



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

STRUKTURÁLNÍ ANALÝZA BLOKU MOTORU

STRUCTURAL ANALYSIS OF AN ENGINE BLOCK DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Sergei Chevtaikin

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Sergei Chevtaikin
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Lubomír Drápal
Akademický rok:	2018/19

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:

Strukturální analýza bloku motoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčně–výpočtového charakteru zaměřená zvýšení tuhosti bloku motoru v oblasti uložení klikového hřídele.

Cíle diplomové práce:

Zpracovat stručnou rešerši v oblasti konstrukce bloků spalovacích motorů. Na základě předlohy navrhnout blok motoru s prodlouženým pláštěm klikové skříně a jednotlivými víky hlavních ložisek. Navržený blok upravit na konstrukci s jednolitým rámem hlavních ložisek. Provést objemovou diskretisaci CAD modelu nového návrhu i původního provedení bloku motoru. Sestavit vhodnou metodiku pro hodnocení vlastností obou konstrukčních variant. Provést analýzu těchto variant s využitím MKP a na základě navržené metodiky je porovnat.

Seznam doporučené literatury:

MADENCI, E., GUVEN, I. The Finite Element Method and Application in Engineering Using ANSYS. 1st edition. New York: Springer Science+Business Media, 2006. ISBN 978-0387-28289-3.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983.

MTZ Motorentechnische Zeitschrift. Wiesbaden: Springer Wieweg | Springer Fachmedien Weisbaden GmbH, 1939- . ISSN 0024-8525.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá strukturální analýzou bloku spalovacího motoru. Hlavním cílem této práce byl návrh a porovnání jednotlivých provedení bloků motoru s krátkou a prodlouženou klikové skříně. V první části znázorněná rešeršní část již existujících provedení bloků motoru. Na základě rešeršní části byla proveden CAD návrh bloků motoru a jejich diskretizace. Provedení strukturálních analýz a jejich finální porovnání bylo zajištěno pomocí MKP a MBS programů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Blok spalovacího motoru, strukturální analýza, spodní kliková skříně, MKP, MBS

ABSTRACT

This master thesis focuses on structural analysis of combustion engine block. The main goal of this work was the design and compare individual solutions of long and short engine's blocks. First part of work shows existing engine block designs and solutions. Based on the research part, the CAD design of the engine blocks and their discretization was performed by pre-processor programs. Structural analysis and their final comparison were provided by FEM and MBS programs.

KEYWORDS

Engine block, structural analysis, bedplate, MBS, FEM

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHEVTAIKIN, S. *Strukturální analýza bloku motoru*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 67 s. Vedoucí diplomové práce Lubomír Drápal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Sergei Chevtaikin

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl velice poděkovat svému vedoucímu Ing. Lubomíru Drápalovi za odborné vedení, rady a motivaci při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Analýza konstrukce bloku spalovacího motoru	10
1.1 Popis úkolů a funkce bloku motoru	10
1.2 Klasifikace bloků podle materiálu	11
1.3 Popis velikosti motorových bloků	14
1.4 Konstrukce horní části bloku motoru.	15
1.5 Konstrukce střední a spodní části bloku motoru.	18
2 Síly a momenty působící v klikovém mechanismu	22
2.1 Základní parametry	22
2.2 Síly od tlaku plynu.....	23
2.3 Setrvačné síly působící v klikovém mechanismu.....	24
3 Modelování a konstrukční řešení.....	34
3.1 Návrh klikového hřídele, vyvážení setrvačných sil a momentů.....	34
3.2 provedení bloků motoru	38
3.3 Spodní kliková skříň.....	41
3.4 Jednotlivá víka hlavních ložisek.....	42
3.5 Hlavní ložiska	44
3.6 Spodní viko motoru	45
3.7 Sestava bloku motoru	46
4 Příprava výpočetních modelů	47
4.1 Diskretizace	47
4.2 Craig-Bamptonovna redukce pružných těles.....	50
5 Modální analýza	51
6 MBS Analýza	53
6.1 Okrajové podmínky a nastavení MBS analýzy	53
6.2 Výsledky MBS analýzy	55
Závěr.....	60
Seznam použitých zkratk a symbolů	64
Seznam příloh.....	67

ÚVOD

V současné době existuje v automobilovém průmyslu poměrně mnoho variant provedení bloků válců a klikových skříní motorů. Trendem je vysoká spolehlivost a životnost. Pro tyto účely se inženýři po celém světě neustále snaží předvést chování jednotlivých částí motoru během prvních kroků návrhu. Díky moderním způsobům, simulace motoru pomocí MKP a MBS modelu, se dosahuje výsledků, které odpovídají skutečné realitě.

Cílem diplomové práce byl návrh a porovnání dvou variant bloku motoru s různým provedením oblasti uložení klikové hřídele ze strukturálního hlediska. Strukturální analýza celé sestavy bloků motoru je velmi důležitá a rovněž i náročná úloha. Vyžaduje znalosti nejen teoretických základů, ale i možnost jejich využití v praxi. V dané diplomové práci byly použité moderní přístupy a způsoby pro modelování a výpočet jednotlivých částí bloků motorů.

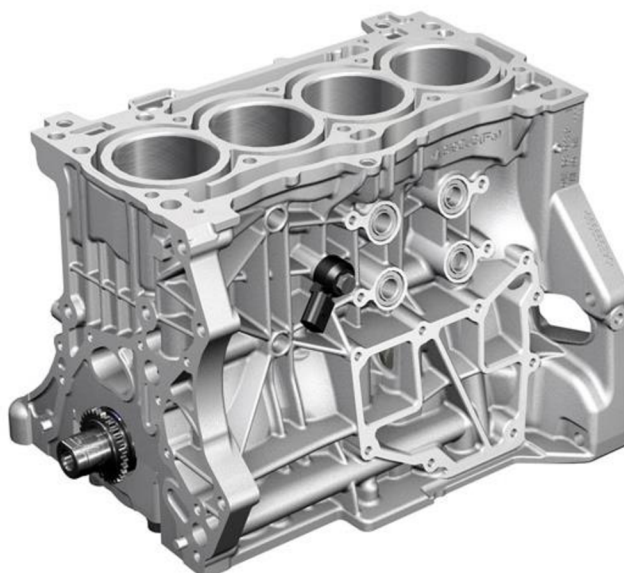
Na dalších stránkách bude krok za krokem znázorněn postup návrhu dvou variant bloku motoru od řešeršní části do simulace pomocí MBS úloh.

1 ANALÝZA KONSTRUKCE BLOKU SPALOVACÍHO MOTORU

1.1 POPIS ÚKOLŮ A FUNKCE BLOKU MOTORU

Hlavním nosným prvkem motoru je blok s hlavou válců. Blok motoru se skládá ze 2 částí: blok válců a kliková skřín. V počátcích rozvoje motorových bloků, bylo obtížně vyrobit samotný blok válců. Kvůli tomu v minulosti byli odlévány zvláštní jednotlivé válce a pak byli přišroubované ke klikové skříně. Později moderní dvouválcové (a více) bloky motoru byli vyrobené jako jeden celek, který se nazývá blok válců. V současné době se koncepce spalovacího motoru s přišroubovanými jednotlivými válci vyskytuje výhradně u vzduchem chlazených motorů [1].

Většinou na bloku motoru je uspořádané a upevněno vše potřebné pomocné zařízení jako mazací, chladicí a palivová čerpadla, EGR ventil včetně mezichladiče, elektrické snímače, klapky, alternátor apod. Hlavním požadavkem během návrhu konstrukci bloku motoru je tuhost uložení klikového hřídele a co největšího utlumení vnitřního hluku a vibrací motoru. Na obr. 1. je znázorněn blok motoru.



Obr. 1 Sestava bloku motoru s klikovým hřídelem [10]

Úkolem bloků válců a klikové skříně motoru je [2]:

- Přenášení dynamických sil a momentu od tlaku plynu a taktéž vnějších sil působících na klikový mechanismus;
- Spojení válců mezi sebou, nebo připojení jednotlivých částí bloku motoru.
- Uchycení a uspořádání klikového a rozvodového mechanismu;
- Akceptace kanálů pro přenos provozních kapalin, především mazacích a chladících;
- Integrace systému pro odvodu vzduchu z klikové skříně;
- Izolace klikové skříně z vnějšího světa pomocí olejové vany a přes radiální těsnění hřídele.

1.2 KLASIFIKACE BLOKŮ PODLE MATERIÁLU

Bloky motoru lze klasifikovat podle použitého materiálu. Nejčastěji se používá šedá litina ale lze použít i hliníkové slitiny.

Litinové bloky jsou poměrně tuhé a dostatečně odolné proti korozi. Tato varianta se nejčastěji využívá v případech, kde není potřebné šetření na váze motoru. Vysoká hmotnost bloku z litiny je její hlavním nedostatkem, ale z hlediska strukturální analýzy materiálu litina dobře tlumí vibrace, což má za následek lepší akustické výsledky (menší hluk) [1].

Hliník je typickým konstrukčním materiálem, který je alternativou k používané litině. Hliníkové bloky jsou o 40-50 % lehčí než bloky ze šedé litiny. To ale neznamená že výsledky pevnosti budou příliš nižší než u litinových bloků, v současné době hliníkové díly mohou být vyrobené s podobnou únavovou pevností. Dalšími výhodami jsou odolnost proti korozi a vysoká kvalita kluzného povrchu. Důvod k použití hliníku nespočívá jen kvůli jeho váze, ale i kvůli tepelní bilanci, která se snadněji ovládá. Má totiž tři krát větší tepelní vodivost než šedá litina. To znamená, že motor se zahřívá rychleji a rovnoměrněji. Nevýhodou koncepce z hliníku jsou náklady. Výrobní náklady jsou až 2,5krát vyšší než u šedé litiny. Předmětem této diplomové práce je právě varianta bloku spalovacího motoru vyrobeného z hliníku [3].

