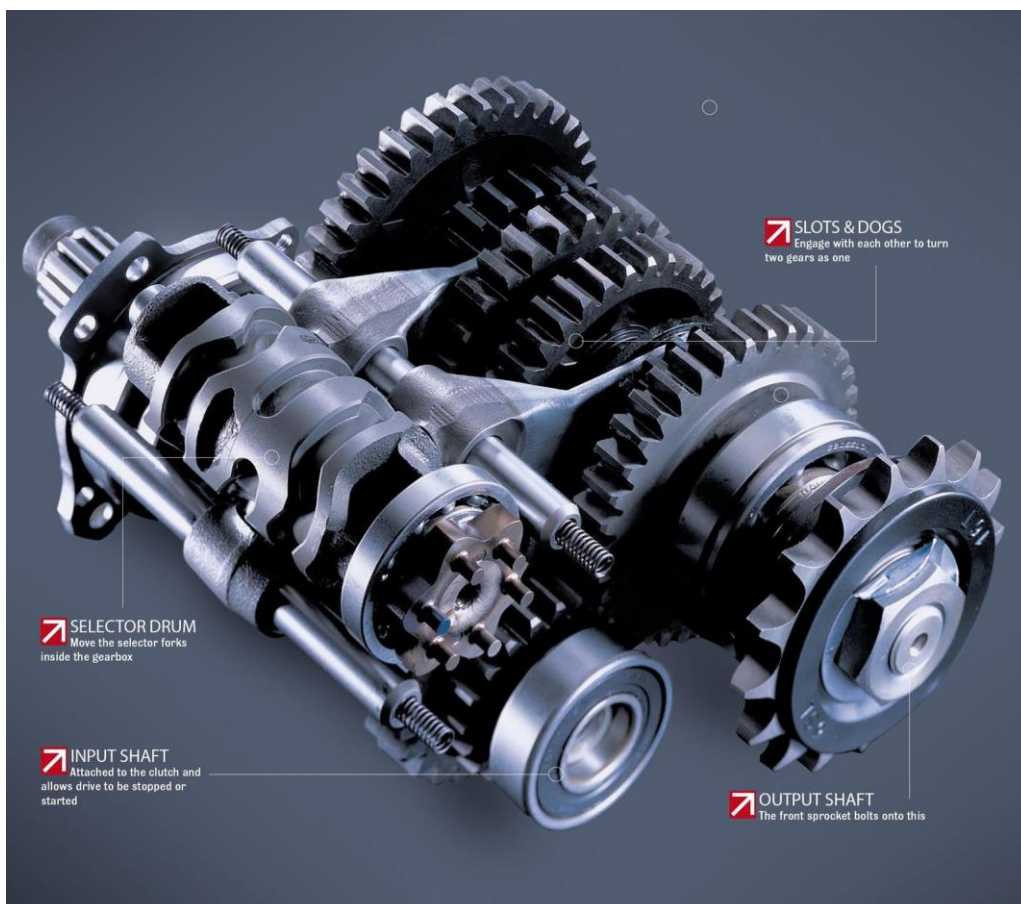
Obrázek 9 - Schéma tříhřídelové koaxiální převodovky s předlohou hřídelí [16]

Řadicí vidlice (Obrázek 10, Obrázek 11) slouží k posouvání ozubených kol po hřídelích do záběru. Řadicí vidlice pohybuje pomocí objímek příslušnými ozubenými koly, jejich skupinami nebo přesuvnou spojkou. Ozubená kola jsou v převodovce poskládána tak, že při zařazení libovolného rychlostního stupně do sebe zabírají dvě ozubená kola, ostatní se točí volně. [15]



Obrázek 10 - Řadicí vidlice a řadicí váleček; vodící čep řadicí vidlice (A), drážky řadicího válečku (B) [16]

Řadicí vidlice musí být vedené na dostatečně tuhé řadicí tyči (Obrázek 11), jinak by hrozilo přičení vidlice nebo přesouvání ozubeného kola, což je nepřijatelné. Řadicí vidlice musí být dostatečně pevné. Nejlépe se osvědčily řadicí vidlice vyrobené z výkovku. [14]



Obrázek 11 - Dvouhřídelová převodovka s řadicími vidlicemi, řadicími tyčemi a řadicím bubínkem [13]

Základním řadicím prvkem je řadicí váleček (řadicí bubínek) (Obrázek 10, Obrázek 11) nebo otočná či posuvná kulisa. U moderních motocyklů se uplatňuje spíše řešení s řadicím válečkem. Pro správnou funkci převodovky je nutné, aby byla dodržena přesnost tvarů vodicích drážek řadicího válečku nebo kulisy. [13] [14]

V těchto řadicích válečkách a kulisách jsou uchyceny řadicí vidlice tak, že jejich vodicí čepy jsou vedeny pomocí zmíněných vodicích drážek. V řadicí kulise je uchycen čep, který může pohybovat dvěma až třemi řadicími vidlicemi. Řadicí váleček může být díky svým rozměrům umístěn v blízkosti převodových hřídelí. Rotační pohyb řadicího válečku je transformován na posuvný pohyb řadicích vidlic pomocí vodicích drážek (Obrázek 10) umístěných po obvodu válečku. Vodicí drážky vedou vodicí čepy (Obrázek 10) řadicích vidlic. [16]

Aby nedocházelo k samovolnému vyřazování rychlostního stupně, jsou převodovky vybaveny aretací. Aretace drží řadicí kulisu nebo řadicí bubínek v nastavené poloze a zároveň pomáhá při přeřazování, aby řadicí vidlice byly dovedeny přesně do požadované polohy. Nastavení tvrdosti aretace má zásadní vliv na funkci převodovky, pokud by aretace byla příliš tvrdá, řazení by bylo obtížné a zároveň by docházelo k nadměrnému opotřebování mechanismu. Naopak příliš měkká aretace by mohla mít za následek



vypadávání zařazeného rychlostního stupně. Některé moderní převodovky disponují blokovacím zařízením, které znemožňuje delší posuv řadicích prvků než do polohy, která odpovídá sousednímu rychlostnímu stupni. [14]

Řadicí automat (mechanismus řazení) je mechanismus, který pohybuje řadicí kulisou nebo řadicím válečkem. Pohyb je vždy ukončen v poloze, která odpovídá konkrétnímu zařazenému rychlostnímu stupni. Řadicí automat je přes hřídel řadicí vidlice a případné přepákování ovládán řadicí pákou. Pro dosažení vysoké spolehlivosti řadicího automatu je klíčové dimenzování dorazů a spolehlivost vratných pružin. Je žádoucí, aby pružiny byly vystaveny pokud možno malému mechanickému namáhání. Je potřeba věnovat dostatek pozornosti materiálu, výrobě, tepelnému zpracování a kontrole pružin. [16]

Mazání převodovky je velice důležité, ale jedná se o složitou problematiku mimo rámec této práce, proto zde budou stručně zmíněny jen základní informace. Převodovka může být mazána převodovým olejem (typické především pro dvoutaktní stroje), druhou možností je mazání motorovým olejem, který je společný pro motor a převodovku.

V převodovce je nutné zajistit mazání ozubených kol, kluzných ploch a ložisek. Převodový olej (motorový olej) musí zabraňovat dotýkání čel zubů, tudíž musí mít dobré mazací vlastnosti a musí odolávat tlaku. Olej dále slouží jako chladicí kapalina, jelikož odvádí teplo vzniklé třením v ložiskách a silovým působením ozubených kol. [15]

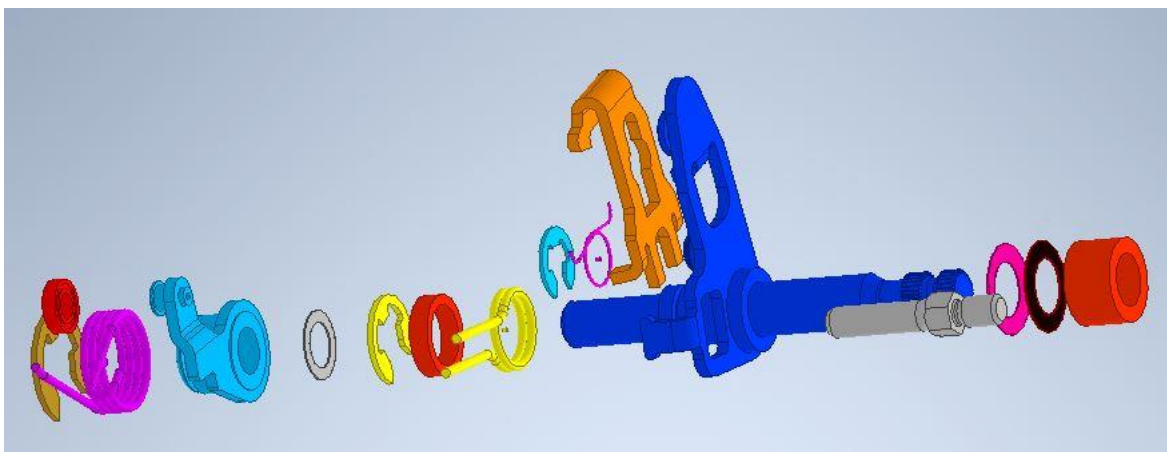
Kromě samotné převodovky ovlivňuje celkový převodový poměr ještě primární převod, který se nachází mezi klikovou hřídelí a vstupní hřídelí převodovky (mezi klikovou hřídelí a spojkou). Primární převod bývá realizován pomocí ozubených kol, pouzdrového, zubového či válečkového řetězu nebo ozubeného řemenu. Na celkový převod má vliv i sekundární převod, který slouží k přenosu točivého momentu z převodovky na zadní kolo. Tento převod je nejčastěji realizován válečkovým řetězem, dalšími možnostmi jsou použití ozubeného řemene či kardanové hřídele. Celkový převodový poměr se mění i během jízdy. Když motocykl projíždí zatáčkou, jeho náklon způsobí, že se zadní kolo odvaluje po menším poloměru než při přímé jízdě, což vede ke změně celkového převodového poměru. [15]

2.2 Řešení řadicích mechanismů

Tato část práce se bude zabývat řadicími automaty (řadicími mechanismy), které složí k ovládání řadicího válečku, protože praktická část této práce se bude zabývat právě takovým mechanismem.

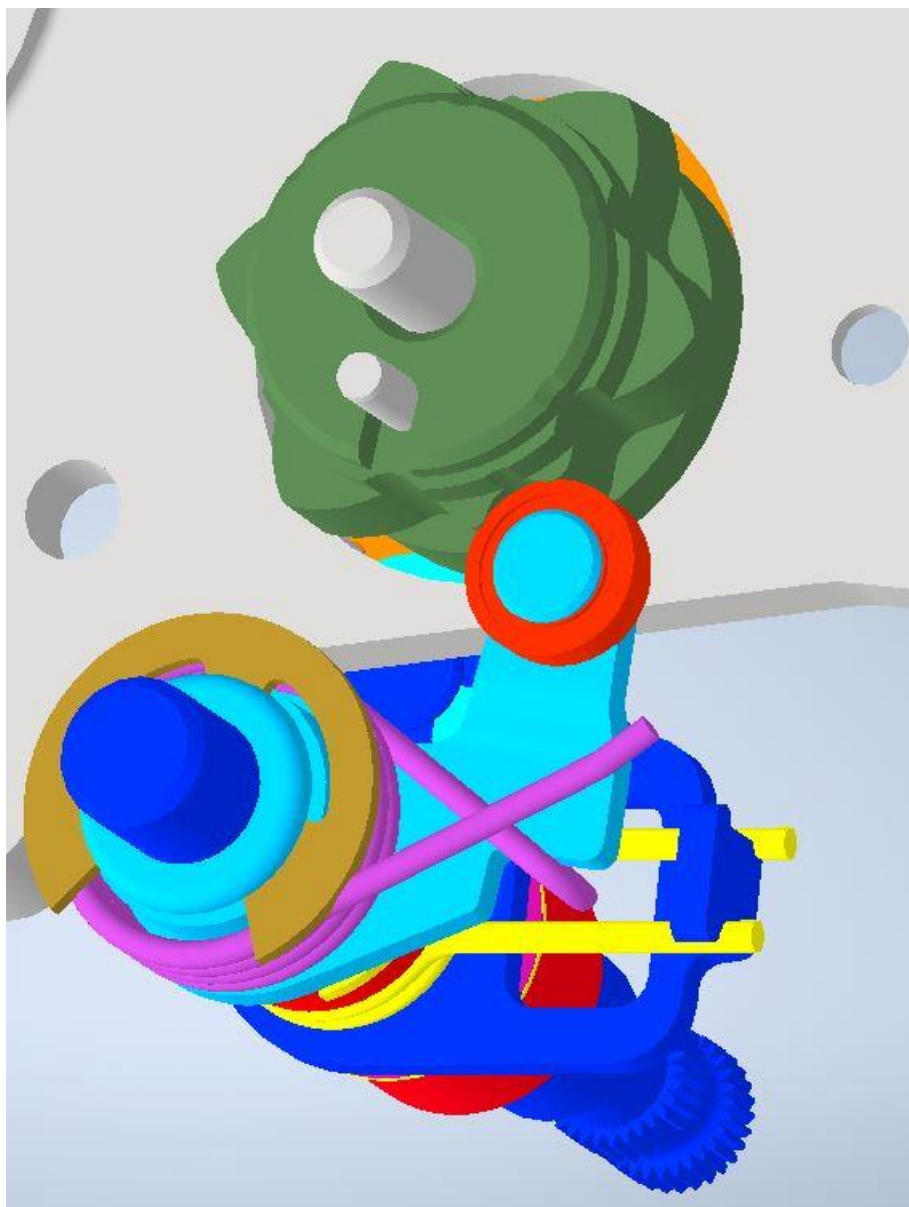
2.2.1 Mechanismus řazení Jawa

Prvním příkladem mechanismu řazení je výchozí mechanismus Jawa, jehož přepracování je náplní praktické části této bakalářské práce. Pro lepší představu o podobě tohoto mechanismu poslouží jeho rozpad (Obrázek 12).



