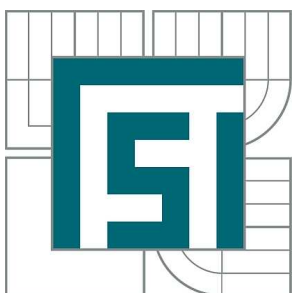


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

INOVACE SKLÁDANÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE PRO MINIBIKOVÉ MOTORY

INNOVATION OF BUILT-UP CRANKSHAFT FOR MINIBIKE ENGINES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LUKÁŠ DOLEŽAL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Stanislav Hanuš

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Doležal

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Konstrukční inženýrství (2301T037)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Inovace skládané klikové hřídele pro minibikové motory

v anglickém jazyce:

Innovation of built-up crankshaft for minibike engines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je inovace skládané klikové hřídele pro dvoudobé spalovací motory závodních minibiků Blata s ohledem na požadavky zadavatele včetně ověření navrhovaného konstrukčního řešení pomocí MKP analýzy.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat:

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho technickou a vývojovou analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Návrh variant řešení a výběr optimální varianty
7. Konstrukční řešení

Forma diplomové práce: průvodní zpráva, výkresová dokumentace

Typ práce: konstrukční

Účel práce: pro potřeby průmyslu

Seznam odborné literatury:

VLK, F. Teorie a konstrukce motocyklu 1,2 Vlk Brno, 2004

Vedoucí diplomové práce: Ing. Stanislav Hanuš

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 26.11.2010

L.S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá inovací skládaného klikového hřídele minibiků společnosti Blata. Minibike je označení pro malý motocykl osazený dvoudobým spalovacím motorem o obsahu 40 nebo 50 cm³. Stroj je určený pro závodní okruhy a nejen pro mladé jezdce, ale i seniory. Inovace spočívá v návrhu a ověření lisovaného spoje v oblasti uložení hlavních čepů v ramenech klikového hřídele. Lisovaný spoj je navržen na základě silového rozboru na klikovém hřídeli při maximálních otáčkách motoru. Navrhovaná řešení jsou ověřena pomocí MKP výpočtů. Na základě výsledků je vybrána nejvhodnější varianta. Pro vybranou variantu je zjišťován vliv silového působení při maximálním výkonu stroje. Na základě všech těchto skutečností je na závěr proveden konstrukční, technologický a ekonomický rozbor realizovatelnosti nové technologie výroby.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dvoudobý motor, minibike Blata, klikový mechanismus, skládaný klikový hřídel, lisovaný spoj, silový rozbor, kroutící moment, MKP

ABSTRACT

The present diploma thesis deals with innovation of built-up crankshaft of Blata minibikes. Minibike is the type of a small two-stroke motorcycle equipped with an internal combustion engine of the volume 40 or 50 cm³. The machine is designed for racing circuits; not only for young riders but also for seniors. The innovation is in the design and verification of pressed connections in the imposition of major pins in the arms of the crankshaft. Pressed connections are designed on the basis of the analysis of force interaction on the crankshaft at maximum revolutions. The proposed solutions are verified by FEM calculations. Based on the results, the best option is selected. For the selected option, the impact of force interaction at maximum machine performance is studied. Finally, on the basis of these facts, designing, technological and economic analysis of feasibility of new production technology is carried out.

KEYWORDS

Two-stroke engine, Blata minibikes, crank mechanism, built-up crankshaft, pressed connection, force analysis, torque, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DOLEŽAL, L. *Inovace skládané klikové hřídele pro minibikové motory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 99 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Stanislav Hanuš.

ROHLÁŠENÍ

Čestně prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Inovace skládané klikové hřídele pro minibikové motory vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu.

V Brně, dne 26.5.2011

.....

Lukáš Doležal

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych velice rád poděkovat vedoucímu Ing. Stanislavu Hanušovi a konzultantům Ing. Janu Brandejsovi, CSc., doc. Ing. Lubošovi Náhlíkovi, Ph.D. a Ing. Josefu Zapletalovi za ochotu, odborné poznámky a rady, které mi poskytli při vypracovávání této diplomové práce. V neposlední řadě také mé rodině a přítelkyni za podporu a toleranci.

Poděkování

OBSAH

Obsah	9
Úvod	11
1 Současný stav poznání	12
1.1 Vývoj dvoudobého motoru	12
1.2 Modernizace dvoudobého motoru	13
1.3 Srovnání dvoudobého a čtyřdobého motoru	14
1.4 Závodní minibike	14
1.5 Klikový mechanismus dvoudobého motoru	15
1.5.1 Pístní skupina	16
1.5.2 Ojnice	17
1.5.3 Klikový hřídel	17
1.6 Skládání klikové hřídele a způsoby spojení	18
1.6.1 Lisované klikové hřídele	18
1.6.2 Sešroubované klikové hřídele	20
1.6.3 Klikové hřídele spojené pomocí Hirthovi spojky	20
1.6.4 Klikové hřídele svařované	21
1.7 Analýza klikových hřídelí	21
2 Formulace řešeného problému a technická a vývojová analýza	23
2.1 Formulace řešeného problému	23
2.2 Technická analýza	23
3 Vymezení cíle práce	25
4 Návrh metodického přístupu k řešení	26
5.1 Rozbor sil v klikovém mechanismu	27
5.1.1 Parametry	27
5.1.2 Výpočet primárních sil	27
5.1.3 Výpočet sekundárních sil	29
5.4.1 Výsledné působení sil	38
5.5 Návrh lisovaného spoje hlavních čepů	45
5.5.1 Vstupní parametry	46
5.5.2 Rozměry	46
5.5.3 Technologie lisování	47
5.5.4 Materiál součástí	48
5.6 Výpočet lisovaného spoje	50
5.6.1 Lisovaný spoj - výsledky a shrnutí	58
5.7 Analýza standardně vyráběného klikového hřídele	59
5.7.1 Standardní klikový hřídel - analytické výpočty	60
5.7.2 Standardní klikový hřídel - modely	62
5.7.3 Standardní klikový hřídel – MKP analýza	62
5.7.4 Standardní klikový hřídel - výsledky	63
5.8 Návrh - MKP analýza vybraných variant	64
5.8.1 Návrh - modely	64
5.8.3 Návrh - výsledky	66
6. Konstrukční řešení	71
6.1 Nebezpečné stavy a silové působení	71
6.1.1 Výpočet sil	72
6.1.2 MKP analýza pro jednotlivé stavy	72

6.2 Silové působení - standardní kliková hřídel	74
6.3 Silové působení - návrh	76
6.6 Skládání nového klikového hřídele	81
6.6.1 Skládání nového klikového hřídele - výsledky	82
6.7 Deformace klikového hřídele po slisování	84
6.7.1 Deformace klikového hřídele po slisování - výsledky	84
7 Závěr - Konstrukční, technologický a ekonomický rozbor řešení	86
7.1 Konstrukční rozbor	86
7.2 Technologický rozbor	87
7.3 Ekonomický rozbor	89
7.4 Závěr	90
Seznam použitých zdrojů	91
Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	93
Seznam obrázků a grafů	96
Seznam tabulek	98
Seznam příloh	98
Příloha 5	99

ÚVOD

Diplomová práce se zabývá inovací klikového hřídele závodních minibiků Blata. Minibike je označení pro malý motocykl používaný při závodech na silničních okruzích. Závodní speciály Blata jsou osazeny moderními dvoudobými vodou nebo vzduchem chlazenými spalovacími motory o objemu 40 a 50 cm³. Motory o objemu 40 cm³ dosahují výkonu v rozmezí 3,1 až 10,7 kW. Motor o objemu 50 cm³ dosahuje výkonu 11,5 kW. Jak je patrné z parametrů jedná se o vysoce výkonné motory vzhledem k velikosti a objemu. Litrový výkon dosahuje až k hodnotě 300 kW/dm³.

Inovace klikového hřídele spočívá v návrhu uložení hlavních čepů v ramenech klikového hřídele pomocí lisovaného spoje. V současné době se klikový hřídel vyrábí ze dvou částí, které jsou spojeny pomocí ojnicního čepu. Ramena jsou vyráběna s hlavními čepy z jednoho kusu. Při takovéto výrobě vzniká velké množství odpadu. Snahou společnosti je snížit náklady na výrobu. Tato diplomová práce má především za úkol navrhnout řešení, ověřit řešení pomocí MKP analýz a na základě výsledků rozhodnout o výhodnosti a možnosti realizace nové technologie výroby. Případně navrhnout jiná možná řešení. Požadavek na spojení hlavních čepů s rameny pomocí lisovaného spoje vychází ze zkušenosti společnosti s technologií lisování. Navíc tato technologie je levná, spolehlivá a nenáročná na výrobu.

Na začátku práce je uveden krátký přehled vývoje dvoudobého motoru a jeho pozice v dnešní době. Pozornost je věnována samotnému minibiku a jeho základnímu popisu. Dále se práce obecně zaměřuje na klikový mechanismus dvoudobého motoru a jeho hlavní části. Nevětší pozornost je věnována samotnému skládanému klikovému hřídeli a možnosti jeho spojení. Další část práce se již zabývá přímo rozbořením sil na konkrétních klikových hřídelích nejsilnějších zástupců z výrobní palety společnosti Blata. Z tohoto rozboru vychází základní parametr, špičkový kroutící moment jako vstup pro návrh lisovaného spoje. Na základě maximálních kroutících momentů je navrženo několik variant uložení hlavních čepů s ohledem na specifika spalovacího motoru. Pomocí MKP analýzy a porovnání se standardním klikovým hřídelem je vybrána nejvhodnější varianta. V další části je navrhované řešení podrobeno analýze působících sil při činnosti motoru. Na závěr práce je proveden konstrukční, technologický a ekonomický rozbor, ve kterém jsou zhodnoceny všechny dosažené výsledky.

1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Předmětem diplomové práce je inovace klikového hřídele minibiku, který je osazen moderním dvoudobým motorem. Na začátku samotného navrhování je tedy vhodné seznámit se s vývojem dvoudobého motoru, pochopit princip jeho funkce. Zaměřit se na klikové mechanismy a především na skládané klikové hřídele, které jsou v tomto minibikovém motoru použity.

1.1 Vývoj dvoudobého motoru

Dvoudobý motor prošel ve 20. století značným vývojem a z původně mechanicky jednoduchého motoru určeného pro velké naftové lokomotivy a stabilní motory do továren vznikl výkonný motor o nízké hmotnosti používaný především v motocyklech a v současné době také v malé zahradní mechanizaci.

Výkonné dvoudobé motory se ve 20. století osvědčily jako ideální pohonná jednotka pro zástavbu do závodních speciálů díky svému poměru hmotnosti a výkonu. Právě vývoj závodních týmů především v 50. až 70. letech 20. století posunul parametry dvoudobého motoru o značný kus vpřed [1].

Na začátku vývoje moderního dvoudobého motoru byl klasický symetrický rozvod, kde otevření a zavření sacího kanálu řídí spodní hrana pístu. U zahradní techniky se tento jednoduchý systém používá dodnes. Na začátku 50 let byl představen nesymetrický rozvod směsi pomocí rotačního diskového šoupátka, postupem času vzniklo spoustu konstrukčních variant. Toto řešení umožňuje sání přímo do klikové skříně přes clonu, která určuje dobu sání. Clona je poháněna klikovým hřídelem a otáčí se stejnou úhlovou rychlostí. Ve stejné době vzniklo laděné výfukové potrubí obsahující expanzní komoru. Jedná se v podstatě o objemnou kuželovou komoru se strmým koncovým kuzelem, který slouží k odrazu tlakových vln směrem zpět k válci. Tyto vlny zatlačují unikající směs z výfukového kanálu do válce a umožňují mnohem efektivnější naplnění. Toto konstrukční řešení však vyhovuje jen pro určité pásmo otáček.

Další pokrok přinesl v 60. letech systém odděleného mazání. Olej je oddělen od paliva v samostatné nádobce odkud je čerpán a dávkován v přesném množství do sacího kanálu, případně i na jiná místa přímo v motoru. Dávkování je závislé na otáčkách a zatížení motoru. Výhodou tohoto uspořádání je kromě většího pohodlí při obsluze i nižší spotřeba oleje a tedy i nižší zanášení motoru karbonem, který vzniká při spalování oleje v palivové směsi. Konec 60. let přinesl inovaci v podobě sání směsi přes membránu nebo také jazýčkový ventil. Membrána je ovládána podtlakem v sacím kanále. Oproti výše zmíněnému šoupátku má výhodu vtom, že sání probíhá dle aktuálního podtlaku ve válci, který se mění s otáčkami. Směs se může pohybovat pouze jedním směrem. Výhodou je prostorová nenáročnost. Většinou je membrána umístěna přímo mezi karburátorem a válcem. Dalším přínosem byl v 70. letech vynález výfukové přívěry. Přívěra nastavuje horní hranu výfukového kanálu a tím mění rozvod v závislosti na otáčkách motoru nebo ovládá pomocné výfukové kanály, čím je možné dosáhnout ploché křivky výkonu a krouťícího momentu. Zatím poslední inovací, kterou dvoudobý motor v 90. letech prošel, je vstřikování paliva přímo do válce. Tento systém má velký význam pro budoucnost dvoudobého motoru a bude přiblížen níže v samostatné kapitole.

Klasický dvoudobý motor je mazán směsí paliva a oleje, který je spalován v podobě škodlivých uhlovodíků, jejichž produkcí klasický dvoudobý motor několikanásobně

převyšuje motory čtyřdobé. První omezení pro dvoudobé motory přišla v 90. letech, kdy byla v Evropě zavedena ekologická norma Euro 1. Pro plnění norem Euro 2 a Euro 3 musely být dvoudobé motocykly vybaveny katalyzátorem výfukových plynů. V současné době platí norma Euro 3, která nedovoluje prodej dvoudobých motocyklů bez účinného katalyzátoru, případně zařízení snižující tvorbu CO a HC. Dvoudobé silniční motocykly se v dnešní době vyrábí pouze ve třídách do 125 cm³. Současný světový trend prosazuje čtyřdobý motor jako ideální pohonnou jednotku pro ekologickou budoucnost a v očích veřejnosti je použití dvoudobých motorů předurčeno hlavně v zahradní technice. [1]

1.2 Modernizace dvoudobého motoru

1.2

Dnešní moderní dvoudobé motory využívají kromě již zmíněných výfukových přívěr, laděných výfuků apod. i přímého vstřikování paliva do válce. Tento systém vyvinula v 90. letech australská firma Orbital Engine Company speciálně pro dvoudobé motory. Pro výplach motoru je u tohoto systému použit pouze čistý vzduch. Ložiska klikového hřídele, ojnicí a pístní čep a plášť válce jsou mazány tlakovým olejem, který dodává elektronicky řízené čerpadlo v závislosti na otáčkách a zatížení motoru. Při kompresi je stlačován čistý vzduch bez paliva. V okamžiku kdy, píst uzavře výfukový kanál, vstřikovací jednotka vstříkne do válce směs paliva. Tímto krokem bylo odstraněno míšení směsi paliva s výfukovými plyny a jejich únik do výfukového kanálu, což kromě vyšší spotřeby vede i k enormnímu zhoršení kvality spalin. Velkým přínosem je oddělení mazacího média od paliva, takže do spalovacího prostoru je pohybem vzduchu unášeno pouze minimum oleje. Toto řešení vede k výraznému snížení podílu škodlivin ve výfukových plynech, snížení spotřeby paliva i mazacího oleje.

Jako jeden z prvních motocyklových výrobců tento systém licenčně koupila a inovovala společnost Aprilia a nabízí jej ve svém skútru SR 50 pod názvem DiTech. Systém DiTech umožnil snížit spotřebu oleje oproti klasickému skútru o 60 % a spotřebu paliva až o 40 %, přičemž díky efektivnějšímu využití paliva se zvýšil o 15 % výkon motoru. Schéma systému je naznačeno na obr. 1-1. Původní technologii společnosti Orbital odkoupila i spousta dalších velkých světových výrobců. Kromě Aprilie jsou to motocyklové koncerny zabývající se výrobou skútrů Piaggio, Kymco, výrobci snežných skútrů Bombarier a Ski Doo a mnoho dalších. [1], [2]



Obr. 1-1 Systém DiTech [2]

Podle mnohých světových odborníků současný trend příklonu ke čtyřdobým motorům nemá racionální důvod, protože přímé vstřikování u dvoudobých motorů nabízí neskýtané možnosti k vývoji a oddělení mazacího oleje od paliva. Výplach motoru čistým vzduchem téměř odstraní primární problém tohoto motoru, spalování mazacího oleje. Proto vývoj elektronicky řízeného dvoudobého motoru může vést k mnohem lepším parametrům, co se týče spotřeby paliva i produkovaných škodlivin. [1]

1.3 Srovnání dvoudobého a čtyřdobého motoru

Dvoudobý motor má oproti čtyřdobému motoru vyšší měrný výkon. U dvoudobého motoru je k vykonání jednoho pracovního cyklu zapotřebí pouze dvou zdvihů pístu. Celý pracovní cyklus tedy proběhne během jedné otáčky klikového hřídele (360°). U čtyřdobého motoru jsou zapotřebí čtyři zdvihy a pracovní cyklus tedy proběhne během dvou otáček (720°). S tímto souvisí rovnoměrnější průběh kroutícího momentu a méně vibrací dvoudobého motoru. Teoreticky by měl mít dvoudobý motor dvojnásobný výkon, prakticky se však u klasických dvoudobých motorů díky nedostatečnému plnění, míšení směsi s výfukovými plyny a unikání směsi výfukovým kanálem pohybuje navýšení pouze kolem 10%.

Velkou předností dvoudobého motoru je jednoduchá konstrukce. Oproti čtyřdobému motoru obsahuje méně pohyblivých součástí, především díky absenci ventilového rozvodu. Prakticky se skládá ze tří základních částí. Klikového hřídele, ojnice a pístní skupiny. Z uvedených faktů vyplývá několik příznivých vlastností. Nižší náklady na výrobu. Nižší hmotnost a tím pádem lepší poměr výkon/hmotnost. Jednoduchá údržba. [1], [3]

Dvoudobý motor má i spoustu nectností. Z ekologického hlediska se jedná zejména o vysoký obsah škodlivin ve výfukových plynech. Toto je způsobené spalováním mazacího oleje. U dvoudobého motoru totiž nelze použít stejný systém mazání jako u motorů čtyřdobých, protože se rozvodu směsi účastní kliková skříň a spodní část pístu. Ve výfukových plynech tedy vzniká větší množství uhlovodíků. U klasických dvoudobých motorů s karburátorem je vyšší měrná spotřeba paliva způsobena částečným unikáním čerstvé směsi do výfukových plynů. Dvoudobý motor je také hlučnější, je to dáno uložením klikového hřídele na valivých ložiskách a dvojnásobným objemem procházejících plynů skrze sání a výfuk. S uložením klikového hřídele na valivých ložiskách souvisí i složitější výroba. V neposlední řadě je to také neklidný chod při volnoběhu, který je způsoben špatným vyplachováním pracovního prostoru při nízkých otáčkách.[1], [3]

1.4 Závodní minibike

Tato práce se zabývá klikovým hřídelem závodních minibiků a je tedy vhodné uvést co vlastně označení minibike znamená. Minibike je typ malého závodního motocyklu o základních rozměrech přibližně 1000 x 600 x 500 mm, kde 500 mm vyjadřuje výšku sedla nad zemí. Stroj je určen především na závodní okruhy, případně pro hobby jezdce i na kvalitní uzavřené asfaltové silnice. Stroj nedisponuje odpružením a není určen pro provoz na běžných pozemních komunikacích. Nosnost stroje se pohybuje max. do 100 kg. Hmotnost samotného stroje bývá kolem 20 kg. V postatě

se jedná o zmenšeninu opravdového závodního speciálu. Představu o velikosti stroje si můžeme udělat z obrázku 1-2.

Minibikový sport je určen jak pro mladé jezdce, tak i seniory. Závody jsou rozděleny do několika kategorií, kterým odpovídá i typ a výkon minibiku.

Česká společnost Blata se zabývá výrobou závodních speciálů minibike již téměř 17 let a během své existence si vybudovala silnou pozici. Dnes patří ke společnostem, které celosvětově určují charakter a směr vývoje v segmentu minibike. Minibike Blata jsou vybaveny moderními prvky a technologiemi vysoké technické úrovně. Mezi tyto prvky můžeme zařadit hydraulické kotoučové brzdy na obou kolech, odlehčené držáky vidlic, ultralehká kola, hliníková řídítka, tlumič řízení, karbonové součásti nebo také řetězové kolo z vysokopevnostní hliníkové slitiny. Důmyslně vyřešený podvozek umožňuje jezdcům dle svých potřeb měnit základní geometrii stroje pomocí stavitelných prvků. Znakem společnosti je také pečlivě propracovaný design. [4],[5]



Obr. 1-2 Ukázka ze závodů, minibike Blata Ultima a řez vodou chlazeného motoru typ W40 [4]

Minibike Blata jsou osazeny dvoudobými vodou nebo vzduchem chlazenými jednoválci o objemu 40 cm^3 a 50 cm^3 . Motor má dvoukanálový rozvod, přičemž sání do klikového skříně je realizováno přes jazýčkový ventil. Počet přepouštěcích kanálů je roven pěti. Na výfukový kanál navazuje výfukové potrubí s expanzní komorou. K minibikovým motorům není připojena převodová skříně. Odstředivá spojka spojuje motor se zadním kolem přímo přes řetězový převod. Celá konstrukce motoru je řešena tak, aby byl motor co nejúžší a umožňoval tak velké náklony v zatáčkách. Na obrázku níže můžeme vidět řez motoru typu W40 používaném v minibiku Blata Origami. [4]

1.5 Klikový mechanismus dvoudobého motoru

Klikovým mechanismem rozumíme sestavu klikového hřídele, ojnice a pístní skupiny. Pro dvoudobé motory se používá ve většině případů celistvá ojnice a dělený klikový hřídel a to především z důvodu valivého uložení jednotlivých součástí.

Valivá ložiska jsou méně náročná na mazání. V případě minibiků Blata jsou motory mazány pomocí oleje rozmíchaném v palivu v poměru 1:40.[6]

1.5.1 Pístní skupina

Pístní skupinu tvoří píst, pístní kroužky, čep a další součásti jako např. vymezovací podložky a pojistné kroužky. Skupina zajišťuje přenos síly od tlaků plynů na ojnici, těsní spalovací prostor a odvádí teplo z pracovního prostoru. Pohyb pístní skupiny zajišťuje výměnu náplně ve válci.

Píst při svém pohybu otevírá a zavírá přepouštěcí a výfukové kanály. Charakteristický tvar pístu můžeme vidět na obrázku 1-4. Dno pístu má mírně vypouklý tvar, který usnadňuje výplach spalovacího prostoru. Spodní vybrání v plášti pístu umožňuje kratší konstrukci přepouštěcích kanálů. V dolní úvratí píst umožňuje propojení vstupu přepouštěcích kanálu s prostorem klikové skříně, ve které je stlačena čerstvá směs paliva. Plášť pístu mezi vybráním musí být řešen tak, aby v horní úvratí překrýval výfukový otvor a zabraňoval tak úniku nasávané směsi paliva do výfuku. [3]



Obr. 1-4 Část pístní skupiny motoru Blata R40

U dvoudobých motorů se v současnosti používají většinou dva nebo tři stejné těsnící kroužky. U výkonnějších závodních motorů bývá dokonce kroužek pouze jeden o tloušťce přibližně 1mm. Pro těsnění spalovacího prostoru ve vysokých otáčkách postačuje [7]. Jeden kroužek používá ve svých motorech i společnost Blata.

Kroužky mají zámky upraveny tak, aby je bylo možné nasadit jen do určité polohy. V drážkách pístu jsou aretační kolíčky. Tyto kolíčky zabraňují otočení kroužků zámky do některého z kanálů, kde by se mohly zalomit a poškodit motor.

Pístní čep zajišťuje přenos sil mezi pístem a ojnici. V pístu i ojnici bývá uložen volně, jedná se tedy o čep „plovoucí“. Zhotovuje se z cementačních ocelí. Axiální pojištění čepu v pístu zabezpečují pojistné kroužky. [3]

1.5.2 Ojnice

Ojnice přenáší síly mezi pístem a klikovým hřídelem. U dvoudobých motorů je namáhána ojnice především na vzpěr. Vzhledem k proměnlivosti působících sil je namáhána také únavově. Ojnice by měla mít obecně co nejnižší hmotnost a velmi tuhá obě oka [3].

U dvoudobých motorů se používá především ojnice s neděleným spodním okem. Jak již bylo zmíněno v předchozích odstavcích, je to z důvodu použití valivých ložisek. Dělený klikový hřídel umožňuje navlečení spodního oka ojnice včetně jehlového ložiska a případně vymezovacích podložek na ojniční čep před konečným složením. U vysoce namáhaných motorů bývá povrch dřívku ojnice leštěn. Povrch oka ojnice tvoří vnější kroužek jehlového ložiska a povrch čepu kroužek vnitřní. U pístního oka lze u motorů s malým výkonem použít bronzové pouzdro opatřené mazací drážkou. Toto pouzdro je zalisováno přímo do oka ojnice. Mazací poměr musí být ovšem maximálně 1:30, v případě jehlových ložisek je připuštěn poměr až 1:150. Boční plochy ojnice zajišťují axiální vedení a jsou v kontaktu s broušenými plochami ramen klikového hřídele. Nebo se mezi boky ojnice a ramena vkládají vymezovací podložky. Mazání stykových ploch zajišťují radiální mazací drážky nebo drážky vyfrézované, které zabezpečují průnik olejových kapiček rozptýlených ve směsi paliva přímo do ložiska. Ukázku ojnice s leštěným povrchem můžeme vidět na obr. 1-6. Radiální a frézované drážky pro mazání můžeme vidět na obr. 1-5 [3]. V obou případech se jedná o součásti minibikových motorů Blata.



Obr. 1-5 Ojnice včetně jehlových ložisek motoru Blata R40

1.5.3 Klikový hřídel

Klikový hřídel se skládá z ramen, hlavních a ojničních čepů. Klikový hřídel zajišťuje spolu s ojnicí převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Současně zabezpečuje i částečné vyvážení vznikajících setrvačných sil. Klikový hřídel je zatěžována kombinací sil od tlaku plynů a sil setrvačných. Silové účinky jsou časově proměnné, jak z hlediska velikosti, tak směru. Proto konstrukce klikového hřídele musí zajišťovat tuhost k ohybovému a krouticímu namáhání, pevnost vůči působícím silovým účinkům, odolnost proti opotřebení čepů a dlouhou životnost při cyklickém zatěžování. [3]



Obr. 1-6 Klikový hřídel minibiku Ultima včetně ojnice

Klikový hřídel dvoudobého motoru bývá ve většině případů skládaný. Důvodem je použití valivého uložení. Nejčastěji se ramena spojují pomocí lisování ojnicního čepu. Ramena klikového hřídele kromě spojení hlavního a ojnicního čepu zajišťují i částečné vyvážení rotačních hmot (přibližně z 50 – 70 %). Pro dvoudobý motor je důležitý co nejmenší volný (parazitní) objem v prostoru klikové skříně, protože čím menší objem zde bude, tím více se zde nasátá směs může stlačit a tím lépe funguje přepouštění. Z tohoto důvodu mají ramena klikového hřídele válcový tvar, aby je kliková skříň mohla co nejlépe kopírovat. Odebraný objem materiálu z ramen se vyplňuje lehkou plastickou hmotou nebo se zcela zakrývá. Na obr. 1-6 můžeme vidět klikový hřídel z motoru minibiku Blata Ultima (typ W50). V ramenech klikového hřídele jsou vytvořeny vyvažovací otvory, které se zakrývají plechem kruhového tvaru. Plech přesně zapadá do vybrání na rameni. Zakryté vyvažovací otvory v ramen klikového hřídele můžeme vidět v řezu motoru na obr. 1-3.

Vnější povrch ramen bývá broušený z důvodu vystředování klikového hřídele po slisování [3].

Ojnicní čep se vyrábí z cementační oceli a vzhledem k tomu, že povrch čepu tvoří vnitřní kroužek jehlového ložiska je cementován do hloubky 1 až 1,4 mm. Z důvodu snížení rotujících hmot a zvýšení únavové pevnosti bývá čep dutý se zaoblenými hrany na čelech [3].

1.6 Skládané klikové hřídele a způsoby spojení

Protože se tato práce zabývá inovací skládaného klikového hřídele, je věnována tomuto tématu samostatná kapitola. Všeobecně jsou skládané klikové hřídele méně tuhé než hřídele vyráběné v celku. Sériová výroba skládaných hřídelí je také poměrně drahá, protože se většinou celé vyrábějí obráběním.

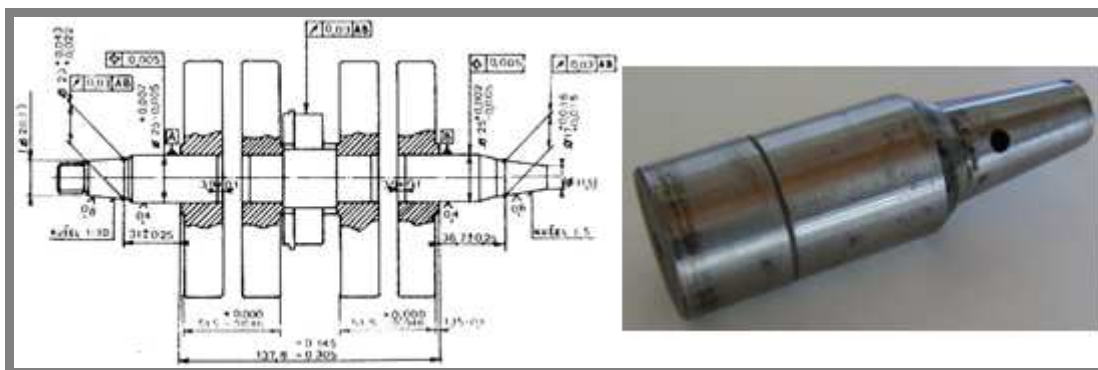
1.6.1 Lisované klikové hřídele

Lisované spoje představují nejjednodušší, nejlevnější, nejspolehlivější, ale také velmi obtížně rozebíratelné spojení součástí klikového hřídele. Kromě samotného spojení je tento spoj vhodný i pro přenos kroutících momentů. Spoje umožňují při vysoké spolehlivosti přenos i velmi vysokých zatížení se střídavým charakterem nebo s rázy [8].

Tento způsob spojení součástí klikového hřídele se používá především u motocyklových motorů nebo také u malé zahradní mechanizace a to jak u motorů

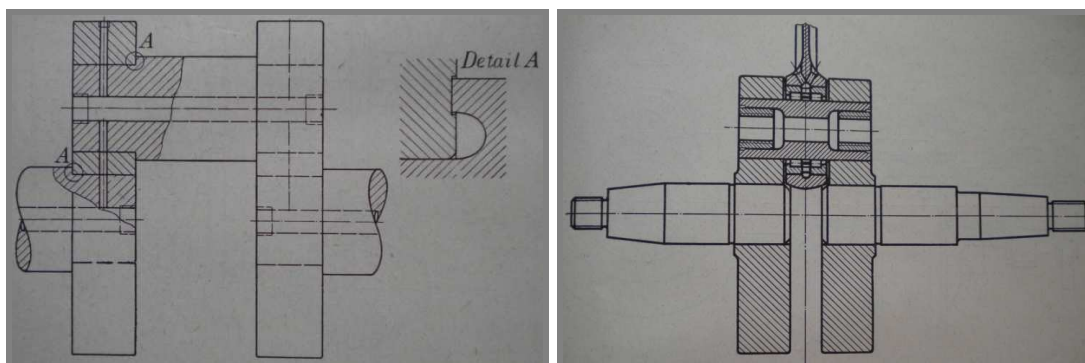
dvoudobých, tak čtyřdobých [3]. V dnešní době se ve většině případech ramena s hlavními čepy kovají z jednoho kusu nebo odlévají. Po opracování se spojí pomocí ojnicního čepu. Jednotlivé části se vůči sobě za provozu nesmí potočit, proto se používá značných přesahů. V případě ojnicního čepu se obecně rozsah pohybuje v rozmezí 0,08 až 0,12 mm.

Méně častým typem lisovaného skládaného klikového hřídele je případ, kdy se do ramen lisují i hlavní čepy. Tuto technologii výroby klikových hřídelů používali čeští výrobci motocyklů Jawa a ČZ. Ukázku hlavního čepu a náčrt skládaného klikového hřídele dvouválcového motocyklu Jawa 350 můžeme vidět na obr. 1-8.



Obr. 1-8 Klikový hřídel a hlavní čep motocyklu Jawa 350

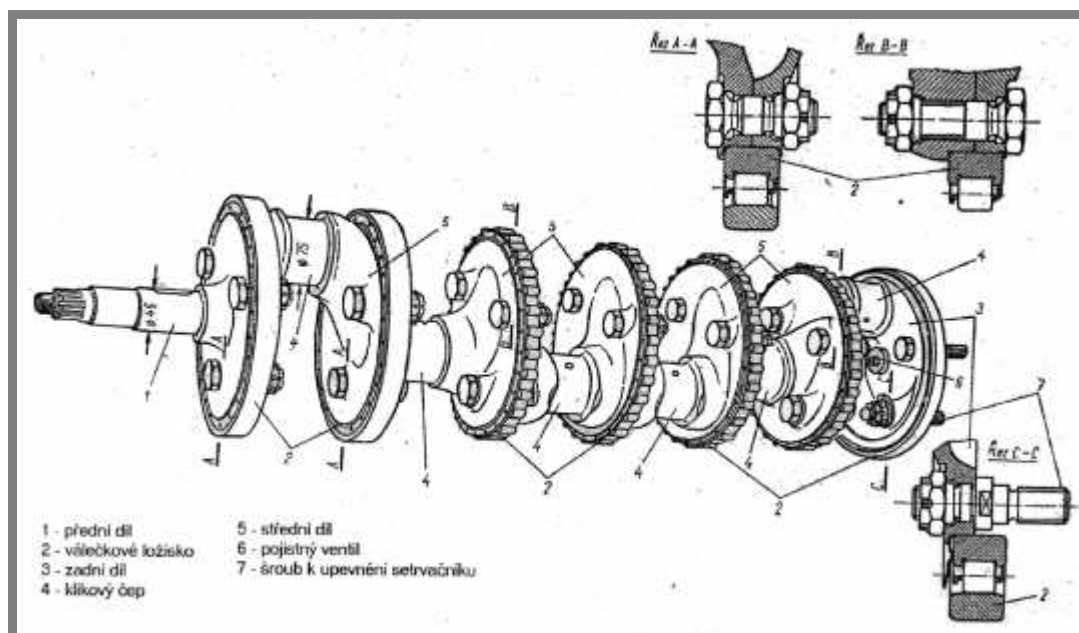
V místě přechodu lisovaného čepu do ramene vzniká velká koncentrace napětí. Tyto koncentrace snižují únavovou pevnost. Aby se pevnost v únavě zvýšila, je nutné upravit součásti tak, jak je znázorněno na obr. 1-9. Na čepu jsou provedeny pozvolné přechody zaoblením. Lisované součásti se poté chovají jako jeden kus s vrubem. Jiným způsobem jak snížit namáhání součástí při lisování za normální teploty je snížit stykový tlak. V případě ojnicního čepu lze toto uskutečnit pomocí trnů, které se nalisují z každé strany do dutého čepu. Tento čep je již předem nasazen v ramenech klikového hřídele a trny jej rozeprnou a pevně zajistí. Zvýšit spolehlivost a snížit namáhání spoje lze dále ještě rozdělením trnů do více kusů. Trny jsou opatřeny vnitřními závity, aby je bylo možno při opravách snadno demontovat. Příklad můžeme vidět na obr. 1-10 [9]. Každé nalisování a vylisování zmenšuje předepsaný přesah dílů zhruba o 20% a tím snižuje únosnost celého spoje. Proto se při opravách mění obě součásti, jak ojnicní ložisko, tak ojnicní čep.



Obr. 1-9, 1-10 Pozvolný přechod zaoblením, trny v ojnicním čepu [9]

1.6.2 Sešroubované klikové hřídele

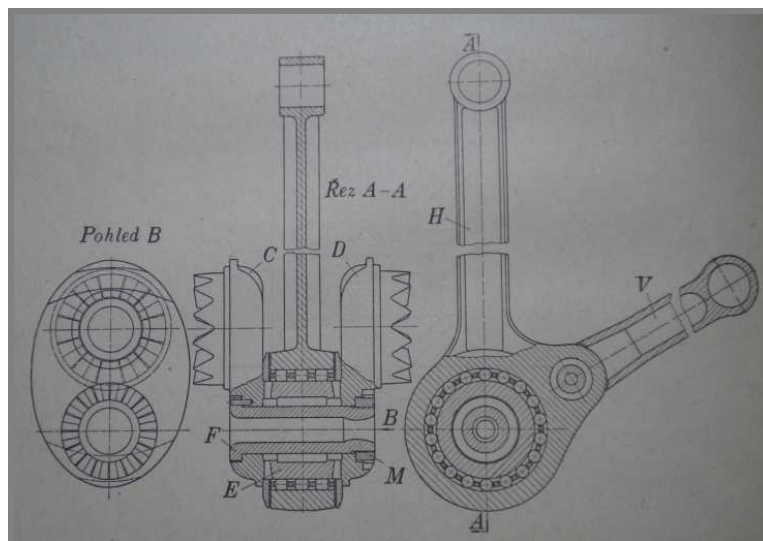
Části skládaného klikového hřídele je také možné spojit sešroubováním. Takovéto řešení používala u svých vznětových motorů společnost Tatra. Ukázku můžeme vidět na obr. 1-11. Kruhová ramena klikového hřídele slouží jako vnitřní kroužky valivých ložisek. Tato ložiska jsou pak uložena v tzv. tunelové klikové skříní. Výhodou valivých ložisek jsou v tomto případě nižší třecí ztráty a malý odpor proti otáčení při spouštění studeného motoru. Nevýhodou je vyšší hlučnost a vibrace motoru. Díky absenci hlavních čepů, které zde tvoří kruhová ramena je klikový hřídel velmi krátký. Podle toho jak se sestaví jednotlivé části se může smontovat libovolný počet válcových jednotek. Původní konstrukce vzduchem chlazených motorů byla stavebnicová. Kompletní válcové jednotky se spolu sešroubovaly a doplnily vačkovým hřídelem a potrubími. Takto bylo možno vyřešit stavbu různých velikých motorů s minimálními náklady. Tímto způsobem bylo možné vyrobit motory jak řadové, tak vidlicové. [3], [7]



Obr. 1-11 Klikový hřídel spojený šrouby [3]

1.6.3 Klikové hřídele spojené pomocí Hirthovi spojky

Jiným příkladem spojení jednotlivých částí klikového hřídele je pomocí čelního ozubení (tzv. Hirthova spojka). U tohoto řešení je ojnicní čep dutý a na čelech má ozubení, které svými zuby zapadá do protizubů vytvořených na ramenech klikového hřídele. Přitlačováním zubů do styku je zajištěno dutou vložkou, která prochází vnitřkem ojnicního čepu. Vložka má na každém konci závit s různým stoupáním. Otáčením vložky se přisouvají ramena k sobě a tím je vyvozeno dokonalé spojení [9]. Toto dokonalé řešení je však výrobně a finančně náročné. Ukázku můžeme vidět na obr. 1-12



Obr. 1-12 Hirthova spojka [9]

1.6.4 Klikové hřídele svařované

1.6.4

Na závěr je nutné uvést ještě možnost spojení jednotlivých částí klikového hřídele pomocí svárů. Jednotlivé části jsou vykovány v jednoduché zápustce, v tomto případě se jedná o rameno se dvěma kuželovými nástavky. Tyto elementy je pak možné spojit svařováním natupo. Sestavu hřídele je nutné posléze vyžít, aby se odstranilo vnitřní pnutí. Výhodou tohoto způsobu výroby je především jednoduchý tvar zápustky, menší spotřeba materiálu a možnost vytvoření klikového hřídele s více zalomeními a jakýmkoliv úhlem klik [9].