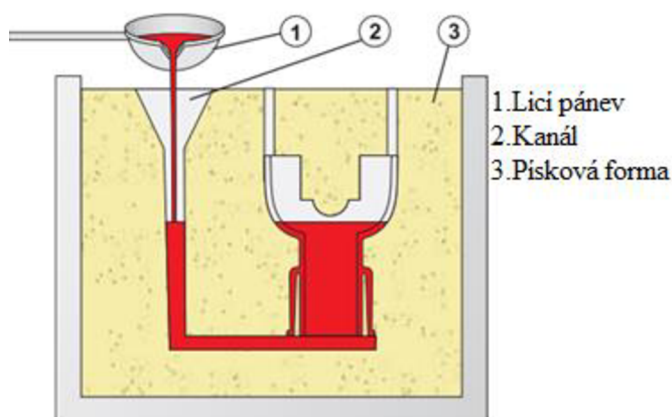
1.2.1 PROCESY LITÍ BLOKŮ MOTORU

Dnešní procesy odlití bloků spalovacích motorů se rozděluje do 4 hlavních druhů. Přehled těchto způsobů je znázorněn v tab. 1.

Tab. 1 Způsoby a souvisejší formy na odlití hliníku [3]

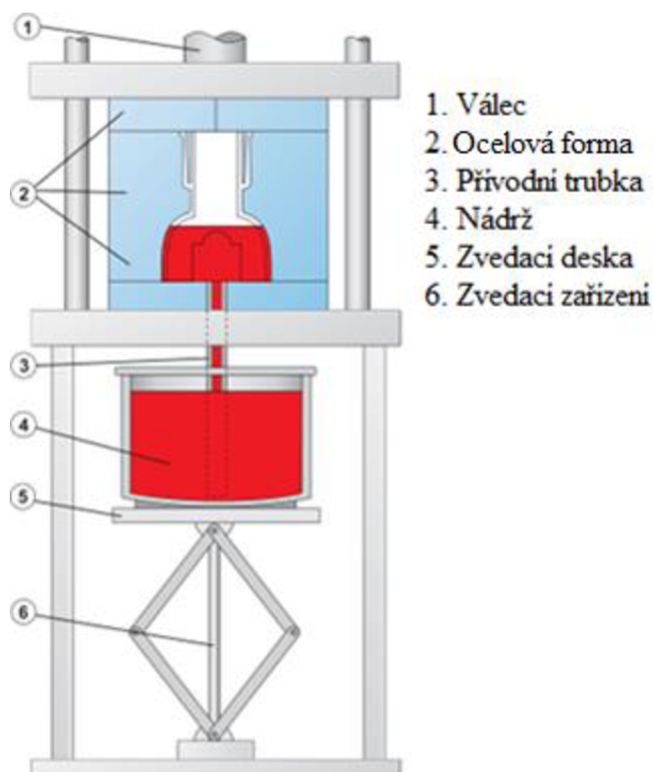
Způsob lití	Pískové formy	Ocelové formy s pískovým jádrem	Ocelové formy
Gravitační lití	X	X	X
Nízkotlakové lití	X	X	X
Vysokotlakové lití			X
Lití se vzrůstajícím tlakem (squeeze casting)			X

Gravitační lití do pískových forem (obr.2) nebo do ocelových forem je tradiční způsob odlévání. Používají se pískové formy vyráběné většinou z křemičitého písku. V sériové výrobě lití do pískových forem hraje spíše podřadnou roli. Hlavní směr využití je výroba prototypu a malých



Obr. 2 Gravitační lití do pískových forem [3]

sérii. Gravitační lití do ocelových forem (s pískovým jádrem) se realizuje ručně, nebo automatizovanými licími stroji. Kvůli rychlejšímu cílenému nastavení roztaveného kovu, struktura odlitku má vyšší stupeň pevnosti a neomezené možnosti tepelného zpracování, ve srovnání s odléváním do pískových forem [3].

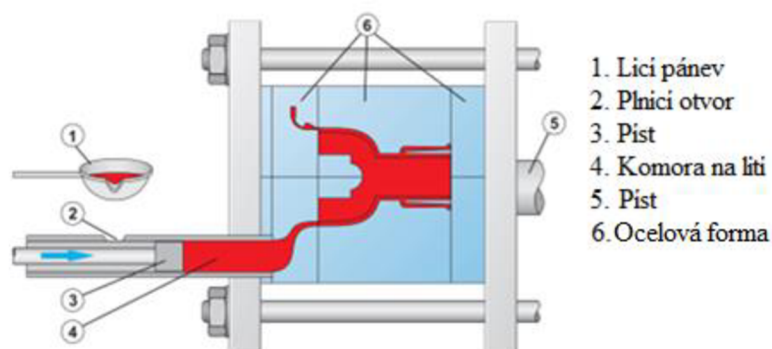


Obr. 3 Nízkotlakové lití [3]

Další způsob lití je nízkotlakové (obr.3). Při tomto druhu lití se roztavený kov zvedá a dodává do formy s relativně nízkým tlakem 0,2-0,5 MPa. Tlak zde slouží pro dopravu kovu do kokily,

jak je znázorněno na obr.3. Tento tlak se udržuje, dokud nedojde k ztvrdnutí celého odlitku až do zkosené hrany zvedací trubky [3].

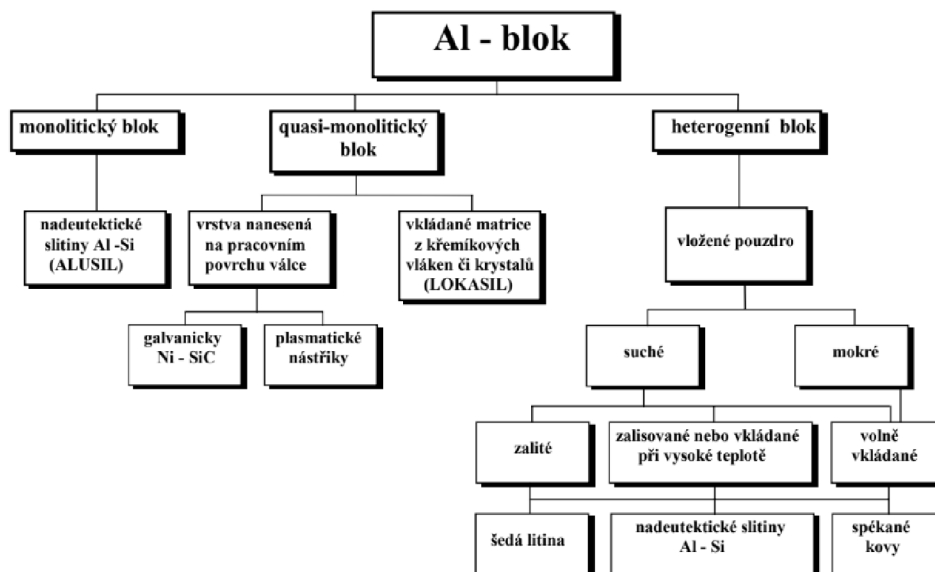
Při vysokotlakovém lití (obr.4), se roztavený kov dostává do forem pod výrazně vysokým tlakem. Na konci procesu plnění kokilu se tlak dosahuje 70-100 MPa. Tento tlak se udržuje do plného ztvrdnutí odlitku. Vysokotlakové lití umožňuje nejpřesnější reprodukci dutin formy v porovnání s ostatními způsoby lití. Při využití tohoto způsobu dochází k relativně malým rozměrovým tolerancím a kvalitnímu povrchu, který nepotřebuje tak složité obrábění. Hlavní nevýhodou tohoto procesu je nemožnost využití dvojitého tepelného zpracování kvůli vysokému tlaku lití [3].



Obr. 4 Vysokotlakové lití [3]

Další variantou vysokotlakového lití je moderní způsob s poměrně vzrůstajícím tlakem (squeeze casting). Při tomto způsobu lití se tlak vytváří až na konci plnění formy. Tento proces trvá několik sekund (u klasického vysokotlakového lití je v milisekundách). Při procesu odlévání vložek válců a výztuh u klikové skříně je tato část procesu důležitá. V případě rychlého vstříku by mohlo dojít k poškození materiálu [3].

1.2.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ BLOKŮ Z HLINÍKOVÝCH SLITIN.



Obr. 5 Řešení bloku z Al [4]

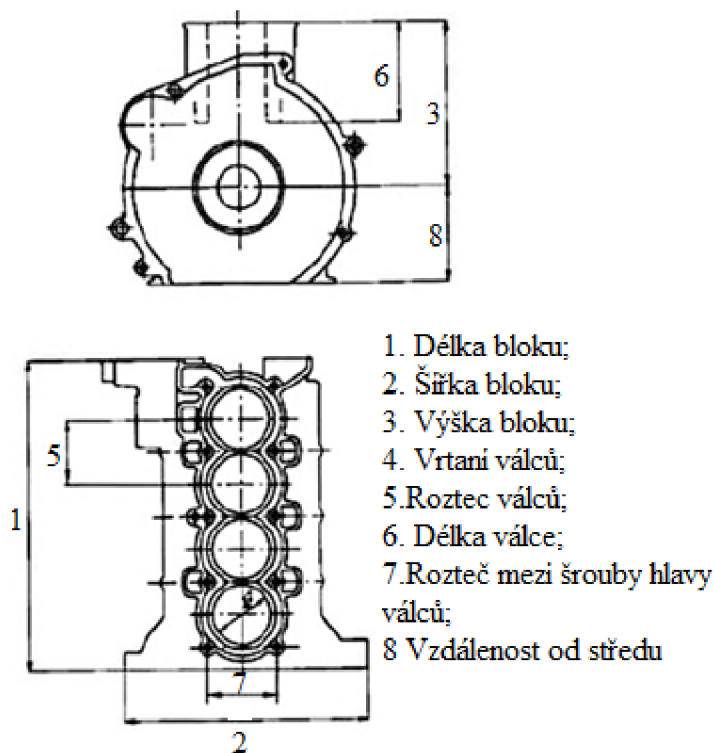
Monolitické bloky – jsou vyráběné nízkotlakovým litím ze slitiny hliníku a křemíku. Jedinečnost těchto bloků jsou jemně rozptýlené krystaly křemíku v konečném (finálním) odlitku [4].