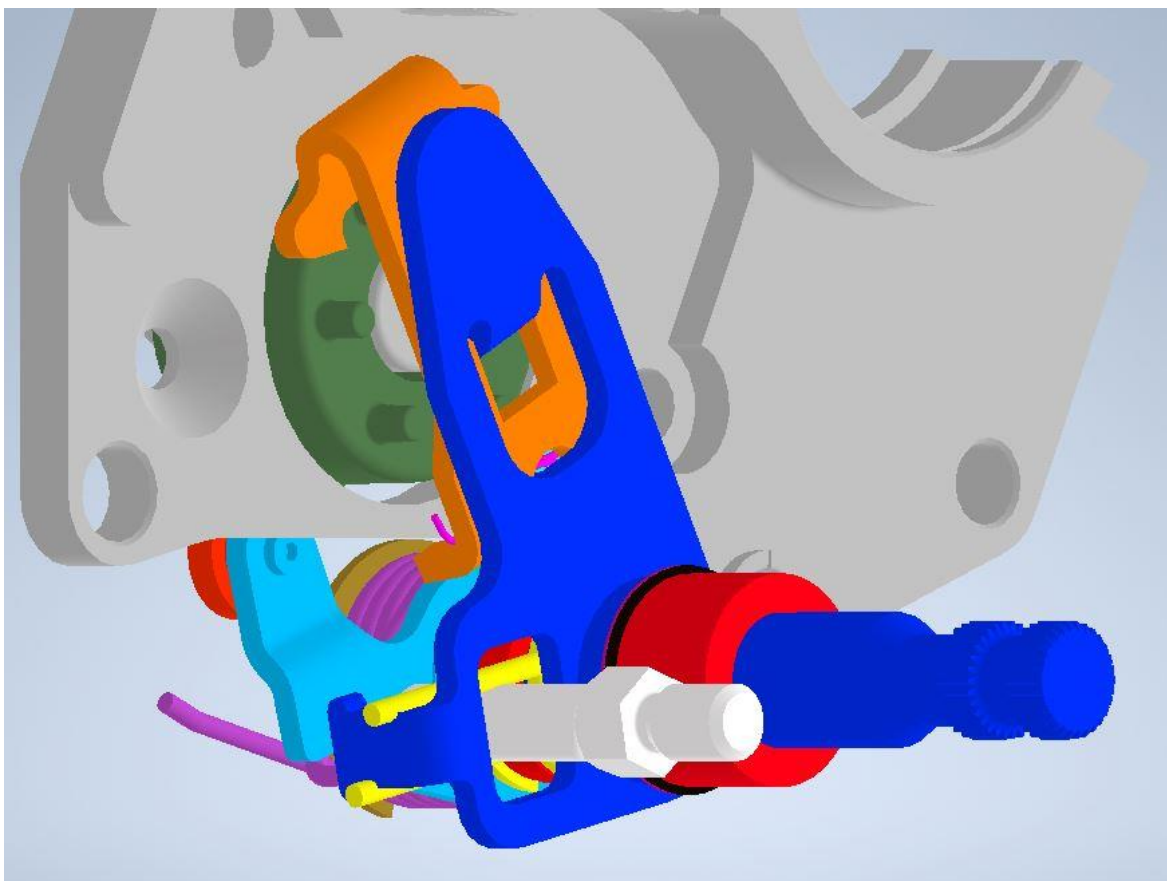
Obrázek 12 - Rozpad aktuálního mechanismu řazení Jawa

Obrázek aretačního válečku a západky aretace (Obrázek 13) poslouží i pro vytvoření lepší představy o funkci dříve zmíněné aretace. Aretační váleček je zajištěn proti rotačnímu pohybu okolo své osy pomocí západky aretace. Sestava západky aretace se skládá z ložiska (červená barva), samotné západky aretace (světle modrá barva), pružiny (fialová barva) a pojistného kroužku (světle hnědá barva). Pružina přitlačuje ložisko upevněné na západce aretace na výřez v aretačním válečku a tím brání jeho rotaci. Aretační váleček na obrázku je v poloze, která odpovídá neutrálnímu chodu, protože výřez na aretačním válečku, do kterého zapadá ložisko západkové aretace, je menší než výřezy odpovídající jednotlivým rychlostním stupňům.



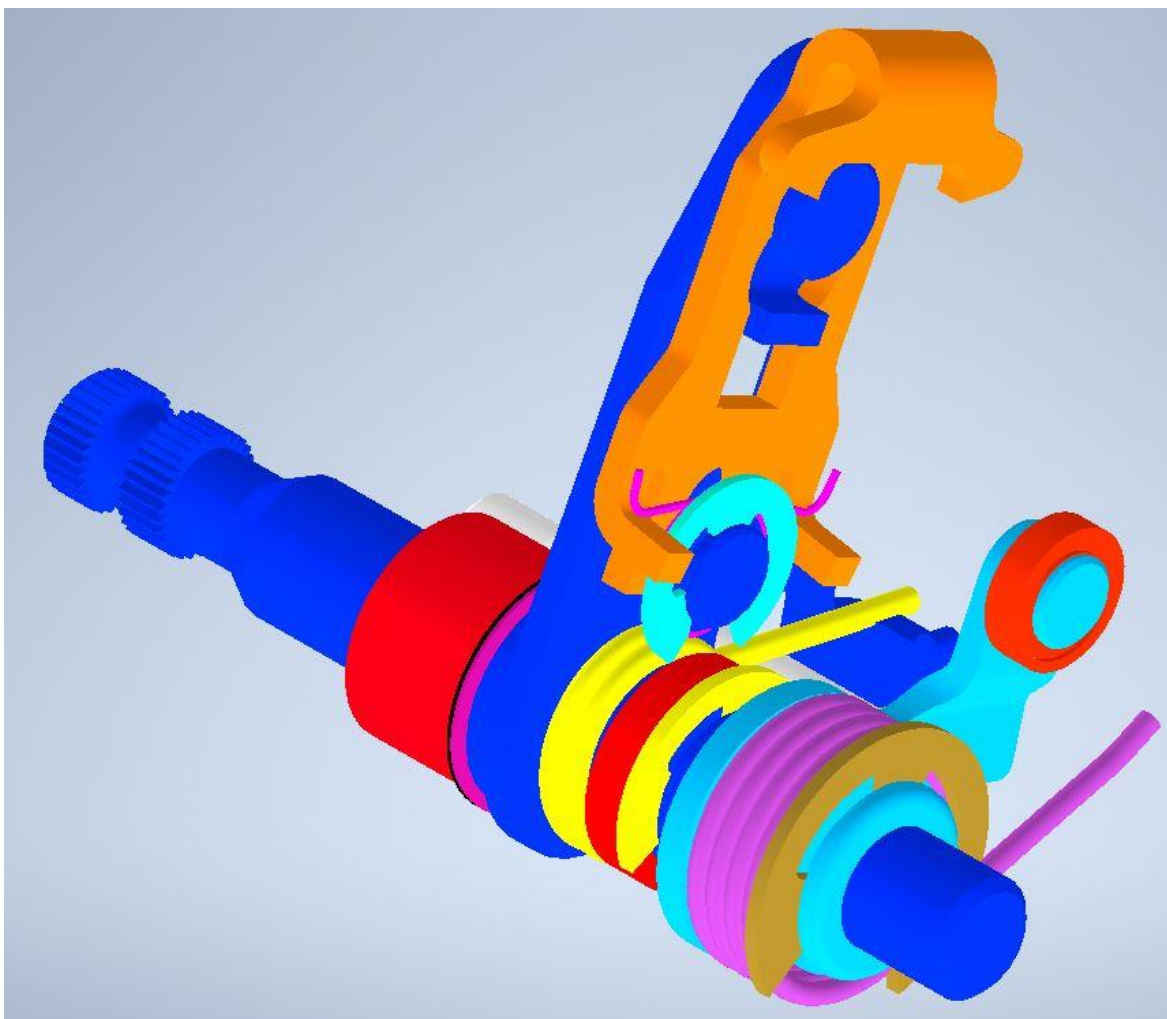
Obrázek 13 - Zápodka aretace a aretační váleček

Nejdůležitějšími součástkami řadicího mechanismu Jawa (Obrázek 14) jsou řadicí vidlice, která je svařená s hřídelí řadicí vidlice (tmavě modrá barva), aretační destičky (oranžová barva), pružina (žlutá barva), čep (bílá barva), pružina (ružová barva). Aretační destička otáčí řadicím válečkem (zelená barva) pomocí čepů, které jsou na zmíněném válečku. Aretační destička koná při řazení rotační pohyb okolo osy řadicí hřídele, jejíž pohyb ovládá jezdec. Po přeřazení je návrat řadicího mechanismu do výchozí pozice zajištěn pružinou, která tlačí na řadicí vidlici, jako reakce tohoto pohybu slouží čep, který je uložen ve víku spojky.



Obrázek 14 - Mechanismus řazení Jawa

Při návratu řadicího mechanismu po přeřazení do původní polohy je potřeba, aby se aretační destička otočila okolo osy hřídele řadicí vidlice bez otočení řadicím válečkem. Z toho důvodu není aretační destička uchycena k řadicí vidlici pevně ale prostřednictvím posuvné vazby. Návrat aretační destičky do výchozí pozice zajišťuje pružina (Obrázek 15).

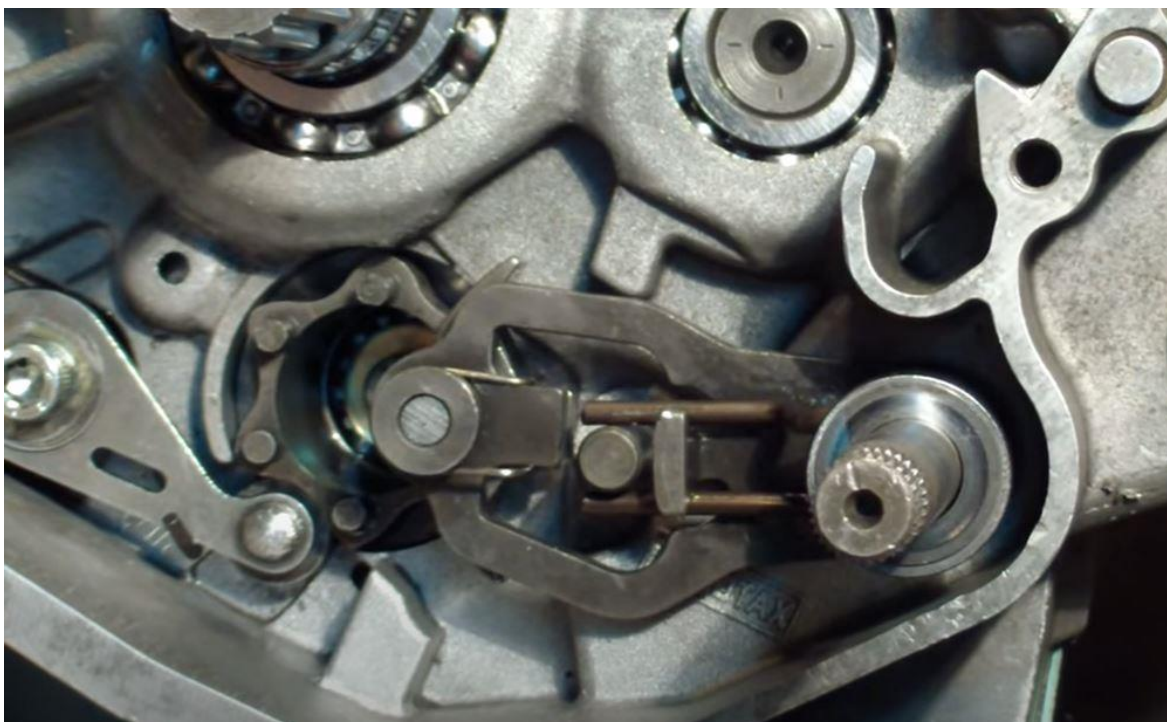


Obrázek 15 - Řadicí mechanismus Jawa, aretační destička

2.2.2 Mechanismus řazení motocyklu Aprilia RS 125

Druhým mechanismem řazení, kterým se tato práce zabývá, je mechanismus z motocyklu Aprilia RS 125, který je vybaven pohonnou jednotkou Rotax 122 (Obrázek 16).

Prvním zásadním konstrukčním rozdílem oproti řadicímu mechanismu Jawa je, že aretace je zde provedena samostatně (není umístěna na hřídeli řadicí vidlice). Druhým zásadním rozdílem je, že aretační destička (Obrázek 17) je spojena s řadicí vidlicí pomocí rotační vazby (Obrázek 16) nikoli pomocí posuvné vazby. O návrat řadicího mechanismu do původní pozice po přeřazení se stará pružina podobně jako u předchozího mechanismu, jen čep tvořící reakci zde není uložen ve víku spojky, ale vychází z převodové skříně. O návrat aretační destičky do výchozí pozice se stará další pružina.