1.7 Analýza klikových hřídelí

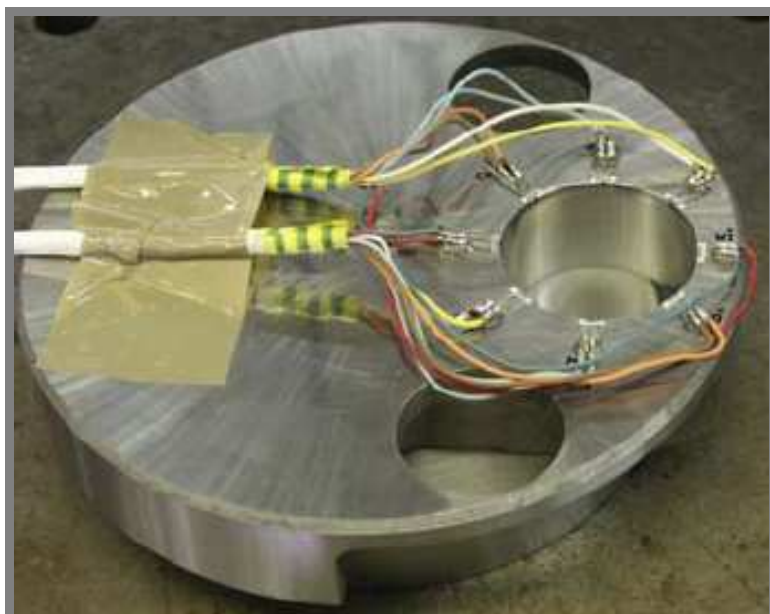
1.7

Analýzou skládaného klikového hřídele motocyklového motoru se ve své diplomové práci zabýval pan Ing. Václav Rychtář. Jedná se konkrétně o zjištění napěťových poměrů v lisovaném spoji ojnicního čepu při maximálních otáčkách a specifických natočení klikového hřídele. Zkoumaný klikový hřídel pochází ze čtyřdobého motoru o objemu 650 cm^3 a výkonu 60 kW při 8250 ot/min . Pro MKP analýzu byl využit software Ansys 6. Některé výsledky MKP výpočtů byly ověřeny pomocí experimentu na reálném klikovém hřídeli. Pomocí tenzometrů rozmístěných po obvodu otvoru byly zjištěny hodnoty tangenciálního napětí při lisování ojnicního čepu. Při lisování byla snímána poloha a vyvozená síla beranu. Lisování můžeme vidět na obr. 1-13 a rozmístění tenzometrů níže na obr. 1-14.

Z práce pan Rychtáře jsou použity některé poznatky jak pro návrh uložení hlavních čepů, tak i pro samotné MKP výpočty. Především se jedná o upřesněný koeficient tření v lisovaném spoj. [10]



Obr. 1-13 Lisování ojničního čepu [10]



Obr. 1-14 Tenzometry rozmístěné kolem ojničního oka [10]

2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A TECHNICKÁ A VÝVOJOVÁ ANALÝZA

2

2.1 Formulace řešeného problému

2.1

Inovace klikového hřídele představuje především návrh lisovaného spoje pro spojení hlavních čepů s rameny klikového hřídele pro minibikové motory. V současné době se vyrábějí ramena s hlavními čepy v celku z jednoho polotovaru. Části klikového hřídele se pak spojují pomocí lisování ojnicního čepu. Při takovéto výrobě vzniká velké množství odpadu. Odhadem přes tři čtvrtiny materiálu přijde při výrobě jednoho ramene do odpadu. Rozklad standardního klikového hřídele můžeme vidět na obr. 2-1. Na obr. 2-2 je znázorněn polotovar a z něho vyrobené rameno.

Snahou společnosti je snížit náklady a tím zvýšit efektivitu výroby. Z tohoto důvodu by bylo výhodné vyrábět hlavní čepy a ramena zvlášť a posléze spojit lisováním. Spojení hlavních čepů s rameny pomocí lisování je jedním z požadavků společnosti a bylo voleno především z důvodu jednoduchosti, spolehlivosti a nízké ceny výroby. Společnost má navíc s touto technologií již dlouholeté zkušenosti, získané při lisování ojnicního čepu.

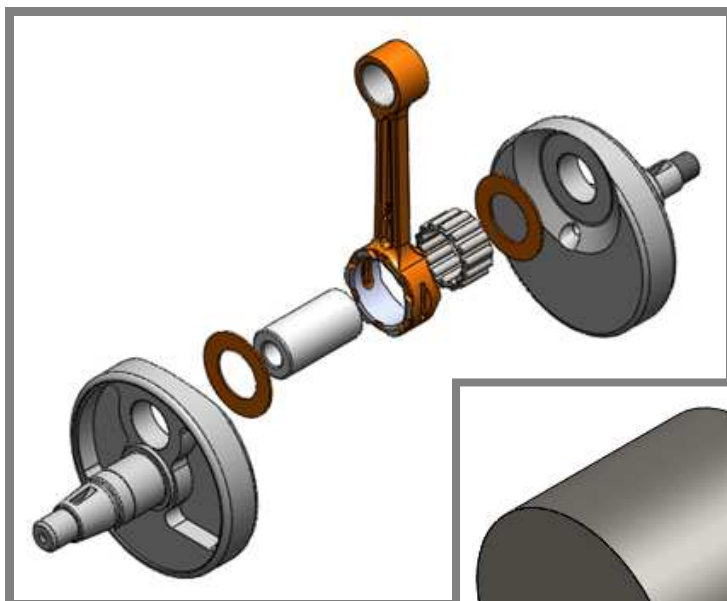
2.2 Technická analýza

2.2

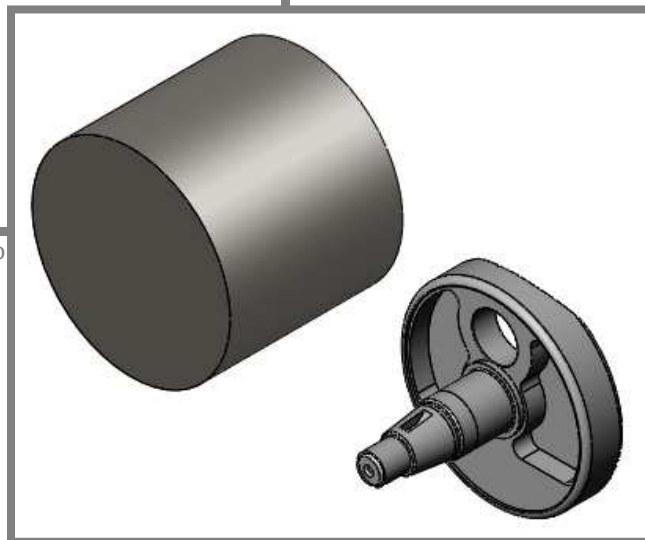
Závodní speciály jsou osazeny dvoudobými spalovacími motory. Jedná se o vzduchem nebo vodou chlazené jednoválce. Motory jsou vyráběny ve dvou základních ojemových třídách 40 cm^3 a 50 cm^3 . Motor o objemu 50 cm^3 dosahuje v současné době výkonu 11,5 kW. Motory o objemu 40 cm^3 jsou výkonově rozděleny. Jejich výkon se pohybuje v rozmezí 3,1 až 10,7 kW. Jak je patrné z uvedených parametrů jedná se vzhledem k velikosti a objemu o velice výkonné stroje dosahující litrového výkonu téměř 300 kW/dm^3 .

Pro návrh řešení byly vybrány klikového hřídele pro nejvýkonnější motory jednotlivých obsahových tříd. Úspěšné řešení se bude moci použít i u klikových hřídelí pro motory s nižším výkonem. Klikové mechanismy pro motory o objemu 40 cm^3 (dále jen W40) a 50 cm^3 (dále jen W50) se od sebe liší. U typu W50 je použit píst s větším průměrem, odlišná ojnice a upravený klikový hřídel. V případě klikového hřídele vyššího objemu je oko ojnicního čepu posunuto dále od středu otáčení. Tato úprava přináší vyšší zdvih. Další odlišností je tvar vyvažovacích otvorů v ramenech. Tvar odpovídá použité pístní skupině, která má vyšší hmotnost. Ramena pro oba typy můžeme vidět na obr. 2-3. Hlavní čepy jsou pro oba typy motorů totožné. Z výrobního hlediska by bylo výhodné navrhnout pro oba typy totožné průměry lisovaných čepů.

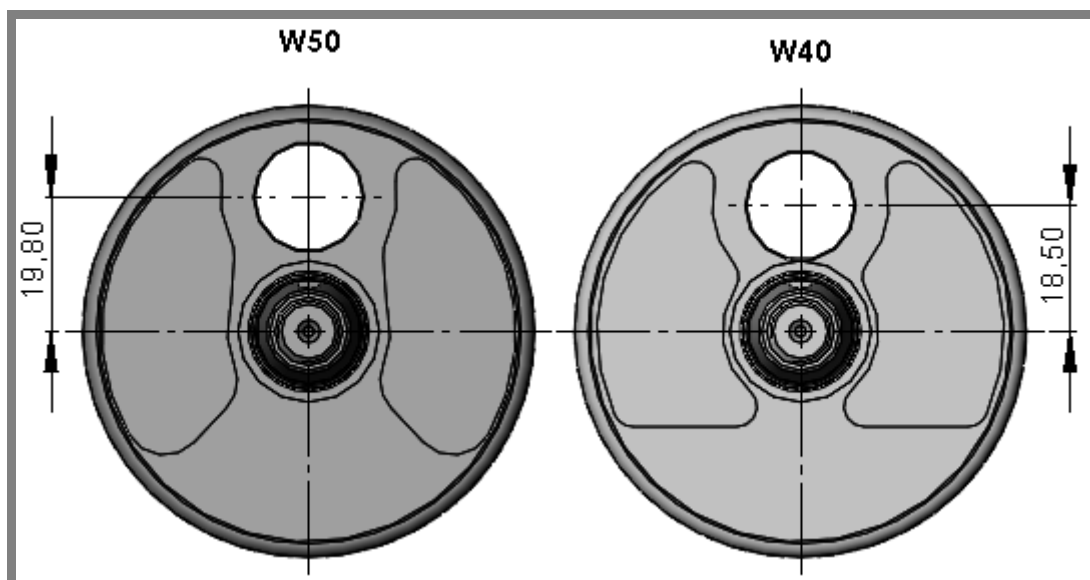
Požadavkem společnosti je u návrhu zachovat základní rozměry klikového hřídele, které jsou dané použitými kartery a hlavními ložisky. Další používané součásti jsou ojnice, ojnicní čep, ojnicní ložisko apod. Jedná se o nakupované díly.



Obr. 2-1 Rozklad standardně vyráběného klikového hřídele



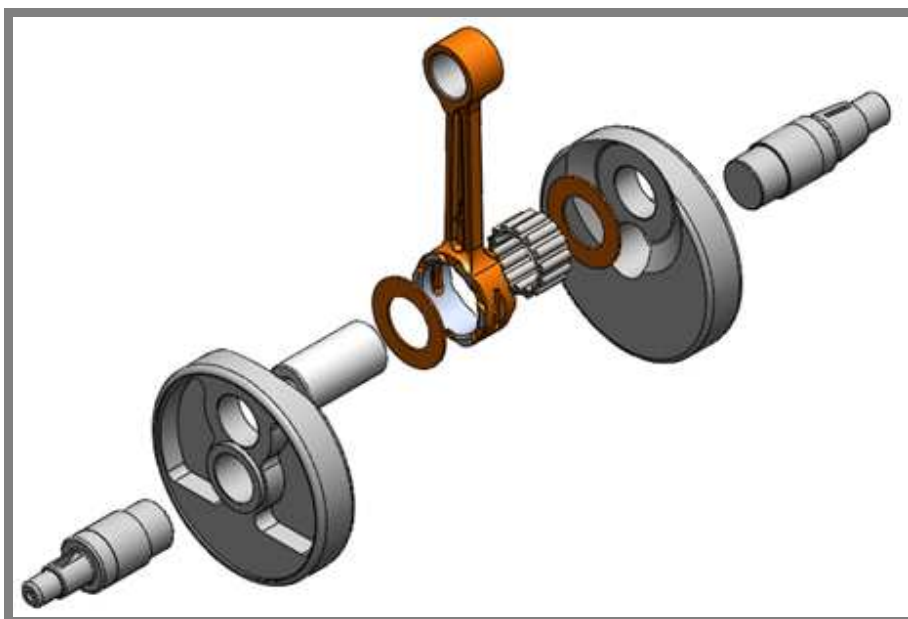
Obr. 2-2 Polotovaz a výrobek



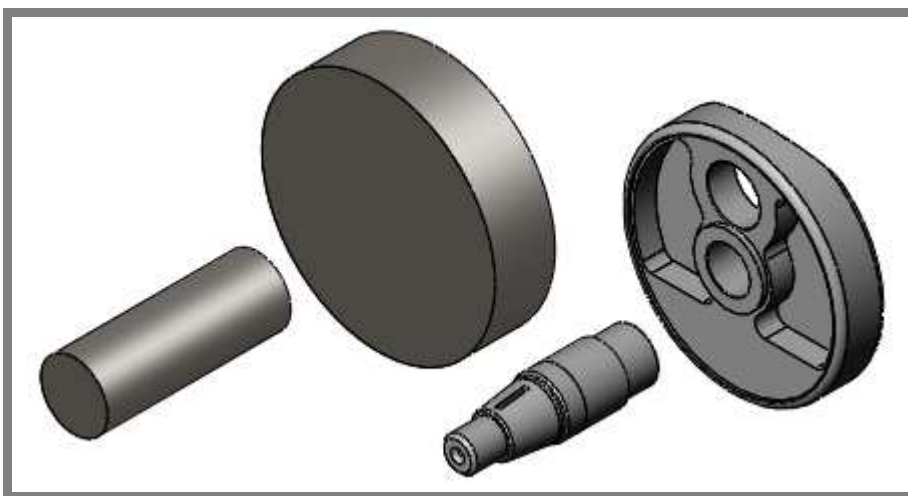
Obr. 2-3 Pravá ramena pro typ motoru W50 a W40

3 VYMEZENÍ CÍLE PRÁCE

Cílem diplomové práce je návrh a výpočet lisovaného spoje v oblasti spojení hlavních čepů s rameny klikového hřídele, tak aby byl bezpečně přenesen špičkový kroutící moment při maximálních otáčkách motoru. Návrh je omezen požadavkem na zachování základních rozměrů klikového hřídele a požadavkem na zachování nakupovaných součástí klikového mechanismu. S ohledem na výrobní možnosti zadavatele navrhnout řešení co nejjednodušší a nejlevnější. Navrhované řešení ověřit pomocí MKP analýzy. Zjistit namáhání a deformace v oblasti lisovaných spojů a deformace klikového hřídele jako celku. Z konstrukčního, technologického a ekonomického hlediska porovnat nově navržený a standardně vyráběný klikový hřídel. Na základě výsledku výpočtů, analýz a porovnání rozhodnout o výhodnosti a realizovatelnosti nové technologie výroby. Na závěr v případě úspěšného návrhu vytvořit výkresovou dokumentaci.



Obr. 2-3 Rozklad navrhovaného řešení



Obr. 2-4 Polotovary pro výrobu návrhu

4 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

Před samotným navrhováním konstrukčního řešení je vhodné prozkoumat současný stav poznání k dané problematice. Účelné je se seznámit s principem činnosti dvoudobého motoru a jeho vývoje. Pochopit princip funkce klikového hřídele. Seznámit se s kinematikou a dynamikou. A na konec se zaměřit na skládaný klikový hřídel spojený lisováním.

Veškeré analytické výpočty budou prováděny ve výpočetním software Mathcad 14. Modely pro analýzy budou vytvářeny v parametrickém modeláři SolidWorks 2010. Pro MKP výpočty bude využito software Ansys Workbench 11 a textové výsledky budou prezentovány pomocí nástrojů sady Microsoft Office.

Pro určení špičkového kroutícího momentu, jako základního parametru pro návrh lisovaného spoje je nejdříve nutné provést silový rozbor na klikovém mechanismu vybraných nejvýkonnějších motorů. Zjištěné silové parametry budou použity dále pro analýzu zatěžování klikového hřídele při činnosti motoru, jak pro standardní variantu, tak pro nový návrh.

V případě standardního klikového hřídele se budeme zabývat především uložením ojnicního čepu a působení zjištěných sil při činnosti motoru. Na základě provedené MKP analýzy bude poté standardní varianta porovnána s nově navrženým klikovým hřídelem.

Na základě analytických výpočtů bude navrženo několik konstrukčních řešení lisovaného spoje s ohledem na specifika spalovacího motoru jako jsou přídavná namáhání spoje, provoz při vysokých otáčkách, zvýšená teplota apod. Dle získaných výsledků budou vytvořeny modely pro jednotlivé návrhy. Tyto modely budou použity pro MKP analýzu zaměřenou na kontrolu stykových tlaků ve spoji, na kontrolu nebezpečných míst a zjištění ovlivňování jednotlivých uložení.

Na základě výsledků MKP analýzy a s ohledem na požadavky zadavatele bude vybráno nejvhodnější řešení. Pro vybrané řešení se provede analýza silového působení v nebezpečných stavech a výsledek se porovná se stejně zatíženým standardně vyráběným klikovým hřídelem.

V závěru práce budou navrženy způsoby jak kompletovat nově navržený klikový hřídel. S problematikou skládání klikového hřídele souvisí kontrola deformací ok po nalisování jednotlivých čepů a kontrola deformace klikového hřídele po celkovém složení.

Na úplný závěr bude proveden konstrukční, technologický a ekonomický rozbor vycházející ze zjištěných skutečností. Na základě těchto rozborů bude rozhodnuto o realizovatelnosti a výhodnosti návrhu.

Pro vybrané a ověřené řešení bude vytvořena výkresové dokumentace jednotlivých součástí nového klikového hřídele.

5 NÁVRH VARIANT ŘEŠENÍ A VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY

5

5.1 Rozbor sil v klikovém mechanismu

5.1

Přeměna tepelné energie paliva na mechanickou práci v motoru se děje prostřednictvím účinku sil vyvolaných tlakem plynů ve spalovacím prostoru. Tyto síly uvádějí do pohybu klikový mechanismus a tím udělují setrvačnost hmotám jeho součástí, která se projevují opět silovými účinky. V motoru rozlišujeme dva typy působících sil. Prvním typem jsou síly **primární** vznikající od tlaku plynů a druhé síly jsou **sekundární** vznikající od setrvačných účinků pohybujících se hmot. Na základě těchto sil je možné určit průběh **kroucího momentu**. [11]

5.1.1 Parametry

5.1.1

Motor o objemu 40 cm³ (typ W40) pochází z modelu Origami B2. Motor o objemu 50 cm³ (typ W50) pochází z modelu Ultima evolution. Jedná se o nejvýkonnější zástupce z výrobní palety společnosti. Níže v tab. 5-1 jsou uvedeny základní parametry obou motorů a další parametry důležité pro výpočty. Pro oba případy budou výpočty řešeny současně. Veličiny pro jednotlivé typy budou rozlišeny indexy. Pro typ W40 je použit index 4 nebo **W4** a pro typ W50 index 5 nebo **W5**. Index **o** označuje společný parametr pro oba typy.

Tab. 5-1 Parametry motorů W40 a W50

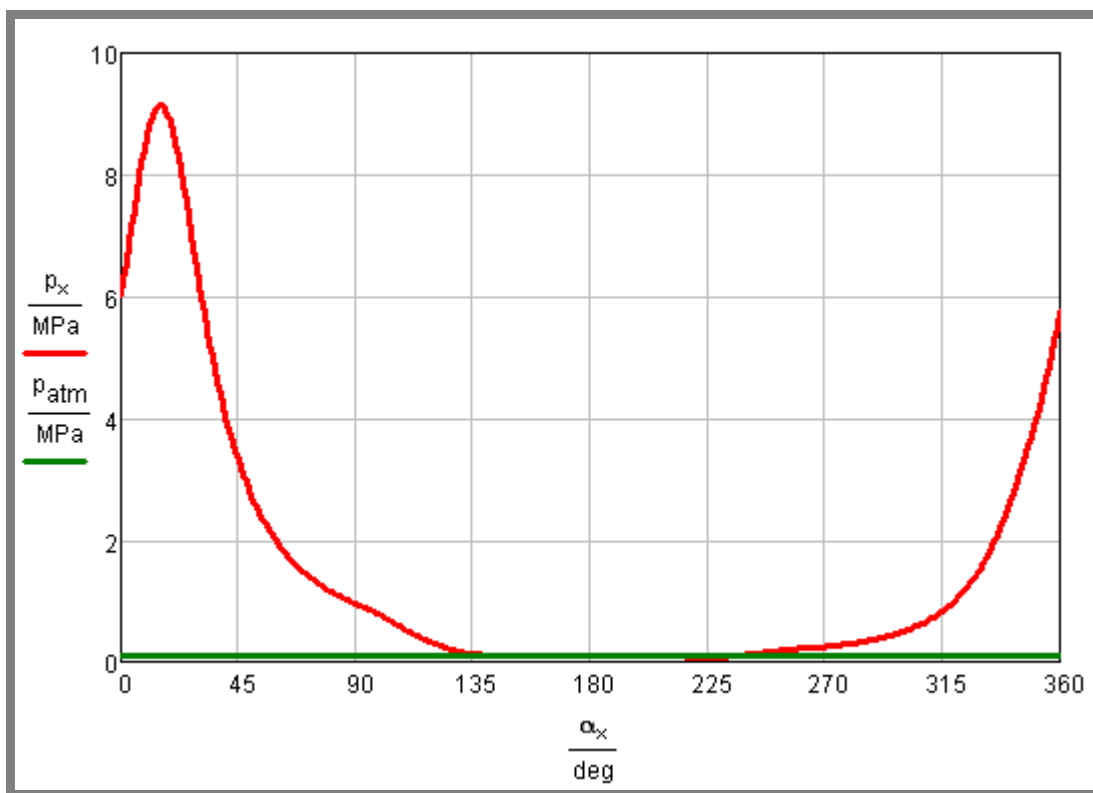
Typ	W40	W50
Objem	39,8 cm ³	49,7 cm ³
Výkon	10,7 kW / 11700 ot. min ⁻¹	12,5 kW / 11400 ot. min ⁻¹
Kroucí moment	8,6 Nm / 10900 ot. min ⁻¹	10,7 Nm / 10500 ot. min ⁻¹
Vrtání	D ₄ = 37 mm	D ₅ = 40 mm
Zdvih	z ₄ = 37 mm	z ₅ = 39,6 mm
Rozteč ok ojnice	l ₄ = 75 mm	l ₅ = 80 mm
Klikový poloměr	r ₄ = 18,5 mm	r ₅ = 19,8 mm
Maximální otáčky	n ₄ = 11700 ot. min ⁻¹	n ₅ = 11400 ot. min ⁻¹

5.1.2 Výpočet primárních sil

5.1.2

Pro výpočet primárních sil je nutné znát průběh tlaku plynu ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele, tzv. indikátorový diagram. Hodnoty pro tento diagram poskytla společnost Blata a můžeme ho vidět na obr. 5-1. Jedná se o vypočítaný průběh v software GT Power pro maximální otáčky motoru. Hodnoty tlaku jsou určovány od pozice v horní úvratí, které odpovídá úhel natočení 0°. Veškeré další grafy budou dodržovat stejnou metodiku, tedy vždy horní úvrat' odpovídá natočení klikového hřídele 0°. Maximální tlak dosahuje hodnoty **p_x = 9,144 MPa** při natočení klikového hřídele o 16°. Střední tlak dosahuje hodnoty 1,568 MPa. Diagram je pro oba motory totožný. Motory mají stejné časování, kompresní poměr a téměř totožný

průřez kanálů. Ve skutečnosti se však bude tlak ve válcích pravděpodobně mírně lišit.



Graf 5-1 Závislost tlaku plynu ve válci na úhlu natočení klikového hřídele

Plocha dna pístu:

$$S_4 = \frac{D_4^2 \pi}{4} = \frac{37^2 \text{ mm} \cdot 3,14}{4} = 1075,21 \text{ mm}^2$$

$$S_5 = \frac{D_5^2 \pi}{4} = \frac{40^2 \text{ mm} \cdot 3,14}{4} = 1256,637 \text{ mm}^2 \quad (5-1)$$

kde:

S_4, S_5 mm^2 - plocha dna pístu
 D_4, D_5 mm - vrtání

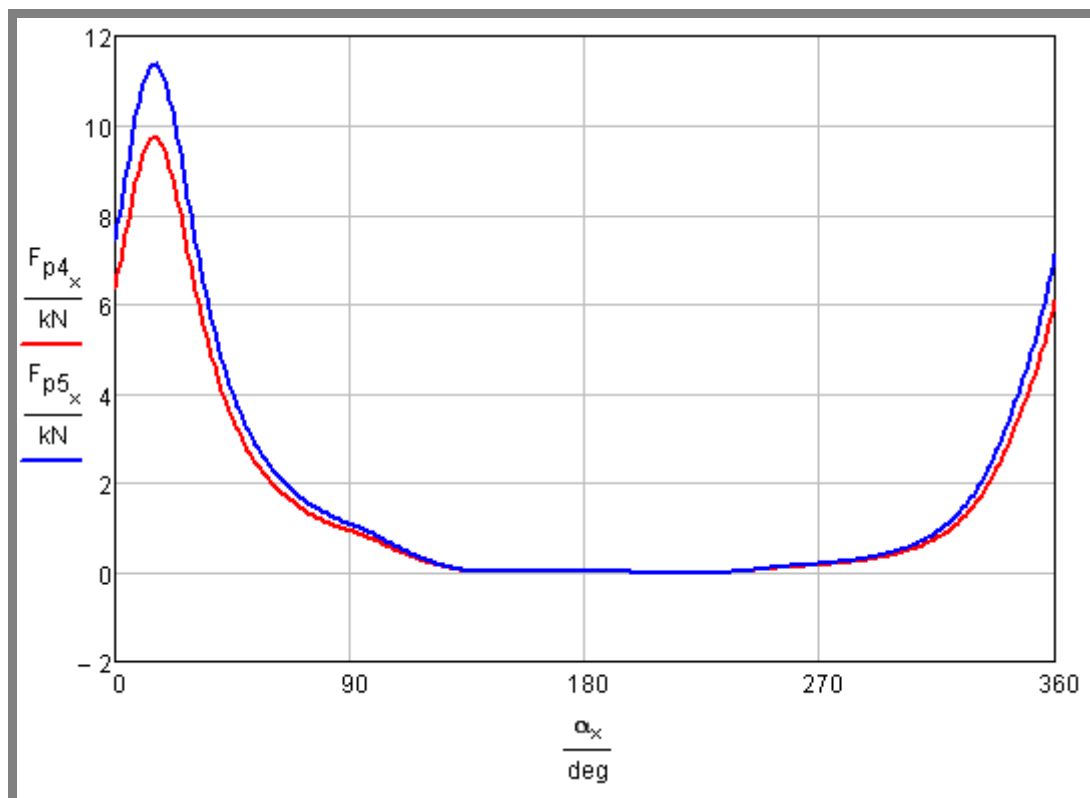
Síla od tlaku plynů:

$$F_{p4} = (p(\alpha) - p_{atm}) S_4$$

$$F_{p5} = (p(\alpha) - p_{atm}) S_5 \quad (5-2)$$

kde:

F_{p4}, F_{p5} kN - síla od tlaku plynů
 $p(\alpha)$ MPa - tlak plynů ve válci v závislosti na úhlu natočení klik. hřídele
 p_{atm} MPa - atmosférický tlak
 S_4, S_5 mm^2 - plocha dna pístu



Graf 5-2 Závislost síly od tlaku plynů na úhlu natočení klikového hřídele

Špičkových hodnot je opět dosaženo při natočení klikového hřídele o 16° . Síly dosahují maximálních hodnot $F_{p4} = 9,725 \text{ kN}$ a $F_{p5} = 11,365 \text{ kN}$, graf 5-2.

5.1.3 Výpočet sekundárních sil

Sekundární nebo také setrvačné síly jsou projevem odporu hmoty proti změně jejího stavu, ve kterém se právě nachází. Tento stav je charakterizován buď klidem nebo okamžitým pohybem. Změna pohybu je dána změnou rychlosti u pohybu přímočarého, změnou rychlosti a směru u obecného pohybu a změnou směru u rovnoměrného pohybu otáčivého. Protože setrvačné síly jsou vyvolávány odporem hmoty proti změně jejího stavu, působí vždy proti smyslu síly, která tuto změnu vyvolává.

Podle druhu a pohybu jednotlivých hmot klikového mechanismu rozeznáváme následující typy. Setrvačné síly hmot **rotačních**, setrvačné síly hmot **posuvných** a setrvačné síly **hmoty ojnice**. [11]

Setrvačné síly hmoty ojnice

Ojnice jako celek koná složitý pohyb. Střed spodního oka koná pohyb rotační, pohybuje se po kružnici dané klikovým poloměrem. Střed horního oka koná pohyb přímočarý vratný ve směru osy válce. Dřík ojnice koná pohyb obecný. Pro zjednodušení výpočtu je nutné provést redukci hmotnosti celé ojnice v našem případě do dvou hmotných bodů. Jednotlivé redukované hmotnosti podle charakteru je pak možné přičíst k hmotám posuvným nebo rotačním. Při této redukci musejí být splněny následující tři podmínky. Dvě statické a jedna dynamická.

Podmínky:

1) Součet hmotných bodů musí být roven hmotnosti reálné ojnice.

$$m_o = m_a + m_b \quad (5-3)$$

2) Náhradní systém musí mít stejnou polohu těžiště jako reálná ojnice.

$$m_a l_a = m_b l_b \quad (5-4)$$

3) Náhradní systém musí mít k těžišti ojnice stejný moment setrvačnosti jako reálná ojnice.

$$m_a l_a^2 + m_b l_b^2 = m_o i \quad (5-5)$$

Předpokladem redukce hmoty ojnice do dvou hmotných bodů je znalost polohy těžiště. Těžiště ojnice lze zjistit staticky vážením, dynamicky odkýváním nebo pomocí modelu vytvořeného v 3D software. Při redukci hmoty většinou zanedbáváme dynamickou podmínku, protože přesouváme redukovanou hmotu do středu pístního a ojničního oka. Poté je možné redukovanou hmotu přičíst buď k hmotám posuvným nebo rotačním.

Pro klikové mechanismy motorů Blata se v průběhu let vývoje využívalo různých variant ojníc. Ojnice jsou nakupované díly a dodatečně se upravují dle typu motoru a požadavků na vyvážení. Na obr. 5-1 můžeme vidět od levého kraje, ojnici pro motor typu R40, W50 a W40. Pro typ W50 je ojnice delší a má vyšší hmotnost, na obrázku je již částečně upravovaná. Pro typ W40 se používá ojnice bez mazací drážky v ojničním oku. Na obrázku je v dodaném stavu před broušením. Na obr. 5-2 můžeme vidět ojnici již po dokončovacích operacích frézováním a broušením.

Redukované hmotnosti byly určeny pro dvě varianty ojníc, pro typy W40 a W50. Pro zjištění redukovaných hmotností bylo využito několika způsobů a to především z důvodu ověření získaných hodnot. Nejdříve byla řešena ojnice pro typ W40.

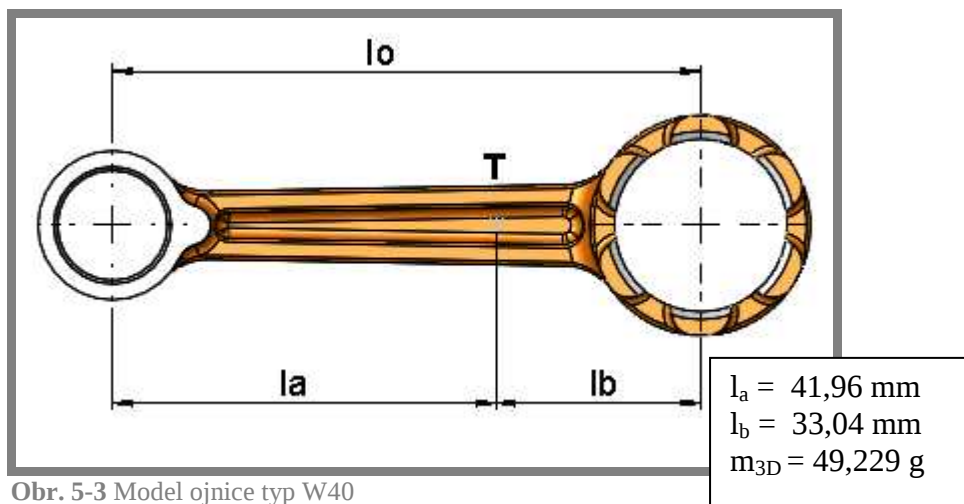


Obr. 5-1 Varianty ojníc pro typy, zleva R40, W40 a W50



Obr. 5-2 Konečné opracování ojnice pro typ W40

Prvním způsobem jak zjistit redukované hmotnosti ojnice je využití modelu vytvořeného v parametrickém modeláři SolidWorks. Model byl vytvořen na základě odměření reálné ojnice. Na obr. 5-3 můžeme vidět vytvořený model i s vyznačenou polohou těžiště. Poloha těžiště a hmotnost byla zjištěna pomocí funkce *Fyzikální vlastnosti*. Počátek souřadného systému byl poté přesunut do těžiště ojnice. Vzdálenosti středů ok od počátku byl změřen pomocí funkce *Změřit*.



Obr. 5-3 Model ojnice typ W40

Výpočet redukovaných hmotností:

$$m_b = m_o \cdot \frac{l_a}{l_a + l_b} = 49,2g \cdot \frac{41,96mm}{41,96mm + 33,04mm} = 27,526g$$

$$m_a = m_o \cdot \frac{l_b}{l_a + l_b} = 49,2g \cdot \frac{33,04mm}{41,96mm + 33,04mm} = 21,674g$$

(5-6)

kde:

m_a	g	- redukovaná hmotnost ojnice ve středu malého oka
m_b	g	- redukovaná hmotnost ojnice ve středu velkého oka
m_o	g	- celková hmotnost ojnice
l_a	mm	- vzdálenost těžiště od středu malého oka zjištěná z 3D modelu
l_b	mm	- vzdálenost těžiště od středu velkého oka zjištěná z 3D modelu
m_{3D}	g	- hmotnost ojnice zjištěná z 3D modelu

Druhou možností jak zjistit redukované hmotnosti ojnice je statické vážení. Pomocí digitální váhy s rozlišením 0,1 g byly zváženy jednotlivá oka ojnice i s částí dřívku. Nejprve bylo na váhu umístěno malé oko a ojnice byla v místě velkého oka vypořádána do přibližně vodorovné polohy. Tímto způsobem byla zjištěna hmotnost posuvných částí ojnice. Obdobně bylo postupováno v případě velkého oka. Takto byla zjištěna hmotnost rotačních částí ojnice. Měření bylo několikrát opakováno z důvodu, že nebylo možné dosáhnout zcela přesné rovnovážné polohy. Zjištěné hodnoty byly zprůměrovány. Stejně bylo postupováno i v případě určování redukovaných hmotností ojnice včetně jehlových ložisek. Ukázku z měření můžeme vidět na obrázcích 5-4.



Obr. 5-4 Statické vážení ojnice

Průměrné hodnoty zjištěné vážením ojnice

Bez jehlových ložisek:	Včetně jehlových ložisek:
$m_a = 21,64 \text{ g}$	$m_{al} = 26,6 \text{ g}$
$m_b = 27,48 \text{ g}$	$m_{bl} = 37,4 \text{ g}$

Třetí možností jak zjistit redukované hmotnosti je pomocí odkývání ojnice. Při tomto měření uvažujeme ojnici jako fyzické kyvadlo. Ojnice je zavěšena na břitu nejprve za velké oko posléze za malé. Ojnice se vychýlí z klidové polohy a uvolní. Dojde k rozkývání. Při jednom kmitu projde ojnice z výchozí polohy do krajní polohy a zpět. Pro každé oko je měřen čas pro určitý počet kmitů. V našem případě 30 kmitů. Měření je několikrát opakované (12x). Z takto zjištěných časů se vypočítá čas průměrný pro každé oko. Průměrný čas posléze dosadíme do příslušných rovnic vycházejících ze vztahů pro fyzické kyvadlo a Steinerovy věty a zjistíme polohu těžiště a dále redukované hmotnosti [11]. Na obr. 5-5 jsou vyznačeny body závěsu (A,B) a rozměry vztažené k těžišti.

Průměrné časy kyvu pro jednotlivá oka:

$$T_A = \frac{\sum_{i=1}^{12} t_A}{n \cdot m} = \frac{15,55s + 15,59s \dots + 15,6s}{30 \cdot 12} = 0,542s \quad (5-7)$$

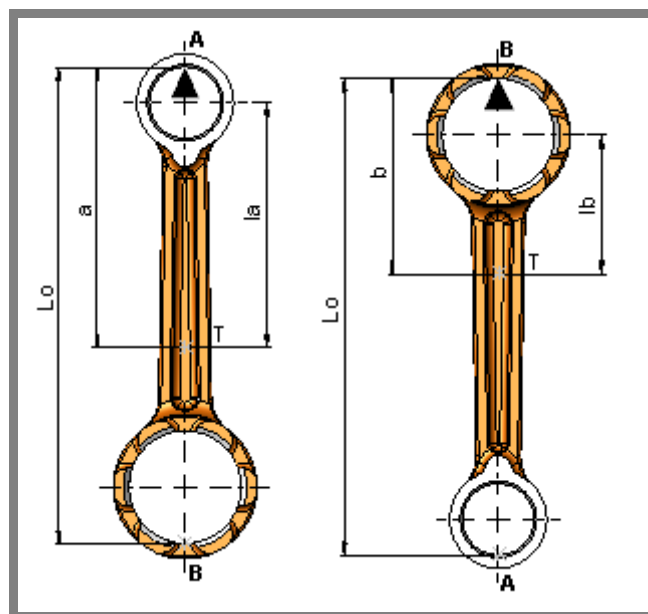
$$T_B = \frac{\sum_{i=1}^{12} t_B}{n \cdot m} = \frac{16,21s + 16,06s \dots + 16,32s}{30 \cdot 12} = 0,523s$$

kde:

 T_A, T_B s - průměrné časy t_A, t_B s - změřené časy

n - - počet kmitů

m - - počet měření



Obr. 5-5 Odkývání ojnice

Vzdálenosti těžiště od bodů A a B:

$$a = L_o \frac{T_A^2 g - 4\pi^2 L_o}{T_A^2 g - 8\pi^2 L_o + T_B^2 g} = \frac{0,542^2 s \cdot 9,81 m \cdot s^{-2} - 4 \cdot 3,14^2 \cdot 93 mm}{0,542^2 s \cdot 9,81 m \cdot s^{-2} - 8 \cdot 3,14^2 \cdot 93 mm + 0,523^2 s \cdot 9,81 m \cdot s^{-2}} = 41,5 mm$$

$$b = L_o - a = 93 mm - 41,5 mm = 51,5 mm$$

(5-8)

kde:

a	mm	- vzdálenost těžiště od bodu A
b	mm	- vzdálenost těžiště od bodu B
T_A, T_B	s	- prům. časy jednoho kmitu pro zavěšení v bodu A a B
g	$m \cdot s^{-2}$	- gravitační zrychlení
L_o	mm	- vzdálenost bodů A a B

Vzdálenost těžiště od středů ok:

$$l_a = a - \frac{d_a}{2} = 41,5 mm - \frac{14 mm}{2} = 30,5 mm$$

(5-9)

$$l_b = b - \frac{d_b}{2} = 51,5 mm - \frac{22 mm}{2} = 44,5 mm$$

kde:

l_a	mm	- vzdálenost těžiště od středu malého oka
l_b	mm	- vzdálenost těžiště od středu velkého oka
a	mm	- vzdálenost těžiště od bodu A
b	mm	- vzdálenost těžiště od bodu B
d_a	mm	- průměr malého oka
d_b	mm	- průměr velkého oka

Výpočet redukovaných hmotností:

$$m_b = m_o \cdot \frac{l_a}{l_a + l_b} = 49,2g \cdot \frac{44,5mm}{44,5mm + 30,5mm} = 20,008g$$

$$m_a = m_o \cdot \frac{l_b}{l_a + l_b} = 49,2g \cdot \frac{30,5mm}{44,5mm + 30,5mm} = 29,192g$$
(5-10)

kde:

- m_a g - redukovaná hmotnost ojnice ve středu malého oka
 m_b g - redukovaná hmotnost ojnice ve středu velkého oka
 m_o g - celková hmotnost ojnice
 l_a mm - vzdálenost těžiště od středu malého oka
 l_b mm - vzdálenost těžiště od středu velkého oka

Srovnání výsledků

Z porovnání v tab. 5-2 vyplývá, že statické vážení a určení redukovaných hmotností pomocí 3D modelu dává téměř totožné výsledky. Naopak hodnoty zjištěné odkýváním se poměrně liší. Toto může být zapříčiněno především lidským faktorem při měření. Ojnice má malé rozměry a je tedy poměrně obtížné přesně určit počet kmitů. Poté dochází k nepřesnostem v naměřených časech. Pro další výpočty budou uvažovány tedy hodnoty zjištěné statickým vážením včetně jehlových ložisek.