Quazi-monolitické bloky – jsou vyráběné způsobem lití s poměrně vzrůstajícím tlakem do keramických kokil. Výsledný odlitek má tak potřebnou strukturu povrchu a zvýšenou pevnost [4].

Heterogenní bloky – tyto bloky motoru jsou většinou odlity z méně kvalitních slitin hliníku a mají zalité nebo zalisované vložky válců. Tyto vložky jsou odlity z litiny, oceli anebo občas i z vhodně upravených hliníkových slitin. Výroba heterogenních bloků zahrnuje spékání, kde nekovové částice a kovový prášek z hliníkové slitiny jsou za studena slisovány do tvaru vloženého válce v ochranné atmosféře. Tyto bloky motoru dosahují jemnou homogenní strukturu [4].

1.3 POPIS VELIKOSTI MOTOROVÝCH BLOKŮ

Velikosti bloků motoru se dají charakterizovat podle hlavních rozměrů bloků motoru, které samozřejmě zaleží na tvaru jednotlivého bloku (řádný, V-blok nebo boxer). Hlavní rozměry řadového bloku jsou na obr. 6.

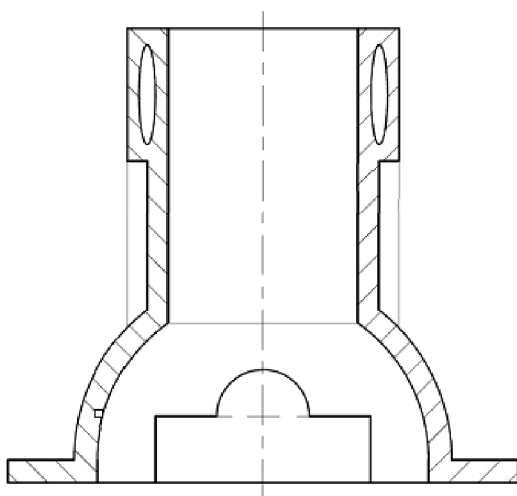


Obr. 6 Hlavní rozměry řadového bloku motoru [2]

1.4 KONSTRUKCE HORNÍ ČÁSTI BLOKU MOTORU.

U horní části bloků motoru se rozlišuje konstrukce s otevřeným chladicím (open-deck) prostorem a zavřeným chladicím prostorem (close-deck).

V případě uzavřeného chladicího prostoru, v horní části oblast pro chladicí kapalinu je zamčené (viz obr. 7). Zde jsou menší uzavřené otvory, které umožňuje průchod chladicí kapaliny přímo ke válcům, tyto otvory se napojuje na chladicí obvod, který prochází celým motorem.



Obr. 7 Koncepte uzavřeného chladicího prostoru



Obr. 8 Koncepte uzavřeného chladicího prostoru izometrický pohled [3]

Nedostatkem této konstrukce je slabé chlazení válců motoru v oblasti HÚ. Naopak výhodou konstrukce uzavřeného typu, ve srovnání s otevřenou verzí, je větší tuhost horní části. To má výrazný pozitivní vliv na deformace a vibrace válce i horní desky [2].

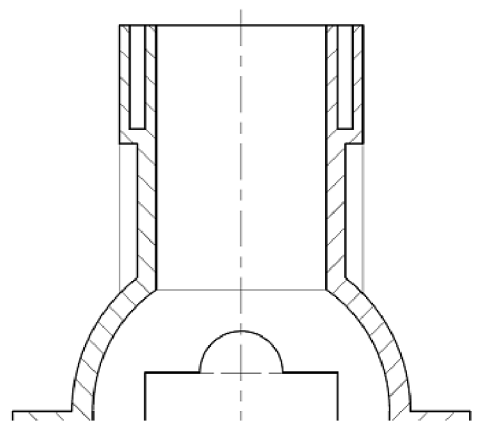
Kvůli složitosti konstrukce, výběr bloků motoru s uzavřeným chladicím prostorem, omezuje procesy odlévání, které lze použít. V současné době se proto používají procesy gravitačního odlévání s využitím pískových jader, nebo nízkotlakové lití. Použití pískových jader činí údržbu menších tolerancí v tloušťce sten válců. Z důvodu vyšší tuhosti se používají u vznětových motorů. Moderní bloky motoru s uzavřeným chladicím prostorem se vyrábí ze slitin hliníku a křemíku [4].



Obr. 9 Koncepce se spojenými pouzdra válců s otevřeným prostorem pro chlazení [6]

U otevřené verzi existuje dva typy provedení: s jednotlivě vloženými pouzdry (obr.11) a o provedení se spojenými pouzdry do jednoho odlitku (obr.9).

První varianta má výhodu vyrovnaného a výhodného přenosu tepla z válců do chladicí kapaliny, kvůli chlazení kolem celého válce. Nevýhodou je poměrně velká vzdálenost mezi válci, a proto má negativní vliv na celkovou délku bloků motoru [3].



Obr. 10 Koncepce otevřeného chladicího prostoru

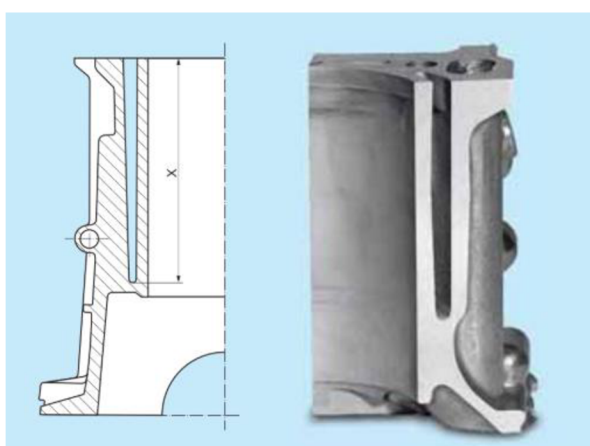


Obr. 11 Konepce s jednotlivými vložky válců [7]

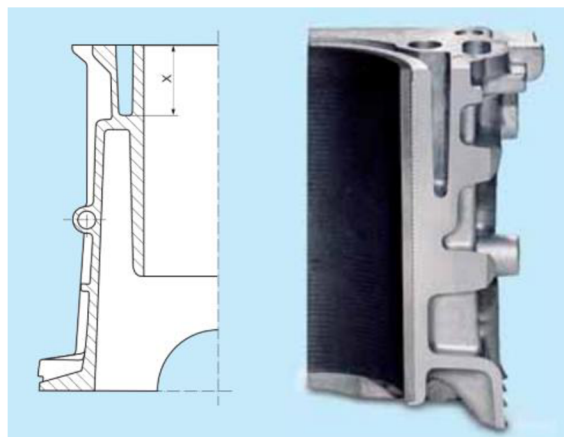
Konstrukce se spojenými pouzdry může ušetřit až 70 mm od délky šestiválcového motoru. Použitím této konstrukce se zvyšuje i tuhost mezi válci bloku motoru. Tyto výhody převažují nad nedostatkem chlazení mezi válci. [3]

Otevřený chladicí prostor v horní části umožňuje lepší chlazení a odvod tepla ve oblasti prvního pístního kroužku. Hlavní nevýhodou však je nižší tuhost v úrovni HÚ a vyšší požadavky na těsnění pod hlavou válců, kvůli ohybovým deformacím. To vede k využití heterogenních bloků motoru se zalitými litinovými pouzdry válců [4].

Z hlediska technologie má odlévání bloků motoru s otevřeným prostorem na chlazení válců výhodu, že pro vytvoření vodního pláště není nutné použít časově a finančně náročnější gravitační lití s využitím pískových jader. Výroba motorových bloků s otevřenou verzí umožňuje použití nízkotlakového a tlakového lití [2].



Obr. 12 Výška chladicí otvoru starších Al bloků a bloků z šedé litiny [3]

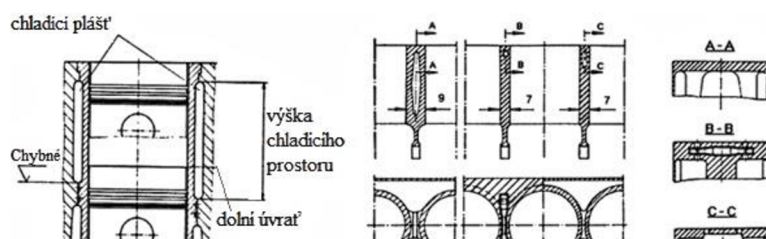


Obr. 13 Výška chladicí otvoru moderních Al bloků [3]

V počátcích výroby byly hliníkové bloky motoru s otevřeným chladicím prostorem použity se stejným řešením jako u bloků z šedé litiny. Jedná se o hloubku vodního pláště (vzdálenost X, na obr.)

V prvních hliníkových blocích tato hloubka odpovídala až 95 % délky válců (obr.12). Vzhledem k vyšší tepelné vodivosti u hliníku (skoro 2,5krát) tato hloubka může být snížena na 35-60 % (obr.13), což v důsledku nejen zmenší objem potřebné chladicí kapaliny, ale zrychlí i její ohřev. Díky tomu, lze dosáhnout rychlejšího zahřátí katalyzátoru, což má pozitivní vliv na redukce emise [3].

Ze stejného důvodu u bloků z hliníkových slitin nemusí protékat chladicí kapalina mezi válci. U bloku z šedé litiny existuje řešení, které zredukuje teplo c oblasti HU. Možné řešení pro otevřený a uzavřený chladicí prostory jsou znázorněny na obr.14 [4].