Obrázek 16 - Mechanismus řazení Rotax 122 [17]



Obrázek 17 - Aretační deska Rotax 122



2.2.3 Mechanismus řazení motocyklu Yamaha YZF R1

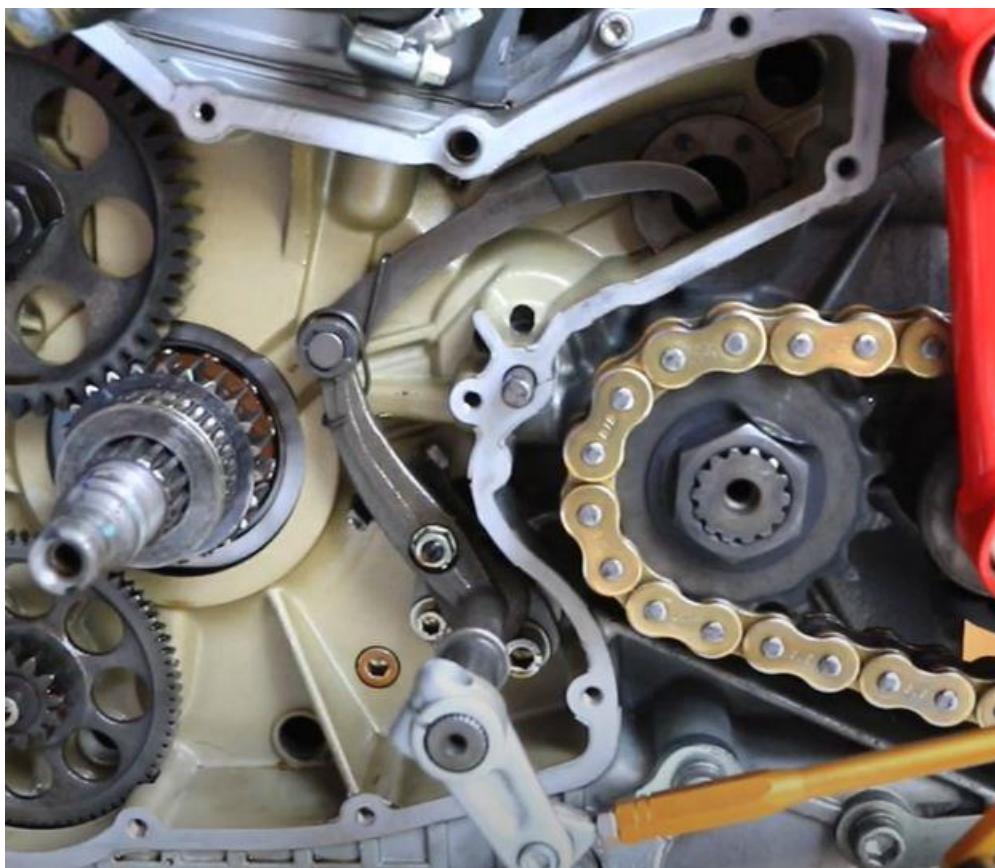
V pohonné jednotce Yamahy YZF R1 je použit relativně podobný řadicí mechanismus (Obrázek 18), jako má pohonná jednotka Rotax 122. Aretační destička je i zde s řadicí vidlicí spojena rotační vazbou. Rozdíl je v tom, že u Yamahy otáčí řadicím válečkem za čepy, které jsou nejdále od osy hřídele řadicí vidlice, v pohonné jednotce Rotax 122 otáčí aretační destička řadicím válečkem za čepy, které jsou ose hřídele řadicí vidlice nejbližší.



Obrázek 18 - Mechanismus řazení Yamaha YZF R1 [18]

2.2.4 Mechanismus řazení Ducati 1098 S

Značně odlišnou konstrukci má mechanismus řazení motocyklu Ducati 1098 S (Obrázek 19). V tomto stroji se hřídel řadicí vidlice a řadicí váleček nachází relativně hodně daleko od sebe, tomu je přizpůsoben řadicí mechanismus. I tento řadicí mechanismus je po přeřazení vracen do původní polohy pomocí dvou pružin. Tento mechanismu je v práci zmíněn spíše pro zajímavost, jelikož se jedná o nekonvenční řešení.



Obrázek 19 - Mechanismus řazení Ducati 1098 S [19]

2.3 Tepelné zpracování – kalení a popouštění

Všechny řadicí mechanismy v předchozí kapitole měly nějaké součástky, které se o sebe třou. Je tedy pravděpodobné, že takové součástky bude mít i návrh mechanismu řazení, který je cílem této práce. Pro takové součástky je dobré, aby byl jejich povrch odolný proti opotřebení. Toho lze dosáhnout například kalením.

2.3.1 Základní pojmy kalení

Kalitelnost je schopnost oceli prodělat transformaci austenitu na martenzit. Je dána chemickým složením materiálu. [20]

Zakalitelnost je schopnost oceli dosáhnout výrazného zvýšení tvrdosti po kalení. Výsledná tvrdost po kalení výrazně závisí na obsahu uhlíku. [20]

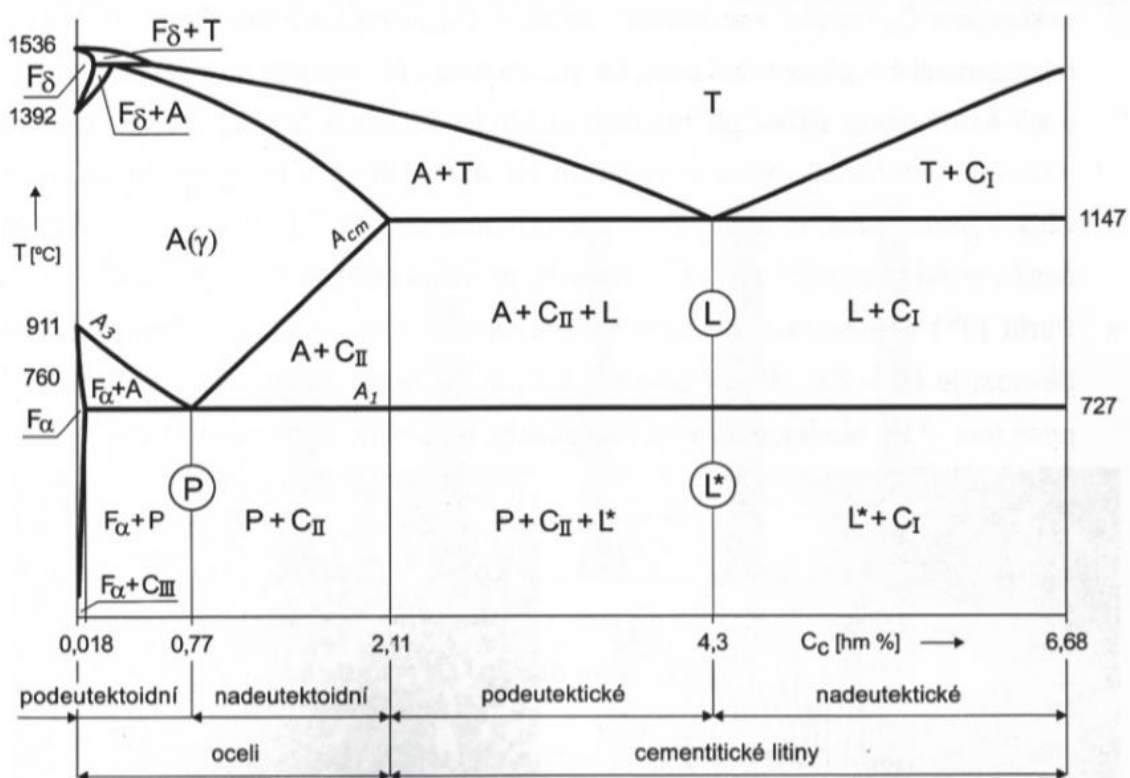
Prokalitelnost je schopnost materiálu dosáhnout tvrdost, která odpovídá struktuře s 50 % martenzitu v určité hloubce pod povrchem. Definuje tak hloubku zakalení. Při požadavku na prokalitelnost se uvádí minimální a maximální vzdálenost od čela pro určitou tvrdost nebo minimální a maximální tvrdost v určité vzdálenosti. [20] [21]



2.3.2 Princip kalení

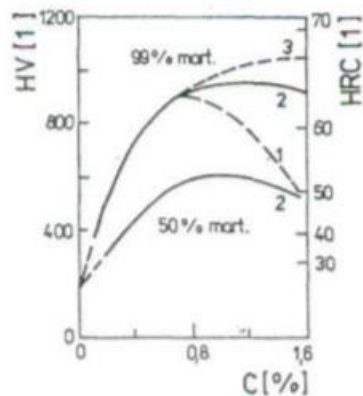
Kalení se provádí za účelem zvýšení tvrdosti, pevnosti a odolnosti proti opotřebení oceli. Tyto vlastnosti nabízejí částečně nebo úplně nerovnovážné struktury, které lze získat ochlazením austenitu nadkritickou rychlostí. Kalení rozlišujeme na martenzitické a bainitické podle toho, která struktura převládá ve výsledné struktuře. [21]

Kalicí teplota je teplota, při které je ocel před kalení austenitizována. Správná kalicí teplota je u podeutektoidních ocelí asi o 30 °C až 50 °C vyšší než teplota A_3 , kde zajišťuje homogenní strukturu austenitu před rozpadem. U nadeutektoidních ocelí stačí teplota asi 20 °C nad teplotou A_1 . Výchozí strukturu v takovém případě tvoří heterogenní směs austenitu a nerozpuštěných karbidů (po zakalení zvyšují odolnost proti opotřebení). Nedodržení správné kalicí teploty vede ke vzniku nežádoucích fází ve výsledné struktuře nebo ke zhrubnutí zrna (riziko vzniku kalících trhlin). Teploty A_3 a A_1 se dají najít v Fe-Fe₃C diagramu (Obrázek 20). [21]



Obrázek 20 - Fe-Fe₃C diagram [20]

Tvrlost oceli po kalení závisí na obsahu uhlíku a na kalicí teplotě (Obrázek 21). [21]



- 1 - nadeutektoidní ocel kalená z teplot nad A_{cm} ,
- 2 - nadeutektoidní ocel kalená z teplot nad A_{C1} ,
- 3 - martenzit po kalení z teplot nad A_{cm} (zmrazení)

Obrázek 21 - Tvrdost oceli po kalení [21]

Ochlazovací rychlost při kalení musí být dostatečně velká, aby zajistila vznik požadované martenzitické nebo bainitické struktury, avšak příliš velká rychlost ochlazování přináší riziko vzniku trhlin a vysokého zbytkového napětí. Je tedy nutné zvolit kalící prostředí s vhodným součinitelem přenosu tepla. Mezi klasická chladící média patří vzduch, olej, voda, vodní roztoky solí a alkálií a moderní kalící prostředí na bázi polymerů. [21]

2.3.3 Princip popouštění

Popouštění obvykle následuje hned po kalení. Popouští se martenzitické struktury, které se zahřívají na teploty nepřevyšující A_1 , dochází k rozpadu martenzitu a k přeměně zbytkového austenitu. Minimální doba výdrže na popouštěcí teplotě závisí na velikosti součásti, ale obecně by neměla být kratší než 2 hodiny. Změny struktury a s tím související změny mechanických vlastností závisí především na teplotě popouštění. [21] [22]

Z technologického rozlišujeme popouštění při nízkých teplotách (300 °C až 350 °C) a popouštění při vyšších teplotách (nad 450 °C). Popouštění při nízkých teplotách snižuje zbytková napětí po kalení, zmenšuje obsah zbytkového austenitu a stabilizuje rozměry. Při popouštění při vyšších teplotách dochází k úplnému rozpadu martenzitu, což se projevuje znatelným poklesem tvrdosti a pevnosti, ale plasticita a houževnatost naopak narůstají.