Tab. 5-2 Redukované hmotnosti ojnice pro typ W40

Redukované hmotnosti	3D model	Vážení	Odkývání	Vážení včetně jehl. ložisek
m_a [g]	21,674	21,64	20,008	26,6
m_b [g]	27,526	27,48	29,192	37,4
Celková váha ojnice				
Vypočítaná [g]	49,2	49,12	49,2	64
Skutečná [g]	49,2			64

Pro určení redukovaných hmotností ojnice pro typ W50 bylo využito již pouze nejpřesnější metody statického vážení včetně jehlových ložisek.

Hodnoty použité pro další výpočty:

W40:	W50:
$m_{a4} = 26,6$ g	$m_{a5} = 30,9$ g
$m_{b4} = 37,4$ g	$m_{b5} = 45,3$ g

Výpočet setrvačných sil posuvných - F_c

Pro výpočet setrvačných sil posuvných částí je nutné znát průběh zrychlení v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele, hmotnosti pístní skupiny a hmotnost posuvných částí ojnice. Zrychlení je v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele proměnlivé a proto i setrvačné síly posuvných hmot mění smysl a velikost, zachovávají však svůj směr. Výpočet zrychlení vychází z určitých předpokladů

zjednodušující výpočet. Prvním je rovnoměrný pohyb klikového hřídele při krajních podmínkách, tedy maximálních otáčkách motoru. Druhým předpokladem je absolutní tuhost klikového mechanismu, kde jednotlivé součásti jsou spojeny bez jakýkoliv vůlí [11].

Úhlová rychlost klikového hřídele při maximálních otáčkách:

$$\omega_4 = \frac{2\pi n_4}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 11700 \text{ ot min}^{-1}}{60} = 1225 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\omega_5 = \frac{2\pi n_5}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 11400 \text{ ot min}^{-1}}{60} = 1194 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5-11)$$

kde:

ω_4, ω_5	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	- úhlová rychlost klikového hřídele při max. otáčkách
n_4, n_5	$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$	- maximální otáčky klikového hřídele

Klikový poměr:

$$\lambda_4 = \frac{r_4}{l_4} = \frac{18,5 \text{ mm}}{75 \text{ mm}} = 0,247$$

$$\lambda_5 = \frac{r_5}{l_5} = \frac{19,8 \text{ mm}}{75 \text{ mm}} = 0,248 \quad (5-12)$$

kde:

λ_4, λ_5	[-]	- klikový poměr
r_4, r_5	mm	- klikový poloměr
l_4, l_5	mm	- rozteč ojnicních ok

Zrychlení pístní skupiny:

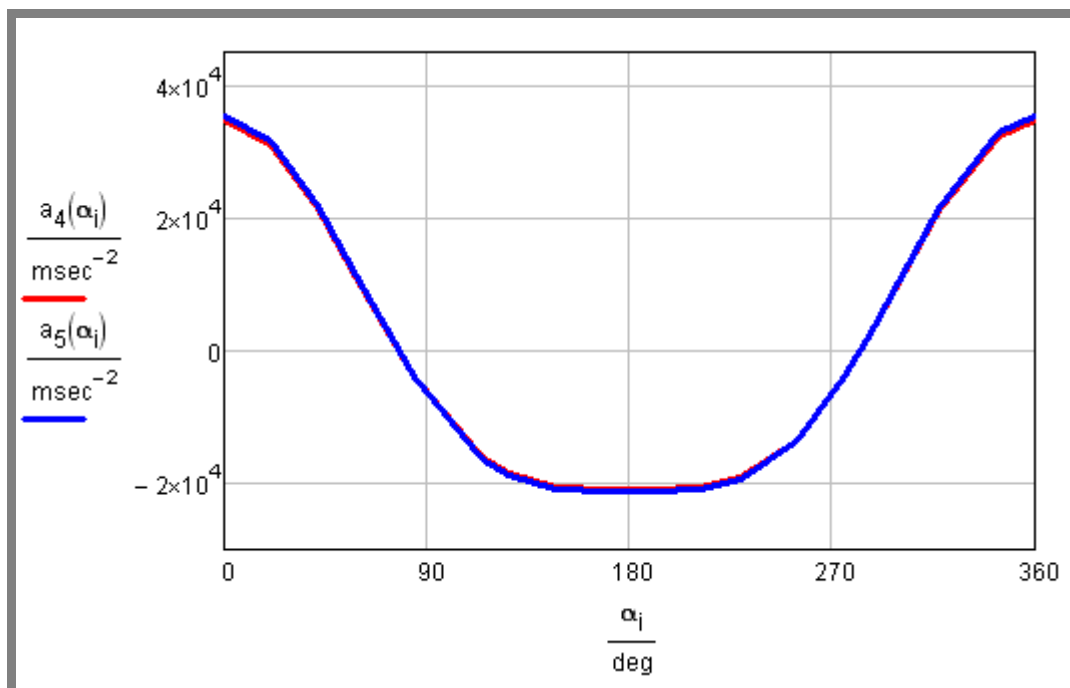
$$a_4(\alpha) = r_4 \cdot \omega_4^2 \cdot (\lambda_4 \cdot \cos 2\alpha + \cos \alpha)$$

$$a_5(\alpha) = r_5 \cdot \omega_5^2 \cdot (\lambda_5 \cdot \cos 2\alpha + \cos \alpha) \quad (5-13)$$

kde:

a_4, a_5	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	- zrychlení posuvných hmot
r_4, r_5	mm	- klikový poloměr
ω_4, ω_5	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	- úhlová rychlost klikového hřídele při max. otáčkách
λ_4, λ_5	[-]	- klikový poměr
α	$^\circ (\text{deg})$	- úhel natočení klikového hřídele

Maximální hodnoty zrychlení dosahuje pístní skupina v horní úvrati. Pro typ W40 dosahuje zrychlení hodnot $a_4 = 34620 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a pro typ W50 $a_5 = 35200 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. V dolní úvrati dosahuje zrychlení hodnot $a_4 = -20920 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ a $a_5 = -21230 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, graf 5-3.



Graf 5-3 Závislost zrychlení na úhlu natočení klikového hřídele

V tab. 5-3 jsou uvedeny hmotnosti pístních skupin pro jednotlivé typy motorů. Součásti byly zváženy na stejné digitální váze jako ojnice.

Tab. 5-3 Hmotnosti pístních skupin

Hmotnosti [g]	W40	W50
Pístní skupina - m_p	58,2	69,5
Píst (+ pístní kroužek a poj. kroužky - 2ks)	45,5	55,8
Pístní čep	12,7	12,7
Vymezovací podložky (pístní - 2ks)	-	1

Setrvačná síla posuvných hmot:

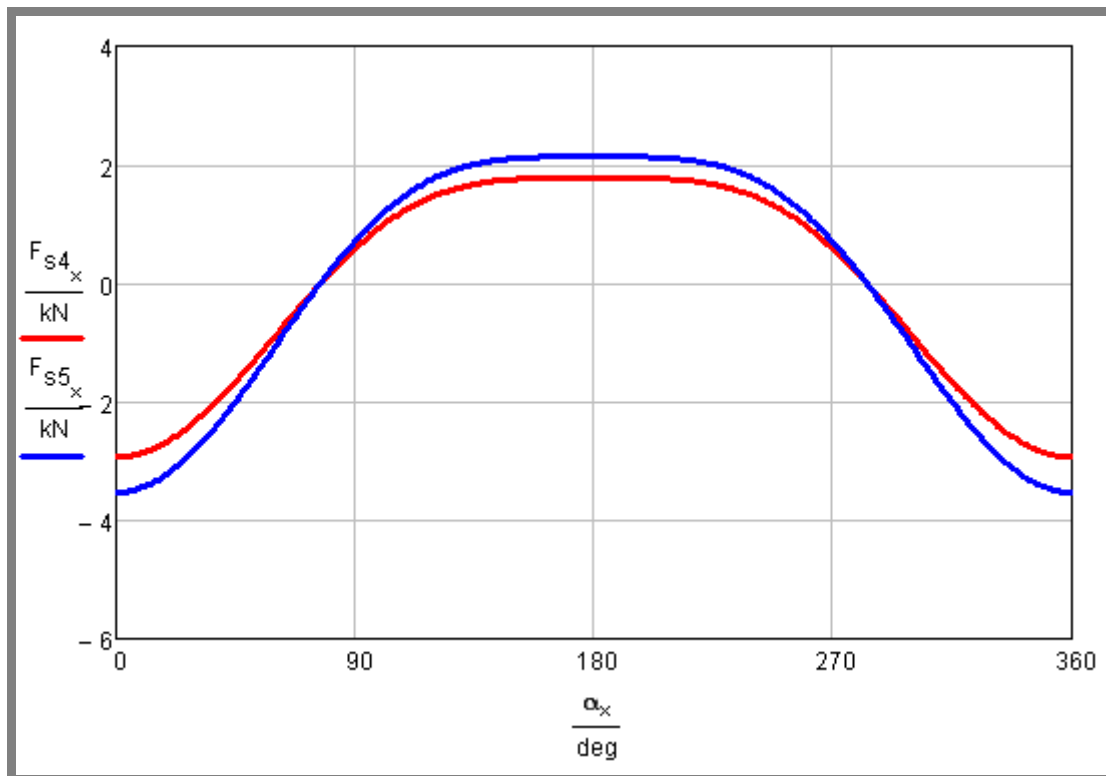
$$F_{s4}(\alpha) = -(m_{p4} + m_{al4}) \cdot a_4(\alpha)$$

$$F_{s5}(\alpha) = -(m_{p5} + m_{al5}) \cdot a_5(\alpha) \quad (5-14)$$

kde:

F_{s4}, F_{s5}	kN	- setrvačná síla posuvných hmot
α	° (deg)	- úhel natočení klikového hřídele
m_{p4}, m_{p5}	g	- hmotnosti pístní skupiny
m_{al4}, m_{al5}	g	- redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice včetně jehlového ložiska
a_4, a_5	$m \cdot s^{-2}$	- zrychlení posuvných hmot

Znaménko minus před závorkou s posuvnými hmotnostmi udává směr působících sil. Setrvačné síly působí proti silám primárním (od tlaku plynů), které v tomto případě udávají kladný směr. Z grafu 5-4 vyplývá, že maximální síla je dosažena v horní úvratí a má hodnotu pro typ W40 $F_{s4} = -2,936 \text{ kN}$ a pro W50 $F_{s5} = -3,534 \text{ kN}$



Graf 5-4 Setrvačné síly pístních skupin

Setrvačné síly rotační - F_{od}

Setrvačné síly rotačních hmot se projevují jako síly odstředivé a vznikají při rotaci příslušné hmoty ojnice (velkého oka, části dřívku) a vymešovacích podložek. Při rovnoměrném otáčení klikového hřídele, které uvažujeme při maximálních otáčkách, má odstředivá síla konstantní velikost a mění pouze svůj směr.

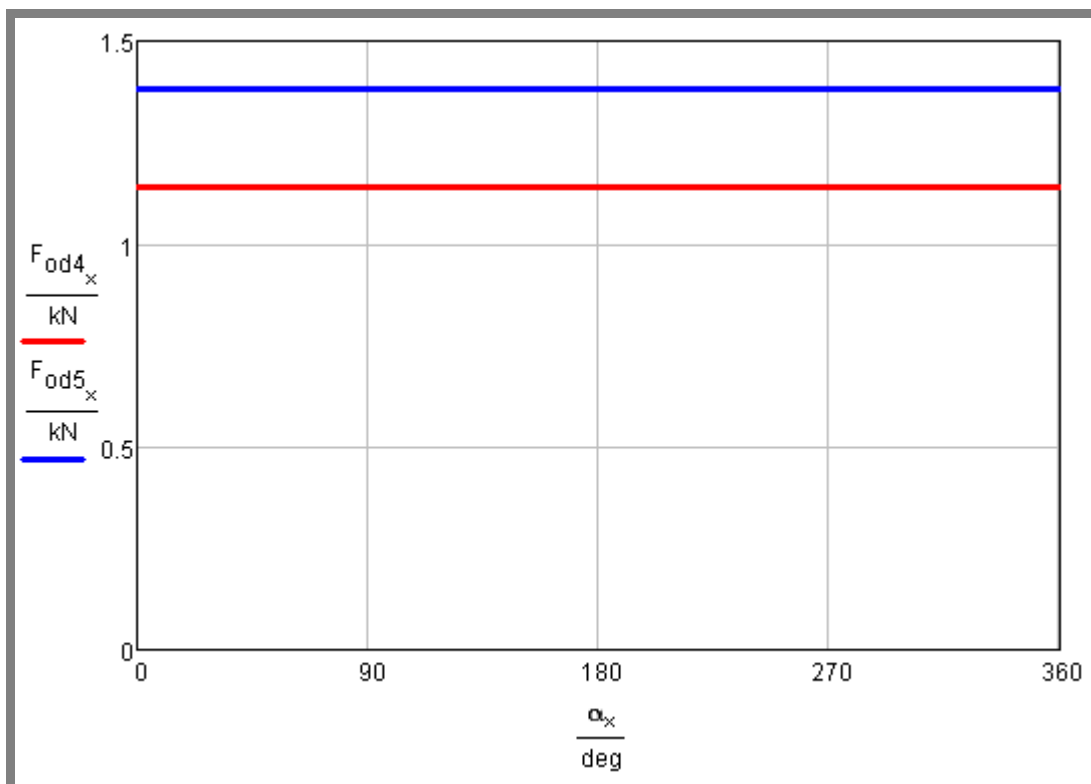
Setrvačné síly rotačních hmot:

$$\begin{aligned} F_{od4} &= (m_{bl4} + m_{vp}) \cdot r_4 \cdot \omega_4^2 \\ F_{od5} &= (m_{bl5} + m_{vp}) \cdot r_5 \cdot \omega_5^2 \end{aligned} \quad (5-15)$$

kde:

F_{od4}, F_{od5}	kN	- odstředivá síla
m_{bl4}, m_{bl5}	g	- redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice včetně jehlového ložiska
r_4, r_5	mm	- klikový poloměr
ω_4, ω_5	rad.s ⁻¹	- úhlová rychlost klikového hřídele při max. otáčkách
m_{vp}	g	- hmotnost vymešovacích podložek
α	° (deg)	- úhel natočení klikového hřídele

Z grafu 5-5 je patrné, že síla má konstantní velikost pro typ W40 $F_{od4} = 1,139 \text{ kN}$ a pro typ W50 $F_{od5} = 1,380 \text{ kN}$.



Graf 5-5 Odstředivé síly

5.4.1 Výsledné působení sil

Výsledné silové působení je dáno složením sil primárních a sekundárních s působištem ve středu pístního čepu odkud je působíště přesunuto do středu ojnicního čepu. Na obr. 5-6 můžeme vidět schematicky naznačené působení a rozklad jednotlivých sil. Síly F_p , F_s a F_{od} byly zjištěny výpočtem v předchozích odstavcích.

Celková síla - F_c

Celková síla F_c vznikne jako výslednice součtu sil od tlaků plynu F_p (5-2) a sil setrvačných posuvných hmot F_s (5-14). Jak je patrné z obr. 5-6 tyto síly působí proti sobě. V grafech 5-6 a 5-7 níže můžeme vidět průběh těchto sil v závislosti na natočení klikového hřídele pro jednotlivé typy motorů.

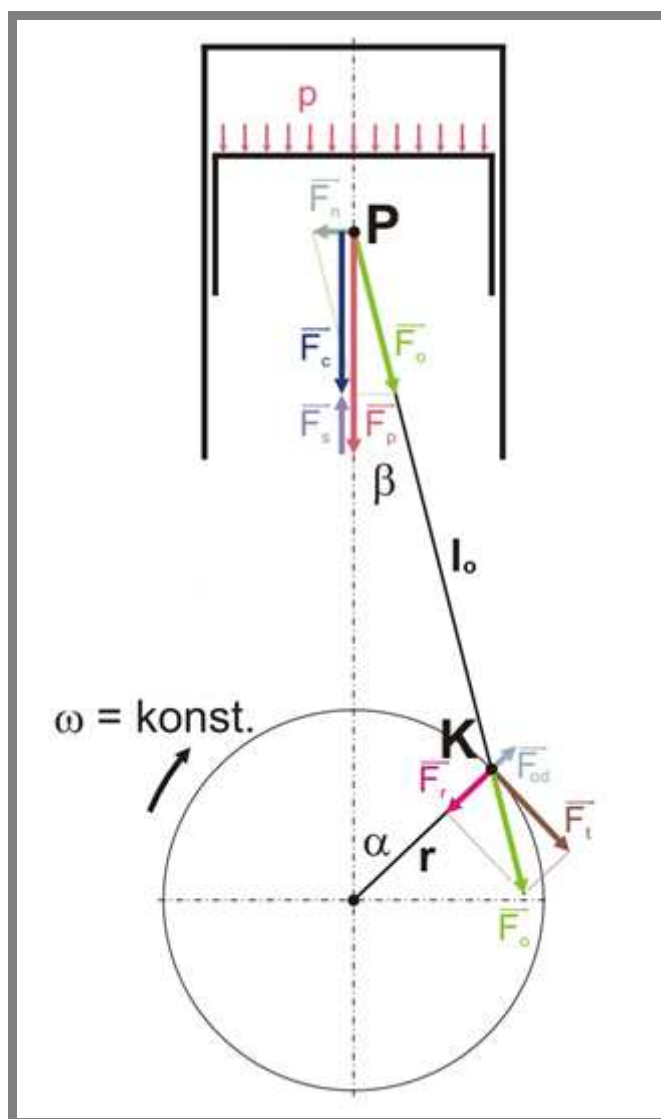
Celková síla F_c :

$$F_{c4}(\alpha) = F_{p4}(\alpha) + F_{s4}(\alpha) \quad (5-16)$$

$$F_{c5}(\alpha) = F_{p5}(\alpha) + F_{s5}(\alpha)$$

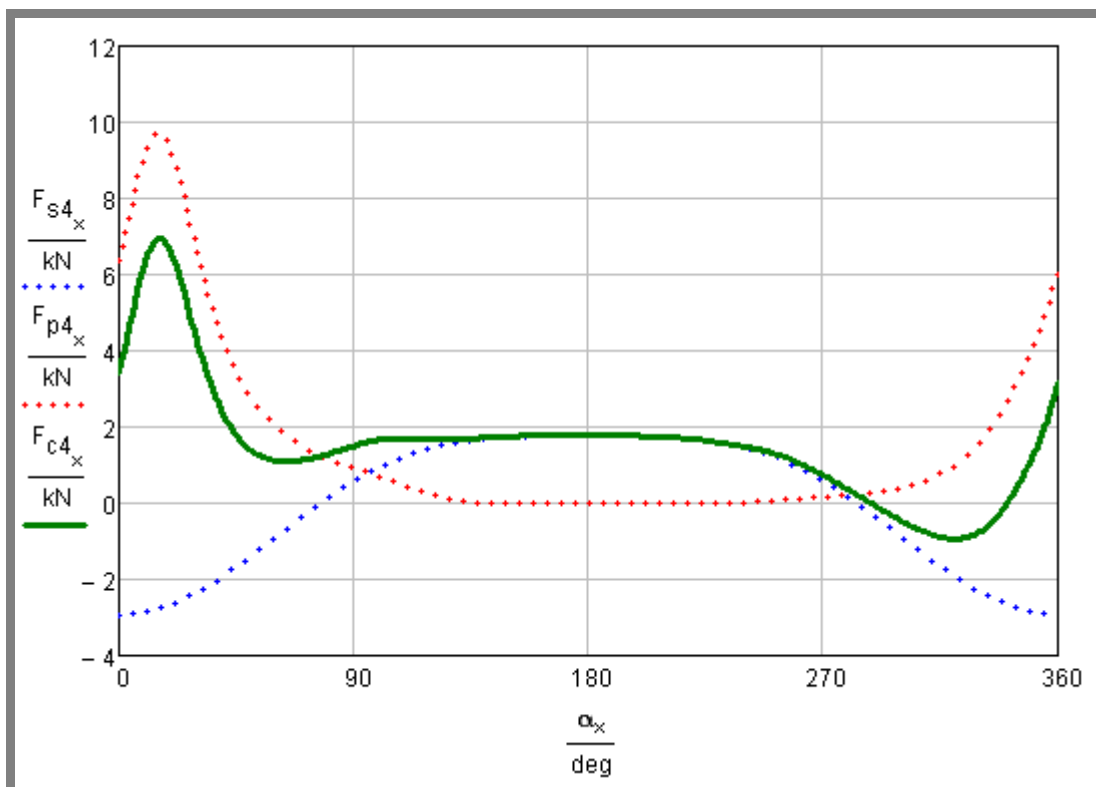
kde:

$F_{c4}, F_{c5}(\alpha)$	kN	- celková síla
$F_{p4}, F_{p5}(\alpha)$	kN	- síla od tlaku plynů
$F_{s4}, F_{s5}(\alpha)$	kN	- setrvačná síla posuvných hmot
α	° (deg)	- úhel natočení klikového hřídele



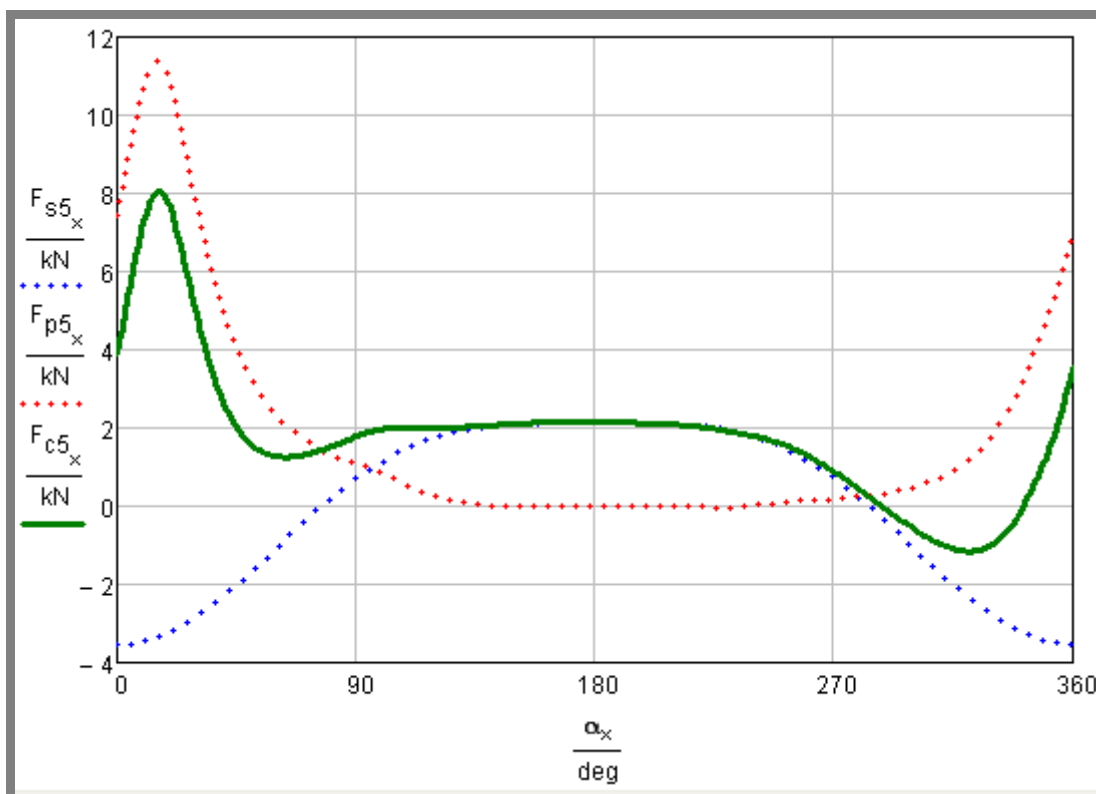
Obr. 5-6 Silové působení na klikovém hřídeli

Pro typ motoru W40 je maximální celková síla dosažena v 16° za horní úvratí a má hodnotu $F_{c4} = 6,955 \text{ kN}$, graf 5-6.



Graf 5-6 Celková síla F_c pro typ W40

Pro typ motoru W50 je maximální celková síla dosažena taktéž v 16° za horní úvratí a má hodnotu $F_{c5} = 8,026 \text{ kN}$, graf 5-7.



Graf 5-7 Celková síla F_c pro typ W50

Síla působící ve směru ojnice - F_o

Rozkladem celkové síly F_c do dvou složek vznikne normální síla F_n kolmá na osu válce a síla F_o působící ve směru ojnice (obr. 5-6). Síla F_n mění v závislosti na natočení klikového hřídele svoji velikost a smysl. Přitlačuje píst na stěnu válce a vytváří klopný moment, který se snaží otočit válec kolem osy klikového hřídele střídavě na jednu nebo druhou stranu. Klopný moment je zachycován uložením motoru a způsobuje různé vibrace. Síla F_n není však pro další výpočty podstatná a proto nebude dále řešena. Pro výpočet síly F_o je nutné znát výkyv ojnice v závislosti na natočení klikového hřídele. Hodnoty úhlu výkyvu ojnice uvažujeme od osy válce.

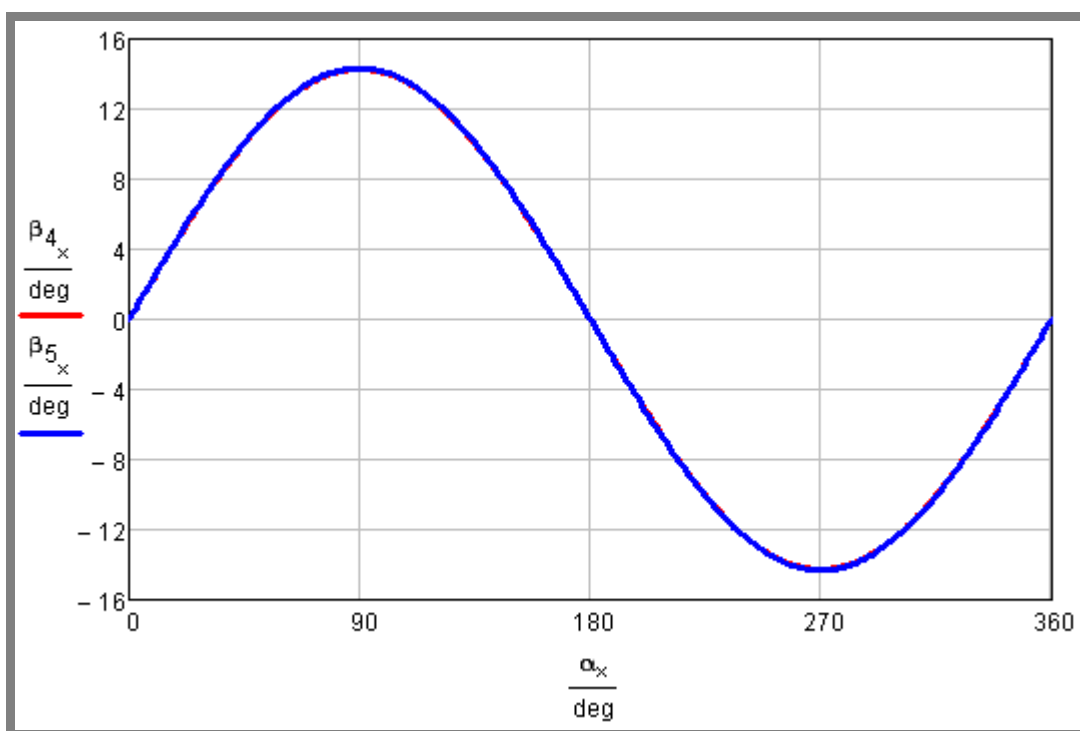
Výkyv ojnice:

$$\begin{aligned}\beta_4(\alpha) &= \arcsin(\lambda_4 \cdot \sin \alpha) \\ \beta_5(\alpha) &= \arcsin(\lambda_5 \cdot \sin \alpha)\end{aligned}\quad (5-17)$$

kde:

$\beta_4, \beta_5 (\alpha)$	$^\circ (\text{deg})$	- úhel výkyvu ojnice v závislosti na natočení klikového hřídele
λ_4, λ_5	$[-]$	- klikový poměr
α	$^\circ (\text{deg})$	- úhel natočení klikového hřídele

Při natočení klikového hřídele o 90° a 270° dosahuje výkyv ojnice maximálních hodnot. Pro typ W40 je to $\beta_4 = \pm 14,28^\circ$ a pro typ W50 $\beta_5 = \pm 14,33^\circ$, graf 5-7.



Graf 5-7 Výkyv ojnice

Síla působící ve směru ojnice:

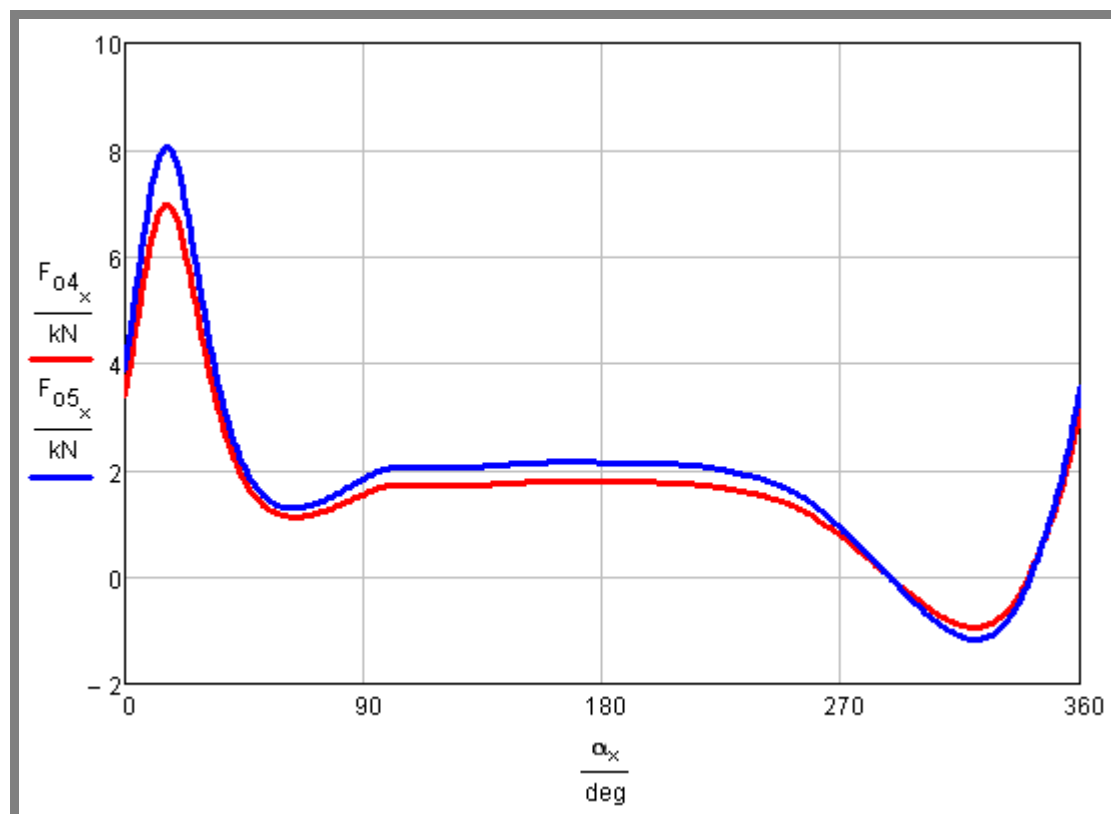
$$F_{o4}(\alpha) = \frac{F_{c4}(\alpha)}{\cos \beta_4(\alpha)} \quad (5-18)$$

$$F_{o5}(\alpha) = \frac{F_{c5}(\alpha)}{\cos \beta_5(\alpha)}$$

kde:

$F_{o4}, F_{o5}(\alpha)$	kN	- síla působící ve směru ojnice
$F_{c4}, F_{c5}(\alpha)$	kN	- celková síla
$\beta_4, \beta_5(\alpha)$	° (deg)	- úhel výkyvu ojnice v závislosti na natočení klikového hřídele
α	° (deg)	- úhel natočení klikového hřídele

Maximální hodnoty dosahuje síla F_o při natočení klikového hřídele o 16° za horní úvratí. Pro typ W40 $F_{o4} = 6,972 \text{ kN}$ a pro typ W50 $F_{o5} = 8,051 \text{ kN}$, graf 5-6.



Graf 5-6 Průběh sil působících ve směru ojnice

Tečná síla $-F_t$

Rozkladem síly působící ve směru ojnice F_o do dvou složek s působištem ve středu ojničního čepu získáme sílu tečnou (tangenciální) F_t a sílu radiální F_r . Síla F_r není pro další výpočty podstatná, a proto nebude dále řešena. Tečná síla F_t vytváří na rameni r užitečný kroutící moment motoru.

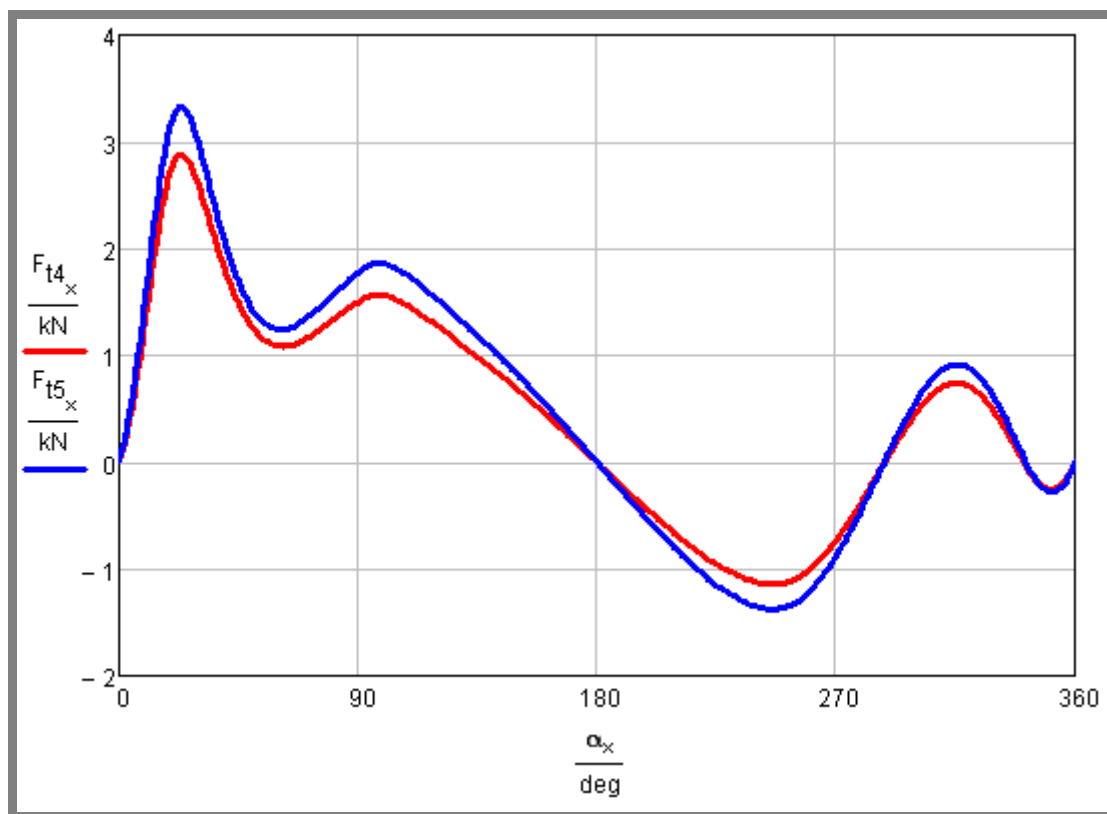
Tečná síla:

$$\begin{aligned} F_{t4}(\alpha) &= F_{o4}(\alpha) \cdot \sin(\alpha + \beta_4(\alpha)) \\ F_{t5}(\alpha) &= F_{o5}(\alpha) \cdot \sin(\alpha + \beta_5(\alpha)) \end{aligned} \quad (5-19)$$

kde:

$F_{t4}, F_{t5}(\alpha)$	kN	- tečná síla
$F_{o4}, F_{o5}(\alpha)$	kN	- síla působící ve směru ojnice
$\beta_4, \beta_5(\alpha)$	° (deg)	- úhel výkyvu ojnice v závislosti na natočení klikového hřídele
α	° (deg)	- úhel natočení klikového hřídele

Maximálních hodnot je dosaženo 23° za horní úvratí. Pro typ W40 $F_{t4} = 2,884$ kN a pro typ W50 $F_{t5} = 3,326$ kN, graf 5-7.



Graf 5-7 Průběh tečných sil

Kroutící moment - M_k

Kroutící moment vzniká působením tečné síly na rameni klikového hřídele r .