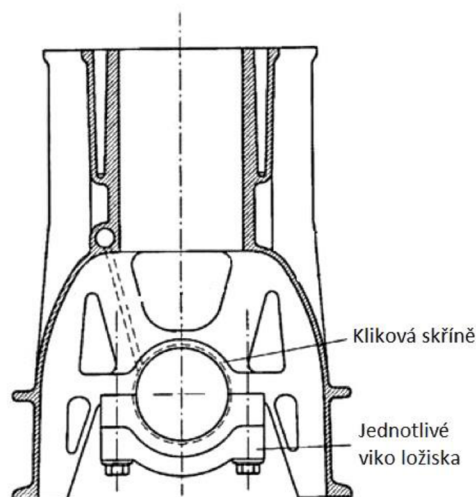
Obr. 14 Chlazení mezi válci [4]

1.5 KONSTRUKCE STŘEDNÍ A SPODNÍ ČÁSTI BLOKU MOTORU.

Spodní a střední část bloku motoru (kliková skříň) v oblasti hlavních ložisek klikové hřídele je obzvláště důležitá z hlediska inženýrského návrhu. Hlavním úkolem je dostatečně tuhé uložení klikové hřídele. Dnes se při navrhování této části v oblasti uchycení klikové hřídele rozlišuje mezi jednotlivými víky hlavních ložisek (obr. 15) a jednolitým rámem hlavních ložisek (spodní skříň – anglický název bedplate) (obr. 24). Bloky motoru jsou konstruovány buď s dělicí rovinou ložisek mezi klikovou skříň a přírubou pro upevnění spodního víka motoru, nebo s přírubou spodního víka pod středem otáčení klikové hřídele motoru.



Obr. 16 Jednotlivé víko ložiska [8]



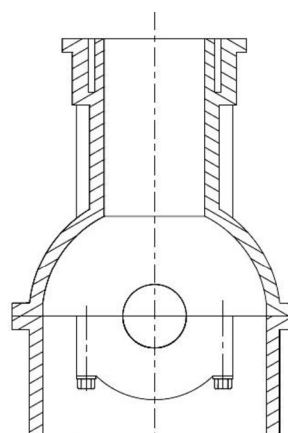
Obr. 15 Kliková skříň motoru [2]

V současné době se jednotlivá víka hlavních ložisek vyrábí ze šedé litiny a kombinují se s bloky motoru, které jsou vyráběné taktéž ze šedé litiny anebo z hliníkových slitin. Kombinace vík ložisek ze šedé litiny a bloku motoru z hliníku (používá se v dnešní sériové výrobě) získává výhodu vyplývající z vlastností šedé litiny. Díky nízkému teplotnímu součiniteli objemové roztažnosti se omezuje vůle v hlavních ložiskách. Zmenšená vůle v hlavních ložiskách a větší tuhost víka vyráběného z litiny snižuje celkový hluk a vibrace motoru.

Hlavní ložiskové víka jsou připevněná a přišroubovaná ke klikové skříni, jak je znázorněno na obr.16 Jednotlivé víka a kliková skříň plní v podstatě stejnou funkci. Pohlcují veškeré síly a



Obr. 18 Blok motoru V-8 s dělicí rovinou mezi klikovou skříň a spodním víkem motoru [9]

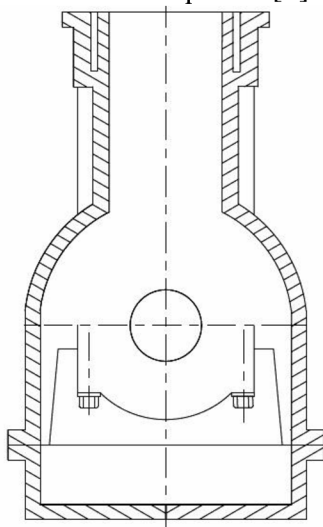


Obr. 17 Provedení s dělicí rovinou mezi klikovou skříň a spodním víkem motoru

momenty působících na klikovou hřídel v místech hlavních ložisek (včetně axiálního ložiska). [1]

Konstrukce klikové skříně s dělicí rovinou mezi klikovou skříní a spodním víkem motoru je znázorněná na obrázku 18. U této konstrukce je horní polovina uspořádání hlavních ložisek integrovaná do horní části klikové skříně. Dolní polovina se vyrábí jako ložiskové jednotlivá ložisková vika nebo jako ložiskový rám. Materiálem pro tyto bloky motoru je většinou šedá litina.

Konstrukce bloku motoru s dělicí rovinou mezi klikovou skříní a spodním víkem motoru se nejčastěji vyskytuje ve čtyřválcových motorech s malým objemem do 1.8 litru a taktéž se občas využívá v motorech tvaru V-6 a V-8. Hlavními nedostatky této konstrukce jsou horší pevnostní a akustické vlastnosti ve srovnání s motory s prodlouženým pláštěm a motory se spodní skříní. Na druhou stranu jsou bloky motoru levnější z pohledu výrobních nákladů a také snadnější na obrábění dosedacích ploch. [2]



Obr. 19 Konstrukce s přírubou spalovacího víka motoru pod středem klikového hřídele – prodloužený blok motoru.



Obr. 20 Ložiskový rám [12]

V důsledku vývoje bylo dosaženo zvýšení tuhosti díky prodloužení bočních stěn klikové skříně. Koncepte bloku motoru s přírubou spodního víka motoru pod středem klikového hřídele a klikovou skříní s prodlouženým pláštěm – prodloužený blok motoru (což je první koncepce návrhu klikové skříně v této diplomové práci) je na obrázku 19.

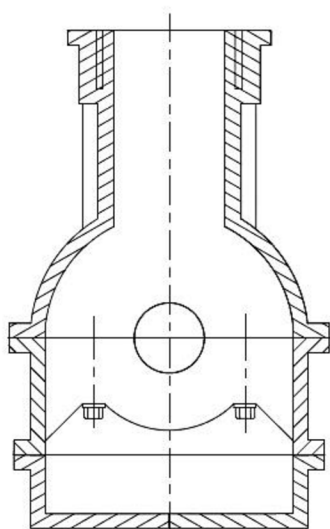
U této koncepci jsou boční stěny klikové skříně protažené směrem dolů a končí na přírubě, na kterou se napojuje spodní víko motoru (olejová vana). Upevnění klikové hřídele vůči klikové skříní se zajišťuje jednotlivými víky anebo spojenými víky do jednoho nosníku (ložiskový rám). Výhodou verze s ložiskovým rámem (obr. 12) (nosníkem) je větší tuhost konstrukce ve srovnání s jednotlivými víky [5]. Ale v současné době se nejčastěji u většiny bloků motoru s prodlouženým pláštěm využívá koncepce s jednotlivými víky hlavních ložisek. Nevýhodou prodloužené skříně ve srovnání z konstrukcí s dělicí rovinou mezi klikovou skříní a spodním víkem motoru je nutnost utěšňování další dělicí roviny bloku motoru.



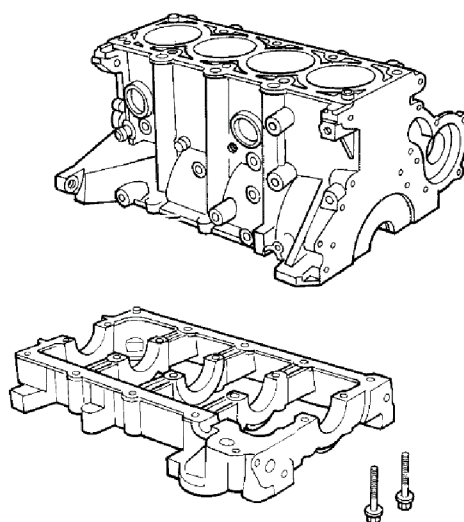
Obr. 21 Uchycení klikového hřídele - „X-bolting“ [14]

U prodloužené skříně motoru velkého objemu se pro zvýšení tuhosti v oblasti uložení klikové hřídele vyskytuje šroubování individuálních vík ložisek v kolmém směru k axiálnímu (angl. X-bolting). Tento způsob je znázorněn na obr. 21 [5].

Další variantou uchycení klikové hřídele je použití spodní skříně. Tato koncepce je využita ve druhém návrhu diplomové práce. Jedná se o variantu s přírubou spodního víka motoru pod středem otáčení klikového hřídele. Konstrukce v podstatě tvoří horní a spodní kliková skříně – krátký blok motoru (obr.22 a 23).



Obr. 22 Konstrukce s přírubou spodního víka motoru pod středem klikové hřídele – krátký blok motoru.



Obr. 23 Horní a spodní klikové skříně [11]

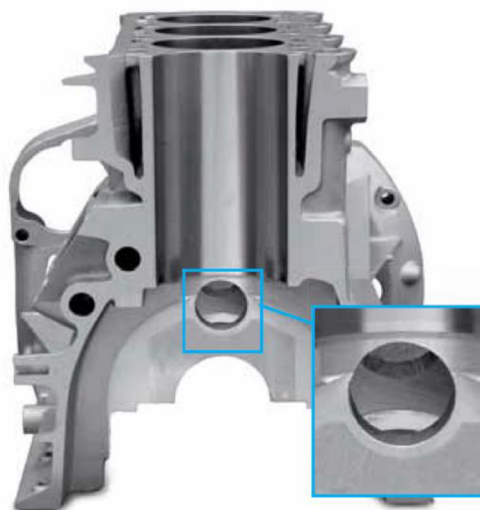
Spodní kliková skříně (bedplate), stejně jako konstrukční provedení ložiskového rámu, spojuje jednotlivé ložiskové víka do jediné součásti. Na rozdíl od ložiskového rámu a jednotlivých vík ložisek má toto řešení vyšší tuhost v axiálním směru a bočnice ve směru kolmém. Díky tomu se snižují vibrace a hluk motoru. Pomocí výztuh integrovaným do spodní skříně lze lépe kontrolovat vůlí v ložiscích a kompenzovat tepelné roztažnosti hliníku, což vede k omezení vibrací a hluku. Ve srovnání s jednotlivými víky ložisek, varianta se spodní klikovou skříní je snadnější a rychlejší na instalaci [4]. V současné době existují dvě varianty provedení spodní

klikové skříně z materiálového hlediska. Jedná se o variantu z jednoho materiálu (litiny) anebo ve většině případů z hliníkových slitiny s integrovanými litinovými víky ložisek (obr.24).