Zušlechťování se skládá z martenzitického kalení a popouštění při vysoké teplotě. Výsledná struktura je sorbitická. Má velmi výhodnou kombinaci pevnostních a tvárných vlastností. [21]

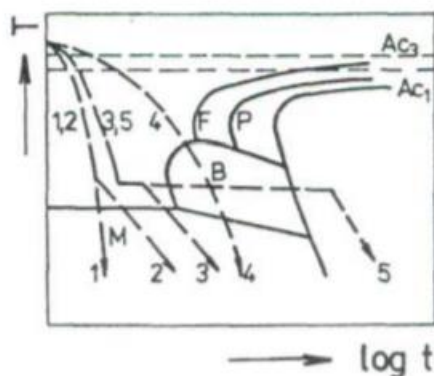
Počet popouštěcích procesů závisí na typu oceli. Nelegované a nízkolegované oceli se popouští pouze jednou. Střednělegované, vysokolegované a některé nástrojové oceli se obvykle popouští dvakrát až třikrát. Nástrojové rychlořezné oceli legované kobaltem se



popouští čtyřikrát. Pokud se proces popouštění opakuje volí se popouštěcí teplota následujícího procesu o 10 °C až 20 °C nižší než teplota předcházejícího procesu. [22]

2.3.4 Druhy kalení

Oba způsoby kalení, tedy martenzitické i bainitické, využívají plynulé (nepřetržité) ochlazování až na teplotu chladícího média, ale i různé modifikace přetržitého kalení (Obrázek 22). [21]



1 - základní, 2 - lomené, 3 - termální, 4 - nepřetržité bainitické, 5 - izotermické

Obrázek 22 - Druhy kalení [21]

U základního kalení (teplota klesá plynule) vznikají velká zbytková napětí a maximální deformace, a proto není vhodné pro kalení tvarově složitých výrobků. [21]

Kalení lomené začíná ochlazováním nadkritickou rychlostí k potlačení perlitické přeměny a pokračuje ochlazením v mírnějším prostředí, tím se snižuje rozdíl teplot na povrchu a ve středu výrobku a snižuje se tepelná napětí. [21]

Výhoda termálního kalení spočívá ve vyrovnání teploty v celém objemu kalené součásti, sníží se tepelná napětí a zmenší se deformaci díky prodlevě nad teplotou M_s (teplota začátku martenzitické přeměny). Postup je vhodný pro tenkostěnné výrobky složitých tvarů z ocelí, které mají bainitickou oblast dostatečně posunutou vpravo. [21]

Nepřetržité bainitické kalení se používá u ocelí s bainitickou oblastí značně posunutou doleva. Výsledná struktura je směsí bainitu, martenzitu a zbytkového austenitu. [21]

Izotermické kalení je podobné termálnímu kalení, ale prodleva v oblasti bainitické přeměny trvá až do ukončení izotermického rozpadu austenitu. Tepelná i strukturální napětí jsou minimální. Není nebezpečí deformace a vzniku trhlin. [21]

Pro kalení zrn zmrazováním je nutné dochlazování ve zmrazovacích lázních (ochlazování tekutým dusíkem), což má zabránit stabilizaci zbytkového austenitu u ocelí s nízkými



teplotami M_s a M_f (teplota konce martenzitické přeměny). Tento způsob zpracování se používá pro výrobky, jenž pracují při nízkých teplotách, u měřících nástrojů, ocelí na ložiska, kde je vyžadována tvarová stálost. [21]

2.3.5 Povrchové kalení

V současné době se objemové tepelné zpracování postupně omezuje ve prospěch povrchového tepelného zpracování. Jedním z takových postupů je povrchové kalení, které zvyšuje tvrdost povrchu součásti, ale zároveň zachovává houževnatost jádra. Takto zpracovaná součást je odolnější proti opotřebení i proti dynamickému namáhání. [21]

Při povrchovém kalení dochází oproti konvenčnímu celoobjemovému kalení ke vzniku výrazně jemnější martenzitické struktury. Taková struktura má vyšší tvrdost i při zachování dostatečné houževnatosti. Čím jemnější a rovnoměrněji rozložené jsou karbidy ve výchozí struktuře, tím snáze se rozpouštějí a austenit se lépe homogenizuje. Nejvýhodnější výchozí strukturou je sorbid. Z tohoto důvodu je vhodné před povrchové kalení zařadit zušlechťení nebo alespoň žíhání naměkko. Součásti, které jsou určeny k povrchovému žíhání, se vyrábí z ocelí, které obsahují více než 0,35 % uhlíku. Při vyšších požadavcích na pevnost a houževnatost se používají středně legované konstrukčních ocelí (CrV, CrMo, CrNi). [23]

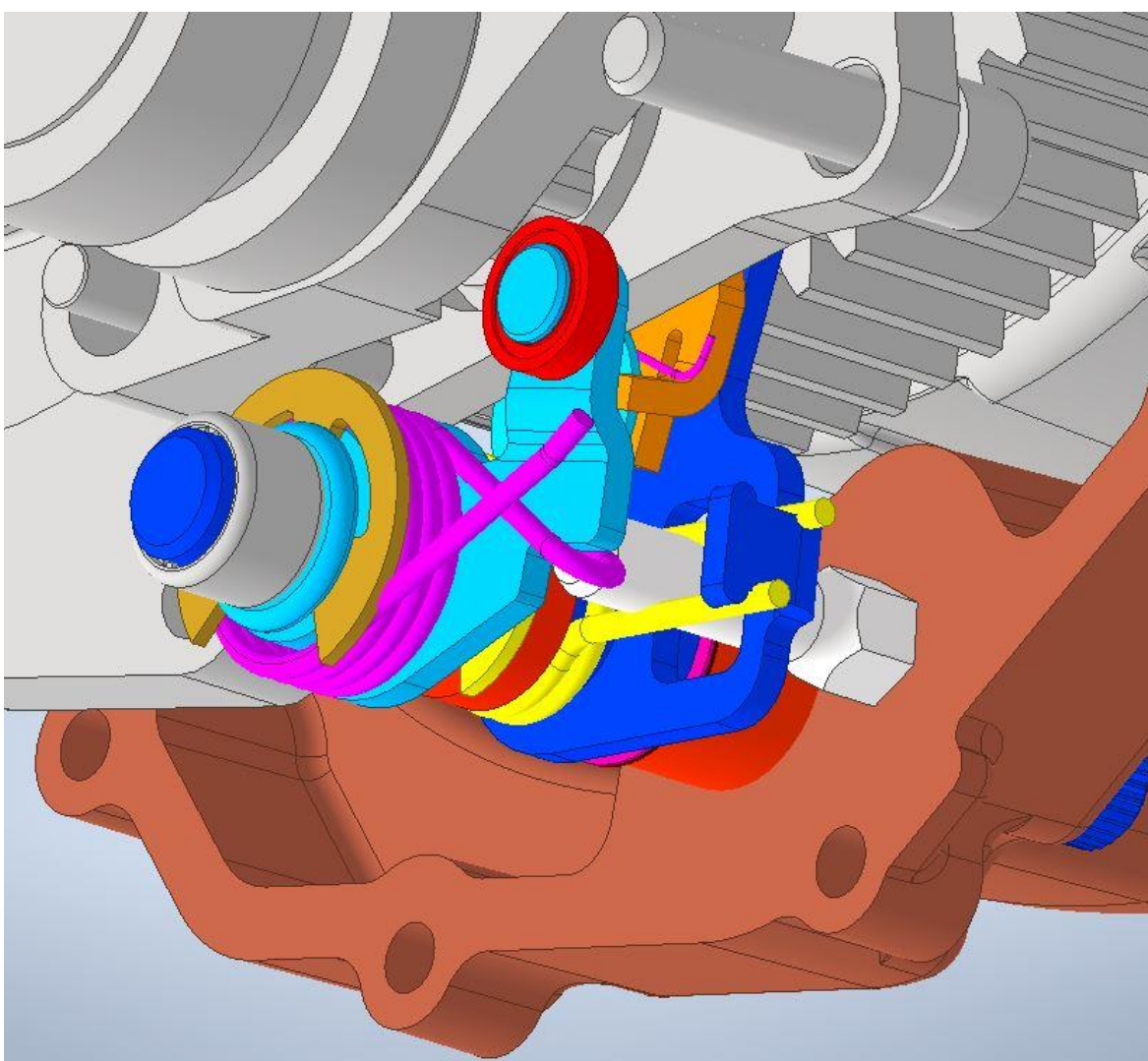


3 Praktická část

3.1 Nevýhody aktuálního mechanismu řazení Jawa

3.1.1 Problémová montáž a vůle mechanismu

Čep tvořící reakci mechanismu je zašroubován do víka spojky (Obrázek 23). Při montáži víka spojky i se zašroubovaným čepem je nutné, aby byl čep umístěn mezi ramena pružiny svařence řadicí vidlice. Tento fakt znesnadňuje montáž víka spojky. Dále je potřeba, aby obě ramena pružiny svařence řadicí vidlice dosedala zároveň na čep i na příslušnou část svařence řadicí vidlice (Obrázek 23), aby v mechanismu nevznikala nežádoucí vůle. To klade vysoké nároky na přesnost výroby.



Obrázek 23 - Problémový čep reakce mechanismu



3.1.2 Problémová posuvná vazba mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice

Mezi aretační deskou a řadicí vidlicí je posuvná vazba. Vzhledem k tomu, že oba díly jsou vyráběny jako výpalky, je chod mechanismu neplynulý a v krajním případě hrozí vzpříčení. Navíc je mezi oběma díly velká třecí plocha (Obrázek 14).

3.1.3 Ohýbaná aretační deska

Aretační deska je ohýbaná z plechového výpalku. Ohyb o 180° se ukázal jako problémový při výrobě (Obrázek 24).



Obrázek 24 - Problémový ohyb aretační desky

3.2 Návrh konstrukce nového mechanismu řazení

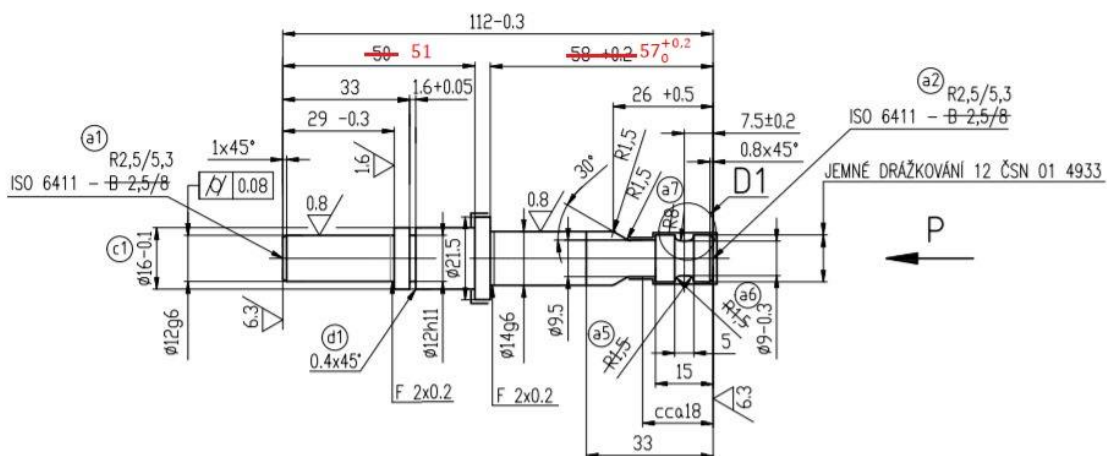
3.2.1 Princip nového mechanismu

Pro nový mechanismus byla zvolena rotační vazba mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice. Pro realizaci této vazby je potřeba vyrobít přesnou díru s kruhovým průřezem. Taková díra bude snazší na výrobu než tvarově složitější přesná díra potřebná pro zajištění posuvné vazby. Pro vytvoření lepší představy je zde uvedeno zjednodušené kinematické schéma mechanismu (Obrázek 25) a rozpad řadicího mechanismu (Obrázek 26). V rozpadu



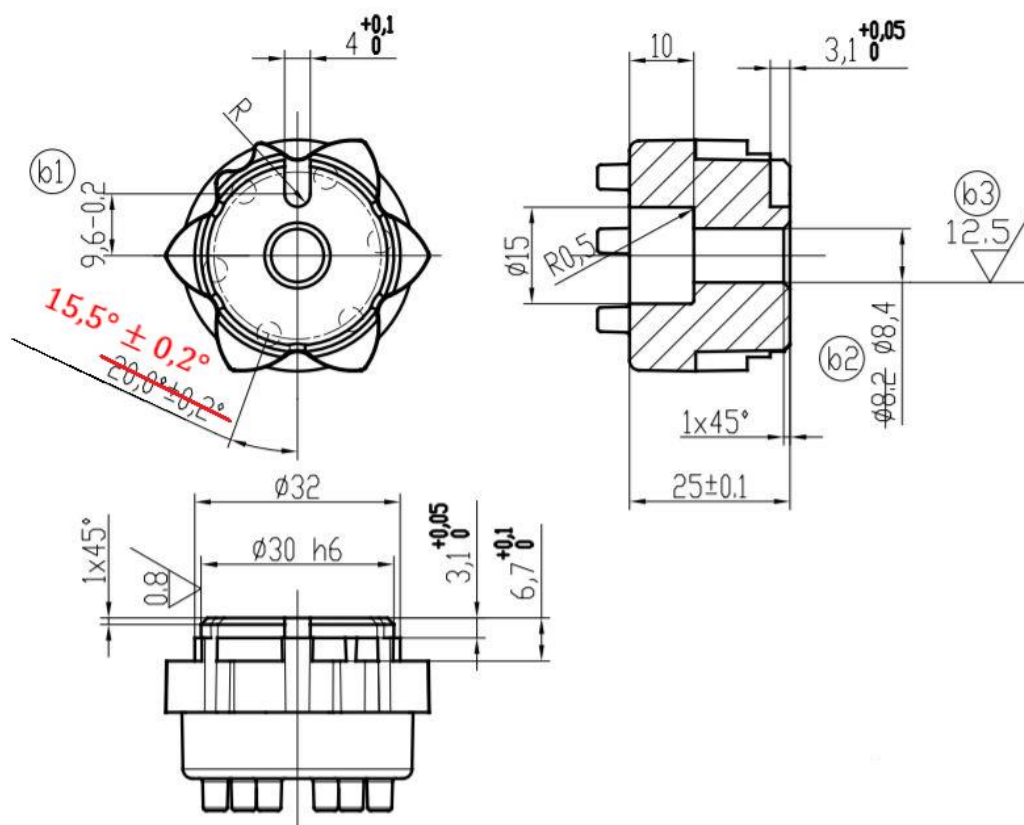
3.2.2 Zástavbový prostor

Největší překážku při konstruování nového řadicího mechanismu představoval poměrně malý zástavbový prostor, který bylo nutné upravit. Prvním dílem, který musí být upraven, je řadicí hřídel. Úprava řadicí hřídel je naznačena červeně do části původního výkresu (Obrázek 27).