Kroutící moment:

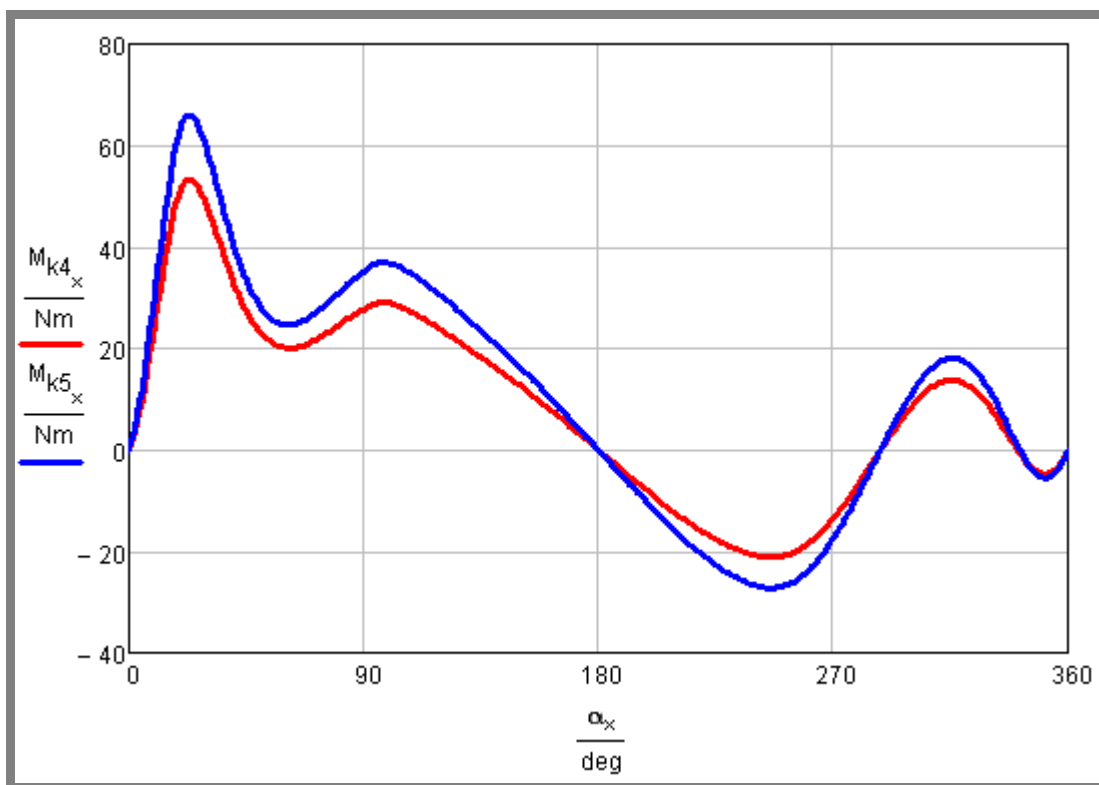
$$\begin{aligned} M_{k4}(\alpha) &= F_{t4}(\alpha) \cdot r_4 \\ M_{k5}(\alpha) &= F_{t5}(\alpha) \cdot r_5 \end{aligned} \quad (5-20)$$

kde:

$M_{k4}, M_{k5}(\alpha)$	Nm	- kroutící momenty
--------------------------	----	--------------------

$F_{t4}, F_{t5} (\alpha)$	kN	- tečná síla
r_4, r_5	mm	- klikový poloměr

Maximálních hodnot kroutícího momentu je dosaženo zhruba 23° za horní úvratí. Pro typ W40 dosahuje hodnoty $M_{k4} = 53,348 \text{ Nm}$ a pro typ W50 $M_{k5} = 65,919 \text{ Nm}$, graf 5-8.



Graf 5-8 Průběh kroutících momentů

Střední výkon:

$$P_{s4} = M_{ks4} \cdot \omega_4 = 8,722 \text{ Nm} \cdot 1225 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = 10,687 \text{ kW}$$

$$P_{s5} = M_{ks5} \cdot \omega_5 = 10,915 \text{ Nm} \cdot 1194 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = 13,031 \text{ kW} \quad (5-21)$$

kde:

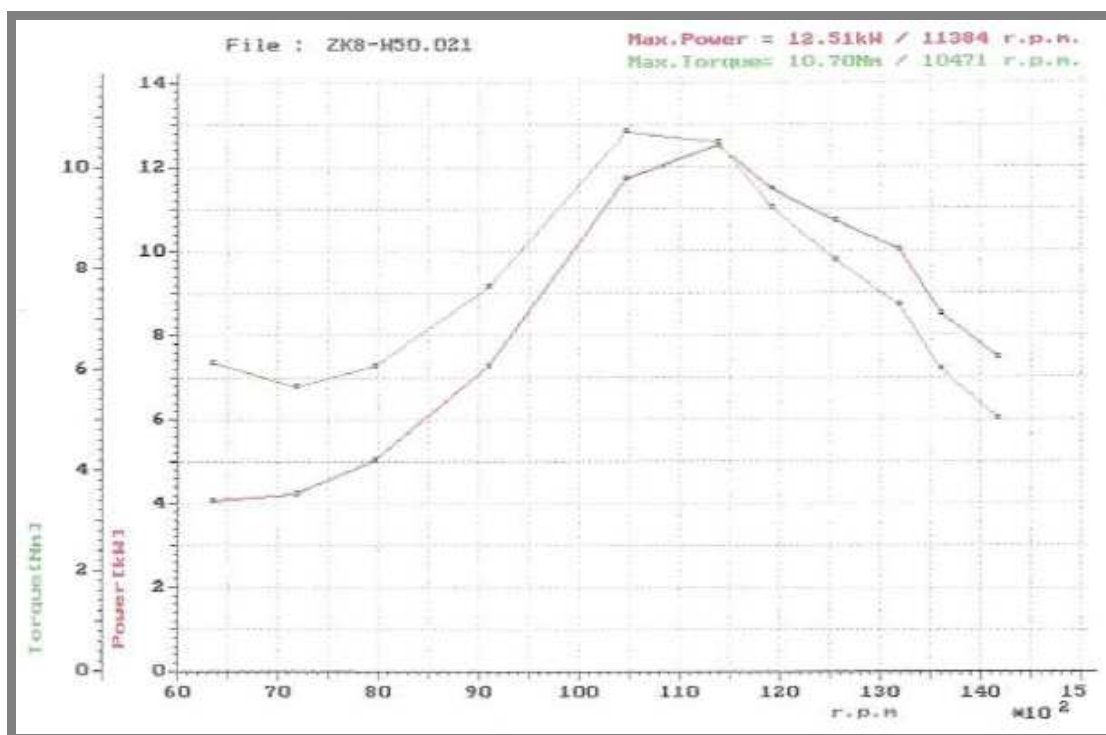
P_{s4}, P_{s5}	mm	- střední výkon
M_{ks4}, M_{ks5}	Nm	- střední kroutící moment
ω_4, ω_5	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	- úhlová rychlost klikového hřídele při max. otáčkách

Jako kontrola celého výpočtu byly určeny střední hodnoty z průběhu kroutícího momentu pomocí funkce *Mean*. Tyto hodnoty byly posléze porovnány s údaji uvedenými výrobcem. Porovnání můžeme vidět v tabulce 5-4. Z výsledků je patrné, že lze považovat výpočet za správný. Hodnoty se liší v řádu desetin. Pro typ W50 je rozdíl především u výkonu vyšší. Můžete to být způsobeno tím, že indikovaný tlak ve válci nebude zcela totožný s typem W40 jak bylo předpokládáno na začátku výpočtu. Na obr. 5-24 můžeme vidět průběh výkonu a kroutícího momentu z měření reálného motoru W50. Charakteristiky byly měřeny přímo na klikovém hřídeli.

Během vývoje minibiků bylo použito v obou typech motorů různých variant ojnic i pístních skupin. Tyto součásti se lišily zejména svou hmotností a to především u typu W50. Hmotnosti zmíněných částí klikového mechanismu mají poměrně velký vliv na celkové silové působení a tedy i na výsledné špičkové kroutící momenty. Proto z hlediska konzervativního přístupu a pokrytí pokud možno všech variant byly hodnoty zaokrouhleny směrem nahoru. Špičkové kroutící momenty pro další výpočty mají tedy hodnoty $M_{k4} = 55 \text{ Nm}$ a pro typ $M_{k5} = 70 \text{ Nm}$.

Tab. 5-4 Porovnání výsledků

Typ	Výpočet		Výrobce		Rozdíl	
	Střední moment [Nm]	Střední výkon [kW]	Střední moment [Nm]	Střední výkon [kW]	Moment [Nm]	Výkon [kW]
W40	8,722	10,687	8,6	10,7	0,122	-0,013
W50	10,915	13,031	10,7	12,5	0,215	0,531



Obr. 5-24 Reálné charakteristiky motoru W50 [4]

5.5 Návrh lisovaného spoje hlavních čepů

Nalisované spoje jsou nepohyblivé spoje založené na principu stálého pružného předpětí ve spojovaných částech způsobené přesahem ve stykové ploše. Vnější zatížení je přenášeno třením mezi hřídelem a nábojem, které vznikne ve spoji při jeho montáži. Tření je vyvoláno vnitřními normálními silami, vznikajícími v důsledku elastických, v některých případech i plastických deformací spojovaných částí.

Nalisováním se obecně rozumí vpravení hřídele o větším průměru do otvoru náboje s menším průměrem. Po spojení součástí dojde ke zmenšení průměru hřídele a zvětšení průměru otvoru v náboji, přičemž se obě součásti ustálí na stejné hodnotě. V důsledku deformace vzniká v součástech rovinná napjatost charakterizována

tečným a radiálním napětím, obr. 5-10. Ve stykové ploše vzniká rovnoměrně rozložený tlak. Základní veličinou nalisovaného spoje je tedy přesah Δd , daný rozdílem mezi montážním průměrem hřídele a průměrem otvoru v náboji. Na velikosti přesahu je závislá hodnota stykového tlaku a tím i únosnost celého spoje.[8] Nalisované spoje jsou vhodné pro přenos velkých kroutících momentů. Tyto spoje umožňují při vysoké spolehlivosti přenos velmi vysokých zatížení a to i zatížení střídavých nebo s rázy. Spojení zabezpečuje vysokou přesnost souososti a kolmosti součástí. Nalisované spoje jsou také výhodné díky své konstrukční jednoduchosti a snadné výrobě.

Hlavním nedostatkem nalisovaných spojů jsou zvýšené nároky na montáž spoje a značné problémy spojené s případnou demontáží. Proto jsou v praxi používány tyto spoje především pro nerozebíratelné nebo jen zřídka rozebírané spojení součástí. Spojení je také poměrně náročné na přesnost výroby, především záleží na jakosti povrchu. S tímto souvisí i větší rozptyl únosnosti spoje. Spojované součásti jsou značně namáhané od samotného nalisování.[8]

5.5.1 Vstupní parametry

Lisovaný spoj spojující hlavní čepy s rameny klikového hřídele musí být schopný přenést špičkové kroutící momenty vznikající při maximálních otáčkách motoru aniž by docházelo k prokluzu součástí. Hodnoty špičkových momentů pro oba typy motorů byly zjištěny výpočtem v předchozí kapitole. Jak je patrné z grafu 5-8, průběh kroutícího momentu má charakter střídavého zatěžování s rázy. Ráz vzniká při expanzi plynů. Při natočení klikového hřídele blížící se dolní úvratí nabývá kroutící moment záporných hodnot, tedy opačného smyslu než je smysl kroutícího momentu působící ve směru otáčení klikového hřídele. Bezpečnost vůči prokluzu byla zvolena $n = 1,5$ z rozsahu 1,2 až 2. Bezpečnost proti prokluzu vyjadřuje poměr mezi minimální teoretickou únosností a celkovým zatížením. V našem případě byla zvolena přibližně střední hodnota bezpečnosti. Hodnota odpovídá méně přesnému výpočtu bez experimentálního ověření, menší přesnosti v technologii výroby a pro méně důležité spoje, u nichž případný prokluz nezpůsobí žádné vážné následky.[8]

5.5.2 Rozměry

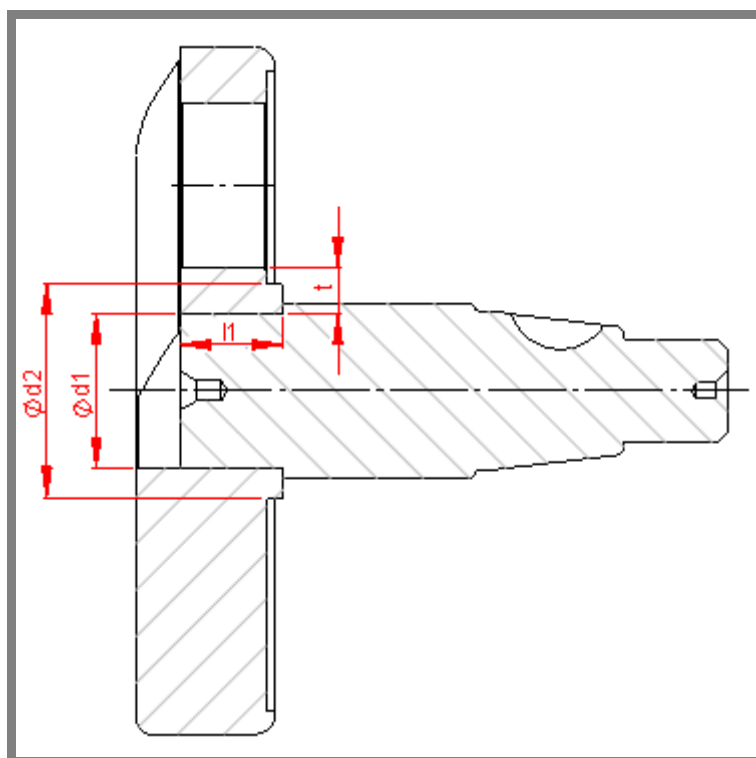
Rozměry pro návrh spoje byly určeny z výkresů standardně vyráběných klikových hřídelí dodané společností Blata. Popis rozměrů můžeme vidět na obr. 5-7, jedná se o řez ramene klikového hřídele. Základním rozměrem je průměr lisovaného čepu - d_1 . Čím je hodnota průměru vyšší, tím je i vyšší únosnost spoje a zároveň klesá napětí ve spojovaných součástech. V našem případě je volba průměru čepu omezena již danými vnějšími rozměry, především umístěním ojnicního oka a dovoleným namáháním v krutu, vycházející ze smluvní meze kluzu použitého materiálu.

Další rozměr ovlivňující únosnost je délka spoje - l_1 . S rostoucí funkční délkou spoje roste i únosnost. Délka spoje nemá přímý vliv na průběh napětí v součástech. I v tomto případě jsme však omezeni, především ostatními částmi klikového mechanismu. Hodnota délky spoje může dosahovat pouze takových hodnot, při kterých nedochází ke kontaktu s ojnicí. Skutečná funkční délka spoje je uvažována bez zkosení a zaoblení hran nutných pro montáž.

Vnější průměr náboje - d_2 ovlivňuje únosnost spoje jen mírně. Zvětšením průměru plné části náboje dosáhneme snížení namáhání. V našem případě nelze průměr náboje měnit. Je dán polohou spodní hrany ojnicního oka. Hodnoty jednotlivých rozměrů pro oba typy motorů jsou uvedeny v tabulce 5-6.

Značný vliv na únosnost spoje má součinitel tření v stykových plochách - f . S jeho rostoucí hodnotou stoupá také únosnost spoje. Velikost součinitele tření závisí na materiálu, drsnosti a čistotě stykových ploch, velikosti stykového tlaku a technologii lisování. Pro ocel se pohybuje součinitel tření za normální teploty (20°C) v rozmezí 0,06 až 0,16 pro suché lisování a 0,05 až 0,12 pro mazané lisování [8].

Jak je patrné z uvedených rozsahů jedná se poměrně o značný rozptyl hodnot.



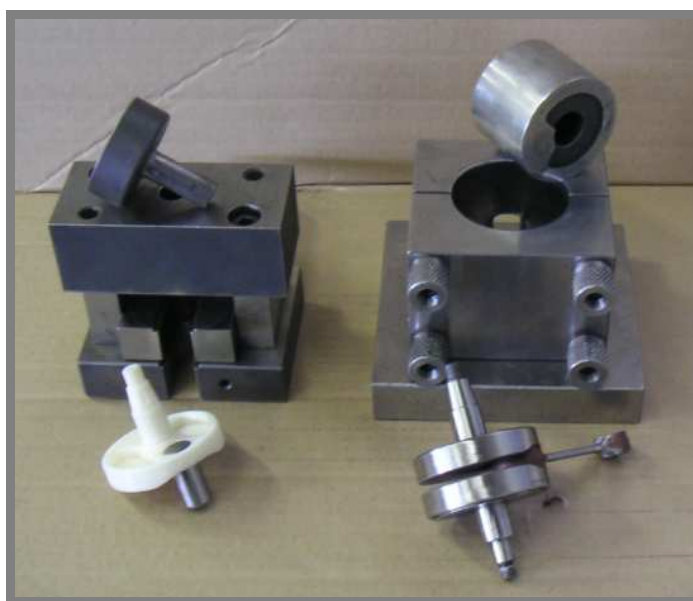
Obr. 5-7 Rozměry spoje, rameno v řezu

Bohužel nebylo možné experimentálně zjistit přesný součinitel tření. Pro další výpočty byla tedy použita hodnota $f = 0,12$, kterou zjistil pan Ing. Rychtář ve své diplomové práci. Hodnota byla určena při lisování ojnicního čepu. Jedná se o zpřesněnou hodnotu pomocí výpočtu vycházejícího z stykového tlaku a síly potřebné k nalisování čepu. Je nutné podotknout, že se jednalo o dutý čep o průměru 40 mm s daným přesahem 0,11 mm. Součásti byly namazány a lisovány za normální teploty [10]. Tento způsob lisování přibližně odpovídá i technologii využívané při lisování ojnicního čepu u standardně vyráběné klikového hřídele společnosti Blata.

5.5.3 Technologie lisování

Společnost využívá pro standardně vyráběné klikové hřídele technologie lisování podélného za normální teploty. Při tomto procesu dochází k silovému natlačení čepu s přesahem do otvoru v rameni klikového hřídele. Tato technologie bude použita i pro lisování hlavních čepů. Pro skládání standardního klikového hřídele se používají

různé přípravky usnadňující montáž. Na obr. 5-8 můžeme vidět přípravky společnosti Blata. Ojniční čep se nejprve nalisuje do jednoho ramene. K tomuto slouží přípravek zobrazený na obrázku vlevo. Poté se rameno s již nalisovaným ojnicím čepem přemístí do druhého přípravku, na obrázku vpravo. Na ojnicí čep se navlékne spodní oko ojnice včetně jehlového ložiska a vymezovacích podložek. Polovina klikové hřídele se ustaví do správné polohy, zajistí a nakonec se nalisuje na ojnicí čep druhé rameno. Po slisování se klikový hřídel brousí a vystředí uje na požadované přesnosti. Snahou pro nově navrhované řešení je co nejvíce využít již používaných přípravků i pro lisování hlavních čepů. Přesný postup kompletace nově navrženého klikového hřídele bude podrobně popsán na konci práce.



Obr. 5-8 Lisovací přípravky

Během lisování mohou vznikat na povrchu stykových ploch podélné mělké rýhy, které zvyšují odpor proti pootočení součástí. Na druhou stranu dochází k částečnému stržení a vyhlazení povrchových nerovností. Důsledkem toho dochází k zmenšení montážního přesahu a tedy i snížení únosnosti spoje. Z tohoto důvodu je nutné montážní přesah navýšit o hodnotu ztráty - Δd_z . Ztráta přesahu uhlazením závisí na konstrukční úpravě hran spojovaných součástí, rychlosti lisování a zejména na drsnosti stykových ploch. V důsledku suchého tření hrozí nebezpečí zadření spoje. Zadření spoje lze předejít namazáním stykových ploch. Toto řešení však nepříznivě ovlivňuje hodnotu koeficientu tření a tedy i samotnou únosnost spoje. Všechny tyto skutečnosti budou zohledněny ve výpočtu.[8], [12]

5.5.4 Materiál součástí

Jednotlivé součásti navrhovaného spoje budou vyráběny ze stejného materiálu jako u současného standardně vyráběného klikového hřídele. Jedná se o cementační ocel 14220 (16MnCr5). Důvodem jsou především dobré zkušenosti společnosti s tímto materiálem a jeho tepelným zpracováním. Současná ramena vyráběna z jednoho kusu jsou tepelně zpracována následovně. Povrch je cementován do hloubky $0,5 + 0,2$ mm. Ramena jsou kalena a popuštěna. Tvrdost povrchu by se měla pohybovat

v rozmezí 55 ± 3 HRC, v jádře pak 33 ± 5 HRC. Tento postup bude dodržen i pro návrh. Z uvedených údajů vyplývá, že mechanické vlastnosti tepelně zpracovaných součástí jsou odlišné od vlastností polotovarů uváděných v materiálových listech. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k zjištění přesných materiálových vlastností pomocí tahové zkoušky. Společnost Blata dodala polotovary, ze kterého se vyrábějí současné klikové hřídele. Tento polotovar byl v základním stavu, tedy bez tepelného zpracování. Z tohoto polotovaru byly vyrobeny dva kusy zkušebních tyčí 6×30 mm s přídávkem na broušení. Tyto tyče byly tepelně zpracovány na základě informací z výkresu a materiálových listů. Poté broušeny na konečné rozměry. Vzorky nebyly cementovány z důvodu, že pro výpočty a analýzy jsou důležité především vlastnosti jádra.



Obr. 5-9 Ukázka polotovaru, zkušebních tyčí a přetržených vzorků

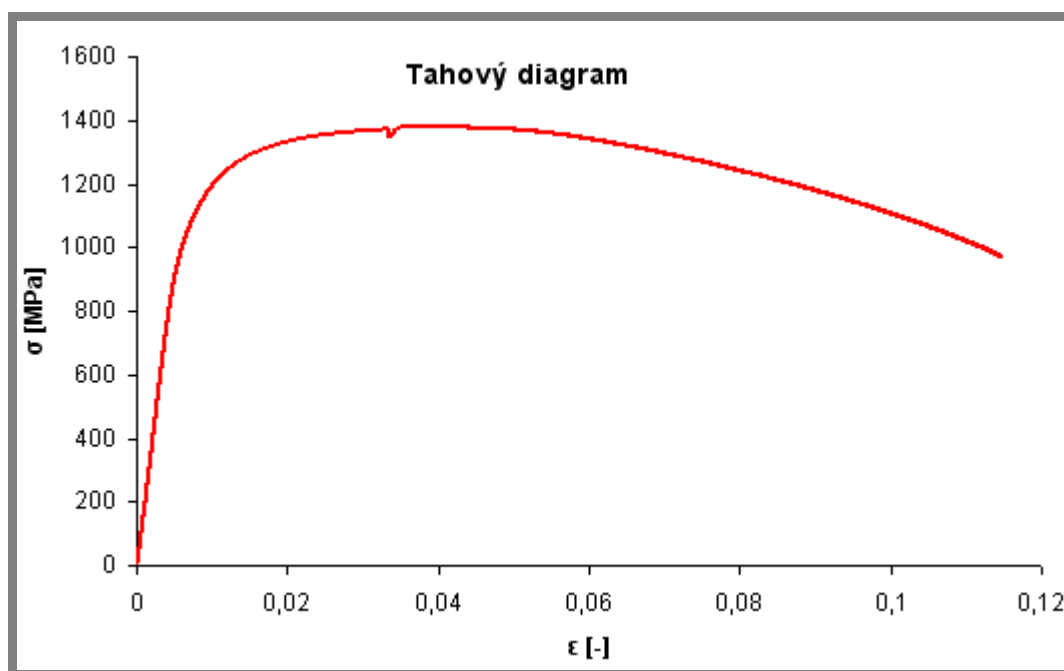
Postup zušlechtní byl následující, vzorky byly kaleny ($830\text{ }^{\circ}\text{C}$) do oleje a následně popuštěny. V prvním případě teplota lázně dosahovala $150\text{ }^{\circ}\text{C}$, v druhém případě $200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Výdrž v lázni 2h s konečným dochlazením na vzduchu. Před samotnou tahovou zkouškou byla měřena tvrdost na čelech vzorků. Tvrdost dosahovala hodnot zhruba 38 HRC. Poté byla provedena tahová zkouška na obou vzorcích a opět změřena tvrdost, tentokrát na vybroušených plochách blízko konce vzorků. Obroušené plochy můžeme vidět na obr. 5-9. Naměřené hodnoty se pohybovaly v prvním případě v rozmezí 30 až 34,5 HRC a v druhém 28 až 31 HRC. Tyto hodnoty odpovídají rozsahu tvrdosti jádra předepsaném na výkrese. V tabulce 5-5 jsou uvedeny zjištěné mechanické vlastnosti materiálu. Z výsledků je patrné, že vliv teploty při popouštění je téměř zanedbatelný. Pro další výpočty a analýzy byly zvoleny mechanické vlastnosti pro vzorek číslo 2. V grafu 5-9 můžeme vidět smluvní tahový diagram pro zvolený vzorek, který byl vytvořen z hodnot získaných při tahové zkoušce.

Tab. 5-5 Výsledky tahové zkoušky zušlechtěného materiálu 14220

Č. vzorku	E	R _{p0.2}	F _{max}	R _m	F _b	A	Z	L _u	S _u
-	GPa	MPa	N	MPa	N	%	%	mm	mm ²
1	181,95	1094	37998	1399	27361	10,8	50,7	33,25	13,4
2	197,57	1105	38932	1382	27357	12,3	49,9	33,7	14,12

kde:

E	MPa	- modul pružnosti
R _{p0.2}	MPa	- smluvní mez kluzu v tahu
F _{max}	N	- maximální deformační síla
R _m	MPa	- smluvní mez pevnosti
F _b	N	- lomová síla
A	%	- tažnost
Z	%	- kontrakce (zúžení)
L _u	mm	- délka vzorku po přetržení
S _u	mm ²	- konečná plocha průřezu



Graf 5-9 Smluvní tahový diagram pro vzorek č. 2

5.6 Výpočet lisovaného spoje

Vzhledem k požadavku na zachování stávajících dílů a malým celkově malým rozměrům klikového hřídele není příliš možností pro adekvátní návrh spoje. Prakticky jediná možnost jak měnit parametry spoje (únosnost, namáhání apod.) spočívá ve změně zalisovaného průměru čepu - d_1 . Čím je průměr d_1 vyšší tím je potřeba nižší tlak ve spoji pro přenos kroutícího momentu. Tedy i součásti jsou obecně méně namáhány. Volba velikosti průměru má však svůj strop v podobě otvoru pro ojnicí čep. Při příliš velkém průměru hlavního čepu dochází

k zeslabování stěny mezi oběma otvory. Příliš slabá stěna se v lepším případě projeví nadměrnou deformací, v horším případě může dokonce prasknout. Představu o tloušťce stěny mezi oky si můžeme udělat z obr. 5-7 (kóta t).

Pro oba typy klikových hřídelí bude navrženo několik variant průměru d_1 odstupňované po milimetru. Nejnižší hodnoty průměru d_1 byly voleny s ohledem na minimální průměr čepu potřebného k přenosu špičkového krouticího momentu a přídatná namáhání. Výpočet pro nejnižší průměry čepu je uveden níže. Postup výpočtů pro ostatní varianty průměru jsou totožné, a proto zde již nebudou znovu uváděny. Výsledky důležitých parametrů spoje jsou uvedeny na konci kapitoly v tabulce 5.7 a 5.8.

Tab. 5-6 Vstupní parametry

Varianta	W40	W50
Krouticí moment - M_k	55 Nm	70 Nm
Délka spoje - l_1	9 mm	
Průměr náboje - d_2	20,8 mm	
Součinitel tření - f	0,12	
Bezpečnost přenosu - n	1,5	
Modul pružnosti - E	$1,9757 \cdot 10^5$ MPa	
Poissonovo číslo - μ	0,3	
Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti - k_e	1,5	
Smluvní mez kluzu - $R_{p0,2}$	1105 MPa	

Výpočet dovoleného napětí v krutu:

$$\tau_d = \frac{0,577 \cdot R_{p0,2}}{k_e} = \frac{0,577 \cdot 1105 \text{ MPa}}{1,5} = 425,057 \text{ MPa} \quad (5-22)$$

kde:

τ_d	MPa	- dovolené napětí v krutu
$R_{p0,2}$	MPa	- smluvní mez kluzu v tahu
k_e	[-]	- bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

Výpočet minimálních průměrů pro přenos krouticího momentu:

$$d_{\min 4} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 55 \text{ Nm}}{3,14 \cdot 425,057 \text{ MPa}}} = 8,702 \text{ mm} \quad (5-23)$$

$$d_{\min 5} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k5}}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 70 \text{ Nm}}{3,14 \cdot 425,057 \text{ MPa}}} = 9,431 \text{ mm}$$

kde:

$d_{\min 4}, d_{\min 5}$	mm	- minimální průměr pro plný čep
M_{k4}, M_{k5}	Nm	- špičkový krouticí moment
τ_d	MPa	- dovolené napětí v krutu

Spoj není namáhán pouze kroutícím momentem, ale i dalšími silami, např. přídavným ohybem od radiálních sil. Z tohoto důvodu je minimální průměr čepu navýšen o 25%. Tedy zaokrouhлено na celá čísla $d_{\min 4} = 11 \text{ mm}$, $d_{\min 5} = 12 \text{ mm}$. Z výrobního hlediska je však výhodné použít pro oba typy motorů stejné průměry. Proto bylo přistoupeno k volbě jedné hodnoty minimálního průměru $d_1 = 12 \text{ mm}$.

Výpočet minimálního tlaku pro dané průměry:

$$p_{\min 4} = \frac{2 \cdot n \cdot M_{k4}}{\pi \cdot d_1 \cdot l_1 \cdot f} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 55 \text{ Nm}}{3,14 \cdot 12 \text{ mm} \cdot 9 \text{ mm} \cdot 0,12} = 337,713 \text{ MPa}$$

$$p_{\min 5} = \frac{2 \cdot n \cdot M_{k5}}{\pi \cdot d_1 \cdot l_1 \cdot f} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 70 \text{ Nm}}{3,14 \cdot 12 \text{ mm} \cdot 9 \text{ mm} \cdot 0,12} = 429,817 \text{ MPa} \quad (5-24)$$

kde:

$p_{\min 4}, p_{\min 5}$	MPa	- minimální tlak pro přenos kroutícího momentu
M_{k4}, M_{k5}	Nm	- špičkový kroutící moment
d_1	mm	- zvolený průměr lisovaného čepu
l_1	mm	- délka spoje
f	[-]	- součinitel tření
n	[-]	- bezpečnost vůči prokluzu

Ztráta přesahu

Ze vztahů 5-25 vyplývá, že největší vliv na ztrátu přesahu uhlazením má drsnost stykových ploch náboje a hřídele (R_a). Pro lisování podélné za normální teploty je doporučená hodnota drsnosti R_a v rozmezí 0,1 až 0,4 μm [12]. Dle informací získaných ze společnosti Blata je dílna schopna nabrousit povrchy stykových ploch maximálně na drsnost $R_{a\check{c}} = 0,4 \mu\text{m}$ u čepu a $R_{an} = 0,8 \mu\text{m}$ u otvoru náboje.

Výšky nerovností profilu dle ČSN ISO 4278-1 [12]:

$$R_{zn} = 4,96 \cdot R_{an}^{0,97} = 4,96 \cdot 0,8^{0,97} \mu\text{m} = 3,994 \mu\text{m}$$

$$R_{z\check{c}} = 4,96 \cdot R_{a\check{c}}^{0,97} = 4,96 \cdot 0,4^{0,97} \mu\text{m} = 2,039 \mu\text{m} \quad (5-25)$$

kde:

$R_{zn}, R_{z\check{c}}$	μm	- výšky nerovností profilu stykové plochy pro náboj a čep
$R_{an}, R_{a\check{c}}$	μm	- střední aritmetická odchylka profilu stykové plochy pro náboj a čep

Ztráta přesahu uhlazením stykových ploch:

$$\Delta d_z = 1,2 \cdot (R_{zn} + R_{z\check{c}}) = 1,2 \cdot (3,994 \mu\text{m} + 2,039 \mu\text{m}) = 7,239 \mu\text{m} \quad (5-26)$$

kde:

Δd_z	μm	- ztráta přesahu uhlazením stykových ploch
$R_{zn}, R_{z\check{c}}$	μm	- výšky nerovností profilu stykové plochy náboje a čepu

Rozměrová konstanta náboje:

$$C_n = \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{20,8^2 \text{ mm} + 12^2 \text{ mm}}{20,8^2 \text{ mm} - 12^2 \text{ mm}} = 1,998 \quad (5-27)$$

kde:

C_n	[-]	- rozměrová konstanta náboje
d_2	mm	- vnější průměr náboje
d_1	mm	- průměr lisovaného čepu

Minimální přesah :

$$\begin{aligned} \Delta d_{\min 4} &= d_1 \cdot p_{\min 4} \cdot \left(\frac{C_n + 1}{E} \right) + \Delta d_z = 12 \text{ mm} \cdot 337,713 \text{ MPa} \cdot \left(\frac{1,988 + 1}{1,9757 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \right) + \\ &+ 7,239 \mu\text{m} = 68,633 \mu\text{m} \\ \Delta d_{\min 5} &= d_1 \cdot p_{\min 5} \cdot \left(\frac{C_n + 1}{E} \right) + \Delta d_z = 12 \text{ mm} \cdot 429,817 \text{ MPa} \cdot \left(\frac{1,988 + 1}{1,9757 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \right) + \\ &+ 7,239 \mu\text{m} = 85,5 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (5-28)$$

kde:

$\Delta d_{\min 4}, \Delta d_{\min 5}$	μm	- minimální přesah
$p_{\min 4}, p_{\min 5}$	MPa	- minimální tlak pro přenos kroutícího momentu
d_1	mm	- zvolený průměr lisovaného čepu
C_n	[-]	- rozměrová konstanta náboje
E	MPa	- modul pružnosti
Δd_z	μm	- ztráta přesahu uhlazením stykových ploch

Spolehlivost spoje nepříznivě ovlivňuje, jestliže spoj pracuje při vyšších teplotách nebo při vysokých otáčkách. V našem případě musíme zohlednit obě tyto skutečnosti, protože pracovní teplota ramene klikového hřídele se pohybuje přibližně kolem 105 až 125 °C a jak bylo zmíněno již na začátku práce, otáčky motoru dosahují hodnot 11 500 za minutu. Minimální přesah je z toho důvodu navýšen o 15 % [12].

Navýšené minimální přesahy o 15 %:

$$\begin{aligned} \Delta d_4 &= 1,15 \cdot \Delta d_{\min 4} = 1,15 \cdot 68,633 \mu\text{m} = 78,928 \approx 80 \mu\text{m} \\ \Delta d_5 &= 1,15 \cdot \Delta d_{\min 5} = 1,15 \cdot 85,5 \mu\text{m} = 98,325 \approx 100 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (5-29)$$

kde:

$\Delta d_{\min 4}, \Delta d_{\min 5}$	μm	- minimální přesah
$\Delta d_4, \Delta d_5$	μm	- přesah navýšený o 15%

Tlak pro zvolené přesahy:

$$p_4 = \frac{(\Delta d_4 - \Delta d_z) \cdot E}{d_1 \cdot (C_n + 1)} = \frac{(80 \mu m - 7,23 \mu m) \cdot 1,9757 \cdot 10^5 MPa}{12 mm \cdot (1,998 + 1)} = 400,142 MPa$$

$$p_5 = \frac{(\Delta d_5 - \Delta d_z) \cdot E}{d_1 \cdot (C_n + 1)} = \frac{(100 \mu m - 7,23 \mu m) \cdot 1,9757 \cdot 10^5 MPa}{12 mm \cdot (1,998 + 1)} = 509,985 MPa \quad (5-30)$$

kde:

p_4, p_5	MPa	- kontaktní tlak pro zvolené přesahy
$\Delta d_4, \Delta d_5$	μm	- zvolený přesah
d_1	mm	- průměr lisovaného čepu
C_n	[-]	- rozměrová konstanta náboje
E	MPa	- modul pružnosti
Δd_z	μm	- ztráta přesahu uhlazením stykových ploch

Skutečný přesah je uvažován s uhlazením stykových ploch, tedy snížen o ztrátu uhlazením.

Tečné a radiální napětí na průměru náboje D_1 pro zvolený přesah:

$$\sigma_{tN4} = p_4 \cdot C_n = 400,142 MPa \cdot 1,998 = 799,397 MPa$$

$$\sigma_{tN5} = p_5 \cdot C_n = 509,985 MPa \cdot 1,998 = 1019 MPa \quad (5-31)$$

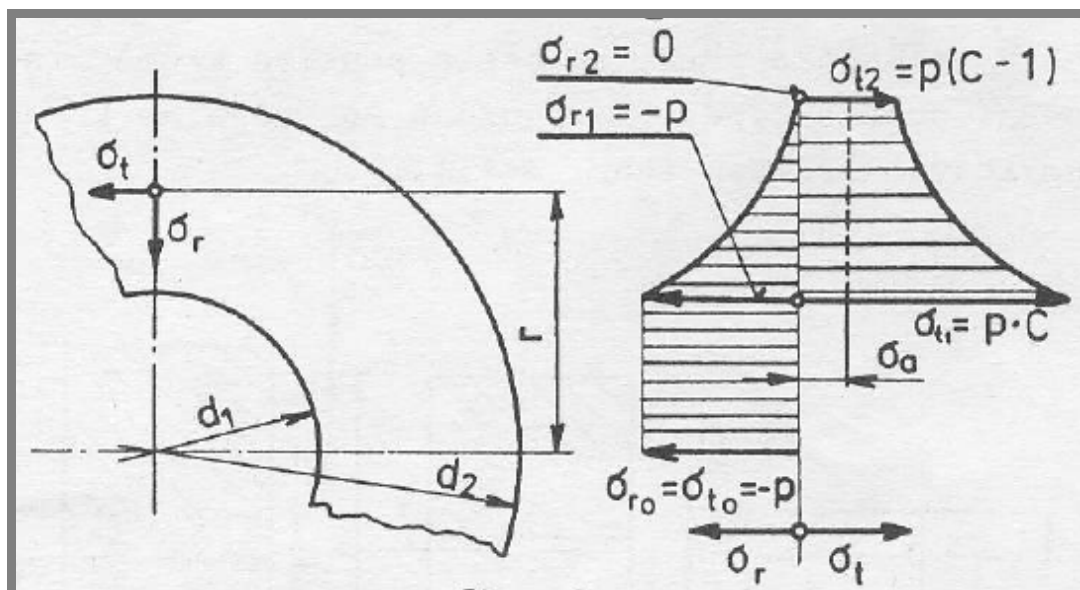
$$\sigma_{rN4} = -p_4 = -400,142 MPa$$

$$\sigma_{rN5} = -p_5 = -509,985 MPa \quad (5-32)$$

kde:

$\sigma_{tN4}, \sigma_{tN5}$	MPa	- tečné napětí
$\sigma_{rN4}, \sigma_{rN5}$	MPa	- radiální napětí
p_4, p_5	MPa	- stykový tlak pro zvolené přesahy
C_n	[-]	- rozměrová konstanta náboje

V případě **tečného a radiálního napětí na plném čepu** jsou obě hodnoty rovny záporné hodnotě stykového tlaku p_4, p_5 .



Obr. 5-10 Radiální a tečné napětí [13]

Kontrola přesahů

Z důvodu, že klasická lícovací soustava například v soustavě jednotné díry je pro malé rozměry příliš hrubá bylo přistoupeno ke konkrétnímu řešení daných přesahů. Této varianty využívá společnost již při výrobě součástí pro lisování ojnicového čepu. Výrobní zázemí společnosti umožňuje výrobu součástí s tolerancí 10 μm . Proto je nutné dané přesahy zaokrouhlit na celé desítky. Nelze vyrobit součást s absolutní přesností. Proto rozměr čepu bude tolerován $d_{1\epsilon} \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,011 \end{smallmatrix}$ tomuto odpovídá tolerance h6 a rozměr otvoru v rameni $D_{1n} \begin{smallmatrix} +0,01 \\ 0 \end{smallmatrix}$, stejně jak je tomu v případě otvoru pro ojnicový čep, obr. 5-13.

Pro oba typy klikových hřídelí budou vyráběny hlavní čepy s jednotným rozměrem a tolerancí. Jako příklad můžeme uvést hodnoty pro průměr $d_{1\epsilon} = 12\text{h6}$. V případě otvoru v ramenech klikového hřídele bude průměr otvoru pro jednotlivé typy odlišný. Pro typ W40 $D_{1n} = 11,90 \begin{smallmatrix} +0,01 \\ 0 \end{smallmatrix}$ a pro typ W50 $D_{1n} = 11,88 \begin{smallmatrix} +0,01 \\ 0 \end{smallmatrix}$ mm. Takto budou zajištěny minimální přesahy pro každý případ. Pro kontrolu otvorů bude nutné použít dva atypické kalibry popřípadě využít 3D měřicího střediska.

Varianta W40:

průměr čepu $d_{1\epsilon} = 12,0 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,011 \end{smallmatrix}$ mm, průměr otvoru $D_{1n} = 11,90 \begin{smallmatrix} +0,01 \\ 0 \end{smallmatrix}$ mm.

Varianta W50:

průměr čepu $d_{1\epsilon} = 12,0 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,011 \end{smallmatrix}$ mm, průměr otvoru $D_{1n} = 11,88 \begin{smallmatrix} +0,01 \\ 0 \end{smallmatrix}$ mm.