Obr. 24 Spodní kliková skříně s integrovanými litinovými víky ložisek [13]

V sériové výrobě se koncepce bloku s přírubou spodního víka motoru pod středem otáčení klikového hřídele a spodní klikovou skříní vyrábí většinou z hliníkových slitin. Nevýhodou tohoto provedení jsou vyšší výrobní náklady a občas i mírně větší váha bloku motoru, než při použití koncepce klikové skříně s prodlouženým plastem a jednotlivými víky [2].



Obr. 25 Odvětrávací otvor [3]

Nejnovější klikové skříně jsou vybavené odvětrávacím otvorem. Konstrukční řešení je znázorněno na obr. 25. Otvor umožňuje odvětrání vzduchu, který je tvořen pohybem pístu směrem k DÚ. Vzduch se vyměňuje rychleji a efektivněji, díky vyloučení cesty kolem klikového hřídele. V důsledku se snižují mechanické odpory a výrazně se zvyšuje celkový výkon spalovacího motoru. Vzhledem k blízkosti středu klikového hřídele, tento otvor má poměrně důležitý vliv na tuhost v oblasti uložení klikové hřídele. [3]

2 SÍLY A MOMENTY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

V následující kapitole jsou znázorněny síly a silové momenty působící v klikovém mechanismu. Silové účinky, které působí na pohonnou jednotku, se rozděluje do primárních (síly od tlaku plynu) a sekundárních (setrvační síly rotačních a posuvných částí). Je zřejmé, že při návrhu bloku motoru a klikového hřídele, síly a momenty mají výrazný vliv na konečný tvar celého motoru. Dalšími ovlivňujícími parametry jsou základní rozměry pohonné jednotky, jako:

1. Vrtání válce;
2. Rozteč válců;
3. Zdvih;
4. Průměr klikového čepu atd.

Navíc, výrazný vliv mají hmotnost a momenty setrvačnosti jednotlivých částí bloku motoru a klikového mechanismu, kinematika klikového mechanismu a popis povahy průběhu tlaku plynu ve válci.

2.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Jako prototyp motoru, byl zvolen zážehový tříválcový motor 1.0 MPI (obr. 26) koncernu Volkswagen. Parametry tohoto bloku motoru budou použité jako základní pro vypracování vlastního návrhu bloků s prodlouženým a krátkým pláštěm klikové skříně.



Obr. 26 Zážehový tříválcový motor 1.0 MPI koncernu Volkswagen [15]

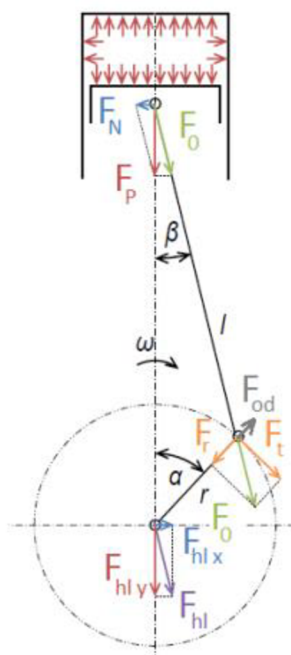
V tabulce 2 jsou znázorněné parametry válců motoru, hlavní parametry klikového hřídele, parametry pístní skupiny a parametry ojnice. Tyto parametry jsou potřebné pro návrh základních rozměrů a výpočtu sil, které působí v klikovém mechanismu.

Tab. 2 Parametry motoru

	Hodnota	Jednotka
Počet válců	3	-
Pořadí zážehu	1-2-3	-
Vrtání	$\varnothing 74,5$	mm
Zdvih	76,4	mm
Rozteč válců	82	mm
Průměr hlavního čepu klikového hřídele	$\varnothing 42$	mm
Šířka hlavního čepu klikového hřídele	23	mm
Průměr ojnicního čepu klikového hřídele	$\varnothing 42$	mm
Šířka ojnicního čepu klikového hřídele	21	mm
Funkční délka ojnice	145	mm
Kompresní výška pístu	27.2	mm

2.2 SÍLY OD TLAKU PLYNU

Jako již bylo řečeno na začátku kapitoly 2, setrvačné síly (sekundární) a síly působící od tlaku plynu (primární) ve válcích motoru mají vztažný vliv na konstrukce blouů motoru. Na obr. 27 jsou znázorněny síly od tlaku plynu působící v klikovém mechanismu.



Obr. 27 Síly působící od tlaku plynu [17]

Vztah pro sílu F_p od tlaku plynu působící v ose válce na pístní skupinu je:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0) \quad (1)$$

kde, D je vrtání válce, p je tlak v spalovacím prostoru, p_0 je tlak v klikové skříní působící na vnitřní stranu dna pístu.[17]

Výslední síla působící v ojnici se skládá z normálové součástky F_n a se síly F_o , která působí v ose ojnice, jako je znázorněno na obrázku 27. Pro tyto síly platí další vztahy:

$$F_n = F_p \operatorname{tg} \beta \quad (2)$$

, a

$$F_o = \frac{F_p}{\cos \beta} \quad (3)$$

Kde β je úhel mezi osou válce a osou ojnice. .[17]

Dál pojednáme síly působící v ojničím čepu klikového hřídele. Síla F_o se rozděluje na tečnou a radiální složku od tlaku plynu. Pro tyto síly platí další rovnice:

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta) \quad (4)$$

, a

$$F_r = F_o \cos(\alpha + \beta) \quad (5)$$

kde F_t je tečná složka ojniční síly od tlaku plynů, F_r je radiální složka ojniční síly od tlaku plynů, α je úhel natočení klikového hřídele. .[17]

Vztahy pro síly zatěžující hlavní ložiska a blok motoru včetně klikové skříně jsou:

$$F_{hly} = F_p \quad (6)$$

, a

$$F_{hlx} = -F_N \quad (7)$$

Kde, F_{hly} – je síla od tlaku plynu zatěžující hlavu válce a klikovou skřín; F_{hlx} – je normálová síla od tlaku plynu. [17]

2.3 SETRVAČNÉ SÍLY PŮSOBÍCÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Kromě plynových sil mají výrazný vliv na klikový mechanismus i setrvačné síly. Sekundární setrvačné síly (vnější) vznikají od pohybu rotačních a posuvných částí klikového mechanismu. Základní rovnice pro výpočet sekundárních setrvačných sil je:

$$F_{setrv.} = -ma_z \quad (8)$$

kde m je hmotnost posuvných nebo rotačních částí klikového mechanismu, a_z je její zrychlení. [17]

2.3.1 NAHRAZENÍ OJNICE EKVIVALENTNÍ SOUSTAVOU PRO DYNAMICKÉ ÚČELY

Vzhledem k tomu, že pro návrh bloků byl použit již existující motor, pro účely výpočtu setrvačných sil a teoretické vyvážení klikového hřídele byly zvolené hodnoty hmotnosti, délky ojnice a momentů setrvačnosti z prototypu, které byly dodané vedoucím diplomové práce. Stejně byly použité i hmotnosti pístní skupiny odpovídající motoru 1.0 MPI koncernu Volkswagen.

Ojnice při pohybu koná rovinný pohyb, proto pro dynamické účely je potřeba rozdělit celkovou hmotnost ojnice do zredukovaných hmotných bodů.

Aby byla ojnice nahrazena správně, měli by být dodrženy následující podmínky:

1. Těžiště původní ojnice musí mít stejnou polohu jako náhradní těleso;
2. Suma hmotnosti zredukovaných bodů by měli odpovídat hmotnosti původní ojnice;
3. Moment setrvačnosti náhradních bodů a původního tělesa musí být stejný. [17]

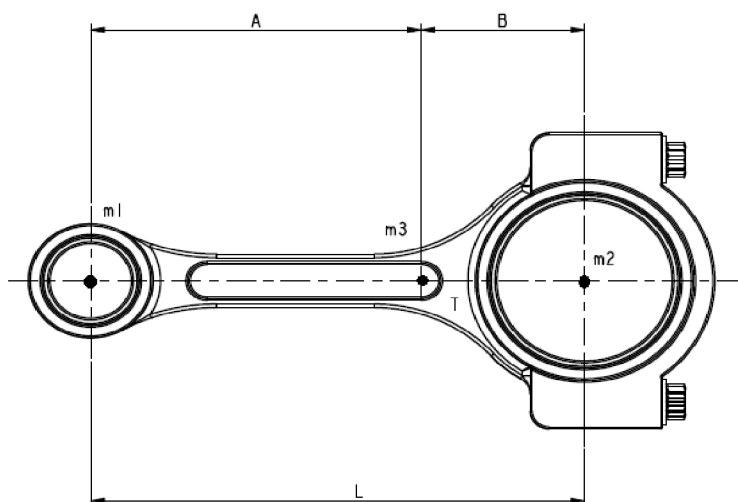
Redukce do třech bodů je redukce celkové hmotnosti ojnice, při které se hmotnost redukuje na tři hmotné body, jak je znázorněno na obr. 28. Pro redukci do třech hmotných bodů platí rovnice:

$$m_O = m_1 + m_2 + m_3 \quad (9)$$

$$m_1 A = m_2 B \quad (10)$$

$$J_t = m_1 A^2 + m_2 B^2 \quad (11)$$

kde m_O je celková hmotnost původní ojnice; m_1 je zredukovaná hmotnost ojnice ve středu malého oka ojnice; m_2 je zredukovaná hmotnost ojnice ve středu velkého oka ojnice; A je vzdálenost od středu malého ojniciho oka do těžiště ojnice; B je vzdálenost od středu velkého oka do těžiště ojnice; L je účinná délka ojnice; J_t je moment setrvačnosti vztážený k těžišti. [17]



Obr. 28 Těžiště a náhradních hmotných bodů ojnice

Vypočtené a naměřené hodnoty ojnice jsou uvedeny v tabulce 3.