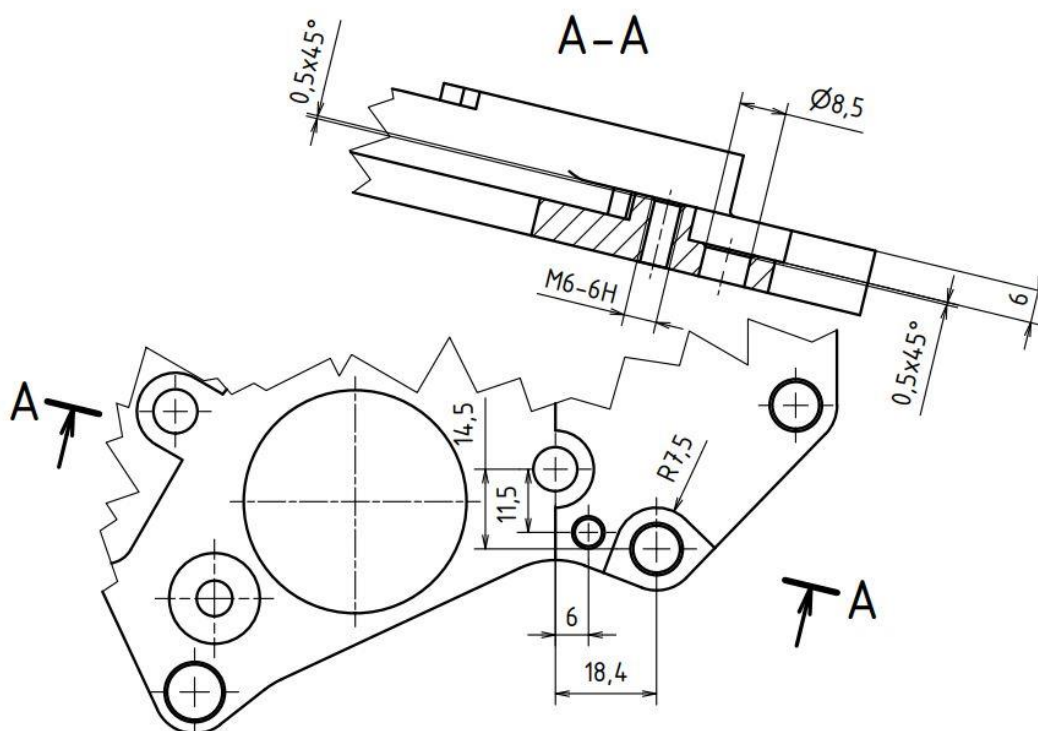
Obrázek 27 - Změny řadicí hřídele

Následně bylo přidáno zkosení na ozubené kolo spojkového koše (Obrázek 28), aby nedošlo ke kolizi řadicího mechanismu a ozubeného kola vlivem nepřesností ve výrobě. Vlivem zkosení se mění i vnitřní průměr rovinné čelní plochy upravené části ozubeného kola.



Obrázek 29 - změny aretačního válečku

Poslední úprava zástavbového prostoru byla nutná kvůli novému čepu reakce pružiny svařence řadicí vidlice. Pro jeden z původních šroubů muselo být nově použito zapuštění do základny převodovky. Byla přidána díra se závitem do základny převodovky pro uchycení čepu reakce. Změna je naznačena na obrázku (Obrázek 30), kde je pozice děr zakótována vůči jedné z původních děr.

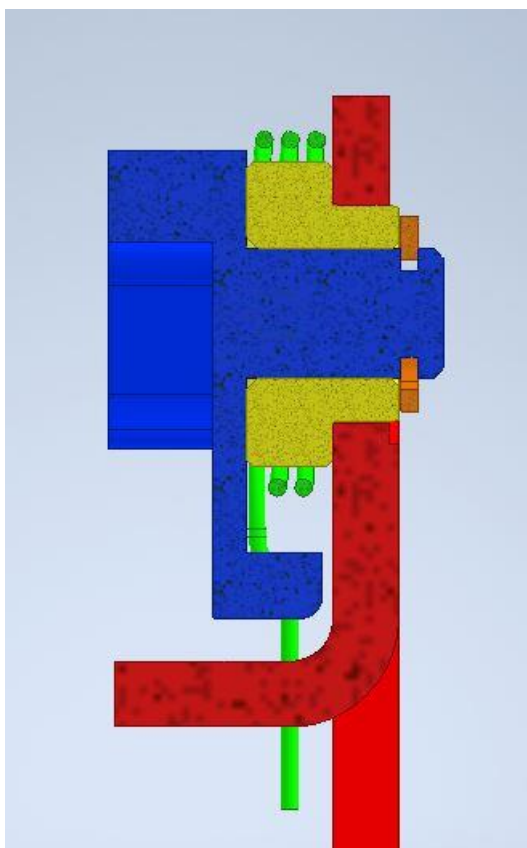


Obrázek 30 - Změny základny převodovky

Pro výrobu prototypu jsou tyto úpravy zástavbového prostoru dostačující. V případě sériové výroby by následovalo odstranění díry se závitem pro uchycení čepu reakce pružiny svařence řadicí vidlice.

3.2.3 Rotační vazba mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice

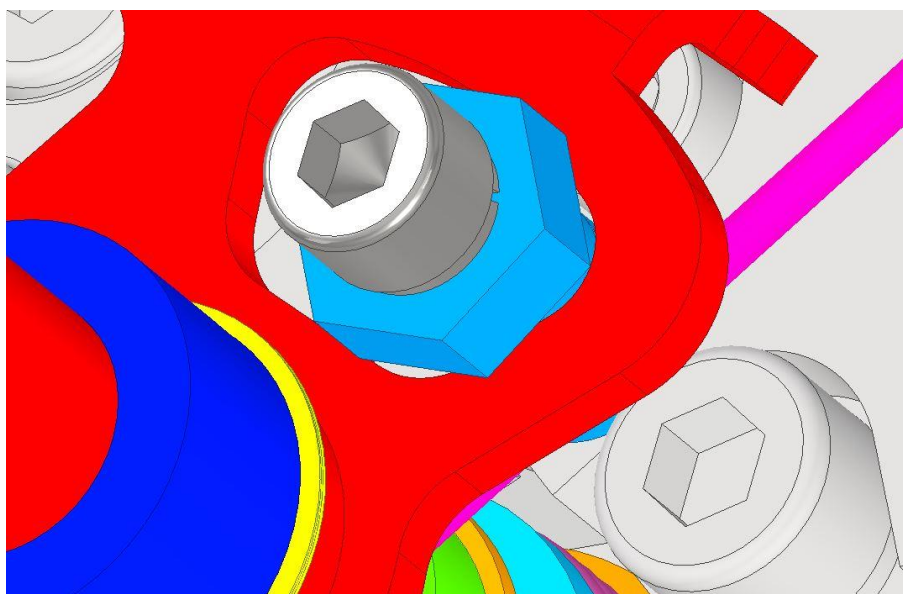
Rotační vazba mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice byla realizována pomocí nalisovaného bronzového pouzdra (Obrázek 31). Toto řešení snižuje tření a opotřebení aretační desky a svařence řadicí vidlice. Podle tabulek bylo vybráno uložení pouzdra ve svařenci řadicí vidlice $\varnothing 10 H7/s7$ a uložení aretační desky v pouzdru $\varnothing 6 H7/f7$. Díra $\varnothing 6 H7$ bude vystružena až po nalisování pouzdra do svařence řadicí vidlice. [24]



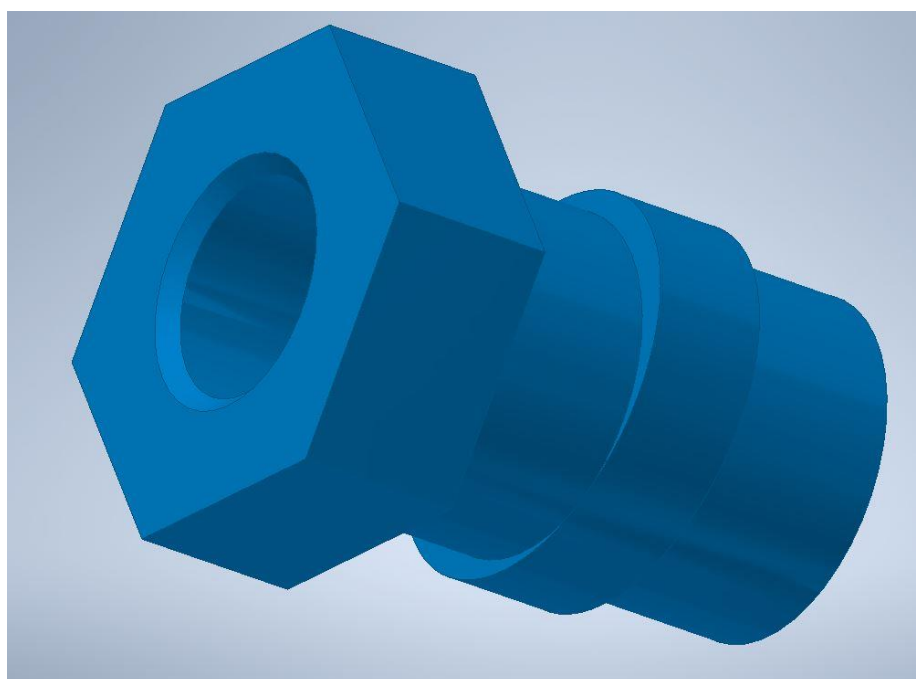
Obrázek 31 - Uložení aretační desky

3.2.4 Dorazy mechanismu a vymezení vůle

Aby došlo při přechodu k pootočení řadicího válečku právě do polohy odpovídající nově zařazenému rychlostnímu stupni, je řadicí mechanismus vybaven dorazem (Obrázek 32). Pohyb mechanismu se zastaví v okamžiku, kdy svařenec řadicí vidlice dosedne na válcovou část (s kruhovým průřezem) čepu reakce (Obrázek 33). Tento doraz dosedne jako první.

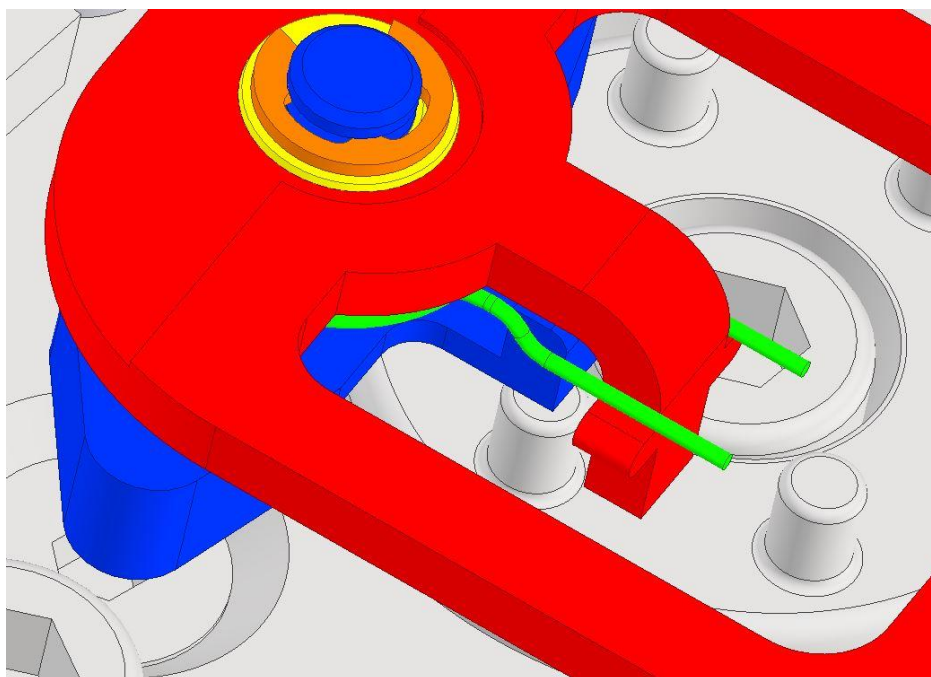


Obrázek 32 - První doraz mechanismu



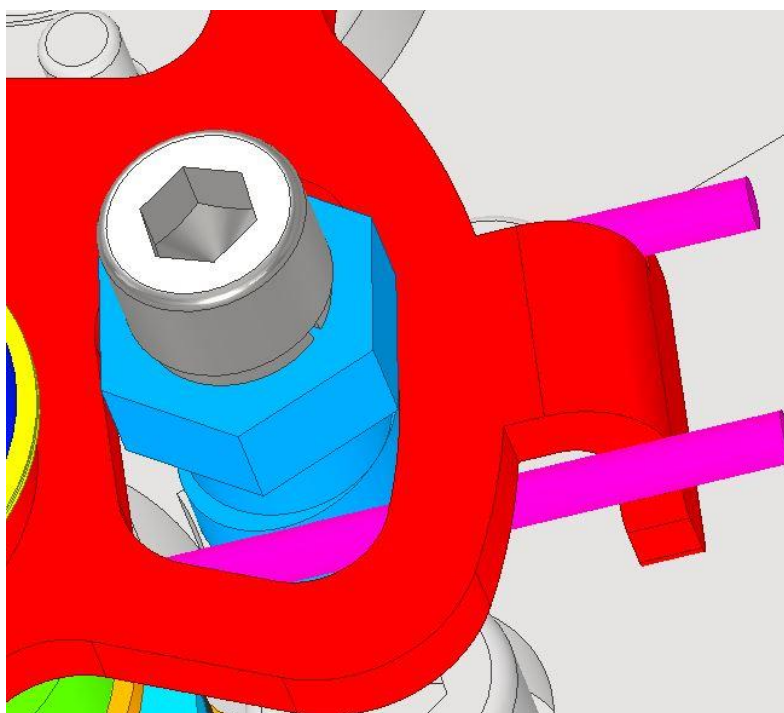
Obrázek 33 - Čep reakce mechanismu

Aby nedošlo k přeřazení o dva rychlostní stupně najednou vlivem setrvačnosti řadicího válečku, byl v mechanismu navržen druhý doraz (Obrázek 34). Pokud by se řadicí váleček měl vlivem setrvačnosti po dosednutí prvního dorazu dále otáčet, po mírném pootočení dosedne jeden z jeho čepů na svařenec řadicí vidlice a pohyb se zastaví. Oba dorazy fungují při přeřazování z nižšího na vyšší rychlostní stupeň i při podřazování.