Minimální přesah W40:

$$\Delta d_{\min 4} = d_{1\epsilon \min} - D_{1n \max} = 11,989 \text{ mm} - 11,91 \text{ mm} = 0,079 \text{ mm}$$

Maximální přesah W40:

$$\Delta d_{\max 4} = d_{1\epsilon \max} - D_{1n \min} = 12,000 \text{ mm} - 11,900 \text{ mm} = 0,100 \text{ mm} \quad (5-33)$$

Toleranční pole W40:

$$\Delta T_4 = \Delta d_{\max 4} - \Delta d_{\min 4} = 0,1 \text{ mm} - 0,079 \text{ mm} = 0,021 \text{ mm}$$

Minimální přesah W50:

$$\Delta d_{\min 5} = d_{1\check{c}\min} - D_{1n\max} = 11,989 \text{ mm} - 11,890 \text{ mm} = 0,099 \text{ mm}$$

Maximální přesah W50:

$$\Delta d_{\max 5} = d_{1\check{c}\max} - D_{1n\min} = 12,000 \text{ mm} - 11,880 \text{ mm} = 0,12 \text{ mm} \quad (5-34)$$

Toleranční pole W50:

$$\Delta T_5 = \Delta d_{\max 5} - \Delta d_{\min 5} = 0,120 \text{ mm} - 0,099 \text{ mm} = 0,021 \text{ mm}$$

kde:

$D_{1n\max}$	mm	- maximální průměr otvoru
$D_{1n\min}$	mm	- minimální průměr otvoru
$d_{1\check{c}\max}$	mm	- maximální průměr čepu
$d_{1\check{c}\min}$	mm	- minimální průměr čepu
$\Delta d_{\max 4}, \Delta d_{\max 5}$	mm	- maximální přesah
$\Delta d_{\min 4}, \Delta d_{\min 5}$	mm	- minimální přesah
$\Delta T_4, \Delta T_5$	mm	- toleranční pole

Jinou možností je výroba otvoru pro oba typy s totožným průměr i tolerancí. V takovémto případě by bylo nutné u všech součástí měřit přesné rozměry a poté je párovat. Společnost disponuje 3D měřícím střediskem, které lze programovat. Dalo by se tak k již kontrolovaným rozměrům připojit i kontrola otvorů v ramenech. Pro hlavní čepy by se musel vytvořit nový program a přípravek umožňující kontrolu více kusů najednou. Takovéto řešení přináší hned několik výhod. Otvor by se vyráběl s takovým rozměrem a tolerancí $D_{1n} \text{ } ^{+0,01}_0$, aby výsledný přesah byl v rozmezí 90 až 110 μm . Došlo by tak v případě typu W50 ke snížení maximálního přesahu a u typu W40 k zvýšení minimálního přesahu. Což je výhodou především z hlediska namáhání součástí. Další výhodou je snížení zmetkovitosti. V případě, že by došlo u čepu k mírnému překročení tolerance (cca 5 μm) ať už spodní nebo horní hranice, mohl by se čep stále ještě použít. Pokud by došlo k překročení spodní hranice, čep by byl určen pro typ W40. Při překročení horní hranice by se čep použil pro silnější typ W50. Stále by byla splněna podmínka minimálních i maximálních přesahů vycházejících z daných tolerancí součástí zjištěných v předchozím odstavci.

Maximální tlak ve spoji:

$$p_{\max 4} = \frac{(\Delta d_{\max 4} - \Delta d_z) \cdot E}{d_1 \cdot (C_n + 1)} = \frac{(100 - 7,23) \mu\text{m} \cdot 1,9757 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{12 \text{ mm} \cdot (1,998 + 1)} = 509,985 \text{ MPa}$$

$$p_{\max 5} = \frac{(\Delta d_{\max 5} - \Delta d_z) \cdot E}{d_1 \cdot (C_n + 1)} = \frac{(120 - 7,23) \mu\text{m} \cdot 1,9757 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{12 \text{ mm} \cdot (1,998 + 1)} = 615,117 \text{ MPa} \quad (5-35)$$

kde:

$p_{\max 4}, p_{\max 5}$	MPa	- maximální tlak ve spoji
$\Delta d_{\max 4}, \Delta d_{\max 5}$	μm	- maximální přesah
d_1	mm	- průměr lisovaného čepu
C_n	[-]	- rozměrové konstanta náboje
E	MPa	- modul pružnosti materiálu
Δd_z	μm	- ztráta přesahu uhlazením stykových ploch

Maximální tlak je určen pro maximální přesahy, které mohou ve spoji nastat. Z hlediska pevnosti se jedná o krajní případ. Maximální přesah je uvažován s uhlazením stykových ploch, tedy snížen o ztrátu přesahu.

Tečné a radiální napětí na průměru náboj D_1 , maximální přesah:

$$\begin{aligned}\sigma_{tN4\max} &= p_{\max 4} \cdot C_n = 509,985 \text{ MPa} \cdot 1,988 = 1019 \text{ MPa} \\ \sigma_{tN5\max} &= p_{\max 5} \cdot C_n = 615,117 \text{ MPa} \cdot 1,998 = 1229 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (5-36)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{rN4\max} &= -p_{4\max} = -509,985 \text{ MPa} \\ \sigma_{rN5\max} &= -p_{5\max} = -615,117 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (5-37)$$

kde:

$\sigma_{tN4\max}, \sigma_{tN5\max}$	MPa	- tečné napětí
$\sigma_{rN4\max}, \sigma_{rN5\max}$	MPa	- radiální napětí
$p_{\max 4}, p_{\max 5}$	MPa	- maximální tlak pro zvolený přesah
C_n	[-]	- rozměrová konstanta náboje

V případě **tečného a radiálního napětí na čepu** jsou obě hodnoty opět rovny záporné hodnotě maximálního tlaku $p_{\max 4}, p_{\max 5}$.

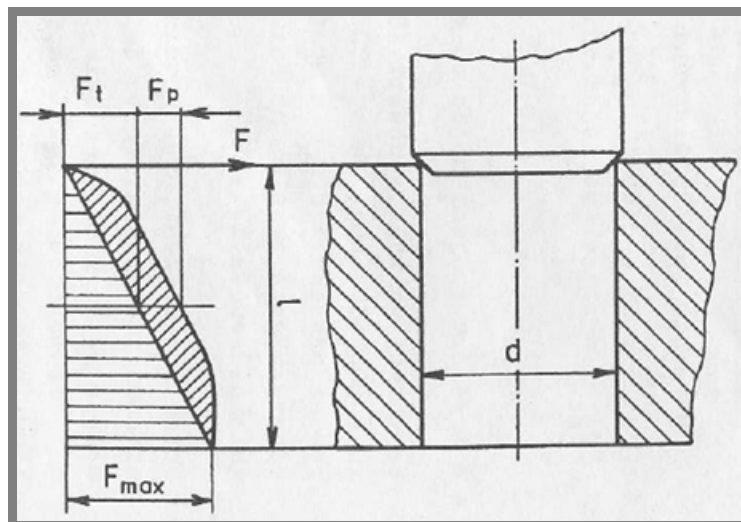
Lisovací síla

$$\begin{aligned}F_{\max 4} &= \Delta d_{\max 4} \cdot f \cdot l_1 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right) \cdot \frac{\pi}{2} = 100 \mu\text{m} \cdot 0,12 \cdot 9 \text{ mm} \cdot 1,9757 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot \\ &\cdot \left(1 - \frac{12 \text{ mm}}{20,8 \text{ mm}}\right) \cdot \frac{3,14}{2} = 22,361 \text{ kN}\end{aligned}\quad (5-38)$$

$$\begin{aligned}F_{\max 5} &= \Delta d_{\max 5} \cdot f \cdot l_1 \cdot E \cdot \left(1 - \frac{d_1}{d_2}\right) \cdot \frac{\pi}{2} = 120 \mu\text{m} \cdot 0,12 \cdot 9 \text{ mm} \cdot 1,9757 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot \\ &\cdot \left(1 - \frac{12 \text{ mm}}{20,8 \text{ mm}}\right) \cdot \frac{3,14}{2} = 25,045 \text{ kN}\end{aligned}$$

kde:

$F_{\max 4}, F_{\max 5}$	kN	- maximální síla potřebná k nalisování čepu
$\Delta d_{\max 4}, \Delta d_{\max 5}$	μm	- maximální přesah
f	[-]	- součinitel tření
l_1	mm	- délka spoje
d_1	mm	- průměr lisovaného čepu
d_2	mm	- vnější průměr náboje
E	MPa	- modul pružnosti



Obr. 5-12 Lisovací síla [13]

Maximální síla $F_{\max}$ nutná k úplnému nalisování hlavního čepu vznikne složením sil třecích F_t a sil přetvárných F_p nutných k překonání deformací obou lisovaných součástí. Maximální síla je určována pro krajní případ maximálního přesahu. Velikost síly během lisování lineárně narůstá až do svého maxima viz. obrázek 5-12.

5.6.1 Lisovaný spoj - výsledky a shrnutí

Na začátek diskuze je nutné podotknout, že tyto výpočty lze uvažovat jako přibližné. Vycházejí z předpokladu, že náboj (v našem případě rameno) není nijak ovlivňován a má pravidelný tvar prstence. Ve skutečnosti však dochází k ovlivňování celého spoje od uložení ojnicního čepu.

Obecně z výsledků vyplývá, že čím je větší průměr lisovaného čepu, tím je potřeba nižšího minimálního tlaku, nižší maximální lisovací síly a celkové namáhání tečné i radiální je nižší. To vše platí však jen do určité hodnoty. V našem případě u obou typů do průměru čepu $d_1 = 13$ mm. Na vlastnosti spoje má značný vliv rozměrová konstanta vycházející z poměru průměru hlavního čepu a vnějšího průměru náboje (5-27). S rostoucím průměrem hlavního čepu dochází k zvyšování této konstanty a tím pádem i k nárůstu potřebného minimálního přesahu. U vyšších hodnot průměru dochází pak již k razantnímu nárůstu. Větší hodnota přesahu pak ovlivňuje především celkové namáhání ramene klikového hřídele.

Dále je nutné přihlídnout k tomu, že se zvyšujícím se průměrem hlavního čepu dochází k zeslabování stěny mezi oky. Tím pádem bude docházet k většímu vzájemnému ovlivňování obou uložení. Což může vést při zatěžování ke ztrátě tuhosti klikového hřídele.

Vzhledem k zjištěným skutečnostem byly vybrány pro MKP analýzy zaměřené především na zjištění tlaků ve spoji a vzájemného ovlivňování od jednotlivých uložení průměry **$d_1 = 13$ a 14 mm**. Řešení s průměrem $d_1 = 12$ mm bylo vyloučeno z důvodu, že pro přenos kroutícího momentu je zde zapotřebí značného minimálního tlaku, což způsobuje velká namáhání součástí. Navíc u typu W50 se jedná o krajní hodnotu z hlediska minimálního průměru pro přenos špičkového kroutícího momentu. Průměr $d_1 = 15$ mm nevyhovuje u obou případů z hlediska nárůstu

minimálního přesahu a z toho plynoucí značné namáhání ramene klikového hřídele. Navíc dochází k největšímu zeslabení stěny mezi oky.

Tab. 5-7 Hodnoty pro typ W40

W40 d_1 [mm]	12	13	14	15
Min. tlak $p_{\min 4}$ [Mpa]	337,713	287,755	248,116	216,136
Rozměrová konstanta C_{n4} [-]	1,998	2,282	2,657	3,167
Min. přesah $\Delta d_{\min 4}$ [um]	68,633	69,285	71,43	75,525
Min. přesah + 15% Δd_4 [um]	78,928	79,678	82,145	86,853
Zvolený přesah Δd_4 [um]	80	80	80	90
Skutečný tlak p_4 [MPa]	400,142	337,371	281,19	261,889
Tečné napětí min. σ_{tN4} [MPa]	799,397	769,897	746,987	829,457
Max. přesah $\Delta d_{\max 4}$ [um]	100	100	100	110
Skutečný max. tlak $p_{\max 4}$ [Mpa]	509,985	429,981	358,378	325,103
Max.lisovací síla $F_{\max 4}$ [kN]	22,361	20,424	18,333	17,695
Tečné napětí max σ_{tN4} [MPa]	1019	981	952	1030
Tlouška stěny t_4 [mm]	4,54	4,04	3,54	3,04

Tab. 5-8 Hodnoty pro typ W50

W50 d_1 [mm]	12	13	14	15
Min. tlak $p_{\min 4}$ [Mpa]	429,817	366,234	315,784	275,083
Rozměrová konstanta C_{n4} [-]	1,998	2,282	2,657	3,167
Min. přesah $\Delta d_{\min 4}$ [um]	85,403	86,233	88,963	94,174
Min. přesah + 15% Δd_5 [um]	98,214	99,168	102,308	108,301
Zvolený přesah Δd_5 [um]	100	100	100	110
Skutečný tlak p_5 [MPa]	509,985	429,981	358,378	325,103
Tečné napětí min. σ_{tN5} [MPa]	1019	981	952	1,03
Max. přesah $\Delta d_{\max 5}$ [um]	120	120	120	130
Skutečný max. tlak $p_{\max 5}$ [Mpa]	615,117	522,592	435,567	388,317
Max.lisovací síla $F_{\max 5}$ [kN]	25,045	24,509	21,999	20,912
Tečné napětí max σ_{tN5} [MPa]	1229	1193	1157	1230
Tlouška stěny t_5 [mm]	5,84	5,34	4,84	4,34

5.7 Analýza standardně vyráběného klikového hřídele

Před samotným ověřováním nového návrhu byla provedena analýza uložení ojnicního čepu pro standardně vyráběnou variantu. Jedná se o analýzu nezátíženého klikového hřídele. Úkolem je především zjistit průměrný tlak ve spoji a jeho rozložení. Zjištěné výsledky budou pak porovnány s výsledky variant nově navrženého klikového hřídele.

Přesahy byly zjištěny z výkresové dokumentace dodané společností Blata obr. 5-13. Z hlediska tuhosti celého klikového hřídele byl kontrolován především krajní případ, tedy uložení s minimálním přesahem. Pro oba typy motorů se používá stejný dutý čep s totožným uložením.

5.7.1 Standardní klikový hřídel - analytické výpočty

Průměr ojnicního čepu:	Průměr otvoru:	Průměr dutiny čepu:
$d_o = 16^{-0,008}_0 \text{ mm}$	$D_o = 15,92^{+0,1}_0 \text{ mm}$	$D_c = 8 \text{ mm}$
$d_{omax} = 16 \text{ mm}$	$D_{omin} = 15,92 \text{ mm}$	Vněj. průměr náboje:
$d_{omin} = 15,992 \text{ mm}$	$D_{omax} = 15,93 \text{ mm}$	$d_n = 26 \text{ mm}$

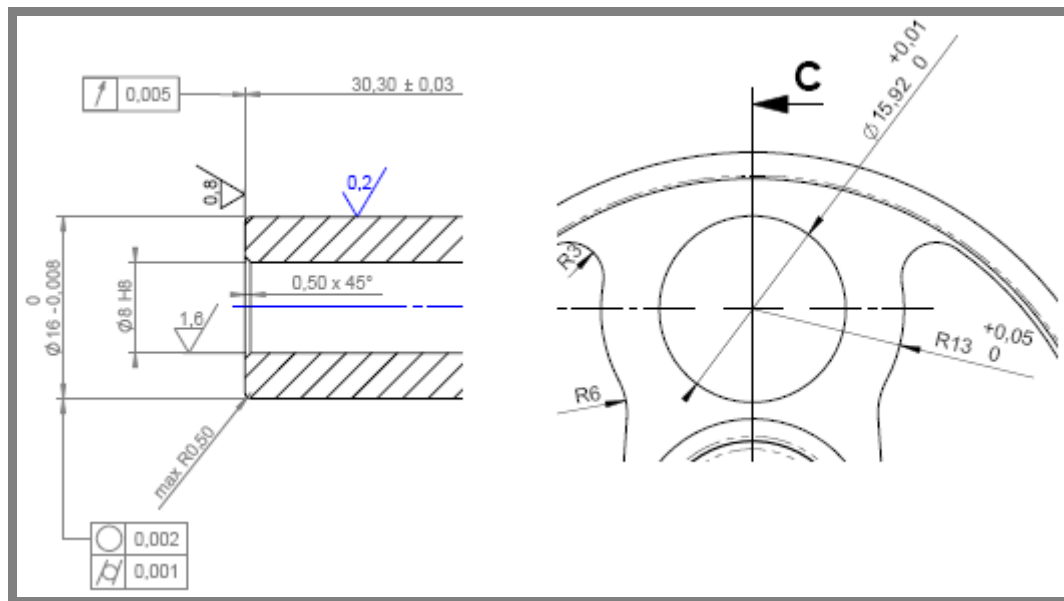
Minimální a maximální přesah:

$$\Delta d_{omax} = d_{omax} - D_{omin} = 16,00 \text{ mm} - 15,92 \text{ mm} = 0,08 \text{ mm} \quad (5-39)$$

$$\Delta d_{omin} = d_{omin} - D_{omax} = 15,992 \text{ mm} - 15,93 \text{ mm} = 0,062 \text{ mm}$$

kde:

D_o	mm	- průměr díry - oj. čep
D_{omin}	mm	- minimální průměr otvoru - oj. čep
D_{omax}	mm	- maximální průměr otvoru - oj. čep
d_o	mm	- průměr ojnicního čepu
d_{omax}	mm	- maximální průměr - oj. čep
d_{omin}	mm	- minimální průměr - oj. čep
Δd_{omax}	mm	- maximální přesah - oj. čep
Δd_{omin}	mm	- minimální přesah - oj. čep



Obr. 5-13 Výřezy z výrobních výkresů standardního klikového hřídele

Výšky nerovností profilu dle ČSN ISO 4287-1 [12]:

$$R_{zon} = 4,96 \cdot R_{aon}^{0,97} = 4,96 \cdot 0,8^{0,97} \mu\text{m} = 3,994 \mu\text{m} \quad (5-40)$$

$$R_{zoč} = 4,96 \cdot R_{aoč}^{0,97} = 4,96 \cdot 0,2^{0,97} \mu\text{m} = 1,041 \mu\text{m}$$

kde:

$R_{zon}, R_{zoč}$	μm	- výšky nerovností profilu stykových ploch - oj. čep
--------------------	---------------	--

$R_{aon}, R_{aoč}$ μm - střední aritmetická odchylka profilu stykových ploch - oj. čep

Ztráta přesahu uhlazením stykových ploch:

$$\Delta d_{zo} = 1,2 \cdot (R_{zon} + R_{zoč}) = 1,2 \cdot (3,994 \mu m + 1,041 \mu m) = 6,042 \mu m \quad (5-41)$$

kde:

Δd_{zo} μm - ztráta přesahu uhlazením stykových ploch - oj. čep
 $R_{zon}, R_{zoč}$ μm - výšky nerovností profilu stykových ploch - oj. čep

Minimální a maximální přesah při uvažovaném uhlazení stykových ploch:

$$\begin{aligned} \Delta d_{o1max} &= d_{omax} - \Delta d_{zo} = 80 \mu m - 6,042 \mu m = 73,958 \mu m \\ \Delta d_{o1min} &= d_{omin} - \Delta d_{zo} = 62 \mu m - 6,042 \mu m = 55,958 \mu m \end{aligned} \quad (5-42)$$

kde:

Δd_{o1max} μm - maximální přesah s uvažovaným uhlazením - oj. čep
 Δd_{o1min} μm - minimální přesah s uvažovaným uhlazením - oj. čep
 Δd_{omax} μm - maximální přesah - oj. čep
 Δd_{omin} μm - minimální přesah - oj. čep
 Δd_{zo} μm - ztráta přesahu uhlazením stykových ploch - oj. čep

Jelikož při návrhu uložení hlavních čepů bylo uvažováno s uhlazením stykových ploch z důvodu, že při malých průměrech má ztráta přesahu velký vliv na celkovou únosnost spoje byl tento parametr uvažován i při zjišťování skutečných přesahů uložení ojničního čepu. Bude tak zachován stejný postup pro oba případy.

Rozměrové konstanty:

$$\begin{aligned} C_2 &= \frac{d_n^2 + d_o^2}{d_n^2 - D_c^2} = \frac{26^2 mm + 16^2 mm}{26^2 mm - 16^2 mm} = 2,219 \\ C_1 &= \frac{d_o^2 + d_c^2}{d_o^2 - D_c^2} = \frac{16^2 mm + 8^2 mm}{16^2 mm - 8^2 mm} = 1,667 \end{aligned} \quad (5-43)$$

kde:

C_1, C_2 [-] - rozměrové konstanty - oj. čep
 d_n mm - vnější průměr náboje - oj. čep
 D_c mm - průměr dutiny čepu - oj. čep

Minimální a maximální tlak ve spoji:

$$\begin{aligned} p_{o4min} &= \frac{\Delta d_{o1min} \cdot E}{d_o \cdot (C_1 + C_2)} = \frac{56 \mu m \cdot 1,9757 \cdot 10^5 MPa}{16 mm \cdot (1,667 + 2,219)} = 178,111 MPa \\ p_{o5max} &= \frac{\Delta d_{o1max} \cdot E}{d_o \cdot (C_1 + C_2)} = \frac{74 \mu m \cdot 1,9757 \cdot 10^5 MPa}{16 mm \cdot (1,667 + 2,219)} = 235,312 MPa \end{aligned} \quad (5-44)$$

kde:

p_{o4min}	MPa	- minimální tlak ve spoji – oj. čep
p_{o4max}	MPa	- maximální tlak ve spoji – oj. čep
C_1, C_2	-	- rozměrové konstanty
Δd_{o1max}	μm	- maximální přesah s uvažovaným uhlazením - oj. čep
Δd_{o1min}	μm	- minimální přesah s uvažovaným uhlazením - oj. čep
d_o	mm	- průměr ojnicního čepu

5.7.2 Standardní klikový hřídel - modely

Pro MKP analýzu bylo nutné vytvořit modely s odpovídajícími přesahy. K tomuto účelu byl využit parametrický modelář SolidWorks. Modely byly vytvořeny již s daným přesahem jako sestava dvou dílů. Sestava představuje polovinu klikového hřídele s dělicí rovinou procházející středem ojnicního čepu. Sestava se skládá z ramene a poloviny ojnicního čepu. Tato úprava sníží počet prvků a tedy i náročnost výpočtů, nijak však neovlivňuje lisovaný spoj. Důležité válcové plochy v oblasti uložení ojnicního čepu byly rozděleny pomocí funkce *Rozdělovací křivka* na čtvrtiny. Tato rozdělení jsou výhodná z hlediska určování výsledků. Lze odečítat hodnoty zkoumaných veličin přímo z hran rozdělených ploch a vykreslovat je v grafu. Modely byly poté převedeny do formátu ACIS verze 15.0 (přípona SAT).

5.7.3 Standardní klikový hřídel – MKP analýza

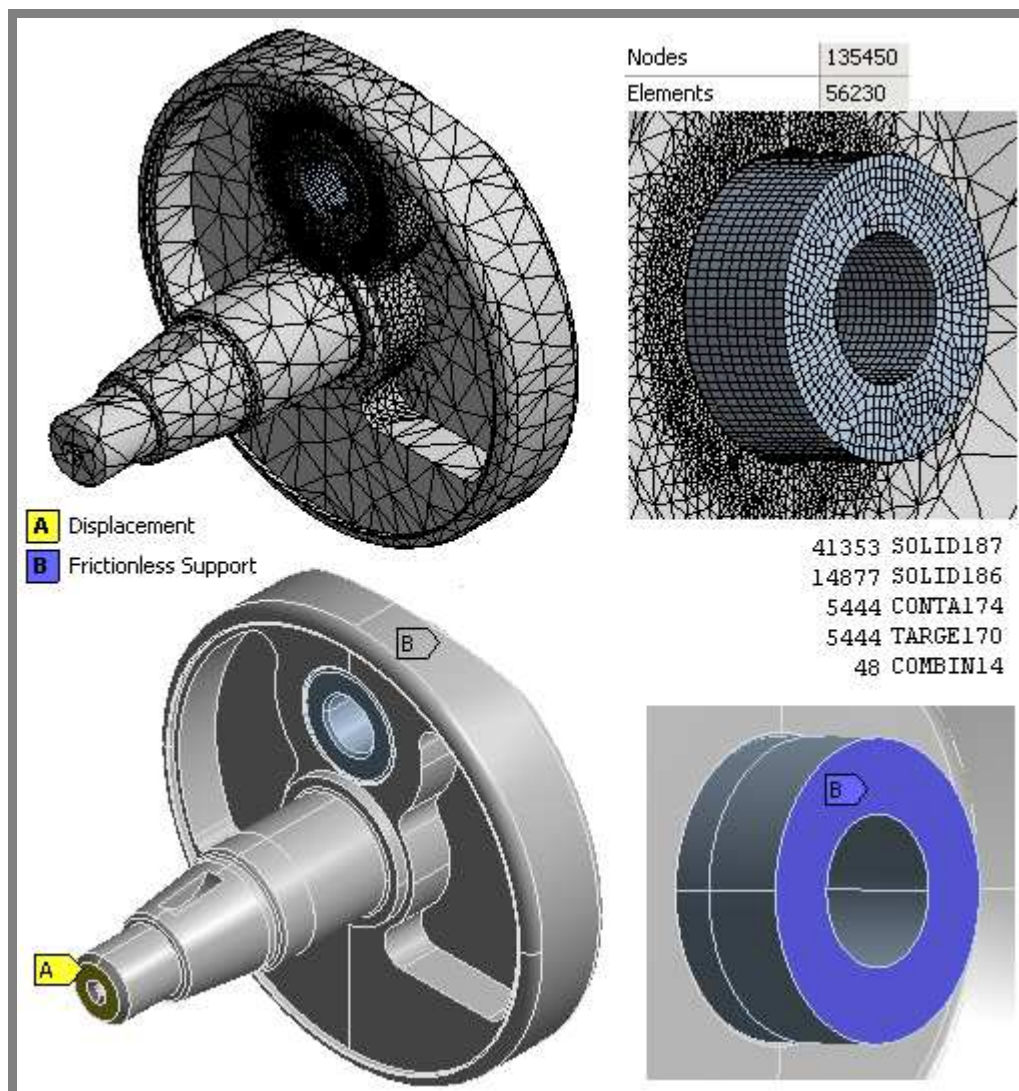
Pro MKP analýzu byl zvolen software Ansys Workbench 11. Do prostředí programu byl importován vytvořený model ve formátu ACIS. Tento formát zachovává sestavu jako celek v jednom souboru. Jednotlivým částem sestavy bylo nutné přiřadit materiálové vlastnosti. V sekci *Engineering Data* byl vytvořen nový materiál 14220. Vlastnosti tohoto materiálu byly nastaveny dle výsledků tahové zkoušky (kap. 5.5.4), $E = 1,9757 \cdot 10^5$ MPa a $\mu = 0,3$. Pro všechny součásti byl nastaven totožný materiál.

V našem případě se jedná o kontaktní úlohu. Program automaticky vybere kontaktní plochy v sestavě a přiřadí typ plochy *Contact* nebo *Target*. Ne vždy však program kontaktní plochy stanoví správně. V nabídce *Connections* lze tyto plochy změnit dle potřeby. Kontakt v našem případě představuje vnější plocha ojnicního čepu a vnitřní plocha otvoru v rameni klikového hřídele. Typ kontaktu byl zvolen jako *Frictional* s koeficientem tření 0,12.

Na obr. 5-14 můžeme vidět vytvořenou síť konečných prvků. V oblasti kontaktu, kde je předpokládána koncentrace napětí byla síť zjemněna pomocí funkce *Contact Sizing* s velikostí prvku 0,5 mm. Na kontaktní plochy ramene a ojnicního čepu byla aplikována funkce mapované sítě *Mapped Face Meshing*. Velikost prvků v celém objemu ojnicního čepu byla nastavena na hodnotu 1 mm pomocí funkce *Body sizing*. Zbytek sítě byl vytvořen automaticky programem. Na obrázku je uveden počet a typ prvků a také celkový počet prvků a uzlů. Pro jednotlivé případy se bude počet prvků nepochybně lišit.

Okrajové podmínky můžeme vidět na obr. 5-14. Na rovině řezu ojnicního čepu půlíci klikovou hřídel na dvě části je předepsána symetrie pomocí funkce *Frictionless Support*. Ploše čela hlavního čepu bylo zabráněno pohybu ve všech osách pomocí funkce *Displacement*. Tento předpis by měl zabránovat pohybu součástí a přitom zcela minimálně ovlivňovat oblast lisovaného spoje.

Výpočet byl proveden jako statická deformačně-napjatostní analýza. Typ analýzy byl zvolen tedy *Static Structural*. Statický výpočet je řešen jako kontaktní úloha. Nastavení řešiče bylo ponechán jako *Program Controlled*. Pomocí sady *Contact Tool* a nástroje *Pressure* byla vybrána kontaktní plocha ramene klikového hřídele pro zobrazení stykového tlaku. Stykový tlak je jedním z nejdůležitějších parametrů. Má vliv na celkovou tuhost klikového hřídele.

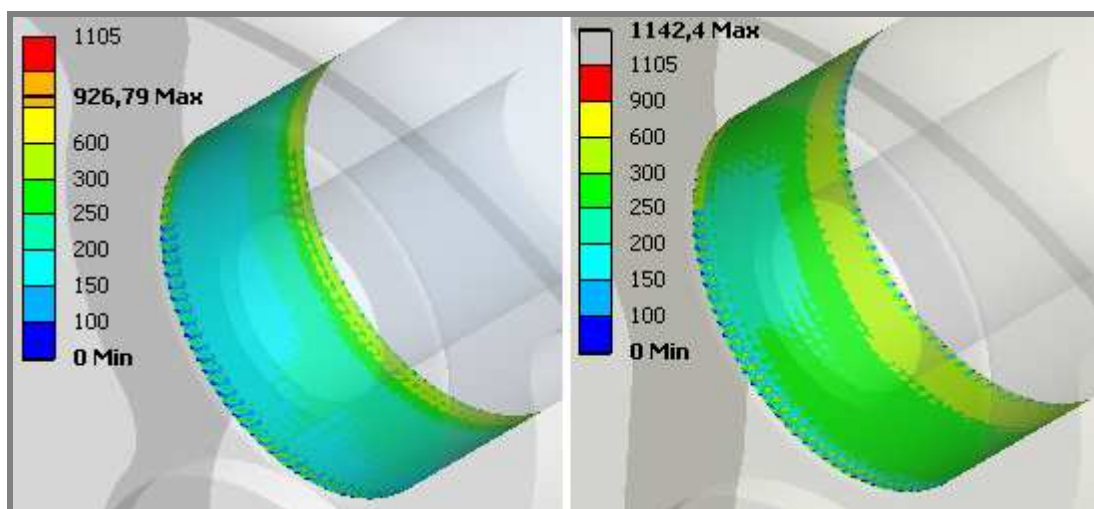


Obr. 5-14 Síť a okrajové podmínky, počet a typ prvků

5.7.4 Standardní klikový hřídel - výsledky

Rozložení stykových tlaků pro minimální a maximální přesah pro typ W40 můžeme vidět na obrázku 5-15. Pomocí funkce *Export* byly hodnoty stykových tlaků z jednotlivých uzlů exportovány do programu Excel a zde pomocí funkce *Průměr* zprůměrnovány. Průměrný kontaktní tlak pro minimální přesah na vybrané ploše dosahuje tedy hodnoty $p_{4min} = 229 \text{ MPa}$ pro variantu W40 a pro variantu W50 $p_{5min} = 230 \text{ MPa}$. Pro maximální přesah jsou to hodnoty $p_{4max} = 328,44 \text{ MPa}$ pro variantu W40 a pro variantu W50 $p_{5max} = 282,449 \text{ MPa}$. Z průměrných hodnot vyplývá, že obě varianty mají téměř totožný stykový tlak. V porovnání s analytickým výpočtem

(5-44) vycházejí hodnoty zhruba o 20% vyšší, to může být způsobeno koncentrací napětí v oblasti hranového styku. Tyto špičky pak zkreslují průměrnou hodnotu. V analytickém výpočtu není hranový styk uvažován. Z obrázku vyplývá, že průběh stykového tlaku je víceméně konstantní, kromě krajových oblastí kde dochází již k zmíněné koncentraci napětí vlivem hranového styku. Ve skutečnosti tyto extrémy pravděpodobně nebudou tak velké. Dojde buď ke sražení hran nebo k plastické deformaci a poklesu napětí. Za zmínku stojí mírný pokles tlaku u obou přesahů na bocích spoje. Na obrázku 5-15 znázorněno azurovou barvou a rozmezí napětí 200 až 250 MPa. Pro typ W50 jsou průběhy stykového tlaku téměř totožné, proto zde nebudou uváděny.



Obr. 5-15 Vlevo hodnoty stykového tlaku p [MPa] pro minimální přesah, vpravo pro maximální

5.8 Návrh - MKP analýza vybraných variant

Pro MKP analýzu uložení obou čepů pro vybrané průměry $d_1 = 13$ mm a $d_1 = 14$ mm budou voleny stejné podmínky jaké byly zvoleny pro analýzu standardního klikového hřídele. Především z důvodu porovnatelnosti výsledků.

V případě návrhu je nutné zkontrolovat dva krajní případy a jeden nepříznivý stav. Krajní případy nastávají, když jsou oba lisované čepy uloženy s maximálním nebo minimálním přesahem. Pro krajní případ maximálních přesahů bude kontrolováno tečné napětí v nejvíce exponovaných místech. Pro případ minimálních přesahů bude kontrolován stykový tlak ve spoji hlavního čepu. Nepříznivý stav z hlediska ovlivňování uložení ojnicního čepu nastává, když hlavní čep je uložen s maximálním přesahem a ojnicní čep s minimálním. Z důvodu, že ojnicní čep je dutý, uložen s menším přesahem a hlavní čep plný, uložen s větším přesahem se otvor pro uložení ojnicního čepu více deformuje. Při tomto stavu bude kontrolován vliv na rozložení stykového tlaku.

5.8.1 Návrh - modely

I v tomto případě byly modely vytvořeny v modeláři SolidWorks a poté převedeny do formátu ACIS. Zvolené průměry a přesahy pro jednotlivé varianty a typy klikových hřídelů byly vytvořeny pomocí *konfigurační tabulky*. Sestava se skládá ze

tří částí. Ramene, hlavního a ojnicního čepu. Jedná se opět o polovinu klikového hřídele s vertikální rovinou řezu středem ojnicního čepu. Důležité kontaktní plochy byly opět rozděleny na čtvrtiny.

5.8.2 Návrh - MKP analýza

5.8.2

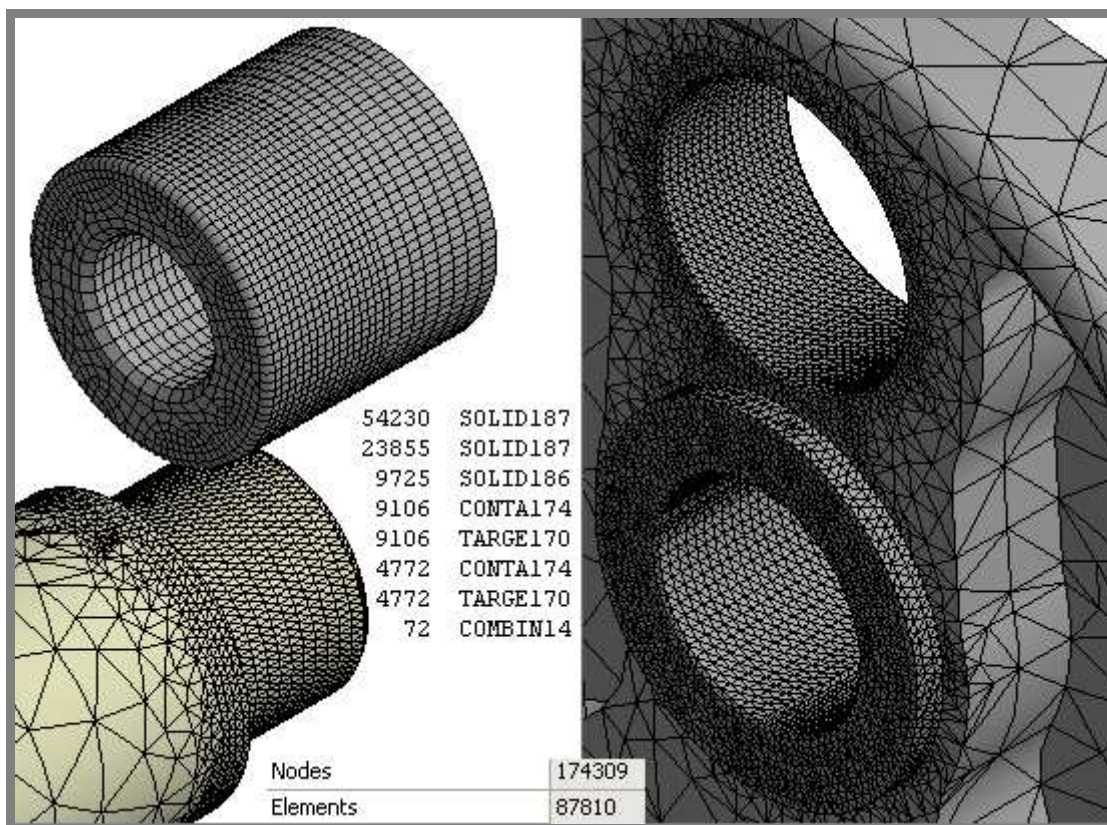
Pro všechny součásti sestavy klikového hřídele byl nastaven totožný materiál 14220 vytvořený již pro předchozí analýzu. Materiálové vlastnosti jsou tedy stejné jako v předchozím případě, $E = 1,9757 \cdot 10^5$ MPa a $\mu = 0,3$.

V oblasti ojnicního čepu byl nastaven totožný kontakt jako v případě standardního klikového hřídele. Pro uložení hlavního čepu byly v nabídce *Connections* vybrány plochy kontaktu *Contact* - kontaktní plocha hlavního čepu a *Target* - kontaktní plocha ramene klikového hřídele. Rozdělení stykových ploch umožnilo vybrat pouze plochy přímo se účastníci kontaktu. Typ kontaktu byl zvolen *Frictional* s koeficientem tření 0,12. Koeficient tření byl zvolen totožný, protože pro lisování hlavního čepu bude použita stejná technologie jako při lisování ojnicního čepu u standardního klikového hřídele.

Sít v oblasti ojnicního čepu je totožná jako u předchozí analýzy, především z důvodu již zmiňované porovnatelnosti výsledků. V oblasti uložení hlavního čepu byla síť zjemněna pomocí funkce *Contact Sizing* s velikostí elementu 0,5 mm. Na kontaktní plochy hlavního čepu a ramene byla aplikována funkce mapované sítě *Mapped Face Meshing*. Zbytek sítě byl vygenerován automaticky. Vytvořenou síť můžeme vidět na obrázku 5-16. V obrázku je také uveden počet a typ použitých prvků a dále celkový počet uzlů. Pro jednotlivé varianty průměrů se hodnoty budou mírně lišit.

Nastavené okrajové podmínky zůstaly stejné jako v případě standardní klikového hřídele, které můžeme vidět na obr. 5-14 v dolní části.

Výpočet byl proveden opět jako statická deformačně-napjatostní analýza. Typ analýzy byl zvolen tedy *Static Structural*. Statický výpočet je řešen jako kontaktní úloha se dvěma kontakty. Nastavení řešiče bylo ponecháno jako *Program Controlled*.