Tab. 3 Vypočtené a naměřené hodnoty ojnice

	Hodnota	Jednotky
Účinná délka ojnice, L	145	mm
Vzdálenost od středu malého ojnicního oka do těžiště ojnice, A	111,3	mm
Vzdálenost od středu velkého oka do těžiště ojnice, B	33,7	mm
Moment setrvačnosti vztažený k těžišti, J_t	0,0011482892	kg·m ²
Hmotnost kompletní sestavy ojnice, m_o	0,364	kg
Zredukováná hmotnost, m_1	0,071	kg
Zredukováná hmotnost, m_2	0,235	kg
Zredukováná hmotnost, m_3	0,058	kg

Navazujícím krokem je redukce do **dvou hmotných bodů**:

1. hmotnost rotačních částí (soustředěných v ose velkého ojnicního oka);
2. hmotnost posuvných částí (soustředěných v ose malého ojnicního oka).

Pro dvoubodovou redukci platí následující rovnice:

$$m_p = m_{psk} + m_o \frac{B}{L} \quad (12)$$

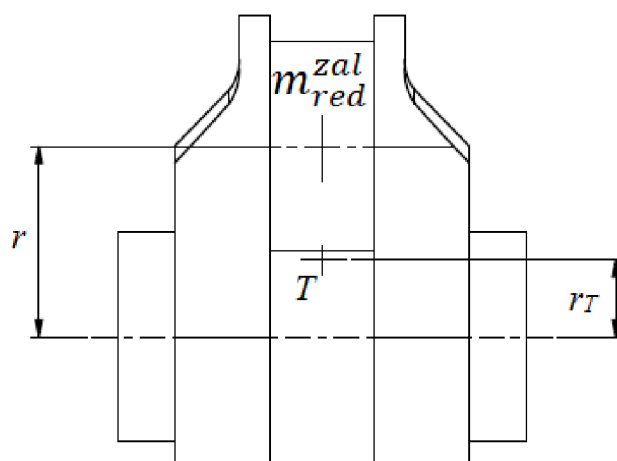
kde m_p je zredukováná hmotnost posuvných částí (soustředěných v ose malého ojnicního oka); m_{psk} je hmotnost pístní skupiny včetně kroužku a hmotnosti pístního čepu [17]

$$m_r = m_{red}^{zal} + m_o \frac{A}{L} \quad (13)$$

kde, m_r je zredukováná hmotnost rotačních částí (soustředěných v ose velkého ojnicního oka); m_{red}^{zal} je hmotnost zalomení zredukováná na poloměr kliky. [17]

$$m_{red}^{zal} = m_{zal} \frac{r_T}{r} \quad (14)$$

kde, m_{zal} je hmotnost jednoho zalomení; r je poloměr kliky; r_T je vzdálenost od středu zalomení do těžiště viz. obr. 29. [17]



Obr. 29 Redukce hmotnosti ramene klikového hřídele

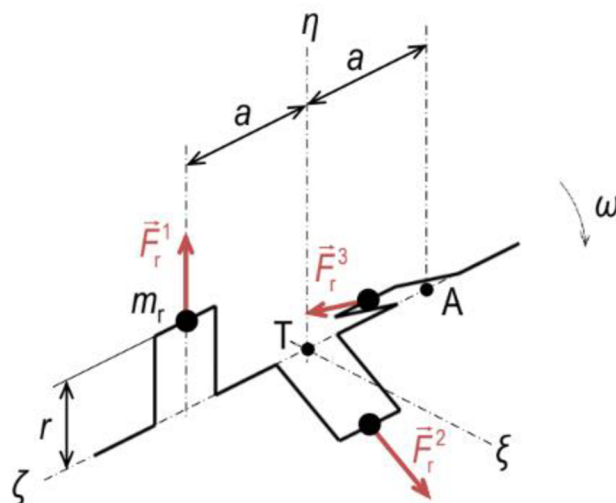
Pro zjištění redukované hmotnosti jednotlivého zalomení klikového hřídele bylo nejprve toto zalomení vymodelováno v programu Creo 2.0, pak bylo zjištěno těžiště a následně hmotnost daného zalomení.

Vypočtené a naměřené hodnoty jsou znázorněny v tabulce 4.

Tab. 4 Vypočtené a naměřené hodnoty ojnice

	Hodnota	Jednotky
Hmotnost pístní skupiny, m_{psk}	0,25	kg
Hmotnost jednoho zalomení, m_{zal}	1,43	kg
Poloměr kliky, r	38,2	mm
Vzdálenost od středů kliky do těžiště, r_T	17	mm
Redukovaná hmotnost zalomení, m_{red}^{zal}	0,636	kg
Hmotnost posuvných částí, m_p	0,335	kg
Hmotnost rotačních částí, m_r	0,915	kg

2.3.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ



Obr. 30 Setrvačných sil rotačních částí třívalce [16]

Schéma setrvačných sil rotačních částí je znázorněna na obr.30. Ze schémy vyplývají následující vztahy:

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\xi}^i = 0 + m_r r \omega^2 \cos 30^\circ - m_r r \omega^2 \cos 30^\circ = 0 \quad (15)$$

kde ω je úhlová rychlost klikového hřídele [16]

$$\sum_{i=1}^3 F_{r\eta}^i = m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 - m_r r \omega^2 + m_r r \omega^2 = 0 \quad (16)$$

$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_r^i = \vec{0} \quad (17)$$

Vzhledem k tomu, že schéma řadového tří válcového motoru tvoří pravidelnou hvězdicí ve směru osy natáčení klikového hřídele, se výsledná setrvačná síla rovná nule. [16]

2.3.3 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Momenty setrvačných sil rotačních částí vztažených k bodu T (obr.31), vyplývají z následujících rovnic:

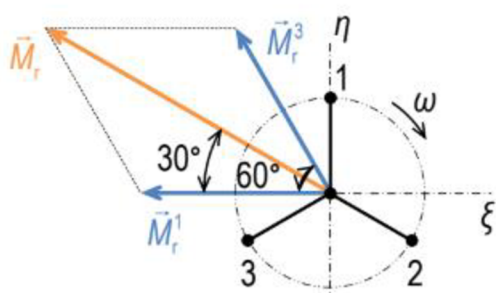
$$\sum_{i=1}^3 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 a + 0 + m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ = -m_r r \omega^2 a (1 + \cos 60^\circ) \quad (18)$$

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\eta}^i = 0 + 0 + m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ = m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ \quad (19)$$

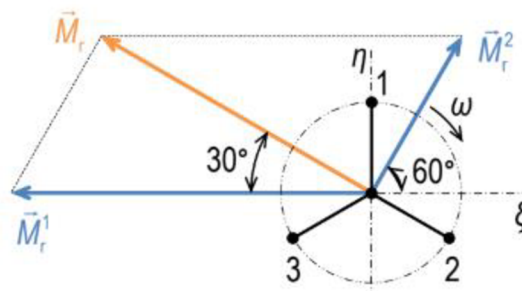
Pro výsledný moment setrvačných sil rotačních částí k bodu T, platí:

$$|\vec{M}_r| = \sqrt{3}m_r r \omega^2 a \quad (20)$$

Celkový moment je znázorněn na obr. 31



Obr. 32 Moment setrvačných sil rotačních částí k bodu T [16]



Obr. 31 Moment setrvačných sil rotačních částí k bodu A [16]

Momenty setrvačných sil rotačních částí vztažených k bodu A (obr.30), vyplývá z následujících rovnic:

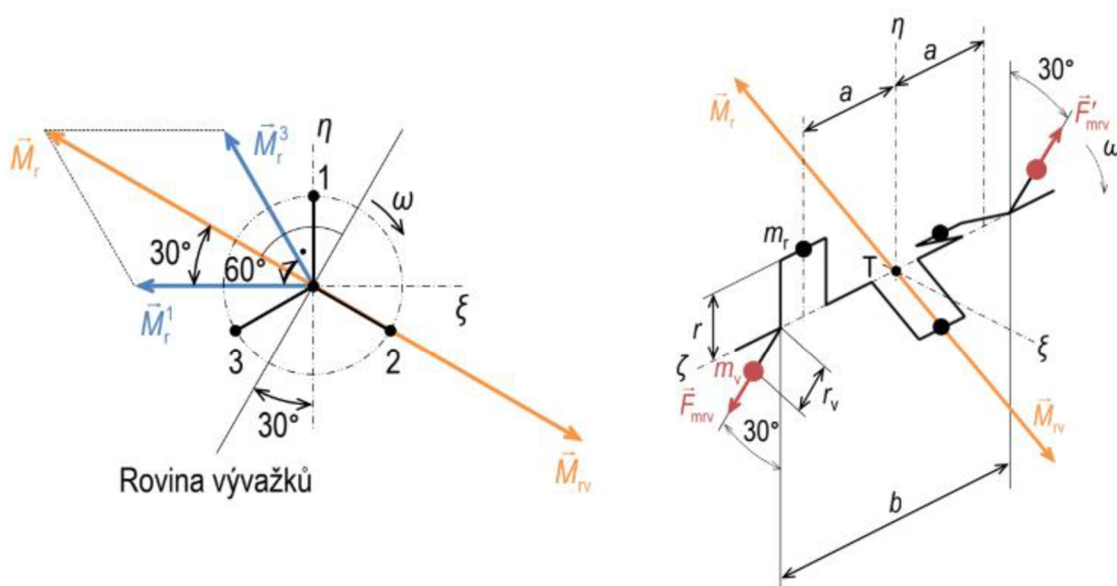
$$\sum_{i=1}^3 M_{r\xi}^i = -m_r r \omega^2 2a + m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ + 0 = -m_r r \omega^2 a (2 - \cos 60^\circ) \quad (21)$$

$$\sum_{i=1}^3 M_{r\eta}^i = 0 + 0 + m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ = m_r r \omega^2 a \cos 60^\circ \quad (22)$$

Pro výsledný moment setrvačných sil rotačních částí k bodu A, platí:

$$|\vec{M}_r| = \sqrt{3}m_r r \omega^2 a \quad (23)$$

Celkový moment je znázorněn na obr. 32



Obr. 33 Teoretické momentové vyvážení setrvačných sil rotačních částí [16]

Z předchozího výpočtu vyplývá, že moment od rotačních sil není vyvážen. Teoretické momentové vyvážení pomocí momentu M_{rv} je znázorněno na obrázku 33.