Obrázek 34 - Druhý doraz mechanismu

Aby v mechanismu nevznikala nežádoucí vůle, musí dosedat obě ramena pružiny svařence řadicí vidlice na čep reakce i na příslušnou část svařence řadicí vidlice. Proto je čep reakce vybaven válcovou plochou s elipsovým průřezem (Obrázek 33). Na tuto plochu dosedají ramena pružiny svařence řadicí vidlice (Obrázek 35). Natočením čepu před utaháním šroubu do vhodné pozice dojde k vymezení vůle. Pro snazší montáž pomocí klíče je čep vybaven šestihranem (Obrázek 33).



Obrázek 35 - Vymezení vůle mechanismu



3.3 Výpočtová část konstrukce nového mechanismu řazení

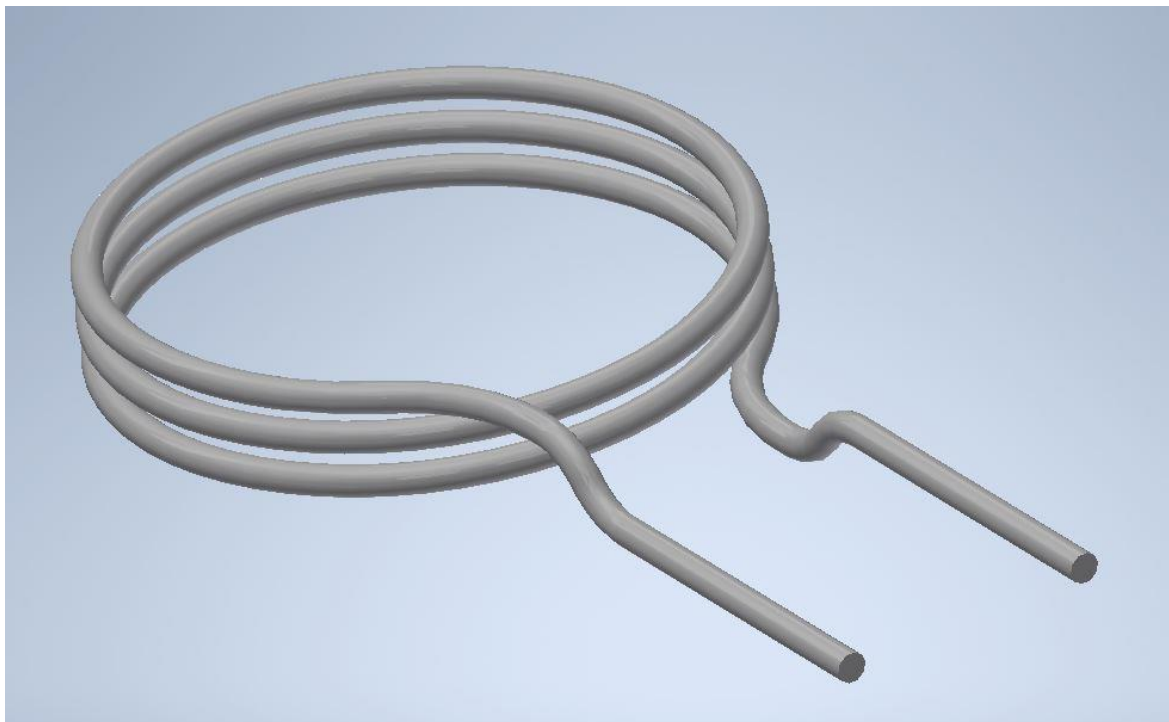
3.3.1 Předběžný návrh torzní pružiny aretační desky

Původní torzní pružina aretační desky byla dodávána externím dodavatelem. Společně s tímto dodavatelem byla navrhována i finální podoba pružiny. V případě výroby by byla nová torzní pružina také navrhována společně s externím dodavatelem, proto je zde proveden pouze předběžný návrh. Hlavním cílem tohoto předběžného návrhu je ověření realizovatelnosti vyhovující pružiny v zástavbovém prostoru. Materiálem původní pružiny byla ocel na pružiny 14 260.8, kvůli požadavku co nejmenších změn v konstrukci mechanismu bude použit stejný materiál i pro novou pružinu. Zvolený materiál má mez kluzu $\sigma_k = 1\,275\text{ MPa}$ a mez pevnosti $\sigma_{Pt} \in (1\,470; 1\,770)\text{ MPa}$. S ohledem na bezpečnost byla pro výpočet vybrána hodnota $\sigma_{Pt} = 1\,470\text{ MPa}$. Modul pružnosti pružinové oceli 14 260.8 je $E = 200\text{ GPa}$. [25]

S ohledem na zástavbový prostor byl zvolen jmenovitý průměr drátu nové pružiny aretační desky (Obrázek 36) $d = 0,8\text{ mm}$, což je stejná hodnota, jakou měla původní pružina aretační desky. Dále byl zvolen střední průměr závitu $D = 16\text{ mm}$ a počet aktivních závitů $n = 2,75$. Při pohybu mechanismu nenabývá torzní úhel této pružiny hodnoty větší než $\alpha = 30^\circ$. Tato pružina bude namáhána dynamicky a je potřeba, aby byla navržena s ohledem na neomezenou mez únavy s počtem cyklů $N \geq 10^7$. Následující vzorečky vychází z normy ČSN EN 13906-3. Pro výpočet torzního momentu pružiny platí:

$$M = \frac{d^4 \cdot E \cdot \alpha}{3\,667 \cdot D \cdot n} = \frac{0,8^4 \cdot 200\,000 \cdot 30}{3\,667 \cdot 16 \cdot 2,75} = 15,232\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (7)$$

kde $M [N \cdot \text{mm}]$ je torzní moment pružiny, $d [\text{mm}]$ je jmenovitý průměr drátu, $E [N \cdot \text{mm}^{-2}]$ je Youngův modul pružnosti, $\alpha [^\circ]$ je torzní úhel pružiny, $D [\text{mm}]$ je střední průměr závitu a $n [-]$ je počet aktivních závitů. [26]



Obrázek 36 - Pružina aretační desky

Pro výpočet nekorigovaného ohybového namáhání platí:

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 15,232}{\pi \cdot 0,8^3} = 303 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (8)$$

kde σ [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je nekorigované ohybové namáhání, M [$\text{N} \cdot \text{mm}$] je torzní moment pružiny a d [mm] je jmenovitý průměr drátu. [26]

Pro korekční činitel platí:

$$q = \frac{2 \cdot \frac{r}{d} + 1,07}{2 \cdot \frac{r}{d} + 0,25} = \frac{2 \cdot \frac{1,6}{0,8} + 1,07}{2 \cdot \frac{1,6}{0,8} + 0,25} = 1,193 \quad (9)$$

kde q [-] je korekční činitel, r [mm] je vnitřní poloměr ohybů a d [mm] je jmenovitý průměr drátu. S ohledem na bezpečnost byla vybrána hodnota nejmenšího vnitřního poloměru ohybů, který se na pružině nachází. [26]

Pro korigované ohybové namáhání platí:

$$\sigma_q = q \cdot \sigma = 1,193 \cdot 303 = 361,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (10)$$

kde σ_q [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je korigované ohybové namáhání, q [-] je korekční činitel a σ [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je nekorigované ohybové namáhání. [26]



Pro určení míry bezpečnosti k je potřeba znát mez únavy v ohybu σ_{co} . Odhad meze únavy v ohybu:

$$\sigma_{co} = 0,35 \cdot \sigma_{Pt} = 0,35 \cdot 1470 = 514,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (11)$$

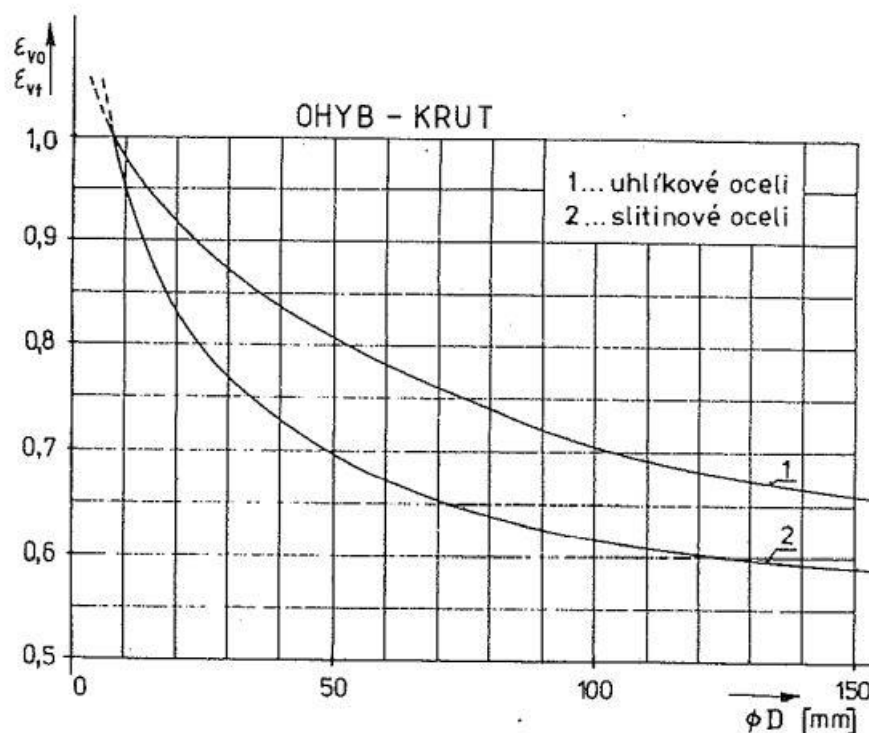
kde σ_{co} [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je mez únavy materiálu v ohybu a σ_{Pt} [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je mez pevnosti materiálu.

Pro mez únavy součásti platí vztah:

$$\sigma_{co}^x = \frac{\sigma_{co} \cdot \varepsilon_{vo} \cdot \eta_{po}}{\beta_o} \quad (12)$$

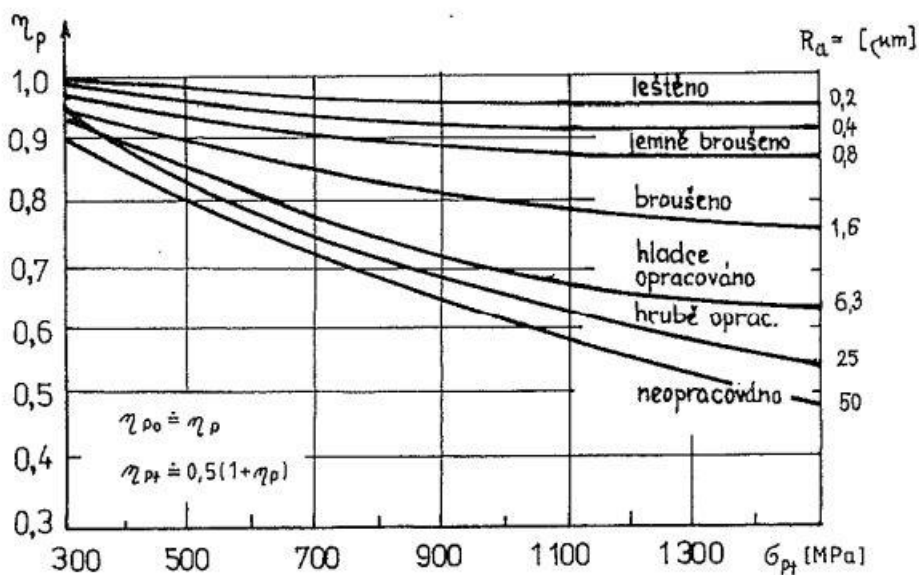
kde σ_{co}^x [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je mez únavy součásti v ohybu, σ_{co} [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je mez únavy materiálu v ohybu, β_o [–] je součinitel vrubu, ε_{vo} [–] je součinitel vlivu velikosti a η_{po} [–] je součinitel jakosti povrchu. [27]

Vzhledem k tomu, že se na součásti nenachází žádný vrub, můžeme součinitel vrubu β_o zanedbat. Z diagramu (Obrázek 37) je patrné, že lze díky nízké hodnotě jmenovitého průměru drátu zanedbat i součinitel vlivu velikosti ε_{vo} .



Obrázek 37 - Diagram pro určení hodnoty součinitele vlivu velikosti [27]

Dále bude uvažována pružina s leštěným povrchem. Podle diagramu (Obrázek 38) byla určena hodnota součinitele jakosti povrchu $\eta_{po} = 0,95$.