Obr. 5-16 Použitá síť pro analýzu uložení obou čepů, počet a typ prvků

5.8.3 Návrh - výsledky

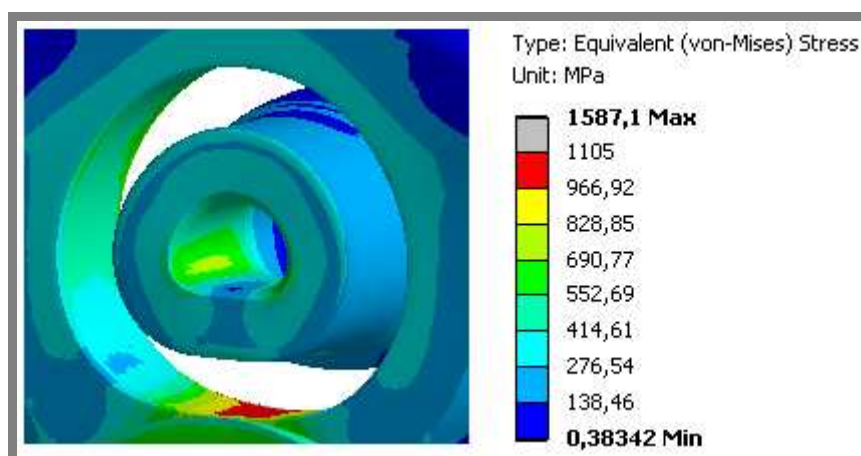
Nepříznivý stav - uložení ojnicního čepu

Ze sady *Contact tool* byl vybrán nástroj *Pressure* a aplikován na kontaktní plochu ramene klikového hřídele. Z výsledku simulací vyplývá, že předpoklad toho, že uložení hlavního čepu, bude nepříznivě ovlivňovat uložení ojnicního čepu, se potvrdil u obou typů klikových hřídelí. Nepříznivé ovlivňování se děje ve všech případech uložení, nejvíce se však projevuje při uložení hlavního čepu s maximálním přesahem a ojnicního čepu s minimálním přesahem. Na obrázku 5-17 můžeme vidět v řezu jak deformaci otvoru a ojnicního čepu (zvětšeno 2x), tak ovlivněnou oblast s poklesem stykového tlaku.

Otvor se nerovnoměrně deformuje především ve spodní části, kde působí uložení hlavního čepu. Stěna mezi oběma oky není ani v jednom případě varianty průměru dostatečně dimenzovaná na to, aby nedocházelo k vzájemnému ovlivňování. Bohužel ojnicní oko není možné posunout výše z důvodu daného zdvihu motoru a není možné ani snížit průměr hlavního čepu, který je dán podmínkou minimálního průměru pro přenos špičkového krouticího momentu.

Z výsledků dále vyplývá, že dochází v krajním případě (minimální přesahy) a při nepříznivém stavu k poklesu průměrného stykového tlaku pro oba navržené průměry zhruba o 10 MPa oproti hodnotě zjištěné u standardní klikového hřídele. Průměrné hodnoty stykových tlaků jsou uvedeny v tabulce 5-9. Z tabulky je patrné, že na hodnotu průměrného tlaku má velikost průměru zalisovaného čepu poměrně malý vliv. Hodnoty tlaku pro jednotlivé průměry se liší pouze v řádu jednotek MPa. Na obrázku 5-18 můžeme vidět průběh tlaku pro průměr $d_1 = 13$ mm. Z levého kraje pro

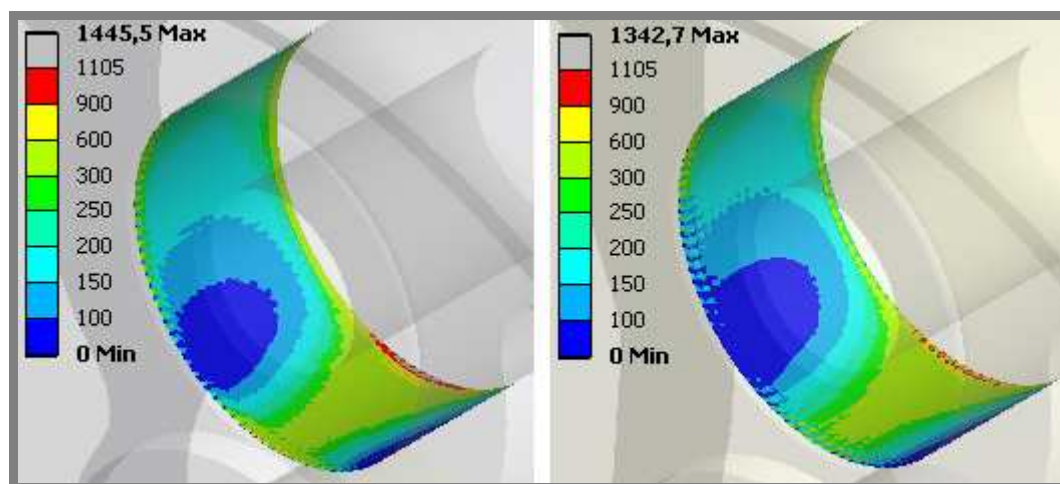
typ W40, z pravého pro typ W50. Obrázky pro průměr $d_1 = 14$ mm zde nejsou prezentovány, protože jsou téměř totožné.



Obr. 5-17 Deformace otvoru a ojničního čepu

Tab. 5-9 Průměrné stykové tlaky pro jednotlivé varianty

Typ		W40		W50	
Průměr hlavního čepu d_1 [mm]		13	14	13	14
Stykový tlak p [MPa]	Maximální přesahy	299,642	293,066	272,77	270,911
	Minimální přesahy	226,057	221,286	204,567	203,274
	Hlavní čep - max. přesah	221,827	219,771	210,452	199,273
	Ojniční čep - min. přesah				
	Stand. klika - min. přesah	229,31		230,352	
	Stand. klika - min. přesah	328,44		282,499	

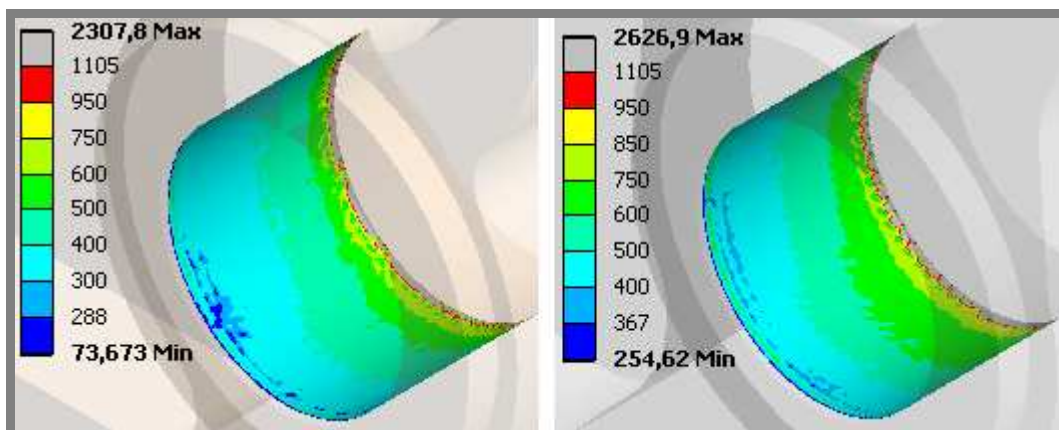


Obr. 5-18 Stykový tlak p [MPa], průměr $d_1 = 13$ mm pro typ W40 a W50

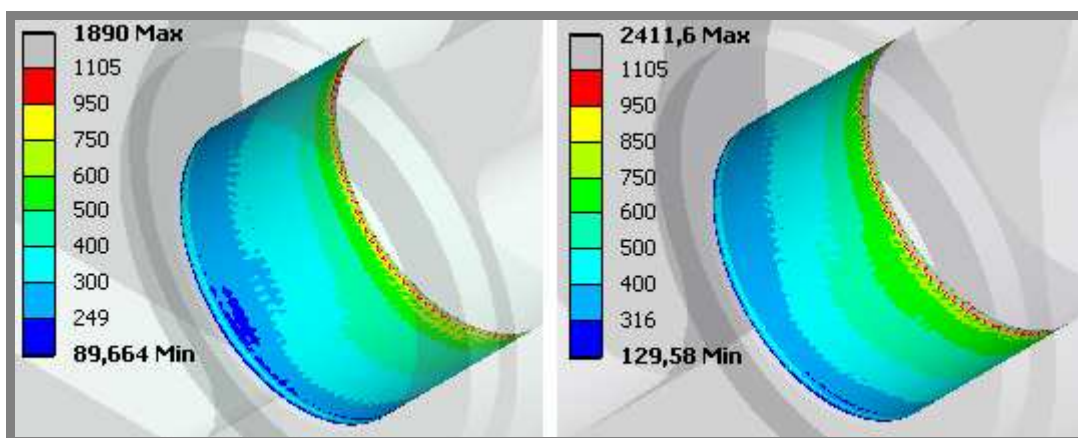
Minimální přesahy - uložení hlavního čepu

Ze sady *Contact tool* byl vybrán nástroj *Pressure* a aplikován na plochu kontaktu ramene klikového hřídele. Z analýzy vyplývá, že kontaktní tlak v případě uložení hlavního čepu s minimálním přesahem nemá ideální rozložení. Na obr. 5-19 můžeme vidět, že stykový tlak od krajní polohy rovnoměrně vzrůstá. V oblasti hranového styku dochází ke koncentraci napětí. Pokles tlaku na okraji bude pravděpodobně

způsoben poklesem tuhosti náboje v oblasti odebraného materiálu vyvažovacích otvorů. Téměř ve všech případech je však hodnota stykového tlaku vyšší než minimální hodnota tlaku stanovená analytickým výpočtem (5-24). Na obrázcích 5-19 a 5-20 odpovídá hodnotám nižším než stanovené analytickým výpočtem tmavě modrá barva. Je však nutné připomenout, že analytický výpočet zcela neodpovídá skutečnosti, protože neuvažuje ovlivňování od uložení ojnicního čepu. V tabulce 5-10 jsou uvedeny průměrné hodnoty stykového tlaku pro celou plochu, poté pro plochu bez extrémních hodnot (do 950 MPa) a v posledním řádku, hodnoty zjištěné analytickým výpočtem.



Obr. 5-19 Stykový tlak p [MPa], otvor pro uložení hlavního čepu $d_1 = 13\text{mm}$. Typ W40, W50



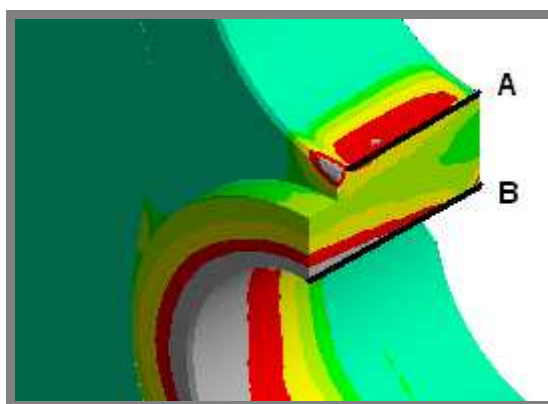
Obr. 5-20 Stykový tlak p [MPa], otvor pro uložení hlavního čepu $d_1 = 14\text{mm}$. Typ W40, W50

Tab. 5-10 Stykové tlaky pro jednotlivé variant a průměry

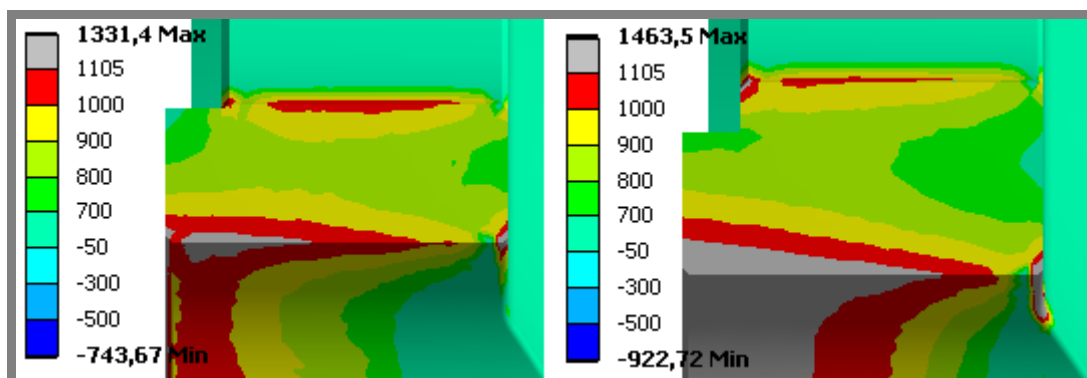
Typ	W40		W50	
d_1 [mm]	13	14	13	14
Styk. tlak - p [MPa]	457	397	617	533
Styk. tlak - p [MPa] bez extrémů (do 950 MPa)	419	366	555	487
Min. styk. tlak - p [MPa] analytický výpočet	288	249	367	316

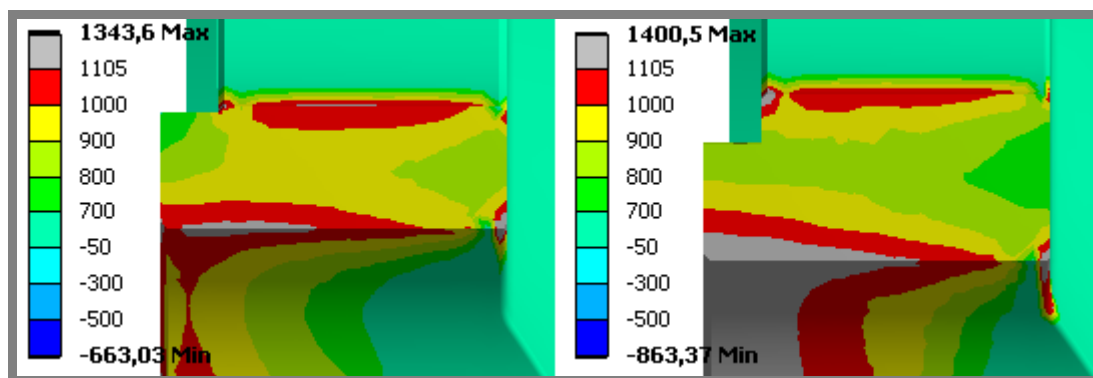
Maximální přesahy - stěna mezi oky

V tomto případě byla využita funkce *Maximum Principal Stress* ze sady *Stress*, která byla aplikována na všechny součásti klikového hřídele. Této funkci odpovídá tečné napětí σ_t . Nebezpečné místo z hlediska koncentrace napětí je oblast mezi oky. Tato oblast je ovlivňována jak uložením ojnicního čepu, tak především uložením hlavního čepu. Rozložení napětí na ploše mezi oky pro jednotlivé typy a obě varianty průměru můžeme vidět na řezech ramene na obrázku 5-22 a 5-23. V našem případě byl kontrolován nejnepríznivější stav, tedy přesahy u obou čepů jsou maximální. Na obr. 5-21 jsou zvýrazněny oblasti s největšími koncentracemi napětí černými čarami označeny písmeny A pro oblast ovlivněnou ojnicním čepem a písmenem B pro oblast ovlivněnou hlavním čepem. Na tyto hrany byla aplikována stejná funkce jako v předchozím případě na celou sestavu. V tabulce 5-11 jsou uvedeny průměrná tečná napětí odečtená přímo z jednotlivých hran. Jak plyne z tabulky v případě především typu W50 přesahuje tečné napětí smluvní mez kluzu pro daný materiál ($R_{p0,2} = 1105$ MPa). V takovémto případě dojde k plastickým deformacím v zasažené oblasti, což se projeví tím, že v horní části náboje s elastickými deformacemi vzroste napětí a vzájemný tlak ve stykové ploše mírně poklesne. Tento stav však neznamena žádnou závadu, protože vzhledem k polytropickým průběhům napětí (obr. 5-10) dojde k plastické deformaci jen ve velmi úzké vrstvě a zároveň dojde k lepšímu využití oblasti s menšími hodnotami napětí [12]. Z výsledků dále vyplývá, že menší namáhání v oblasti hrany B způsobuje průměr hlavního čepu $d_1 = 14$ mm. Naopak průměr čepu $d_1 = 13$ mm způsobuje nižší namáhání na spodní hraně ojnicního čepu, hrana A.



Obr. 5-21 Nebezpečná místa, řez ramene

Obr. 5-22 Tečné napětí σ_t [MPa] pro $d_1 = 13$ mm, vlevo W40, vpravo W50

Obr. 5-23 Tečné napětí σ_t [MPa] pro $d_1 = 14$ mm, vlevo W40, vpravo W50

Tab. 5-11 Průměrné hodnoty tečného napětí na hraně A a B

Typ		W40		W50	
d_1 [mm]		13	14	13	14
Tečné napětí σ_t [Mpa]	A	968,076	1040,2	957,259	1012
	B	1059,532	1062,225	1151,517	1124,745

5.8.4 Návrh - výběr nejvhodnější varianty průměru

Z výsledků vyplývá, že na deformaci otvoru pro ojnicí čep a pokles stykového tlaku má průměr zalisovaného čepu pouze minimální vliv. Dá se však říci, že o málo lépe vychází průměr $d_1 = 13$ mm. Z hlediska uložení hlavních čepů je výhodnější průměr čepu $d_1 = 14$ mm, především z důvodu nižšího stykového tlaku a většího nosného průřezu. Rozložení tlaku po ploše pro oba navrhované průměry má podobný průběh. Na druhou stranu je však nutné říci, že větší průměr hlavního čepu způsobuje větší koncentraci napětí na spodní hraně otvoru pro ojnicí čep, hrana A na obr. 5-21. Toto může mít nepříznivý vliv na vyměnitelnost ojnicího čepu při opravě. Při plastické deformaci oblasti by nebylo již možné dosáhnout v krajním případě požadovaného minimálního přesahu a tedy i celkové tuhosti klikového hřídele. V případě hlavních čepů není uvažováno s případnými výměnami. Větší průměr zeslabuje stěnu mezi oky, která by mohla v krajním případě prasknout. Na základě těchto poznatků byl nakonec zvolen pro další řešení průměr **$d_1 = 13$ mm**. Zachovává více materiálu mezi oky, méně ovlivňuje otvor pro ojnicí čep a způsobuje nižší napětí na spodní hraně otvoru. Jedinou nevýhodou je nutnost vyššího stykového tlaku pro přenos špičkového kroutícího momentu. Vyšší tlak způsobuje vyšší koncentraci tečného napětí na stykové ploše otvoru pro hlavní čep.

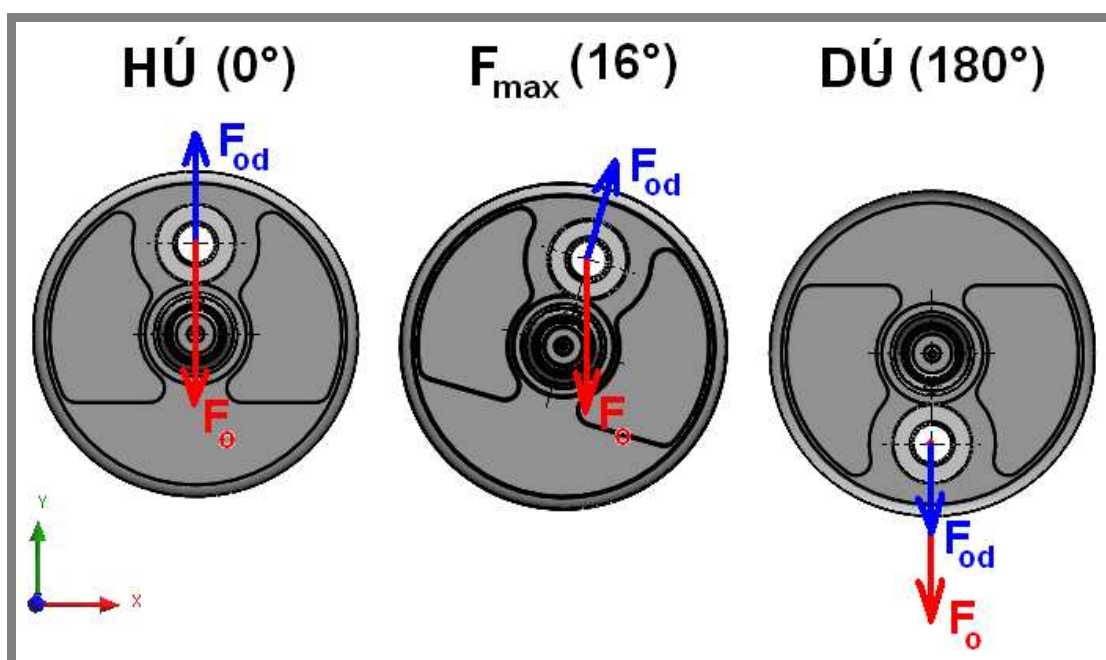
6. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

V této kapitole bude zjišťováno jak se mění stykové tlaky a napětí při zatěžování klikového hřídele. Doposud bylo řešeno namáhání pouze od samotného lisování. Nejdříve bude opět prozkoumáno zatěžování standardního klikového hřídele, které bude poté porovnáno s novým návrhem. Na začátek je nutné určit nebezpečné stavy klikového hřídele a silové působení. Zatížení bude určeno ze silového rozboru provedeného na začátku práce v kapitole 5.1. Pro oba typy motorů jsou řešeny analýzy současně.

6.1 Nebezpečné stavy a silové působení

Pro analýzu byly zvoleny natočení klikového hřídele odpovídající horní úvrati (dále jen HÚ), dolní úvrati (dále jen DÚ) a natočení klikového hřídele pro maximální silové působení (dále jen $F_{\max}$). Jedná se o stavy ve kterých dochází k největšímu namáhání.

Ze silového rozboru v kapitole 5.1 byla použita síla F_o (5-18) působící ve směru ojnice, která prezentuje působení jak sil od tlaku plynu F_p (5-2), tak sil setrvačných F_s (5-14). Síla působí přímo na ojnicí čep. Dále byla použita odstředivá síla F_{od} (5-15). Tato síla má konstantní velikost s její směrnice vychází ze středu otáčení klikového hřídele. Odstředivá síla představuje silové působení spodního oka včetně jehlového ložiska a části dřívku na ojnicí čep při rotaci klikového hřídele. Na obr. 6-1 můžeme vidět jednotlivé stavy i s vyznačenými silami.



Obr. 6-1 Zatěžování klikového hřídele pro vybraná natočení

Při HÚ působí síly proti sobě. Výsledná síla F_v vznikne odečtením jednotlivých sil. Tato síla bude působit v záporném směru osy y. V případě DÚ síly působí ve stejném směru a výslednice F_v bude součtem těchto dvou sil. Výsledná síla bude působit v záporném směru osy y. Maximální hodnoty dosahuje síla F_o při natočení klikového

hřídele o 16° . Odklon ojnice od osy válce činí v této chvíli $3,9^\circ$. Tento stav je popsán jako $F_{\max}$.

6.1.1 Výpočet sil

Síly pro jednotlivé stavy byly zjištěny přímo z grafu 5-6 v programu MathCAD pomocí funkce *Trace*. Funkce vrací dle pozice záměrného kříže hodnoty pro osu x a y . V našem případě tedy vrací hodnoty úhlu α natočení klikového hřídele a hodnoty síly F_o . V tab. 6-1 jsou uvedeny hodnoty sil pro každý stav, pro oba typy motorů včetně úhlových rychlostí pro maximální otáčky.

Tab. 6-1 Síly působící na klikovou hřídel

Typ	Síly [kN]	HÚ	F _{max}	DÚ	ω [rad/s]
W40	F _o	3,415	6,972	1,783	1225
	F _{od}	1,139			
	F _v	2,276	-	2,922	
W50	F _o	3,888	8,051	2,143	1194
	F _{od}	1,38			
	F _v	2,508	-	3,523	

6.1.2 MKP analýza pro jednotlivé stavy

Co se týče modelu, stykových ploch, sítě a materiálových vlastností, tak zůstaly totožné jako v případě analýzy nezatíženého klikového hřídele.

Okrajové podmínky bylo však nutné změnit, tak aby odpovídaly reálnému zatěžování klikového hřídele. V místě hlavních ložisek bylo pomocí funkce *Displacement* na ploše hlavního čepu zabráněno v pohybu v ose x a y . Osa z zůstala volná. Tato podmínka odpovídá uložení hlavního čepu v ložisku zalisovaném v karteru motoru.

Na plochu řezu na ojnicím čepu byla aplikována funkce *Frictionless Support* zajišťující podmínky symetrie.

Na vnější plochu ojnicního čepu již předem rozdělenou při tvorbě modelu byla aplikována síla odpovídající zkoumanému stavu pomocí funkce *Bearing Load*. Tato funkce zajišťuje spojitě rozložení síly na válcové ploše, tak jak je naznačeno v obr. 6-2. Aplikované síly mají poloviční velikost, než jsou uvedeny v tab. 6-1, protože se jedná o poloviční model klikového hřídele. Zadání sil bylo provedeno pomocí složek x a y . Plocha na kterou poloviční síly působí odpovídá svou šířkou polovině šířky plochy, na kterou se přenáší síly z ojnice přes jehlové ložisko. Celá plocha má šířku 9,3 mm a odpovídá délce válečku jehlového ložiska.

Jako poslední podmínka byla aplikována úhlová rychlost pomocí funkce *Rotation Velocity* na všechny části sestavy. Úhlová rychlost má stejný smysl jako směr otáčení klikového hřídele a velikostí odpovídá maximálním otáčkám pro jednotlivé typy motorů. Střed otáčení prochází osou ramene klikového hřídele. Pro tuto funkci bylo nutné dodatečně doplnit do materiálových vlastností hustotu materiálu $Density \ \rho = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$. Úhlová rychlost simuluje zatížení od odstředivých sil na samotné rameno a ojnicí čep. Na obr. 6-2 jsou vidět okrajové podmínky pro všechny stavy.

Aplikace sil

Aby nebylo nutné vytvářet pro každou analýzu samostatný model, který by byl natočen o příslušný úhel, bylo přistoupeno k řešení v podobě jednoho modelu a natáčení sil na ojnicím čepu. Model ve všech zkoumaných stavech odpovídá svou pozicí horní úvrati. Pro stav HÚ stačí tedy zadat pouze polovinu výsledné síly F_v jako zápornou složku v ose y. Pro stav DÚ platí to samé, ale smysl síly je opačný. Z obr. 6-2 je patrné, že síla směřuje od středu ojnicního čepu. Při pomyslném natočení celého ramene do správné polohy DÚ má výsledná síla správný směr. V případě maximální síly je správné natočení a rozložení síly F_o do složek složitější. Rameno bylo pomyslně natočeno z 16° zpět do HÚ a síla F_o rozdělena do složek x a y. Způsob natočení a přepočet sil můžeme vidět níže a na obr. 6-3.

Typ W40:

$$F_{ox} = \sin(\beta_F) \cdot F_o = \sin(19,9^\circ) \cdot 6,972 \text{ kN} = 2,373 \text{ kN}$$

$$F_{oy} = \cos(\beta_F) \cdot F_o = \cos(19,9^\circ) \cdot 6,972 \text{ kN} = 6,555 \text{ kN}$$

Typ W50:

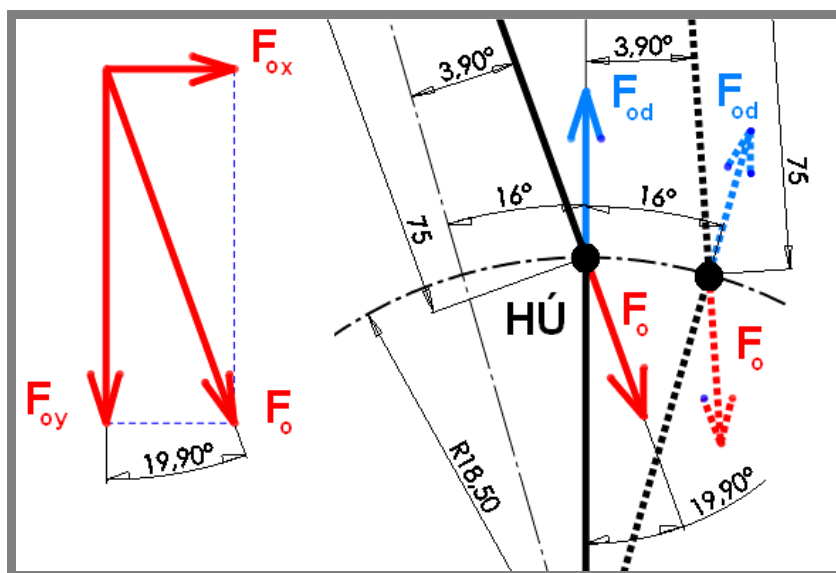
(6-1)

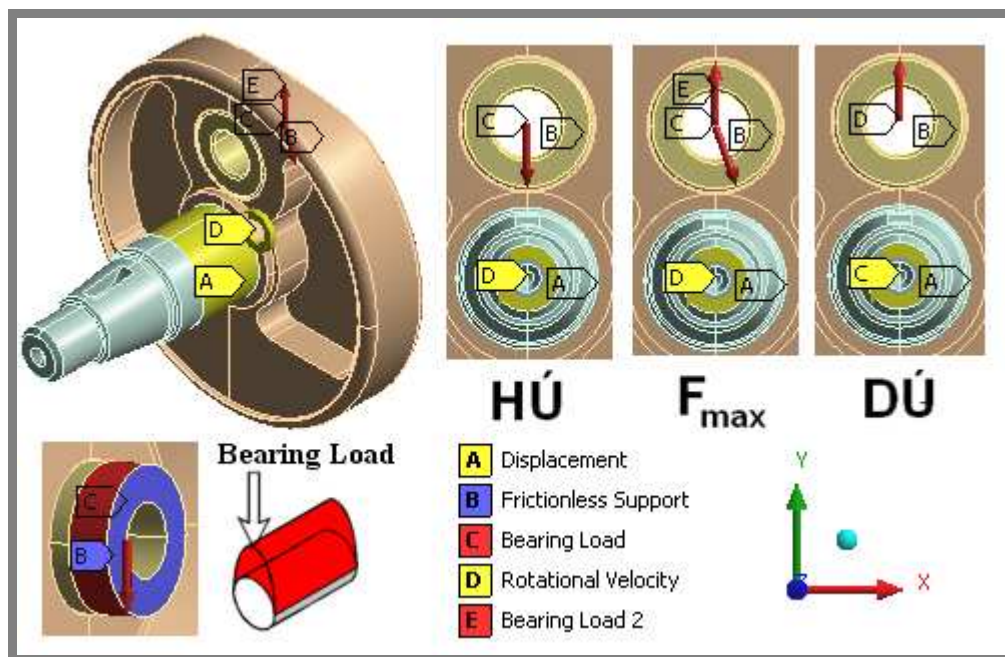
$$F_{ox} = \sin(\beta_F) \cdot F_o = \sin(19,9^\circ) \cdot 8,051 \text{ kN} = 2,74 \text{ kN}$$

$$F_{oy} = \cos(\beta_F) \cdot F_o = \cos(19,9^\circ) \cdot 8,051 \text{ kN} = 7,57 \text{ kN}$$

kde:

F_{ox}	kN	složka síly F_o v ose x
F_{oy}	kN	složka síly F_o v ose y
F_o	kN	síla působící ve směru ojnice
β_F	°	úhel svírající síla F_o s osou válce

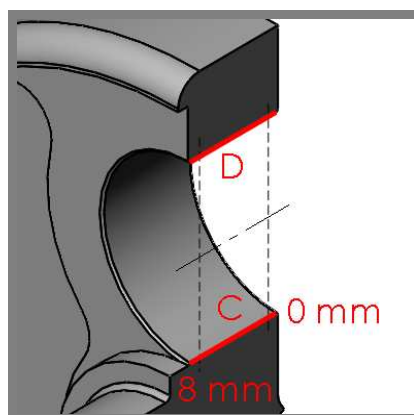
Obr. 6-3 Přesun působiště F_{max} do HÚ a rozklad do složek



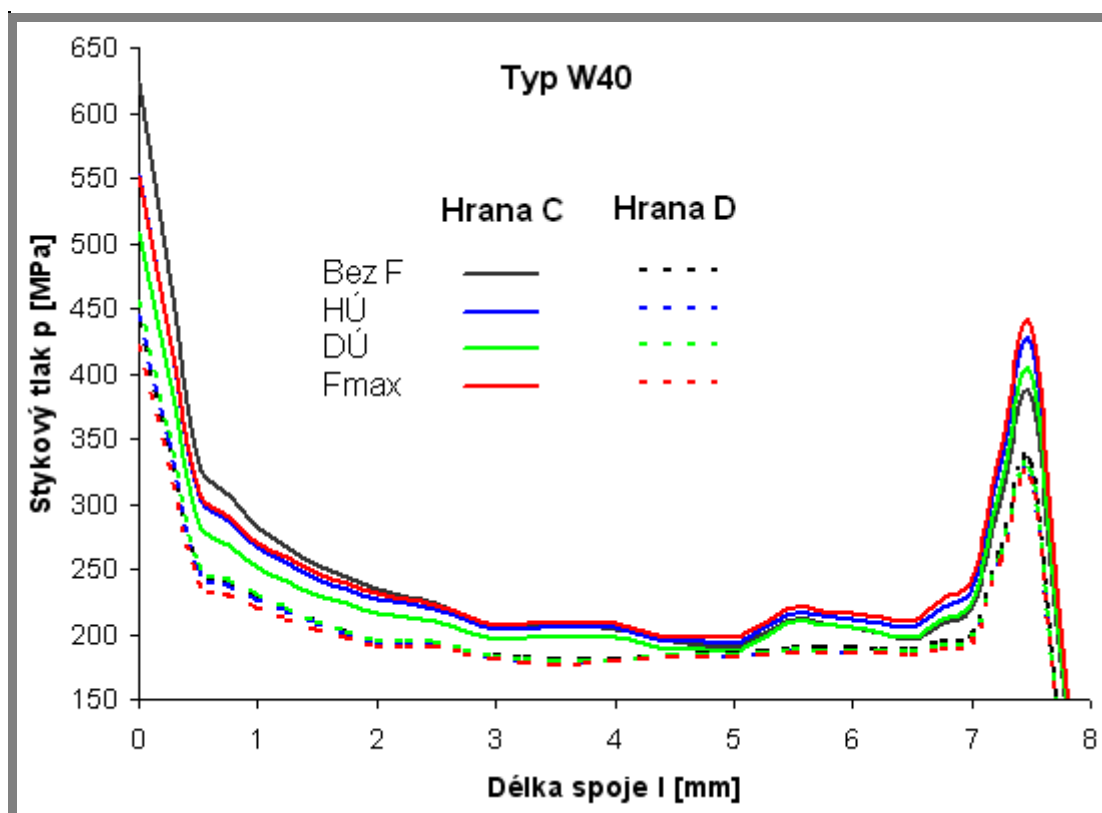
Obr. 6-2 Aplikace sil a okrajové podmínky

6.2 Silové působení - standardní kliková hřídel

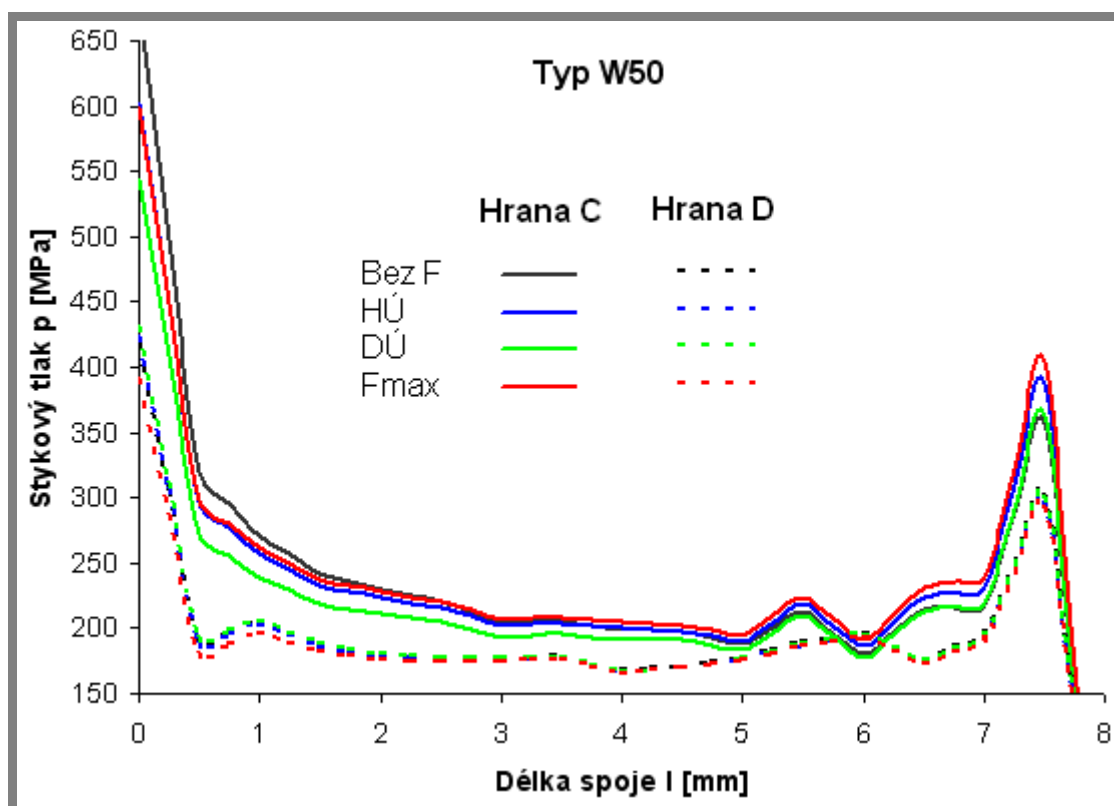
Standardní klikový hřídel byl kontrolována s uložením ojnicního čepu s minimálním přesahem. Jedná se o krajní případ z hlediska možnosti uvolňování spoje. Pro maximální přesah nemá cenu provádět analýzu, průměrný stykový tlak je zde s rezervou vyšší než minimální hodnota. Pro prezentaci výsledků byly vybrány hrany na kontaktní ploše ramene v horní a dolní části. Při charakteru silového namáhání bude v těchto místech docházet k největšímu ovlivňování spoje. Na hrany byla použita funkce *Normal* ze sady *Stress*. Tato funkce vrací hodnoty napětí v požadované ose. V našem případě byla zvolena osa y. Napětí v ose y odpovídá radiálnímu napětí σ_r a toto napětí odpovídá záporné hodnotě stykového tlaku p (obr. 5-10). Na obr. 6-4 můžeme vidět tyto hrany. Spodní hrana je označena jako C a horní jako D. Dále je na obrázku zvýrazněná oblast pomocí přerušovaných čar, která není již ovlivněna hranovým efektem. Vzdálenost přerušovaných čar od hran sražení a zaoblení je 1 mm.