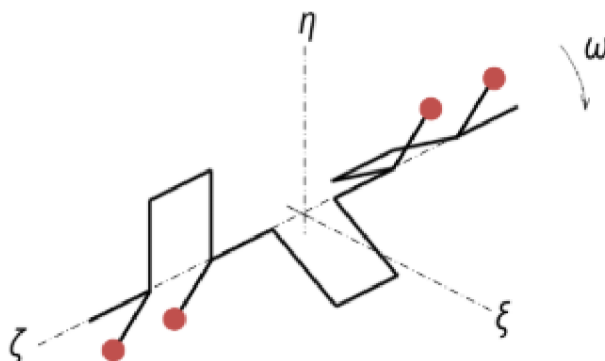
Pro momentové vyvážení platí následující vztahy:

$$\overrightarrow{M_r} + \overrightarrow{M_{rv}} = \vec{0} \quad (24)$$

$$\sqrt{3}m_r r \omega^2 a = m_v r_v \omega^2 b \quad (25)$$

kde, $\overrightarrow{M_r}$ je celkový moment od setrvačných sil rotačních částí; $\overrightarrow{M_{rv}}$ je moment od vyvážku; m_v je hmotnost vyvážku; r_v je poloměr vyvážku.[16]

Způsob momentového vyvážení rotačních účinků setrvačných sil působících v klikovém mechanismu třívalcového motoru vyplývá z obrázku 34.



Obr. 34 Momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí [16]

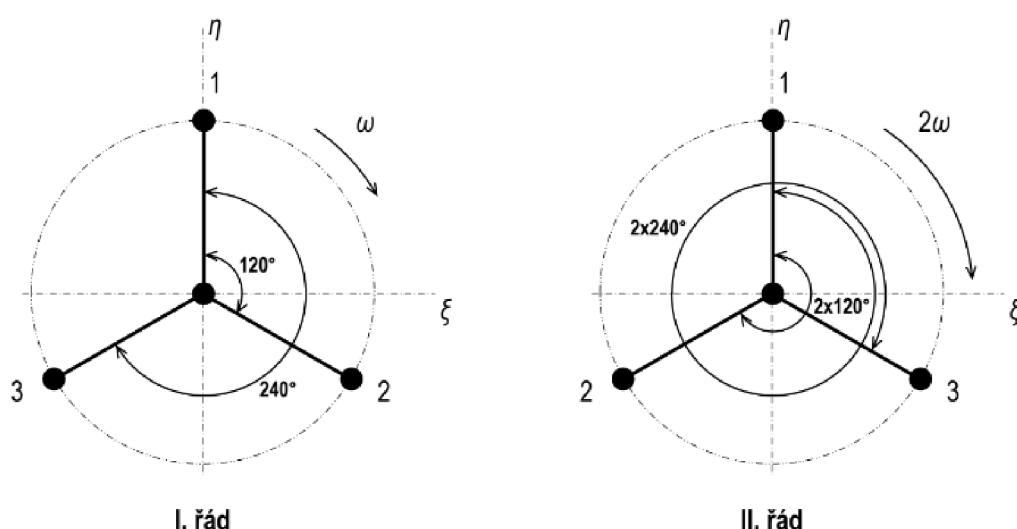
2.3.4 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Schémy klikového hřídele ve směru osy natočení tvoří pravidelnou hvězdičku, stejně jako v kapitole 2.2.3. To znamená, že součet setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu jsou nulové. Schéma klikového hřídele pro určení výslednice setrvačných sil posuvných částí je znázorněno na obrázku 36.

Pro setrvačné síly posuvných částí I. řádu platí následující rovnice:

$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_{sl}^i = m_p r \omega^2 \cos \alpha - m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 120^\circ) + m_p r \omega^2 \cos(\alpha + 240^\circ) = 0 \quad (26)$$

kde, α – úhel natočení klikového hřídele. [16]



Obr. 35 Schéma klikového hřídele [16]

Pro válec číslo i (kde $i=1,2,3$) setrvačné síly posuvných částí II. řádu vyplývají z rovnice:

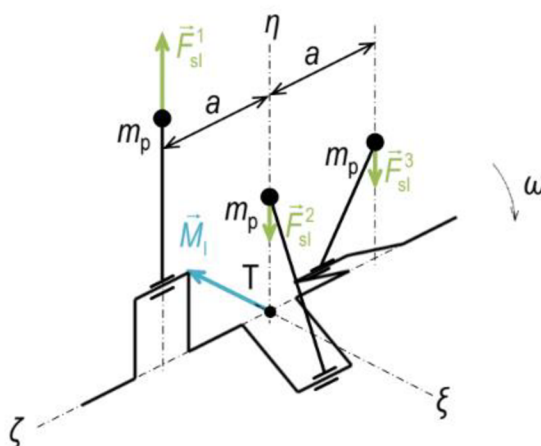
$$\sum_{i=1}^3 \vec{F}_{sl}^i = \lambda m_p r \omega^2 \cos 2\alpha - \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 120^\circ) + \lambda m_p r \omega^2 \cos 2(\alpha + 240^\circ) = 0 \quad (27)$$

kde, λ je klikový poměr [16]

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad (28)$$

2.3.5 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Projekce momentů setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu k bodu T je znázorněno, níže na obr. 36 a 37.



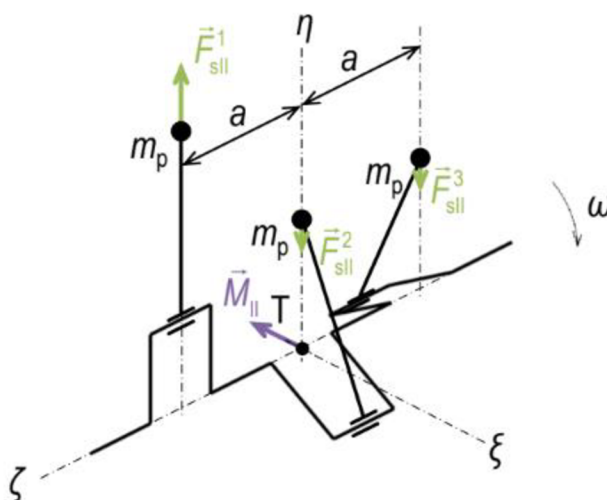
Obr. 36 Projekce momentů setrvačných sil posuvných částí I. Řádu [16]

Pro momentů setrvačných sil rotačních částí I. řádu k bodu T, platí další vztahy:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^3 \vec{M}_{sl}^i &= -m_p r \omega^2 a \cos \alpha + 0 + m_p r \omega^2 a \cos(\alpha + 240^\circ) = \\ &= m_p r \omega^2 a [\cos(\alpha + 240^\circ) - \cos \alpha] \end{aligned} \quad (29)$$

Celkový moment M_I (obr.37) vyplývá z další rovnice:

$$\vec{M}_I = \sqrt{3} m_p r \omega^2 a \sin(\alpha + 300^\circ) \quad (30)$$



Obr. 37 Projekce momentů setrvačných sil posuvných částí II. Řádu [16]

Pro moment setrvačných sil rotačních částí II. řádu k bodu T, platí další vztahy:

$$\sum_{i=1}^4 \vec{M}_{sII}^i = -\lambda m_p r \omega^2 a \cos 2\alpha + 0 + \lambda m_p r \omega^2 a \cos 2(\alpha + 240^\circ) \quad (31)$$

$$= \lambda m_p r \omega^2 a [\cos 2(\alpha + 240^\circ) - \cos 2\alpha]$$

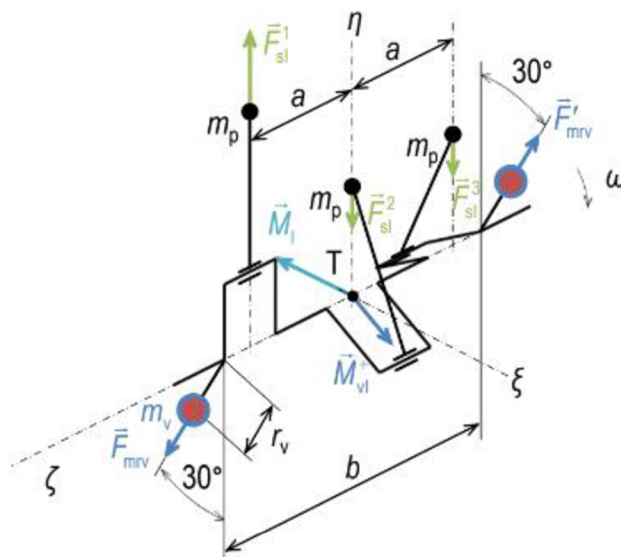
Celkový moment M_{II} (obr.38) vyplývá z další rovnice:

$$\vec{M}_{II} = \sqrt{3} \lambda m_p r \omega^2 a \sin 2(\alpha + 30^\circ) \quad (32)$$

Na rozdíl od setrvačných sil posuvných částí I. a II. řádu, setrvačné momenty u řadového tříválcového motoru nejsou nulové a nemají přirozené vyvážení. První variantou vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu je přidání dvou souběžných vyvažovacích hřídelí, co defacto vede k zvýšení nákladu na výrobu klikové skříně a výrobu samotných vyvažovacích hřídelí (včetně ozubených kol).

Druhou variantou vyvážení je zjednodušení první varianty a ztotožnění konstrukce souběžného vyvažovacího hřídele s klikovým hřídelem. Což, v podstatě, vede k snížení nákladů na výrobu a zjednodušení konstrukce.