Obrázek 38 - Diagram pro určení součinitele jakosti povrchu [27]

Rovnici (12) lze tedy v tomto případě zjednodušit do podoby:

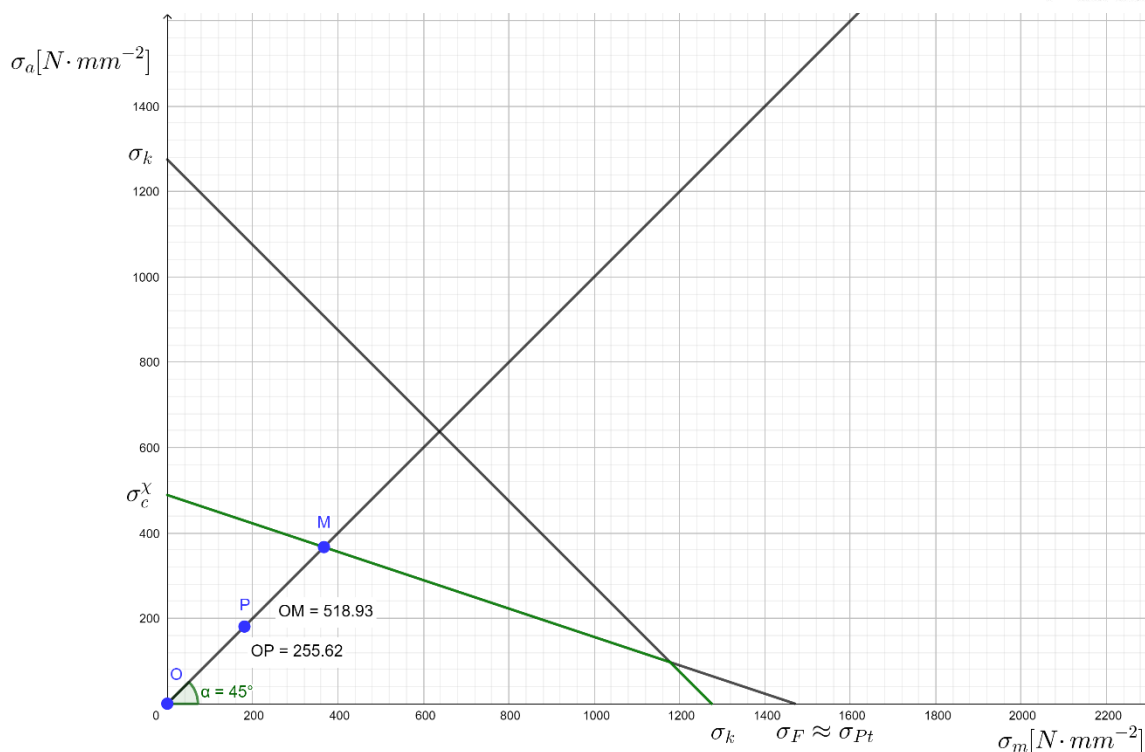
$$\sigma_{co}^x = \sigma_{co} \cdot \eta_{po} = 514,5 \cdot 0,95 = 489 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (13)$$

Pro zjednodušení určování hodnoty míry bezpečnosti \underline{k} bude namáhání pružiny považováno za míjivé. Z toho vyplývá:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_q}{2} = \frac{361,5}{2} = 180,75 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (14)$$

kde σ_m [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je mediální napětí, σ_a [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je amplitudové napětí a σ_q [$\text{N} \cdot \text{mm}^{-2}$] je korigované ohybové namáhání.

Hodnotu míry bezpečnosti \underline{k} určíme pomocí Haighova diagramu (Obrázek 39).



Obrázek 39 - Haighův diagram

Pro míru bezpečnosti \underline{k} platí:

$$\underline{k} = \frac{\overline{OM}}{\overline{OP}} = \frac{518,93}{255,62} = 2,03 \quad (15)$$

kde \underline{k} [-] je míra bezpečnosti, \overline{OM} je vzdálenost mezního bodu od počátku souřadnic a \overline{OP} je vzdálenost provozního bodu od počátku souřadnic. [27]

Realizovatelnost vhodné torzní pružiny aretační desky byla úspěšně ověřena, jelikož míra bezpečnosti vyšla $\underline{k} = 2,03$. V případě výroby mechanismu by byla pružina navržena ve spolupráci s externím dodavatelem.

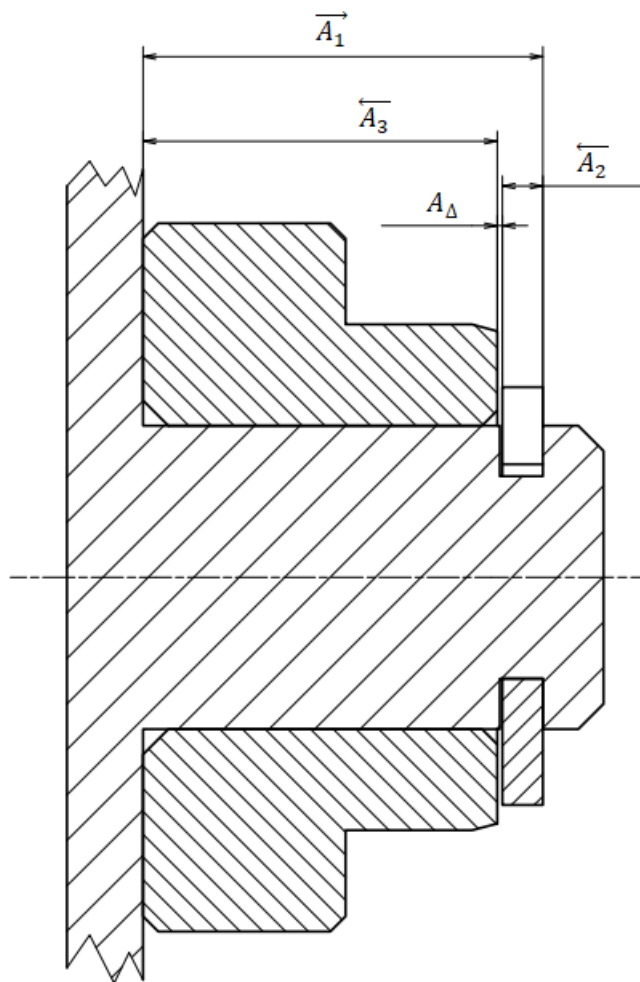
3.3.2 Předběžný návrh torzní pružiny svařence řadicí vidlice

Stejně jako u předchozí pružiny byla i původní torzní pružina svařence řadicí vidlice navrhována společně s externím dodavatelem. Z principu funkce obou mechanismů je torzní úhel pružiny svařence řadicí vidlice v novém mechanismu prakticky shodný s torzním úhlem pružiny původního mechanismu. Zástavbový prostor je prakticky nezměněn, pouze došlo k prodloužení ramen pružiny. Díky zmíněným informacím není třeba ověřovat realizovatelnost vhodné torzní pružiny svařence řadicí vidlice a nová pružina bude v případě výroby navržena společně s externím dodavatelem.



3.3.3 Rozměrový obvod 1

Pro zajištění úplné zaměnitelnosti aretační desky, pouzdra a pojistného třmenového kroužku je potřeba vyřešit jejich rozměrový obvod (Obrázek 40), pro který byla zvolena montážní vůle $v_1 = A_\Delta = 0_{+0,1}^{+0,5}$. Podle normy ČSN 02 2929 je tloušťka pojistného čepového kroužku je $s = A_2 = 0,8_{-0,035}^{+0,035}$. [24]



Obrázek 40 - Rozměrový obvod 1

Pro tolerance jednotlivých členů rozměrového obvodu platí:

$$T_{A_\Delta} = \sum_{i=1}^n T_{A_i} = T_{A_1} + T_{A_2} + T_{A_3} = 0,4 \quad (16)$$

Vztah lze upravit do podoby:

$$T_{A_\Delta} - T_{A_2} = T_{A_1} + T_{A_3} = 0,4 - 0,07 = 0,33 \quad (17)$$

Obvod je realizovatelný, protože $T_{A_1} + T_{A_3} > 0$.



V obvodu dále platí:

$$A_{\Delta_{max}} = A_{1_{max}} - A_{2_{min}} - A_{3_{min}} \quad (18)$$

$$A_{\Delta_{min}} = A_{1_{min}} - A_{2_{max}} - A_{3_{max}} \quad (19)$$

Jedná se o soustavu 2 rovnic pro 4 neznámé, proto bylo zvoleno $A_3 = 7_{-0,085}^{+0,085}$ a předcházející vztahy byly upraveny do tvaru:

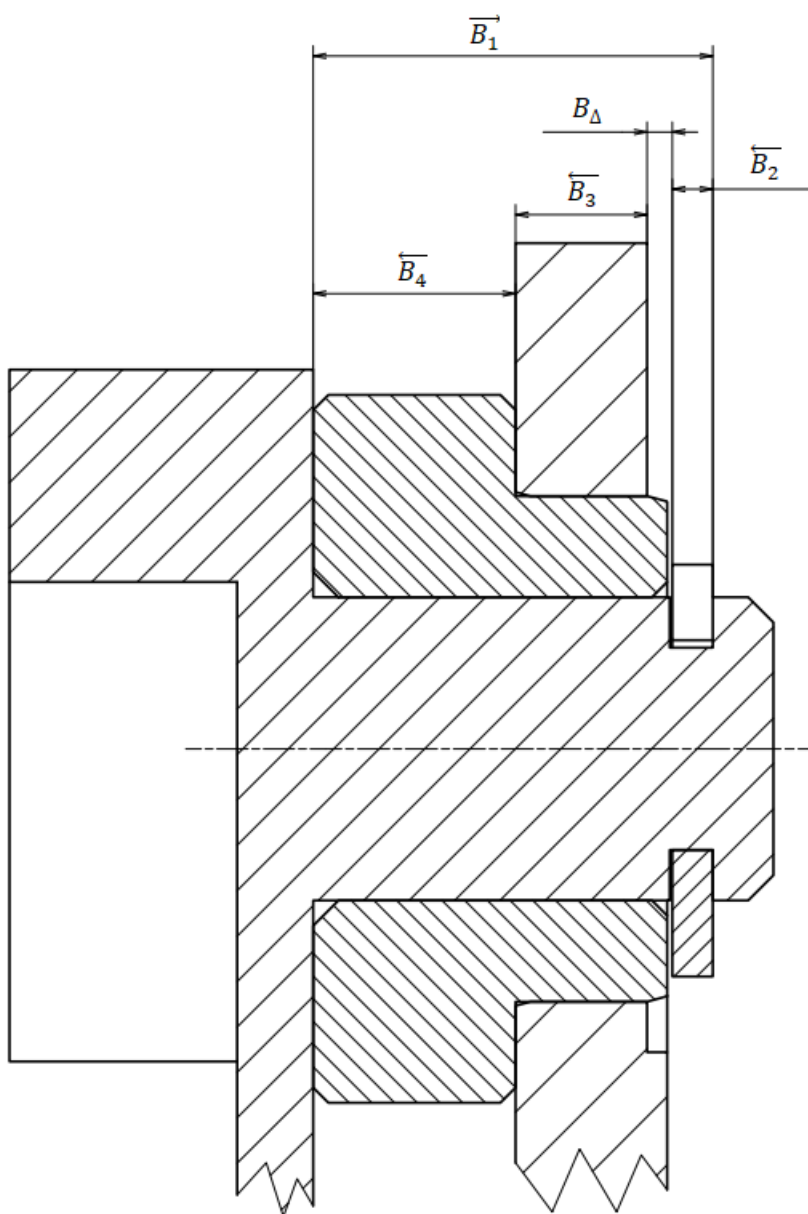
$$A_{1_{max}} = A_{\Delta_{max}} + A_{2_{min}} + A_{3_{min}} = 0,5 + 0,765 + 6,915 = 8,18 \quad (20)$$

$$A_{1_{min}} = A_{\Delta_{min}} + A_{2_{max}} + A_{3_{max}} = 0,1 + 0,835 + 7,085 = 8,02 \quad (21)$$

Z přecházejících rovnic vyplývá, že $A_1 = 7,9_{+0,12}^{+0,28}$. [28]

3.3.4 Rozměrový obvod 2

Pro zajištění úplné zaměnitelnosti aretační desky, pouzdra, pojistného třmenového kroužku a řadicí vidlice je potřeba vyřešit jejich rozměrový obvod (Obrázek 41), pro který byla zvolena montážní vůle $v_2 = B_{\Delta} = 0_{+0,5}^{+1}$. Jedná se o paralelní rozměrový obvod s rozměrovým obvodem 1, se kterým má dva společné členy. Podle normy ČSN 02 2929 je tloušťka pojistného čepového kroužku je $s = A_2 = B_2 = 0,8_{-0,035}^{+0,035}$ a $A_1 = B_1 = 7,9_{+0,12}^{+0,28}$. [24]



Obrázek 41 - Rozměrový obvod 2

Pro tolerance jednotlivých členů rozměrového obvodu platí:

$$T_{B_{\Delta}} = \sum_{i=1}^n T_{B_i} = T_{B_1} + T_{B_2} + T_{B_3} + T_{B_4} = 0,5 \quad (22)$$

Vztah lze upravit do podoby:

$$T_{B_{\Delta}} - T_{B_1} - T_{B_2} = T_{B_3} + T_{B_4} = 0,5 - 0,16 - 0,07 = 0,27 \quad (23)$$

Obvod je realizovatelný, protože $T_{B_3} + T_{B_4} > 0$.

V obvodu dále platí:



$$B_{\Delta_{max}} = B_{1_{max}} - B_{2_{min}} - B_{3_{min}} - B_{4_{min}} \quad (24)$$

$$B_{\Delta_{min}} = B_{1_{min}} - B_{2_{max}} - B_{3_{max}} - B_{4_{max}} \quad (25)$$

Jedná se o soustavu 2 rovnic pro 4 neznámé, proto bylo zvoleno $B_3 = 2,6_{-0,07}^{+0,07}$ a předcházející vztahy byly upraveny do tvaru:

$$B_{4_{min}} = B_{1_{max}} - B_{2_{min}} - B_{3_{min}} - B_{\Delta_{max}} = 8,18 - 0,765 - 2,53 - 1 = 3,885 \quad (26)$$

$$B_{4_{max}} = B_{1_{min}} - B_{2_{max}} - B_{3_{max}} - B_{\Delta_{min}} = 8,02 - 0,835 - 2,67 - 0,5 \quad (27)$$

$$B_{4_{max}} = 4,015$$

Z přecházejících rovnic vyplývá, že $B_4 = 4_{-0,115}^{+0,015}$. [28]



4 Závěr

Bakalářskou práci jsem uvedl stručným zmapováním historie značky Jawa a popisem jejího současného stavu.