Obr. 6-4 Hrany C a D



Graf 6-1 Průběh tlaku po délce spoje ojničního čepu pro typ W40



Graf 6-2 Průběh tlaku po délce spoje ojničního čepu pro typ W50

Tab. 6-2 Průměrné hodnoty stykového tlaku na hranách C a D

Tlak	Stav	Bez F	HÚ	DÚ	F _{max}
W40					
Průměrný stykový tlak p [MPa]	hrana C	242,029	239,5648	227,9611	243,6028
	hrana D	203,4188	201,144	203,4907	198,0995
	C bez extrémů	216,1592	216,1564	207,4772	220,104
	D bez extrémů	192,2096	189,7096	191,3976	188,1156
	Celá plocha	229,31	227,872	225,411	229,177
W50					
Průměrný stykový tlak p [MPa]	hrana C	238,1001	234,937	221,4107	239,9229
	hrana D	192,7044	190,8199	192,8639	187,4124
	C bez extrémů	212,89	212,9728	202,832	218,0672
	D bez extrémů	182,8116	180,8212	182,3548	179,232
	Celá plocha	230,3521	228,6711	226,7582	230,2853

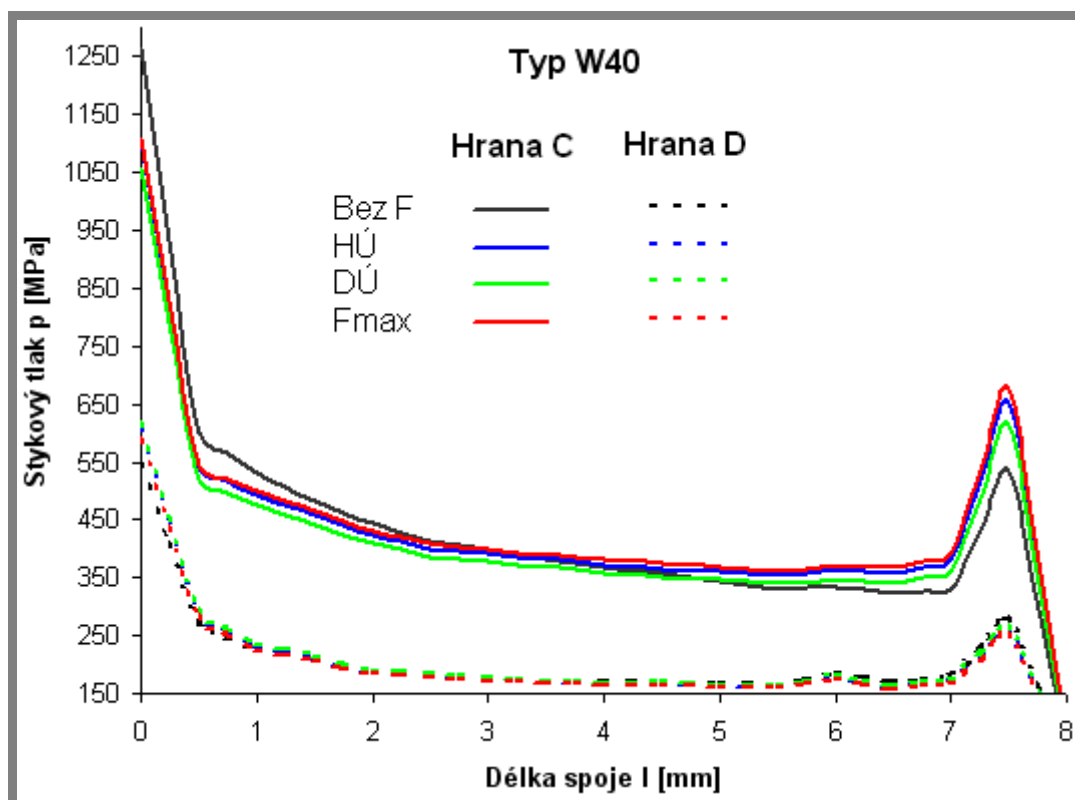
Z grafů a tabulky vyplývá, že zatěžování klikového hřídele má jen minimální vliv na změnu stykového tlaku. Hodnoty zjištěné z hran C a D se liší pro jednotlivé stavy pouze v řádu jednotek MPa. Silové působení, tak minimálně ovlivňuje tuhost klikového hřídele, což potvrzují i léta bezproblémového provozu minibikových motorů. Za pozornost však stojí rozdílné hodnoty průměrného stykového tlaku na hranách C a D. V oblasti vrchní hrany D dochází k poklesu tlaku oproti průměrným hodnotám spodní hrany C zhruba o 40 MPa. V grafech 6-1 a 6-2 jsou hodnoty pro spodní hranu C vyznačeny plnou čarou, pro hranu D přerušovanou čarou. Černá křivka představuje stav bez zatížení. Rozdíl mezi oblastmi bude zapříčiněn pravděpodobně možností větší deformace ojnicního oka ve vrchní části ramene. Ve spodní části je plný materiál. Za povšimnutí také stojí, že po odečtení extrémních hodnot z oblastí hranových styků se průměrné hodnoty stykového tlaku blíží hodnotě zjištěné analytickým výpočtem (5-44).

6.3 Silové působení - návrh

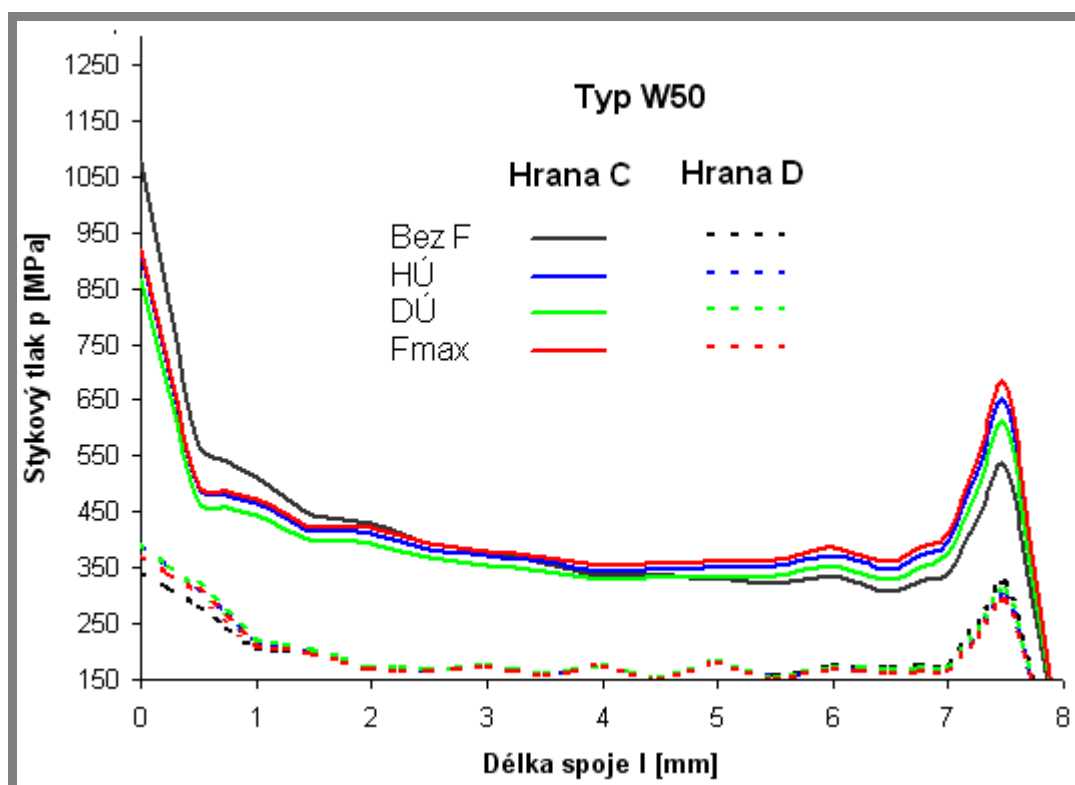
Při stanovení silových a okrajových podmínek byl dodržen stejný postup jako v případě standardního klikového hřídele. Pro analýzu byly využity již vytvořené modely v kapitole 5.8. Síť a nastavení kontaktů zůstaly nezměněny. U vybraného návrhu s průměrem $d_1 = 13$ mm byl zkoumán vliv silového působení v nebezpečných stavech.

Nepříznivý stav - uložení ojnicního čepu

Jako první byl kontrolován tlak na hranách kontaktní plochy ramene pro uložení ojnicního čepu. Nepříznivý stav nastává v případě, kdy je hlavní čep uložen s maximálním přesahem a ojnicní čep s minimálním. Hlavní čep tak nejvíce ovlivňuje uložení ojnicního čepu. Hrany, ze kterých byl odečítán kontaktní tlak, můžeme vidět na obr. 6-4. Postup je totožný jako u standardní klikového hřídele.



Graf 6-3 Průběh tlaku na kontaktní ploše uložení ojnicového čepu, typ W40



Graf 6-4 Průběh tlaku na kontaktní ploše uložení ojnicového čepu, typ W50

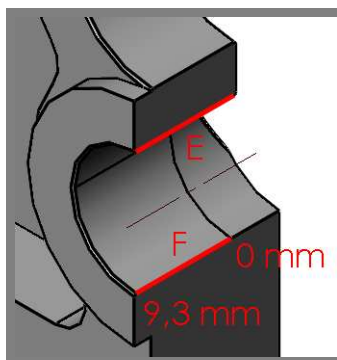
Z výsledků vyplývá, že vliv zatěžování klikového hřídele na velikost a rozložení stykového tlaku ve spoji je minimální. Pohybuje se v řádu jednotek MPa stejně jako u standardního provedení. Mnohem větší vliv na velikost a rozdělení stykového tlaku má deformace otvoru způsobená uložením hlavního čepu. Z grafů 6-3 a 6-4 vyplývá, že dochází vlivem ovlivňování k nárůstu rozdílu mezi hodnotami na zkoumaných hranách. Deformace ve spodní části oka způsobuje nárůst hodnot stykového tlaku přibližně o 200 MPa. Ovlivněná oblast je dobře viditelná na obr.5-18 v kapitole 5.8.3. Průměrné hodnoty jsou uvedeny v tab. 6-3. Ve srovnání se standardním provedením došlo k zvětšení rozdílu mezi oblastmi. Ve srovnání se standardní klikovou hřídelí nedochází v horní části ojnicního oka k tak razantním změnám jako v části spodní. Deformace způsobuje pokles průměrného stykového tlaku pro celou kontaktní plochu oproti standardnímu provedení zhruba o 20 MPa.

Tab. 6-3 Srovnání hodnot průměrného stykového tlaku pro nový návrh

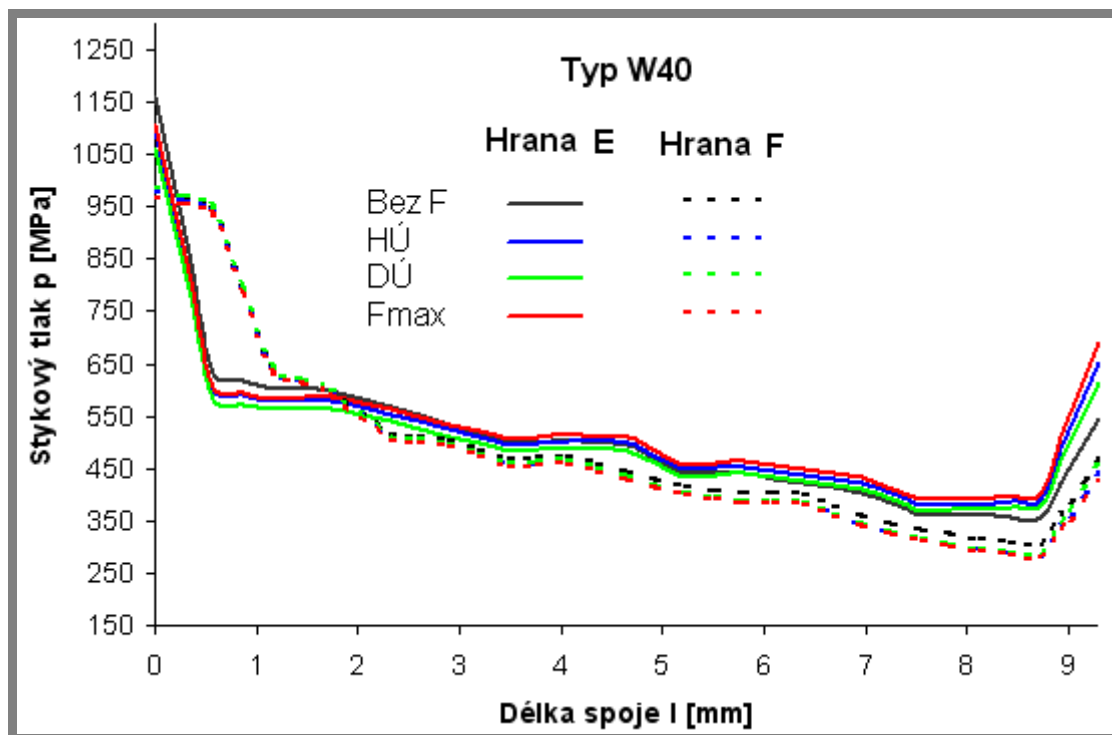
Tlak	Stav	Bez F	HÚ	DÚ	F _{max}
W40					
Průměrný stykový tlak p [MPa]	hrana C	434,3911	435,0906	416,9253	443,6901
	hrana D	202,4249	202,9496	206,5178	199,4532
	C bez extrémů	385,8648	390,624	375,1856	398,7448
	D bez extrémů	179,7892	177,334	180,4372	175,2132
	Celá plocha	221,8272	220,2972	217,1679	221,7877
W50					
Průměrný stykový tlak p [MPa]	hrana C	407,6495	407,9639	388,1697	418,8409
	hrana D	186,9403	189,0556	192,1322	185,6413
	C bez extrémů	369,0512	376,182	358,7588	386,9308
	D bez extrémů	172,8932	172,0188	174,85	169,99
	Celá plocha	210,4519	208,6013	205,7303	210,2677

Minimální přesahy - uložení hlavního čepu

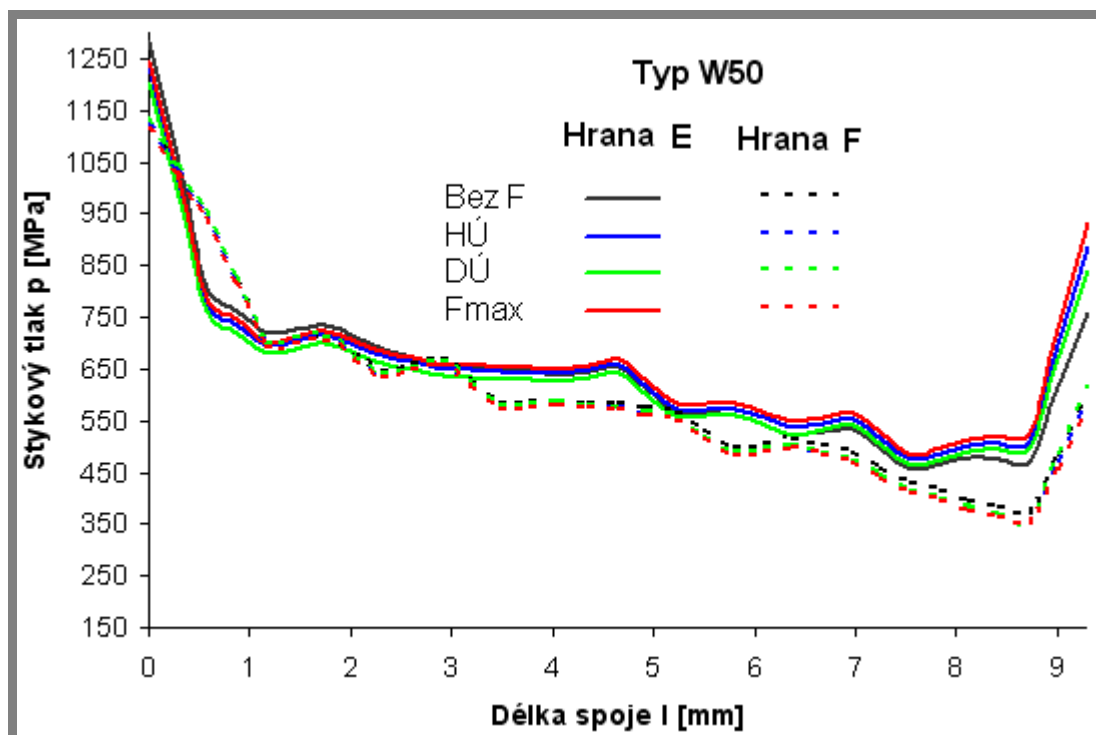
Průběh stykového tlaku po délce spoje uložení hlavního čepu bylo kontrolováno pro případ minimálních přesahů pro oba čepy. V tomto případě by mělo docházet jen k minimálnímu ovlivňování uložení hlavního čepu uložení čepu ojnicního. Změny stykového tlaku byly kontrolovány na vybraných hranách stykové plochy ramene. I v tomto případě byly vybrány hrany, kde jsou předpokládány největší změny. Ve spodní části je to hrana F v horní části hrana E. Na obr. 6-5 jsou hrany naznačeny v řezu ramene.



Obr. 6-5 Hrany E a F



Graf 6-5 Hlavní čep - průběh stykového tlaku na hranách E a F, typ W40



Graf 6-6 Hlavní čep - průběh stykového tlaku na hranách E a F, typ W50

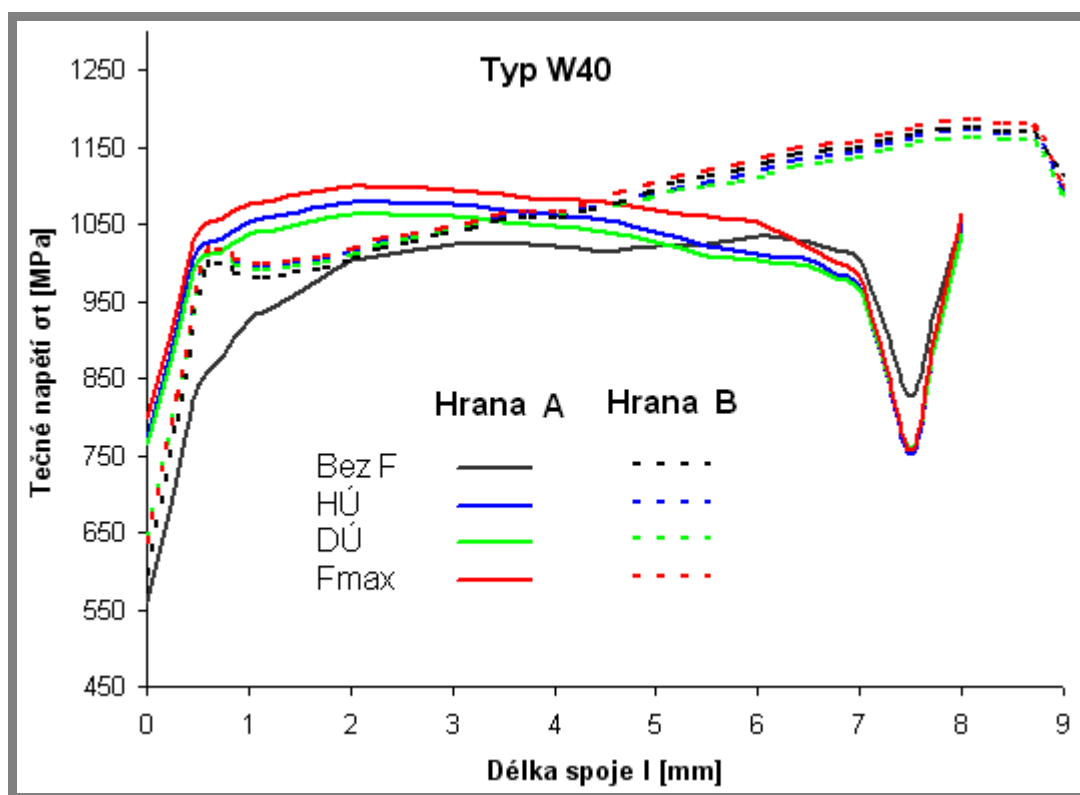
Z výsledků opět vyplývá, že vliv silového zatěžování klikového hřídele má na průběh tlaku jen minimální vliv. Rozdíly jsou v řádu jednotek MPa, což při průměrných hodnotách 450 MPa je zanedbatelné. Přibližně stejné hodnoty tlaku jak pro vrchní, tak spodní hranu vypovídají o rovnoměrném rozložení tlaku. Z grafů 6-5 a 6-6 je také

patrné pozvolný pokles tlaku zmiňovaný již v kapitole 5.8.3. Pravděpodobně způsobený odebraným materiálem v místě vyvažovacích otvorů.

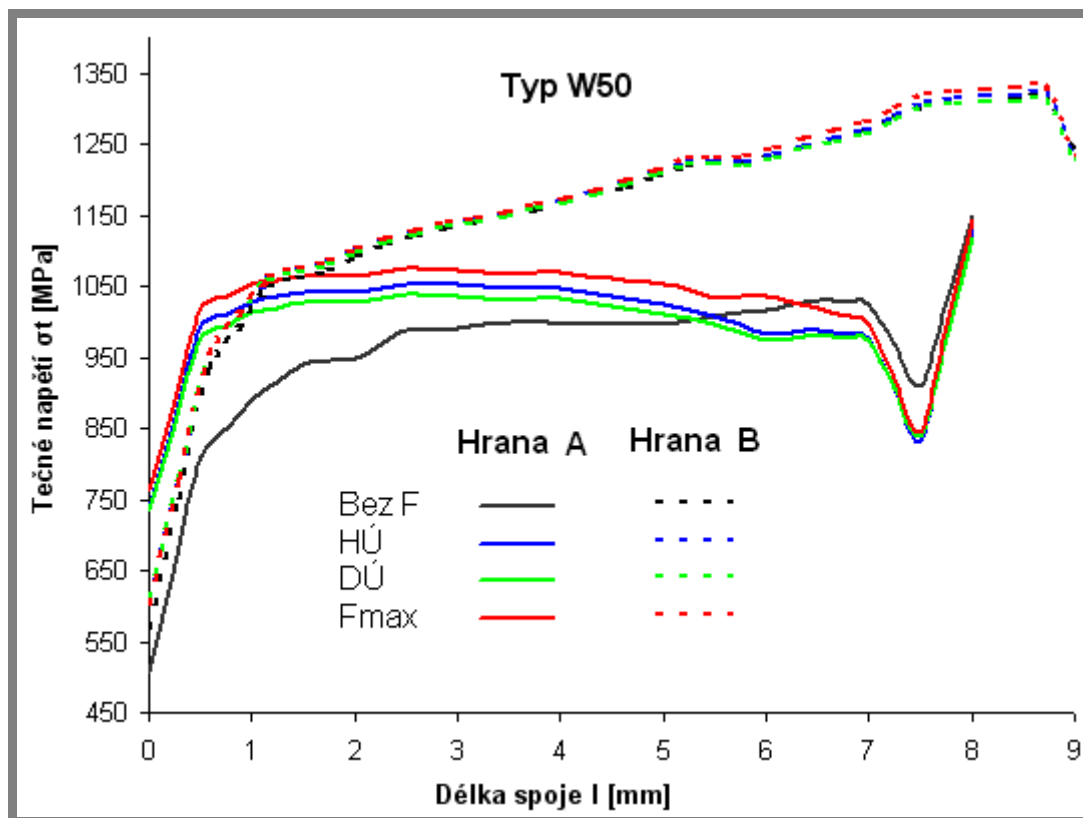
Maximální přesahy - stěna mezi oky

Největší namáhání součástí nastává, když jsou oba čepy zalisovány s maximálním přesahem. Nejvíce exponovaná oblast je mezi oky. Při tomto stavu dochází ke koncentraci napětí v nejužším místě. Rozložení napětí můžeme vidět na obr. 5-21, kde jsou vyznačeny i zkoumané hrany A a B. Na zvýrazněných hranách jsou zjišťované hodnoty tečného napětí σ_t stejným způsobem jako je uvedené v popise pro příslušný stav v kapitole 5.8.3.

Z výsledků simulací vyplývá, že vliv zatěžování se zde projevuje více na hraně kontaktní plochy ojnicního čepu. Poměrně velký nárůst tečného napětí nastává v krajní poloze, kde oproti nezatíženému stavu dochází k navýšení napětí až zhruba o 200 MPa. V tomto místě ojnicní čep vystupuje z ramene klikové hřídele. Rozdíl mezi jednotlivými zátěžnými stavy je však zhruba 20 MPa. V případě oblasti na kontaktní ploše hlavního čepu (hrana B) je vliv působících sil minimální. Z grafů je ale patrné že přibližně od poloviny spoje dochází k vysoké koncentraci tečného napětí, které překračuje smluvní mez kluzu. Především u typu W50. Toto je způsobené maximálním přesahem vyplývajícím z tolerancí jednotlivých součástí. Možností jak tyto napětí snížit je párováním součástí eliminovat maximální přesahy. Každopádně se však jedná o krajní případ, který nastává jen ojediněle a plastická deformace v malé oblasti nijak neohrožuje únosnost spoje.



Graf 6-7 Průběh tečného napětí σ_t na hranách A a B, typ W50

Graf 6-8 Průběh tečného napětí σ_t na hranách A a B, typ W50

6.6 Skládání nového klikového hřídele

6.6

Existuje několik možností jak nový klikový hřídel složit. Postupy se liší především pořadím skládání jednotlivých celků. Zvolené pořadí může mít vliv jak na celkovou deformaci klikového hřídele, tak na komplikovanost procesu a množství lisovacích přípravků. Níže jsou uvedeny dva nejvýhodnější způsoby.

První možností je nalisovat nejdříve hlavní čepy do ramen a poté spojit ramena pomocí ojnicního čepu jako v případě kompletace standardního klikového hřídele. Druhou možností je nejdříve spojit ramena (bez hlavních čepů) pomocí ojnicního čepu a poté až nalisovat hlavní čepy. Níže je provedena analýza zmíněných možností.

Pro proces lisování hlavního čepu byly provedeny dvě analýzy. První se týká deformace ojnicního oka po nalisování hlavního čepu (první varianta skládání). Zajímají nás především posuvy v ose y na spodní části oka, kde se dají předpokládat největší deformace. Prověřován byl krajní případ, kdy je hlavní čep uložen s maximálním přesahem a způsobuje tak největší deformace.

Pro analýzu byla použita sestava poloviny klikového hřídele z kapitoly 5.8. V této sestavě byl potlačen model ojnicního čepu. Síť a nastavení kontaktu zůstaly totožné jako v předchozích analýzách v kapitole 5.8. To samé platí i pro materiál. Okrajové podmínky byly zvoleny tak, aby co nejméně ovlivňovaly zkoumanou oblast. Na čelní plochu hlavního čepu byla použita funkce *Displacement* zabráňující pohybu ve všech osách (obr. 5-14). Typ analýzy byl zvolen jako *Static Structural*.

Druhá analýza se týkala působení lisovací síly na pravý hlavní čep. U tohoto čepu bohužel není jiná možnost než při lisování působit tlakem na čelní plochu. Je nutné prověřit jak maximální síla bude působit na závit, který se nachází v blízkosti čelní plochy. Maximální síla, která je nutná k úplnému nalisování hlavního čepu s maximálním přesahem 120 μm má hodnotu $F_{\text{max}} = 24,509 \text{ kN}$ (typ W50). Model byl vytvořen i se závitem, tak aby analýza odpovídala co nejvíce realitě. Síť byla vytvořena automaticky softwarem, velikost elementu byla zvolena 2 mm a v oblasti závitu 1 mm, pomocí funkce *Sizing*. Na čelní plochu byla aplikována síla pomocí funkce *Force* ve vektorovém tvaru. V místě, kde se čep opírá o rameno, byla na danou plochu aplikována funkce *Displacement*, zabráňující v pohybu v ose z. Okrajové podmínky a síť můžeme vidět na obr. 6-7.

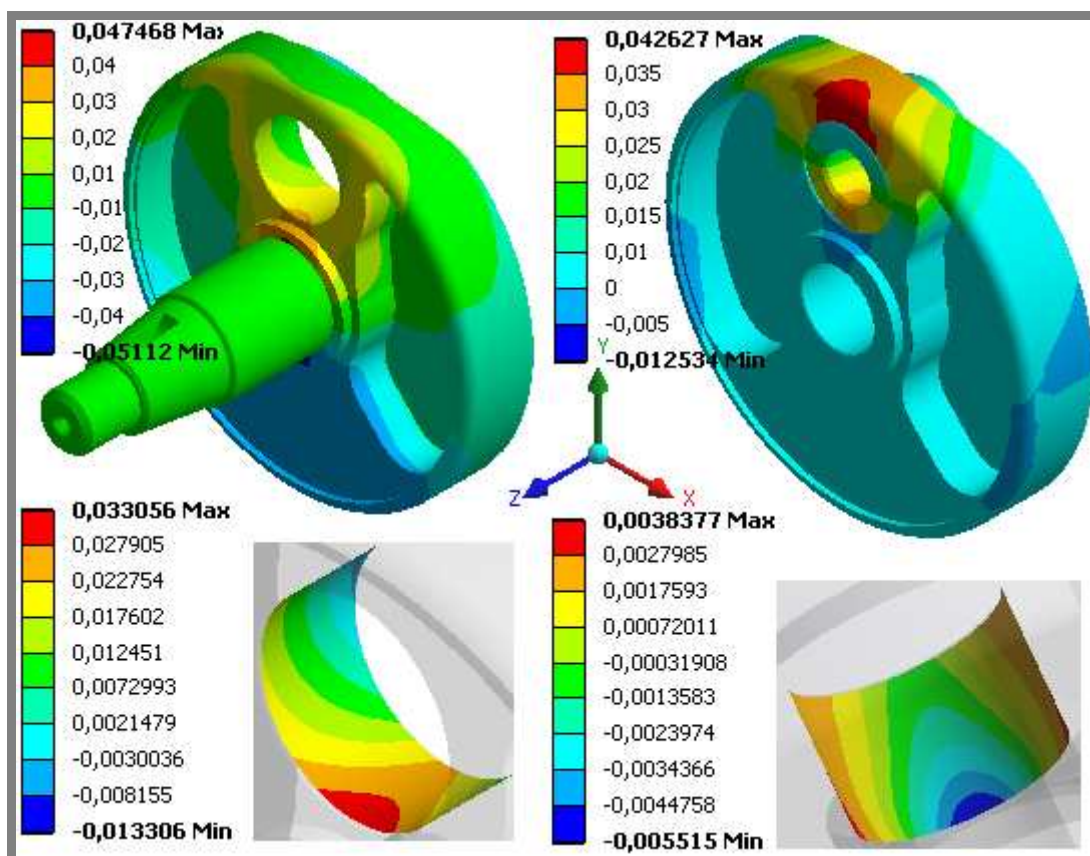
Jako poslední byla provedena analýza zkoumající deformaci oka pro uložení hlavního čepu po nalisování čepu ojnicního (druhá varianta skládání). Zkoumán byl krajní případ, kdy ojnicní čep je uložen s maximálním přesahem. V tomto případě bude docházet k největšímu ovlivňování vrchní části otvoru. Pro analýzu byl použit stejný model sestavy jako pro analýzu deformace ojnicního oka s rozdílem, že zde byl potlačen hlavní čep. Síť, nastavení kontaktu, typ analýzy a materiálové vlastnosti zůstaly stejné. Okrajové podmínky byly stanoveny tak, aby opět co nejméně ovlivňovaly zkoumanou oblast. Na obvodu ramene na hranách byla použita funkce *Displacement* zabráňující v pohybu ve všech osách.

6.6.1 Skládání nového klikového hřídele - výsledky

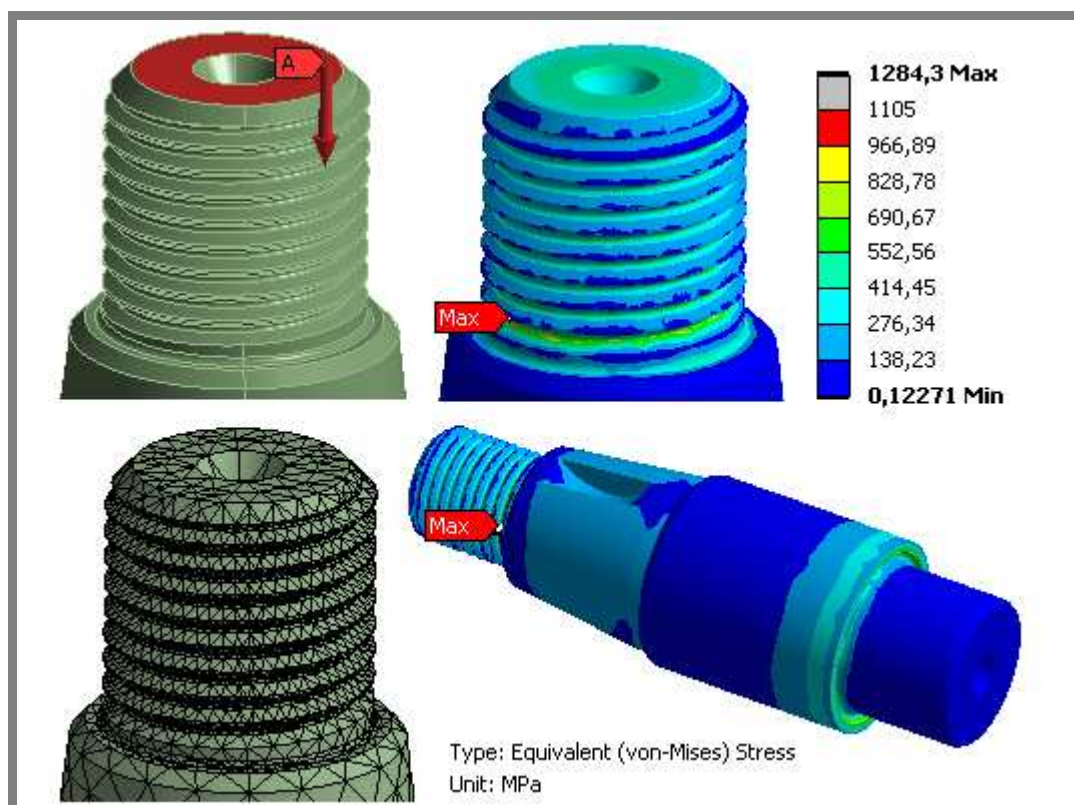
Deformaci otvoru ojnicního oka můžeme vidět na obrázku 6-6 v levé části. Pro zjištění posuvů byla využita funkce *Directional Deformation*. Funkce byla použita na celou sestavu a na hranu ve spodní části otvoru, kde je předpokládáno největší ovlivňování. Posuvy byly zjišťovány v ose y. Pro maximální přesah u typu W40 z analýzy vyplývá, že ve spodní části dochází k posunu hrany v ose y o 0,0256 mm. U typu W50 je to ještě o něco více. Pro maximální přesah činí průměrný posun 0,0273 mm. Deformace ve spodní části oka může způsobit komplikace při lisování ojnicního čepu. Problematika bude řešena v technologickém rozboru na konci práce.

Z analýzy působení maximální lisovací síly na čelní plochu hlavního čepu vyplynulo, že v oblasti závitu nedochází k výrazným napětím nebo deformacím, které by mohly poškodit závit. K zjištění napětí byla využita funkce redukovaného napětí dle *HMH Equivalent Stress*. Zvýšené napětí můžeme pozorovat pouze u posledního závitu. Jedná se však o malou oblast. Výsledky můžeme vidět na obr. 6-7.

Pro zjištění deformace otvoru pro uložení hlavního čepu byla využita také funkce *Directional Deformation*. Funkce byla použita jak na celou sestavu, tak na nejvíce exponovanou oblast ve vrchní části otvoru. Deformace v ose y v nejvíce ovlivněném místě se pohybuje pro typ W40 průměrně kolem hodnoty 0,0074 mm. Pro typ W50 je to 0,0026 mm. Z průměrných hodnot je patrné, že deformace způsobená ojnicním čepem je přibližně o dvě třetiny nižší než deformace způsobená hlavním čepem u první možnosti skládání. U varianty W50 je to méně, protože ojnicní oko je posunuto dále od středu otáčení. Když si uvědomíme, že minimální přesah pro uložení hlavního čepu je 0,08 mm je tato hodnota deformace zcela zanedbatelná. Postup, při kterém se lisuje nejdříve ojnicní čep, přináší tedy větší výhody. Odpadá zcela problém s nadměrnou deformací oka. Deformace můžeme vidět na obr. 6-6 v pravé části.



Obr. 6-6 Deformace otvorů v ose y, typ W50 [mm]



Obr. 6-7 Působení maximální síly na pravý hlavní čep.

6.7 Deformace klikového hřídele po slisování

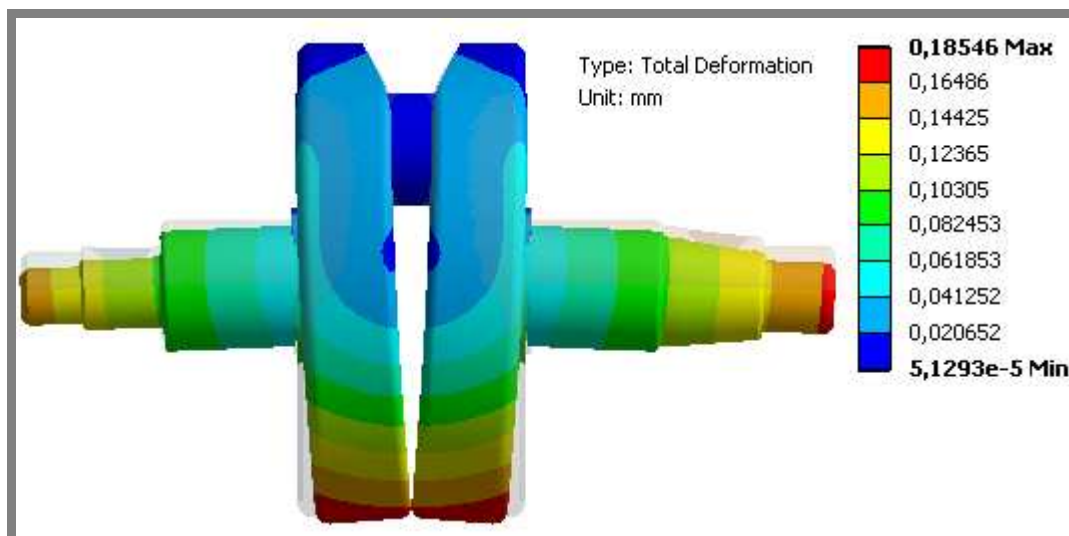
V této kapitole je srovnána deformace standardně vyráběného klikového hřídele a nového návrhu. Jedná se o stav po slisování před středěním a konečným broušením. Analýza byla provedena na sestavě celé klikového hřídele. Opět byly zkoumány nejkrajnější případy, kdy u standardní klikového hřídele je uložen ojnicí čep s maximálním přesahem. U nového návrhu jsou oba čepy také uloženy s maximálním přesahem.

Sestava se skládá v případě standardní klikového hřídele ze tří částí. Pravého a levého ramene a ojnicího čepu. V Případě návrhu se jedná o sestavu pěti součástí. Kde je navíc pravý a levý hlavní čep. Sít' je totožná jako v předchozích případech analýz s tím, že byla využita na obě poloviny klikového hřídele (obr. 5-14 a 5-16). To samé platí i pro kontakty a materiál součástí.

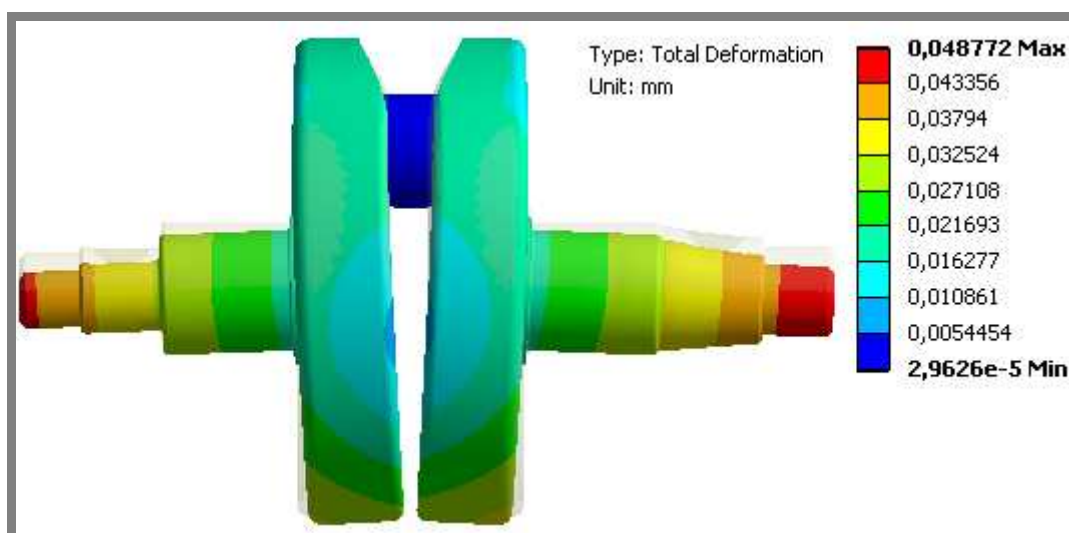
Okrajové podmínky byly nastaveny tak, aby co nejméně ovlivňovaly celkovou deformaci. Na ojnicí čepu v blízkosti středu, bylo zabráněno pohybu na obvodových hranách v ose x a y. Předpokladem je, že v tomto místě bude deformace ojnicího čepu minimální. V našem případě nás zajímá především deformace v oblasti hlavních čepů a ramen klikového hřídele.