Cílem teoretické části práce bylo popsat funkci motocyklové převodovky a udělat rešerši v oblasti řadicích mechanismů motocyklových převodovek. Téměř všechny mnou nalezené mechanismy řazení se daly rozdělit do dvou skupin. První skupinu tvoří řadicí mechanismy s posuvnou vazbou mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice. Typickým zástupcem této skupiny je původní řadicí mechanismus Jawa. Druhou skupinu tvoří řadicí mechanismy s rotační vazbou mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice. Typickými zástupci jsou řadicí mechanismy z pohonných jednotek motocyklů Aprilia RS 125 a Yamaha YZF-R1. V práci jsem stručně zmínil i nekonvenční řadicí mechanismus z motocyklu Ducati 1098 S. Vzhledem k tomu, že se dala očekávat nutnost tepelného zpracování některých komponent řadicího mechanismu, doplnil jsem teoretickou část o stručnou teorii kalení a popouštění.

Cílem praktické části práce bylo popsání nedostatků původního řadicího mechanismu Jawa a návržení nového mechanismu, který by tyto nedostatky vyřešil. Nový řadicí mechanismus má rotační vazbu mezi aretační deskou a svařencem řadicí vidlice, která řeší problém s neplynulým chodem řadicího mechanismu a zlepšuje třecí poměry. Za největší přínos této práce považuji nový čep reakce mechanismu, který poskytuje možnost vymezení nežádoucí vůle mechanismu a usnadňuje montáž.

Povedlo se mi splnit počáteční cíl práce, kterým bylo návržení konstrukčního řešení řadicího mechanismu, který by odstranil nedostatky aktuálního mechanismu řazení Jawa. Dalším krokem je nyní výroba prototypu.



5 Seznam použitých veličin

Značka veličiny	Jednotka	Význam
A_1	[°C]	Teplota, nad kterou se austenitizují nadeutektoidní oceli
A_3	[°C]	Teplota, nad kterou se austenitizují podeutektoidní oceli
A_i	[mm]	Člen rozměrového obvodu
B_i	[mm]	Člen rozměrového obvodu
d	[mm]	Jmenovitý průměr drátu
D	[mm]	Střední průměr závitu
E	[N · mm ⁻²]	Youngův modul pružnosti
F	[N]	Síla
i	[–]	Převodový poměr
\underline{k}	[–]	Míra bezpečnosti
n	[–]	Počet aktivních závitů
n_1	[min ⁻¹]	Otáčky hnací hřídele
n_2	[min ⁻¹]	Otáčky hnané hřídele
M	[N · m]	Točivý moment
M	[N · mm]	Torzni moment pružiny
M_s	[°C]	Teplota začátku martenzitické přeměny
M_f	[°C]	Teplota konce martenzitické přeměny
P	[W]	Výkon
q	[–]	Korekční činitel
r	[mm]	Vnitřní poloměr ohybů
T_{ij}	[mm]	Rozsah tolerančního polr
v	[m · s ⁻¹]	Rychlost
v_{imax}	[m · s ⁻¹]	Maximální rychlost stupně
v_{imin}	[m · s ⁻¹]	Minimální rychlost stupně
α	[°]	Torzni úhel pružiny
β_o	[–]	Součinitel vrubu
δ	[–]	Rozsah převodových stupňů
δ_i	[–]	Rozsah převodového stupně
ε_{vo}	[–]	Součinitel vlivu velikosti
η_{vo}	[–]	Součinitel jakosti povrchu
σ	[N · mm ⁻²]	Nekorigované ohybové namáhání
σ_a	[N · mm ⁻²]	Amplitudové napětí
σ_{co}	[N · mm ⁻²]	Mez únavy materiálu v ohybu
σ_{co}^x	[N · mm ⁻²]	Mez únavy součásti v ohybu
σ_k	[N · mm ⁻²]	Mez pevnosti
σ_m	[N · mm ⁻²]	Mediální napětí
σ_{Pt}	[N · mm ⁻²]	Mez kluzu
σ_q	[N · mm ⁻²]	Korigované ohybové namáhání
ω	[rad · s ⁻¹]	Úhlová rychlost



6 Seznam obrázků

Obrázek 1 - Jawa 350/634 Retro [4]	11
Obrázek 2 - Vnější charakteristika motoru [11]	13
Obrázek 3 - Ideální rychlostní charakteristika omezená přilnavostí, maximálním výkonem a maximální rychlostí jízdy; a) pro hnací sílu vozidla; b) pro hnací výkon vozidla [11]	14
Obrázek 4 - F-s diagram pro vozidlo s pětistupňovou převodovkou [9]	14
Obrázek 5 - F-s diagram pro vozidlo se dvoustupňovou převodovkou [9]	15
Obrázek 6 - Pilový diagram progresivního odstupňování [9]	16
Obrázek 7 - Úplná charakteristika zážehového motoru s křivkami konstantní měrné spotřeby [12]	17
Obrázek 8 - Schéma dvouhřídelové převodovky [16]	18
Obrázek 9 - Schéma tříhřídelové koaxiální převodovky s předlohou hřídelí [16]	19
Obrázek 10 - Řadicí vidlice a řadicí váleček; vodící čep řadicí vidlice (A), drážky řadicího válečku (B) [16]	19
Obrázek 11 - Dvouhřídelová převodovka s řadicími vidlicemi, řadicími tyčemi a řadicím bubínkem [13]	20
Obrázek 12 - Rozpad aktuálního mechanismu řazení Jawa	22
Obrázek 13 - Západka aretace a aretační váleček	23
Obrázek 14 - Mechanismus řazení Jawa	24
Obrázek 15 - Řadicí mechanismus Jawa, aretační destička	25
Obrázek 16 – Mechanismus řazení Rotax 122 [17]	26
Obrázek 17 - Aretační deska Rotax 122	26
Obrázek 18 - Mechanismus řazení Yamaha YZF R1 [18]	27
Obrázek 19 - Mechanismus řazení Ducati 1098 S [19]	28
Obrázek 20 - Fe-Fe ₃ C diagram [20]	29
Obrázek 21 - Tvrdost oceli po kalení [21]	30
Obrázek 22 - Druhy kalení [21]	31
Obrázek 23 - Problémový čep reakce mechanismu	33
Obrázek 24 - Problémový ohyb aretační desky	34
Obrázek 25 - Zjednodušené kinematické schéma mechanismu	35
Obrázek 26 - Rozpad nového řadicího mechanismu	35
Obrázek 27 - Změny řadicí hřídele	36
Obrázek 28 - Změny ozubeného kola spojovacího koše	37
Obrázek 29 - změny aretačního válečku	38



Obrázek 30 - Změny základny převodovky	39
Obrázek 31 - Uložení aretační desky.....	40
Obrázek 32 - První doraz mechanismu	41
Obrázek 33 - Čep reakce mechanismu.....	41
Obrázek 34 - Druhý doraz mechanismu.....	42
Obrázek 35 - Vymezení vůle mechanismu	42
Obrázek 36 - Pružina aretační desky.....	44
Obrázek 37 - Diagram pro určení hodnoty součinitele vlivu velikosti [27].....	45
Obrázek 38 - Diagram pro určení součinitele jakosti povrchu [27]	46
Obrázek 39 - Haighův diagram.....	47
Obrázek 40 - Rozměrový obvod 1	48
Obrázek 41 - Rozměrový obvod 2	50



7 Seznam příloh

Příloha 1: Výkres pouzdra

Příloha 2: Výkres rozpěrného kroužku 1

Příloha 3: Výkres rozpěrného kroužku 2

Příloha 4: Výkres čepu

Příloha 5: Výkres řadicí vidlice

Příloha 6: Výkres aretační desky

Příloha 7: Výkres svařence řadicí vidlice

Příloha 8: Kusovník svařence řadicí vidlice

Příloha 9: Výkres sestavy řadicího mechanismu

Příloha 10: Kusovník sestavy řadicího mechanismu



8 Použitá literatura

- [1] PAVLŮSEK, Alois a Ondřej PAVLŮSEK. Jawa: cestovní a sportovní motocykly, automobily. 2. aktual. Vydání. Brno: Computer Press (CP Books), 2009. ISBN 987-80-251-1939-6.
- [2] *Jawa.eu* [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/historicke-mezniky>
- [3] *Jawa.eu* [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/o-nas>
- [4] *Jawa.eu* [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/jawa-350-style>
- [5] *Jawa.eu* [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/jawa-350-ohc>
- [6] *Motorkari.cz* [online]. 2019 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/redakcni-testy/jawa/jawa-350-scrambler-z-tynce-hura-na-cundr-41539.html?>
- [7] *Jawa.eu* [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/jawa-300-cl--1>
- [8] *Jawa.eu* [online]. 2020 [cit. 2020-11-03]. Dostupné z: <https://www.jawa.eu/jawa-rwm-500>
- [9] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel: spojky : převodovky : rozvodovky : diferenciály : hnací hřídele : klouby*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5275-2. Dostupné také z: <https://dnnt.mzk.cz/uuid/uuid:4772d030-52c1-11e4-bc71-005056827e52>
- [10] ACHTENOVÁ, Gabriela, Jan BANĚČEK a Josef KOLÁŘ. *Převodná ústrojí vozidel: návrh odstupňování převodovek*. Praha: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05557-1.
- [11] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2. Dostupné také z: <https://dnnt.mzk.cz/uuid/uuid:08b16ec0-2f60-11e5-8851-005056827e51>
- [12] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno: Studijní opory VUT FSI Brno, 2004. [online]. [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Spalovaci%20motory%202005.pdf>



- [13] PATIL, Sagar. Types of motorcycle transmission. In: *Top Speed* [online]. 7.11. 2019 [cit. 2021-01-03]. Dostupné z: <https://www.topspeed.com/motorcycles/guides/types-of-motorcycle-transmission-ar186976.html>
- [14] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů*, 2. Brno: František Vlk, 2004. ISBN 80-239-1601-7. Dostupné také z: <https://dnnt.mzk.cz/uuid/uuid:05a46840-5318-11e6-ad5e-5ef3fc9bb22f>
- [15] NEPOMUCK, Bernd L. a Udo JANNECK. *Technická rukověť motocyklisty*. 5., rozš. vyd. České Budějovice: Kopp, 2009. ISBN 978-80-7232-354-8.
- [16] *SOUDNÍ INŽENÝRSTVÍ: Časopis pro soudní znalectví a řízení rizik v technických a ekonomických oborech* [online]. 16-2005. Brno: Ústav soudního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně, 2005 [cit. 2021-01-02]. ISSN 1211-443X. Dostupné z: <http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2005-02-109-123.pdf>
- [17] Elaborazione Aprilia RS 125 ep.12 - Messa in Fase Albero Motore Controalbero e Montaggio Blocco 122. In: *Youtube* [online]. [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?app=desktop&v=QzmAlQnS5Aw>
- [18] 05 YAMAHA YZF R1 ENGINE SHIFTER SHIFT SHAFT 2338A. In: *PIRATE MX* [online]. [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <https://www.piratemx.com/products/05-yamaha-yzf-r1-engine-shifter-shift-shaft-2338a>
- [19] Ducati Shift Control Fork Action. In: *Youtube* [online]. [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=7sgvZw3fhHA>
- [20] ČIŽMÁROVÁ, Elena a Jana SOBOTOVÁ. *Nauka o materiálu I. a II.: cvičení*. Praha: České vysoké učení technické, 2014. ISBN 978-80-01-05550-2.
- [21] JANOVEC, CSC, doc. Ing. Jiří a doc. Ing. Jiří CEJP, CSC. 4. KOVOVÉ MATERIÁLY A JEJICH ZPRACOVÁNÍ. In: *Ústav materiálového inženýrství, Fakulta strojní* [online]. [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: http://umi.fs.cvut.cz/wp-content/uploads/2014/08/4_2_kovove-materialy-a-jejich-zpracovani.pdf
- [22] Popouštění. In: *Meduna* [online]. [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <https://www.kalirna.cz/cz/sluzby/31-popousteni.html#prettyPhoto>
- [23] KŘÍŽ, Antonín. POVRCHOVÉ KALENÍ V PRŮMYSLOVÉ APLIKACI. In: *Oddělení povrchového inženýrství* [online]. [cit. 2021-01-09]. Dostupné z: <https://www.opi.zcu.cz/download/povrchove%20kaleni08.pdf>
- [24] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.



- [25] ČSN 41 4260. *Ocel 14 260*. 1987.
- [26] ČSN EN 13906-3. *Šroubové válcové pružiny vyráběné z drátů a tyčí kruhového průřezu – Výpočet a konstrukce – Část 3: Zkrutné pružiny*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [27] MICHALEC, Jiří. *Pružnost a pevnost II*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02375-3.
- [28] PETR, Karel. *ROZMĚROVÉ OBVODY (SÍTĚ) [Prezentace]: TOLERANČNÍ ANALÝZA ROZMĚROVÝCH ŘETĚZCŮ*. ČVUT v Praze, 2016.