6.7.1 Deformace klikového hřídele po slisování - výsledky

Pro zjištění deformací v jednotlivých osách byla použita funkce *Directional Deformation*. Z výsledků analýzy vyplynulo, že rozdíl v deformaci mezi standardně vyráběnou klikovou hřídelí a novým návrhem je značný. Deformaci způsobuje především uložení hlavních čepů a nízká tuhost ramen v oblasti uložení ojnicího čepu a odlehčovacích otvorů. V těchto místech je odebrán značný objem materiálu. V případě hlavních čepů dochází k největší deformaci v ose y, kde se hlavní čepy deformují směrem dolů. Na koncích hlavních čepů dochází k výchylce o 0,17 mm od výchozí polohy. U standardně vyráběné klikového hřídele je to pouze 0,05 mm. V oblasti uložení hlavních ložisek se maximální výchylka pohybuje kolem hodnoty 0,084 mm. U standardní klikového hřídele je to 0,028 mm. U ramen dochází k největší deformaci v ose z. Ramena se ve spodní části svírají. V případě standardní klikového hřídele se jedná o výchylku od výchozí polohy o 0,03 mm. U nového návrhu o výchylku 0,17 mm. Ze zjištěných skutečností vyplývá, že největší výchylky způsobuje především deformace ramen. Na obr. 6-6 jsou zobrazeny výsledky pro celkovou deformaci (*Total Deformation*). Na závěr je nutné upozornit, že se jedná pouze o hrubou představu o deformacích klikového hřídele. Ve skutečnosti na konečnou podobu celkové deformace bude mít vliv postup lisování a zajištění jednotlivých částí při lisování v přípravcích.



Obr. 6-6 Celková deformace navrhovaného klikového hřídele[mm], typ W40



Obr. 6-7 Celková deformace standardně vyráběného klikového hřídele [mm], typ W40

7 ZÁVĚR - KONSTRUKČNÍ, TECHNOLOGICKÝ A EKONOMICKÝ ROZBOR ŘEŠENÍ

7.1 Konstrukční rozbor

Na základě výsledků silového rozboru na začátku práce bylo navrženo několik variant uložení hlavních čepů. Vzhledem k malým rozměrům klikového hřídele a přenášeným výkonům byl návrh značně komplikovaný. Dalším úskalím byla nutnost zachovat předepsané rozměry. Při návrhu byly zohledněny specifika pro spalovací motor. Jedná se především o vysoké otáčky motoru, zvýšenou teplotu a kombinované namáhání. Na základě výpočtů a analýz byl zvolen průměr lisovaných čepů $d_1 = 13$ mm pro oba typy motorů. Volba jednotného průměru je výhodná z hlediska výroby. Zvolený průměr je kompromisem mezi navrhovanými variantami. K veškerým výpočtům bylo přistupováno konzervativně tak, aby pokud možno byly výsledky na bezpečné straně.

Během výpočtů se objevilo několik komplikací. Jako největší komplikace se zdá být deformace ojnicního oka. Deformaci oka způsobuje uložení hlavního čepu. Čepy se nacházejí příliš blízko sebe. Umístění je dáno zdvihem motoru a nelze ho za daných podmínek měnit. Deformace nepříznivě ovlivňuje rozložení stykového tlaku v uložení ojnicního čepu. V ovlivněné oblasti dochází k nárůstu tlaku a naopak v bočních oblastech k jeho poklesu. Průměrná hodnota stykového tlaku oproti standardnímu klikovému hřídeli poklesne. Silový rozbor však prokázal, že síly působící na klikový hřídel při maximálních otáčkách mají na změnu stykového tlaku jen minimální vliv a to jak u standardně vyráběného klikového hřídele, tak u návrhu. Nepříznivé rozložení tlaku se již tedy dál neprohlubuje a neovlivňuje tuhost klikového hřídele. Tvarová deformace má však i jednu výhodu, zabraňuje protočení součástí. Deformace oka přináší větší komplikace spíše při skládání klikového hřídele. Tato problematika bude probrána níže v technologickém rozboru. S deformací ojnicního otvoru souvisí i koncentrace napětí v oblasti mezi oky. V krajním případě, kdy je hlavní čep nebo oba čepy uloženy s maximálním přesahem především u typu W50 dochází v oblasti uložení hlavního čepu k překročení smluvní meze kluzu použitého materiálu. V této oblasti nastává tedy plastická deformace. Na únosnost spoje to nemá velký vliv. Problém by však mohl nastat v případě ojnicního čepu, který je potřeba při generálních opravách měnit. Při plastické deformaci oka nelze při opakovaném lisování dosáhnout již potřebného přesahu. Nižší přesah způsobí pokles stykového tlaku ve spoji a ztrátu tuhosti klikového hřídele. Naštěstí se jedná o krajní případ a oblast s koncentrací napětí na spodní části ojnicního oka je velmi malá. Problém lze zcela vyřešit párováním součástí. Párování by odstranilo krajní případy v podobě maximálních přesahů.

V návrhu uložení hlavních čepů nebyla řešena početná únava a to z několika důvodů. Pro daný tepelně zpracovaný materiál nebyly dostupné žádné podklady vypovídající o únavových vlastnostech. U navrhovaného řešení může v krajních případech dojít k plastické deformaci v oblasti uložení hlavních čepů. Plastická deformace nemá zásadní vliv na únosnost spoje, ale lineární výpočet vysokocyklové únavy by v tomto případě neměl žádnou vypovídací hodnotu. Celkově daná problematika odpovídá spíše statické úloze. Vliv průběhu napětí způsobené silami při činnosti motoru působících na klikový hřídel je poměrně malý oproti napětím vznikajícím od lisovaných spojů. Navíc většina vzniklých napětí v součástech klikového hřídele má tlakový charakter, což je obecně přijímáno z hlediska únavy materiálu jako bezpečné

namáhání. Při cyklickém namáhání v tlaku může mít materiál až dvojnásobnou mez únavy než v tahu. Pro ověření životnosti nového klikového hřídele bude tedy nejvhodnější vyrobit několik prototypů a podrobit je zkouškám. Na součástech byly navíc provedeny úpravy, které zvyšují únavovou životnost. U standardního klikového hřídele je životnost prověřena léty bezproblémového provozu v minibikových motorech.

7.2 Technologický rozbor

7.2

Pro lisování hlavních čepů bude použita stejná technologie jako v případě lisování ojnicního čepu. Jedná se o lisování za normální teploty s mazanými stykovými plochami. Čep se pomocí lisu natlačí do otvoru v rameni. Při lisování nově navrženého klikového hřídele je snahou co nejvíce využít stávajících přípravků. Nelze se však vyhnout výrobě některých nových přípravků. Počet nově vyrobených přípravků záleží na zvoleném postupu lisování. V kapitole 6.6 byla provedena analýza dvou možností.

První možností je nejdříve nalisovat hlavní čepy do ramen a poté tyto celky spojit pomocí ojnicního čepu, tak jak je tomu v případě standardního klikového hřídele. Tento způsob skládání je výhodný v tom, že lze pro druhou část kompletace využít již používané přípravky. Pro samotné lisování hlavních čepů by se musely některé přípravky vyrobit nové. Analýza však prokázala, že zde vyvstává problém v podobě nadměrné deformace ojnicního oka, která je způsobena uložením hlavního čepu. V dotčené oblasti by bylo nutné překonat v krajním případě přesah až 107 μm . Tato situace může nastat u varianty motoru W50 při lisování ojnicního čepu s maximálním přesahem (tj. 80 μm), při zjištěné deformaci spodní části oka o 27 μm . Tento problém lze částečně vyřešit vložením přesného válečku do otvoru ojnicního oka před lisováním hlavního čepu. Dojde tak k částečnému zabránění deformace (zcela odstranit však nelze). Toto řešení by však obnášelo úpravu již používaných přípravků v podobě vytvoření prostoru pro vysunutí válečku při lisování ojnicního čepu. Jinou možností je párování součástí, kde kombinací vhodných rozměrů dosáhneme minimálních přesahů a snížíme tak deformaci i velikost překonávaného přesahu ve spodní části oka. Poslední krajní možností je ojnicní oko po lisování hlavních čepů přebrousit. Je však otázkou, zda by bylo dosaženo požadovaného efektu.

Druhou možností je nejdříve nalisovat ojnicní čep do jednoho ramene. Navléknout na čep jehlové ložisko, ojnici atd. a nalisovat rameno druhé. Toto lze uskutečnit pomocí přípravků pro standardní klikový hřídel. Na vzniklou sestavu by se pak lisovaly hlavní čepy. Toto řešení je výhodné především z důvodu minimální deformace otvoru pro uložení hlavního čepu. Nemí nutné nijak zabezpečovat otvor proti deformaci. Pro tento způsob lisování by bylo nutné však vyrobit více nových přípravků. Především přesný mezikus, který by se vkládal do prostoru mezi ramena, aby nedocházelo při závěrečném lisování hlavních čepů ke svírání ramen a ohýbání ojnicního čepu.

S lisováním hlavních čepů souvisí problematika s volbou vhodné plochy, na kterou bude působit lisovací tlak. Největší problém nastává v případě pravého hlavního čepu, kde je přenos kroutícího momentu zajišťován pomocí pera a kuželové plochy. Jediná kolmá plocha, která tedy lze použít pro působení tlakem je čelní plocha závitů. V tomto případě však existuje reálné riziko poškození závitů. Analýzou bylo

prokázáno, že toto riziko je minimální. Uvedené riziko lze dále eliminovat například snížením maximálního přesahu (párování součástí), tím dojde k poklesu maximální lisovací síly. Jinou variantou eliminace rizika poškození závitu je nahřátí náboje před montáží. Tímto krokem se také dá snížit velikost lisovací síly. U levého hlavního čepu lze k působení lisovací síly využít plochu přechodu. V příloze 5 na konci práce je ukázka navržených přípravků pro lisování hlavních čepů.

Při kontrole deformací celé klikového hřídele po slisování nového návrhu a standardní klikového hřídele bylo zjištěno, že tato návrhová varianta se mnohem více deformuje. V případě hlavních čepů dochází k poměrně velkým výchylkám. To je způsobeno deformací ramen, které mají menší tuhost než v případě standardního klikového hřídele. Ramena se ve spodní části svírají. Výchylky se dají do jisté míry odstranit středěním a broušením složeného klikového hřídele. V případě, že by tyto dvě možnosti nestačily k dosažení požadovaných přesností bylo by nutné se zamyslet nad některými změnami v technologii lisování. Pro první způsob lisování (viz odstavec výše), by to představovalo například vypodložení ramena v místě otvoru pro ojnicí čep při lisování hlavního čepu. V druhém případě je to již zmiňované vložení mezikusku do prostoru mezi ramena při závěrečné kompletaci.

V rámci řešení problematiky byly prověřovány i jiné možnosti spojení hlavních čepů s rameny klikového hřídele. Pokud by technologii lisování nebylo možné z nějakého důvodu použít. Prověřeny byly možnosti spojení pomocí svařování, drážkování, kapilárního pájení, kombinace lepení a lisování a lisování s pokovenými stykovými plochami. Obecně lze říci, že prvé tři možnosti jsou výhodné z hlediska namáhání součástí, kdy nevznášejí do spoje přídatné napětí jako v případě lisování. Jsou však ale z finančního nebo technologického hlediska náročnější. V případě svařování je nutné součásti po svaření vyžít, aby bylo odstraněno vnitřní pnutí. Navíc na takto malých součástech není příliš možností kam svár vhodně umístit. Je nutné také počítat i s přídavky na opracování z důvodu deformace způsobené vlivem svarů. Drážkování je náročné především z hlediska výroby. Navíc pro malé rozměry není možné spoj axiálně pojistit běžnými způsoby. Jedinou možností jak v našem případě pojistit takovýto drážkový spoj je lisování. Drážkování není moc vhodné pro daný spoj ani z hlediska únavy. Kapilární pájení je technologie, která slouží ke spojování dílů pomocí měděné pájky. Pájený spoj je připraven provizorním spojením dílů a nanášením pájky. Pro vytvoření kapilarity je zapotřebí minimalizovat spáru v místě pájeného spoje. Součásti se poté zahřejí na teplotu tavení mědi (1122°C). Měď vzlíná kapilárou a prostupuje do obou materiálů [15]. Po tomto procesu je nutné materiály tepelně zpracovat, protože jsou dokonale vyžítány. Tato technologie je v mnoha ohledech výhodná, ale bohužel není v ČR příliš rozšířená. Z tohoto důvodu by bylo finančně náročné zajišťovat tuto technologii u subdodavatelů. Poslední zmíněné možnosti spíše jen zvyšují únosnost spoje. V případě kombinace lisování s lepením není tato možnost ideální z důvodu, že spoj pracuje za vysokých teplot a v prostředí kde se vyskytuje benzín a olej. Pokovení stykových ploch značně zvyšuje únosnost spoje, ale je to finančně náročná operace navíc. Komplikace by také mohly nastat v případě tepelného zpracování. Možnosti jak snížit náklady na výrobu ramen klikového hřídele jsou i v podobě kování nebo odlívání. Tyto varianty byly však zamítnuty již na začátku z důvodu, že se vyplatí pouze pro opravdu velké série.

Nehledě na to, že by to znamenalo kompletní přepracování výrobní technologie. Společnost navíc nedisponuje potřebným vybavením pro realizaci.

7.3 Ekonomický rozbor

7.3

V současné době se polovina klikového hřídele vyrábí z jednoho polotovaru obráběním. Jedná se o kruhovou tyč $\varnothing 70 \times 61$ mm. Z tohoto polotovaru přijde přibližně 85% objemu materiálu do odpadu. Při využití dvou polotovarů při výrobě jedné poloviny klikového hřídele dojde k razantnímu snížení spotřeby materiálu. Pro výrobu hlavních čepů bude použita kruhová tyč o rozměrech $\varnothing 20 \times 55$ mm a pro výrobu samotného ramene kruhová tyč o rozměrech $\varnothing 70 \times 18$ mm.

Takto lze snížit cenu za materiál o 63 % na jednu polovinu klikového hřídele. Objem materiálu, který přijde do odpadu klesne na 25 % původní hodnoty. Při výrobě poloviny klikového hřídele ze dvou kusů bude odpad pro výrobu hlavních čepů činit přibližně 51 % z daného polotovaru a pro výrobu ramene přibližně 59 %. Výroba klikového hřídele ze dvou kusů přináší však i další úspory a výhody, které nejsou na první pohled již tak zřejmé. Jedná se o snížení výrobních časů. Snížení opotřebení nástrojů, není totiž nutné odebírat hrubováním již tolik materiálu. Jednotlivé části, ze kterých se skládá jedna polovina klikového hřídele lze vyrábět odděleně a tedy zároveň na dvou obráběcích centrech, to vede k další úspoře času.

Cena současně vyráběné poloviny klikového hřídele z jednoho kusu činí 680 Kč. Cena za materiál klesne ze současných 60 Kč na 22 Kč. Ceny za jednotlivé polotovary byly určeny na základě ceníku firmy Feron a.s. [14], od které společnost Blata odebírá materiál. V porovnání s celkovou cenou se nejedná o významnou částku, ale jak již bylo uvedeno výše, je nutné uvažovat také snížení nákladu na výrobu. Při současné výrobě je nutné odebrat 85 % materiálu z polotovaru. Pro novou technologii je nutné odebrat pouze 25 % původní hodnoty objemu odpadu. Z toho plyne, že by mělo dojít i ke snížení času opracování na 25 % původní hodnoty. Ve skutečnosti to bude pravděpodobně více, protože při navrhované výrobě se sníží především čas pro hrubování, které je poměrně rychlé. Zbytek opracování zůstává totožný.

Pokud od výrobní ceny odečteme náklady na materiál, režii, tepelné zpracování, broušení apod. Zbude nám cena samotného obrábění a frézování. Na základě informací ze společnosti činí cena přibližně 500 Kč. Pokud budeme tedy uvažovat, že byl materiál odebírán především hrubováním a tedy čas strávený obráběním se nesníží o zmiňovaných 75%, ale o méně. Můžeme cenu za samotné opracování pro novou technologii výroby stanovit na částku přibližně 300 Kč. Výrobní cenu za jednu polovinu klikového hřídele vyráběné novou technologií lisováním obou čepů můžeme stanovit tedy přibližně na 500 Kč. Cena odráží snížené náklady na materiál a náklady na výrobu, zároveň však respektuje zvýšené náklady na broušení a lisování hlavních čepů. Pro novou technologii bude nutné kromě broušení ojnicního oka brousit také otvor pro uložení hlavního čepu a čep samotný. Při výrobě 2000 kusů ročně by nová technologie přinesla úsporu přibližně 360 000 Kč.

Na závěr je však nutné podotknout, že zavedení nové technologie výroby bude vyžadovat také finanční náklady. Bude se však jednat především o jednorázové položky, jako například, testování prototypů, výroba přípravků pro lisování hlavních čepů, nákup nebo výroba atypických kalibrů, popřípadě výroba přípravků a tvorba programu pro 3D měřicí centrum apod. Všechny tyto zmíněné náklady by měly být

zohledněny ve výrobní ceně. Uspořená částka by tak pravděpodobně ještě o něco klesla.

7.4 Závěr

Z předchozích rozborů vyplývá, že návrh nové technologie výroby klikového hřídele je realizovatelný, ale nese v sobě několik komplikací. Jedná se o deformaci ojnicního oka, koncentraci napětí v prostoru mezi oky, deformaci klikového hřídele jako celku po slisování a nakonec velikost lisovací síly. V předchozích odstavcích byly navrženy možnosti jak tyto problémy eliminovat. Lze však říci, že všechny vyvstálé komplikace mají jednoho činitele. Jedná se o maximální přesah, který může nastat v krajních případech. A to u obou variant motorů. Významnější jsou však tyto problémy u silnější varianty W50.

Jako mají všechny výše uvedené komplikace jeden společný činitel, tak lze tyto problémy i minimalizovat jediným procesem, tj. vhodným párování součástí. Vhodnou volbou rozměrů jednotlivých součástí lze zcela eliminovat případy maximálních přesahů.

Vzhledem ke sportovnímu charakteru motoru lze připustit řešení, které je na kraji možností použitých materiálů. Je však nutné vyrobit několik prototypů a na nich ověřit výsledky získané z analýz a výpočtů.

Úplným závěrem práce lze konstatovat, že všechny vytčené cíle práce byly splněny a navržené postupy a řešení mohou přispět k efektivnější výrobě minibiků ve společnosti Blata.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] OPLUŠTIL, V. *Dvoudobé motory závodních motocyklu kategorie GP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 74 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Lubomír Drápal.
- [2] MOTO4FUN [online]. 2007 [cit. 2011-05-03]. THE DITECH ENGINE OF APRILIA. Dostupné z WWW: <<http://moto4fun.blogspot.com/2007/12/ditech-engine.html>>.
- [3] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory : Studijní opory*. Vysoké učení technické v Brně: Fakulta strojního inženýrství, 2005. 235 s.
- [4] *Blata - výroba a prodej motocyklů, minibiků, čtyřkolek a skútrů* [online]. 2009 [cit. 2011-05-03]. Racing minibikes. Dostupné z WWW: <<http://www.blata.cz/produkty/racing.html>>.
- [5] *Rodina-finance* [online]. 8. 12. 2010, 28. 1. 2011 [cit. 2011-05-03]. Minibike - funkce, údržba, výběr. Dostupné z WWW: <<http://www.rodina-finance.cz/zajimavosti.209/minibike-funkce-udrzba-vyber.21520.html>>.
- [6] *Motorkariweb.blog.cz* [online]. 2010 [cit. 2011-05-05]. Mazání motorů. Dostupné z WWW: <<http://motorkariweb.blog.cz/1011/mazani-motoru>>.
- [7] ČECH, Jiří. *Mjauto* [online]. 10.12.2003 [cit. 2011-05-09]. Motor – teorie 3/4. Dostupné z WWW: <<http://www.mjauto.cz/newdocs/motor/kap3.htm#Pístní skupina>>.
- [8] *Mitcalc* [online]. 2009 [cit. 2011-05-10]. Silové spojení hřídele s nábojem. Dostupné z WWW: <<http://www.mitcalc.com/doc/shaftconf/help/cz/shaftconf.txt.htm>>.
- [9] BOLEK, Alfred; JANATKA, Jaroslav. *Části strojů IV : Části pístových strojů*. I. vydání. Praha : Nakladatelství československé akademie věd, 1956. 395 s.
- [10] RYCHTÁŘ, Václav. *SKLÁDANÝ KLIKOVÝ HŘÍDEL MOTOCYKLOVÉHO MOTORU*. Liberec, 2003. 69 s. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci, katedra strojů průmyslové dopravy pracoviště VC-JB.
- [11] RICHTER, Antonín. *Konstrukce spalovacích motorů : I. díl - Klikový mechanismus*. Praha : Státní nakladatelství technické literatury, 1961. 401 s.
- [12] DEJL, Zdeněk . *Konstrukce strojů a zařízení I : Spojovací části strojů*. Ostrava : MONTANEX a.s., 2000. 223 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [13] BOHÁČEK, František . *Části a mechanismy strojů I : Zásady konstruování spoje*. Vyd. 4. Brno : PC-DIR, 1997. 319 s. ISBN 80-214-0886.

- [14] *Ferona a.s. - hutní materiál* [online]. 2011 [cit. 2011-05-23]. Sortimentní katalog. Dostupné z WWW: <<http://www.ferona.cz/cze/katalog/search.php>>.
- [15] *LH technik* [online]. 2011 [cit. 2011-05-25]. Kapilární pájení . Dostupné z WWW: <<http://www.lh-technik.com/kapilarni-pajeni.html>>.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

MKP		- metoda konečných prvků
S_4, S_5	mm^2	- plocha dna pístu
D_4, D_5	mm	- vrtání
F_{p4}, F_{p5}	kN	- síla od tlaku plynů
$p(\alpha)$	MPa	- tlak plynů ve válci v závislosti na úhlu natočení klik. hřídele
p_{atm}	MPa	- atmosférický tlak
m_a	g	- redukovaná hmotnost ojnice ve středu malého oka
m_b	g	- redukovaná hmotnost ojnice ve středu velkého oka
m_o	g	- celková hmotnost ojnice
l_a	mm	- vzdálenost těžiště od středu malého oka
l_b	mm	- vzdálenost těžiště od středu velkého oka
m_{3D}	g	- hmotnost ojnice zjištěná z 3D modelu
T_A, T_B	s	- průměrné časy
t_A, t_B	s	- změřené časy
n	-	- počet kmitů
m	-	- počet měření
a	mm	- vzdálenost těžiště od bodu A
b	mm	- vzdálenost těžiště od bodu B
T_A, T_B	s	- průměrné časy jednoho kmitu pro zavěšení v bodu A a B
g	m.s^{-2}	- gravitační zrychlení
L_o	mm	- vzdálenost bodů A a B
a	mm	- vzdálenost těžiště od bodu A
b	mm	- vzdálenost těžiště od bodu B
d_a	mm	- průměr malého oka
d_b	mm	- průměr velkého oka
ω_4, ω_5	rad.s^{-1}	- úhlová rychlost klikového hřídele při max. otáčkách
n_4, n_5	ot.min^{-1}	- maximální otáčky klikového hřídele
λ_4, λ_5	[-]	- klikový poměr
r_4, r_5	mm	- klikový poloměr
l_4, l_5	mm	- rozteč ojnicních ok
a_4, a_5	m.s^{-2}	- zrychlení posuvných hmot
α	° (deg)	- úhel natočení klikového hřídele
F_{s4}, F_{s5}	kN	- setrvačná síla posuvných hmot
m_{p4}, m_{p5}	g	- hmotnosti pístní skupiny
m_{al4}, m_{al5}	g	- redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice včetně jehlových. ložisek
F_{od4}, F_{od5}	kN	- odstředivá síla
m_{bl4}, m_{bl5}	g	- redukovaná hmotnost rotačních částí ojnice včetně jehlových ložisek
m_{vp}	g	- hmotnost vymežovacích podložek

$F_{c4}, F_{c5}(\alpha)$	kN	- celková síla
$F_{p4}, F_{p5}(\alpha)$	kN	- síla od tlaku plynů
$\beta_4, \beta_5(\alpha)$	° (deg)	- úhel výkyvu ojnice v závislosti na natočení klikového hřídele
$F_{o4}, F_{o5}(\alpha)$	kN	- síla působící ve směru ojnice
$F_{c4}, F_{c5}(\alpha)$	kN	- celková síla
$F_{t4}, F_{t5}(\alpha)$	kN	- tečná síla
P_{s4}, P_{s5}	mm	- střední výkon
M_{k4}, M_{k5}	Nm	- špičkový kroutící moment
M_{ks4}, M_{ks5}	Nm	- střední kroutící moment
E	MPa	- modul pružnosti
$R_{p0,2}$	MPa	- smluvní mez kluzu v tahu
F_{max}	N	- maximální deformační síla
R_m	MPa	- smluvní mez pevnosti
F_b	N	- lomová síla
A	%	- tažnost
Z	%	- kontrakce (zúžení)
L_u	mm	- délka vzorku po přetržení
S_u	mm ²	- konečná plocha průřezu
τ_d	MPa	- dovolené napětí v krutu
k_e	[-]	- bezpečnost k meznímu stavu pružnosti
d_{min4}, d_{min5}	mm	- minimální průměr pro plný čep
p_{min4}, p_{min5}	MPa	- minimální tlak pro přenos kroutícího momentu
d_1	mm	- zvolený průměr plného čepu
l_1	mm	- délka spoje
f	[-]	- součinitel tření
n	[-]	- bezpečnost vůči prokluzu
$R_{zn}, R_{zč}$	μm	- výšky nerovností profilu stykové plochy náboje a čepu
$R_{an}, R_{ač}$	μm	- střední aritmetická odchylka profilu stykové plochy
Δd_z	μm	- ztráta přesahu uhlazením stykových ploch
C_n	[-]	- rozměrová konstanta náboje
d_2	mm	- vnější průměr náboje
$\Delta d_{min4}, \Delta d_{min5}$	μm	- minimální přesah
$\Delta d_4, \Delta d_5$	μm	- přesah navýšený o 15%
p_4, p_5	MPa	- stykový tlak pro zvolené přesahy
$\sigma_{tN4}, \sigma_{tN5}$	MPa	- tečné napětí
$\sigma_{rN4}, \sigma_{rN5}$	MPa	- radiální napětí
D_{1nmax}	mm	- maximální průměr otvoru
D_{1nmin}	mm	- minimální průměr otvoru
$d_{1čmax}$	mm	- maximální průměr čepu
$d_{1čmin}$	mm	- minimální průměr čepu
$\Delta d_{max4}, \Delta d_{max5}$	mm	- maximální přesah
$\Delta T_4, \Delta T_5$	mm	- toleranční pole
p_{max4}, p_{max5}	MPa	- maximální tlak ve spoji
$\sigma_{tN4max}, \sigma_{tN5max}$	MPa	- tečné napětí
$\sigma_{rN4max}, \sigma_{rN5max}$	MPa	- radiální napětí

$p_{\max 4}, p_{\max 5}$	MPa	- maximální tlak pro zvolené přesahy
$F_{\max 4}, F_{\max 5}$	kN	- maximální síla potřebná k nalisování čepu
D_o	mm	- průměr díry - oj. čep
$D_{\min}$	mm	- minimální průměr otvoru - oj. čep
$D_{\max}$	mm	- maximální průměr otvoru - oj. čep
d_o	mm	- průměr ojnicního čepu
$d_{\max}$	mm	- maximální průměr - oj. čep
$d_{\min}$	mm	- minimální průměr - oj. čep
$\Delta d_{\max}$	mm	- maximální přesah - oj. čep
$\Delta d_{\min}$	mm	- minimální přesah - oj. čep
$R_{z0n}, R_{z0č}$	μm	- výšky nerovností profilu stykové plochy - oj. čep
$R_{a0n}, R_{a0č}$	μm	- střední aritmetická odchylka profilu stykových ploch oj. čep
$\Delta d_{o1\max}$	μm	- maximální přesah s uvažovaným uhlazením - oj. čep
$\Delta d_{o1\min}$	μm	- minimální přesah s uvažovaným uhlazením - oj. čep
Δd_{z0}	μm	- ztráta přesahu uhlazením stykových ploch - oj. čep
C_1, C_2	[-]	- rozměrové konstanty
d_n	mm	- vnější průměr náboje
D_c	mm	- průměr dutiny čepu
$p_{o4\min}$	MPa	- minimální tlak ve spoji
$p_{o4\max}$	MPa	- maximální tlak ve spoji
F_{ox}	kN	složka síly F_o v ose x
F_{oy}	kN	složka síly F_o v ose y
F_o	kN	síla působící ve směru ojnice
β_F	°	úhel svírající síla F_o s osou válce

SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 Systém DiTech [2].....	13
Obr. 1-2 Ukázka ze závodů, minibike Blata Ultima a řez vodou chlazeného motoru typ W40 [4].....	15
Obr. 1-4 Část pístní skupiny motoru Blata R40.....	16
Obr. 1-5 Ojnice včetně jehlových ložisek motoru Blata R40	17
Obr. 1-6 Klikový hřídel minibiku Ultima včetně ojnice.....	18
Obr. 1-8 Klikový hřídel a hlavní čep motocyklu Jawa 350	19
Obr. 1-9, 1-10 Pozvolný přechod zaoblením, trny v ojničním čepu [9]	19
Obr. 1-11 Klikový hřídel spojený šrouby [3].....	20
Obr. 1-12 Hirthova spojka [9].....	21
Obr. 1-13 Lisování ojničního čepu [10].....	22
Obr. 1-14 Tenzometry rozmístěné kolem ojničního oka [10].....	22
Obr. 2-1 Rozklad standardně vyráběného.....	24
klikového hřídele	24
Obr. 2-2 Polotovary a výrobek.....	24
Obr. 2-3 Pravá ramena pro typ motoru W50 a W40.....	24
Obr. 2-3 Rozklad navrhovaného řešení	25
Obr. 2-4 Polotovary pro výrobu návrhu.....	25
Graf 5-1 Závislost tlaku plynu ve válci na úhlu natočení klikového hřídele	28
Graf 5-2 Závislost síly od tlaku plynů na úhlu natočení klikového hřídele	29
Obr. 5-1 Varianty ojnic pro typy, zleva R40, W40 a W50	30
Obr. 5-2 Konečné opracování ojnice pro typ W40	30
Obr. 5-3 Model ojnice typ W40.....	31
Obr. 5-4 Statické vážení ojnice	32
Obr. 5-5 Odkývání ojnice	33
Graf 5-3 Závislost zrychlení na úhlu natočení klikového hřídele.....	36
Graf 5-4 Setrvačné síly pístních skupin	37
Graf 5-5 Odstředivé síly.....	38
Obr. 5-6 Silové působení na klikovém hřídeli	39
Graf 5-6 Celková síla F_c pro typ W40	40
Graf 5-7 Celková síla F_c pro typ W50	40
Graf 5-7 Výkyv ojnice	41
Graf 5-6 Průběh sil působících ve směru ojnice	42
Graf 5-7 Průběh tečných sil	43
Graf 5-8 Průběh kroutících momentů	44
Obr. 5-24 Reálné charakteristiky motoru W50 [4]	45
Obr. 5-7 Rozměry spoje, rameno v řezu	47
Obr. 5-8 Lisovací přípravky.....	48
Obr. 5-9 Ukázka polotovaru, zkušebních tyčí a přetržených vzorků.....	49
Graf 5-9 Smluvní tahový diagram pro vzorek č. 2	50
Obr. 5-10 Radiální a tečné napětí [13].....	55
Obr. 5-12 Lisovací síla [13]	58
Obr. 5-13 Výřezy z výrobních výkresů standardního klikového hřídele.....	60
Obr. 5-14 Síť a okrajové podmínky, počet a typ prvků	63
Obr. 5-15 Vlevo hodnoty stykového tlaku p [MPa] pro minimální přesah, vpravo pro maximální	64
Obr. 5-16 Použitá síť pro analýzu uložení obou čepů, počet a typ prvků	66

Obr. 5-17 Deformace otvoru a ojnicního čepu	67
Obr. 5-18 Stykový tlak p [MPa], průměr $d_1 = 13\text{mm}$ pro typ W40 a W50	67
Obr. 5-19 Stykový tlak p [MPa], otvor pro uložení hlavního čepu $d_1 = 13\text{mm}$. Typ W40, W50.....	68
Obr. 5-20 Stykový tlak p [MPa], otvor pro uložení hlavního čepu $d_1 = 14\text{mm}$. Typ W40, W50.....	68
Obr. 5-21 Nebezpečná místa, řez ramene	69
Obr. 5-22 Tečné napětí σ_t [MPa] pro $d_1 = 13\text{mm}$, vlevo W40, vpravo W50	69
Obr. 5-23 Tečné napětí σ_t [MPa] pro $d_1 = 14\text{mm}$, vlevo W40, vpravo W50	70
Obr. 6-1 Zatěžování klikového hřídele pro vybraná natočení	71
Obr. 6-3 Přesun působíště $F_{\max}$ do HÚ a rozklad do složek	73
Obr. 6-2 Aplikace sil a okrajové podmínky.....	74
Obr. 6-4 Hrany C a D	74
Graf 6-1 Průběh tlaku po délce spoje ojnicního čepu pro typ W40	75
Graf 6-2 Průběh tlaku po délce spoje ojnicního čepu pro typ W50	75
Graf 6-3 Průběh tlaku na kontaktní ploše uložení ojnicního čepu, typ W40.....	77
Graf 6-4 Průběh tlaku na kontaktní ploše uložení ojnicního čepu, typ W50.....	77
Obr. 6-5 Hrany E a F	78
Graf 6-5 Hlavní čep - průběh stykového tlaku na hranách E a F, typ W40.....	79
Graf 6-6 Hlavní čep - průběh stykového tlaku na hranách E a F, typ W50.....	79
Graf 6-7 Průběh tečného napětí σ_t na hranách A a B, typ W50.....	80
Graf 6-8 Průběh tečného napětí σ_t na hranách A a B, typ W50.....	81
Obr. 6-6 Deformace otvorů v ose y , typ W50 [mm]	83
Obr. 6-7 Působení maximální síly na pravý hlavní čep.....	83
Obr. 6-6 Celková deformace navrhovaného klikového hřídele[mm], typ W40.....	85
Obr. 6-7 Celková deformace standardně vyráběného klikového hřídele [mm], typ W40	85

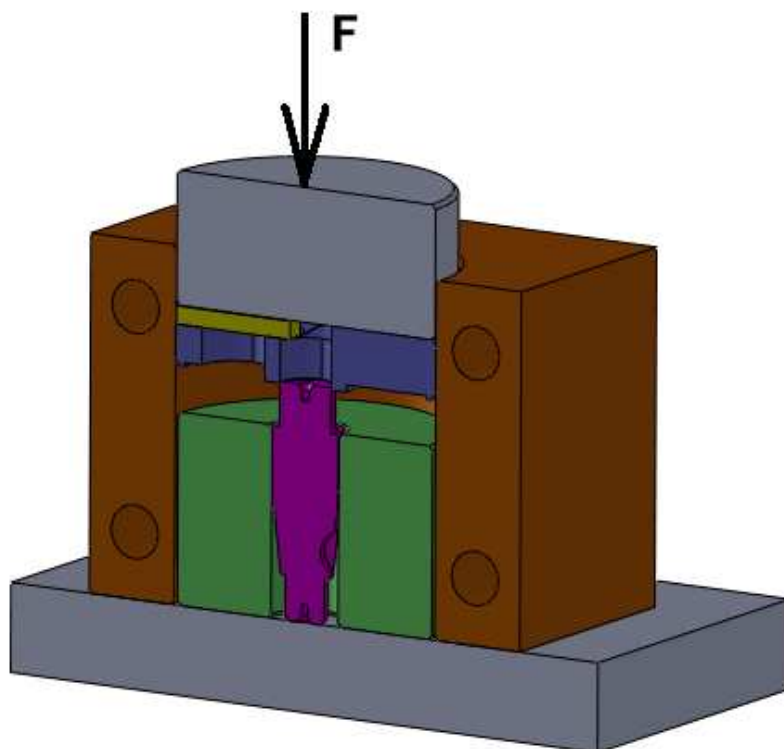
SEZNAM TABULEK

Tab. 5-1 Parametry motorů W40 a W50	27
Tab. 5-2 Redukované hmotnosti ojnice pro typ W40	34
Tab. 5-3 Hmotnosti pístních skupin	36
Tab. 5-4 Porovnání výsledků	45
Tab. 5-5 Výsledky tahové zkoušky zušlechtěného materiálu 14220	50
Tab. 5-6 Vstupní parametry	51
Tab. 5-7 Hodnoty pro typ W40	59
Tab. 5-8 Hodnoty pro typ W50	59
Tab. 5-9 Průměrné stykové tlaky pro jednotlivé varianty	67
Tab. 5-10 Stykové tlaky pro jednotlivé variant a průměry	68
Tab. 5-11 Průměrné hodnoty tečného napětí na hraně A a B	70
Tab. 6-1 Síly působící na klikovou hřídel	72
Tab. 6-2 Průměrné hodnoty stykového tlaku na hranách C a D	76
Tab. 6-3 Srovnání hodnot průměrného stykového tlaku pro nový návrh	78

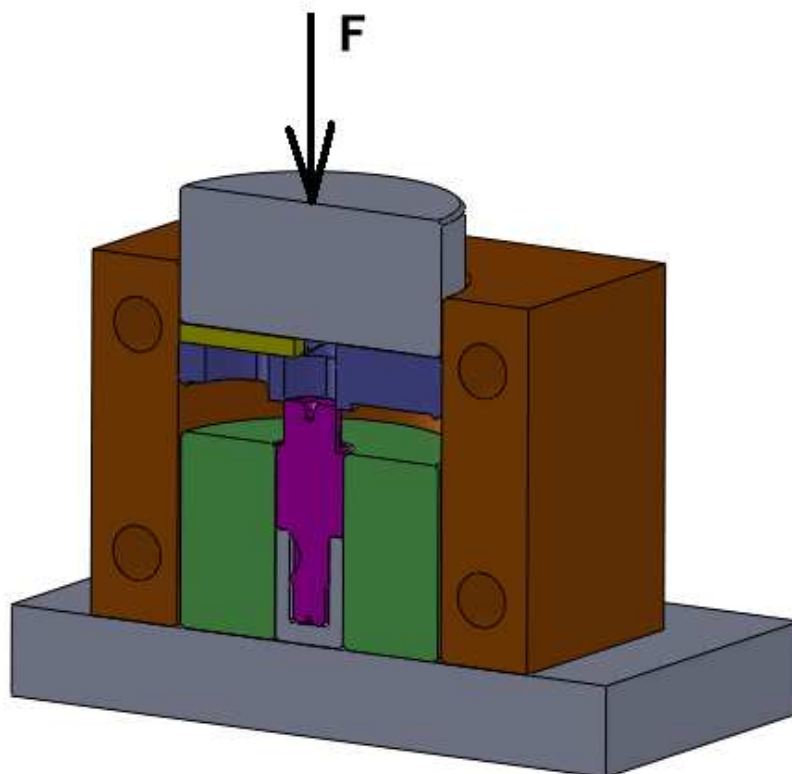
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Výkres pravého čepu
Příloha 2: Výkres levého čepu
Příloha 3: Výkres ramene W40
Příloha 4: Výkres ramene W50
Příloha 5: Návrh lisovacích přípravků

PŘÍLOHA 5



Ukázka přípravků pro lisování pravého čepu - řez



Ukázka přípravků pro lisování levého čepu - řez