Třetí variantou (obr.38) je částečné vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu, přeložením části volného momentu do svislé osy a přidáním závaží, na setrvačnick a řemenice, což bylo určeno zadáním diplomové práce a doporučením vedoucího. Objektívni skutečnost je taková, že výrobce moderních tří válcových pohonných jednotek se snaží zmenšit náklady na výrobu. Tím dochází k vynechání vyvažovacího hřídele a využití třetí varianty, která byla popsána výše. Stejný princip byl použit koncernem Volkswagen pro tříválcový motor 1.0 MPI, který byl zvolen jako prototyp.



Obr. 38 Částečné vyvážení momentů setrvačných sil posuvných částí I. Řádu

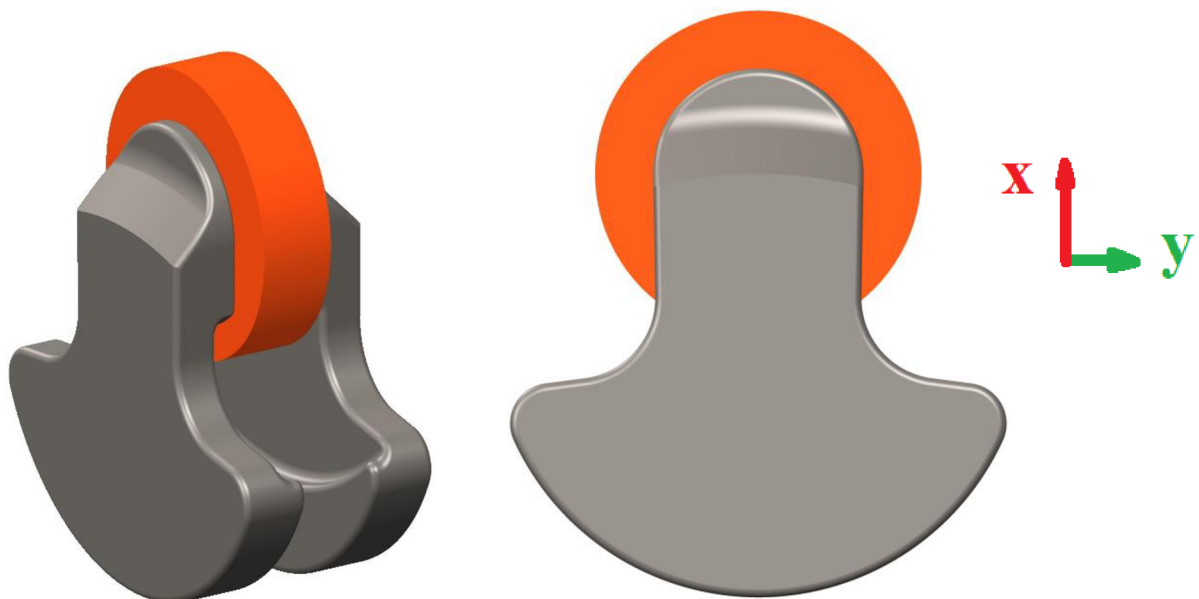
Podle zadání diplomové práce musí být vyvážen moment jenom poloviny amplitudy setrvačných sil posuvných částí I. řádu, stejně jako u prototypu. Zároveň pro další výpočty se musí použít setrvačnick a řemenice s momenty setrvačnosti stejné jako u motoru 1.0 MPI. Vyvážení klikového hřídele pomocí 3D simulace bude znázorněno v další kapitole.

3 MODELOVÁNÍ A KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

3.1 NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE, VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ

V kapitole 2 byly probrány síly a momenty působící v klikovém mechanismu a způsoby vyvážení silových a momentových účinků. Je důležité, že pro dynamický výpočet v dalších kapitolách momenty setrvačnosti řemenice a setrvačnicku byly zvoleny a převzaty z motoru 1.0 MPI koncernu Volkswagen. Vzhledem k tomu, že koncepce vyvážení setrvačných sil posuvných částí I. řádu působících v klikovém mechanismu u motoru 1.0 MPI byla provedena částečně, jak již bylo řečeno v kapitole 2.3.5, stejné vyvážení bylo provedeno i pro klikový hřídel v této diplomové práci. Pro setrvačné síly rotačních částí bylo zvoleno vyvážení, které vyplývá z obrázku 34. Pro přípravu 3D modelu klikového hřídele a další vyvážení byl použit program Creo Parametric 2.0.

Prvním krokem návrhu je modelování jednotlivého zalomení klikového hřídele a vyvážení účinků od momentů setrvačných sil rotačních částí. Pro toto vyvážení bylo nutné, aby v okně „Mass properties“ souřadnice „x“, která je vztažena k těžišti, měla hodnotu „0“. Je zřejmé, že pro toto vyvážení měla být uvažovaná zredukovaná hmotnost rotačních částí ojnice. Proto ve středu ojnicního čepu je umístěno vyvažovací kolečko (obr. 39), jehož hmotnost odpovídá hmotnosti m_2 , výpočet této hmotnosti je znázorněn v kapitole 2.3.1.

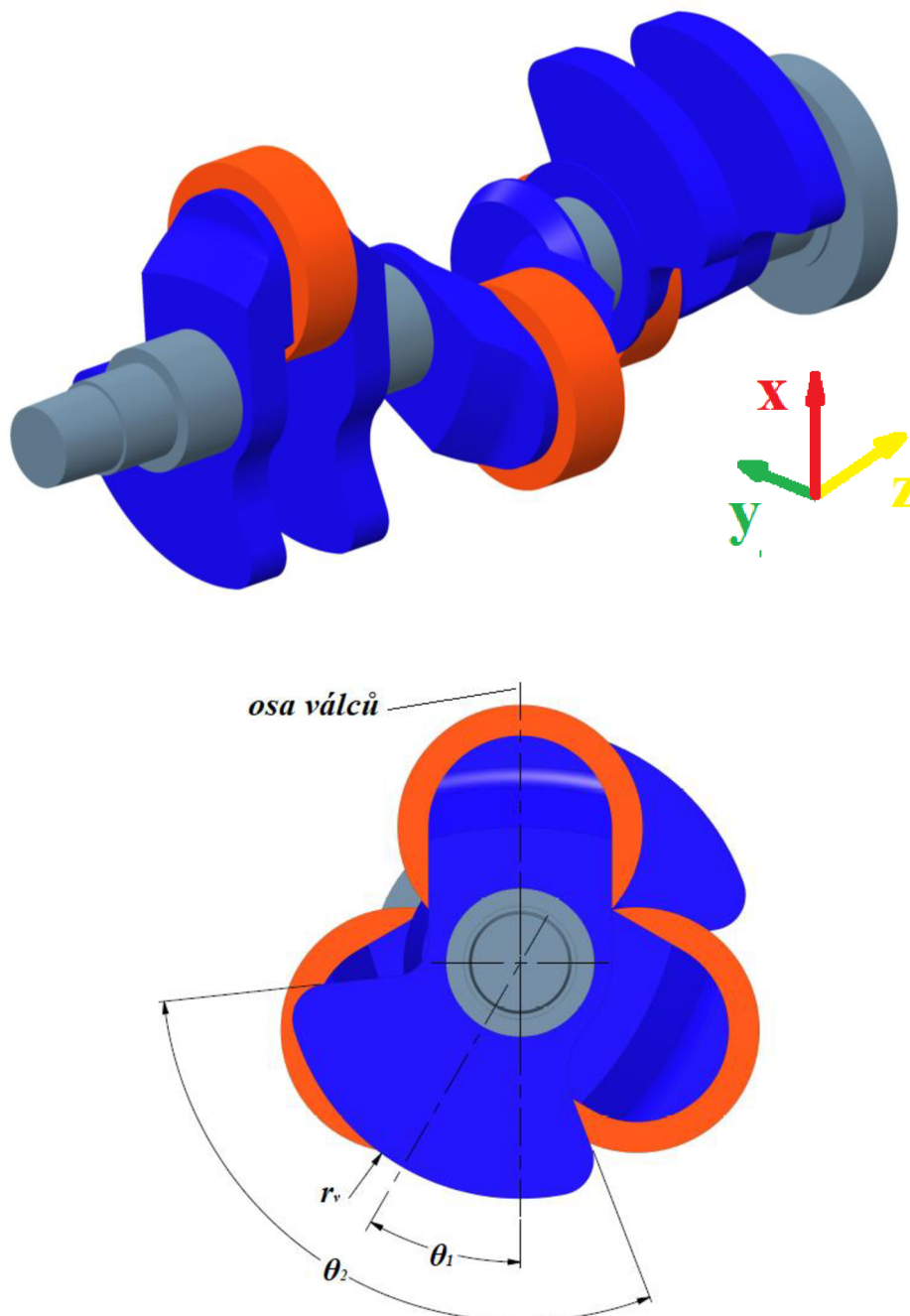


Obr. 39 Vyvážení účinků od momentů setrvačných sil rotačních částí

Po modelování jednotlivého zalomení a vyvážení momentů setrvačných sil rotačních částí, bylo toto zalomení rozkopírováno a vytvořen celý model klikového hřídele. Pak bylo nutné vyvážit účinky od poloviny amplitudy setrvačných sil posuvných částí I. řádu. Pro tento účel na každém zalomení ve středu ojnicních čepů bylo umístěno kolečko (obr.41) o hmotnosti rovné součtu zredukované hmotnosti rotačních částí ojnice a poloviny hmotnosti posuvných částí:

$$m_{red_kol} = m_2 + \frac{1}{2}m_p = 0,235 + \frac{1}{2}0,335 = 0,4025 \text{ kg} \quad (33)$$

Vyvážení poloviny amplitudy momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu a momentu setrvačných sil rotačních částí vyplývá z obr. 38 a 34. Stejně jako u vyvážení jednotlivého zalomení kliky souřadnice „y“ musí mít hodnotu 0, kromě toho hodnota souřadnice „x“ také musí mít hodnotu nula. Toto vyvážení se zajišťuje natočením vyvážku vůči ose válců bloku motoru o úhel θ_1 , poloměrem vyvážku r_v a úhlem šířky vyvážku θ_2 jak je znázorněno na obr.40.



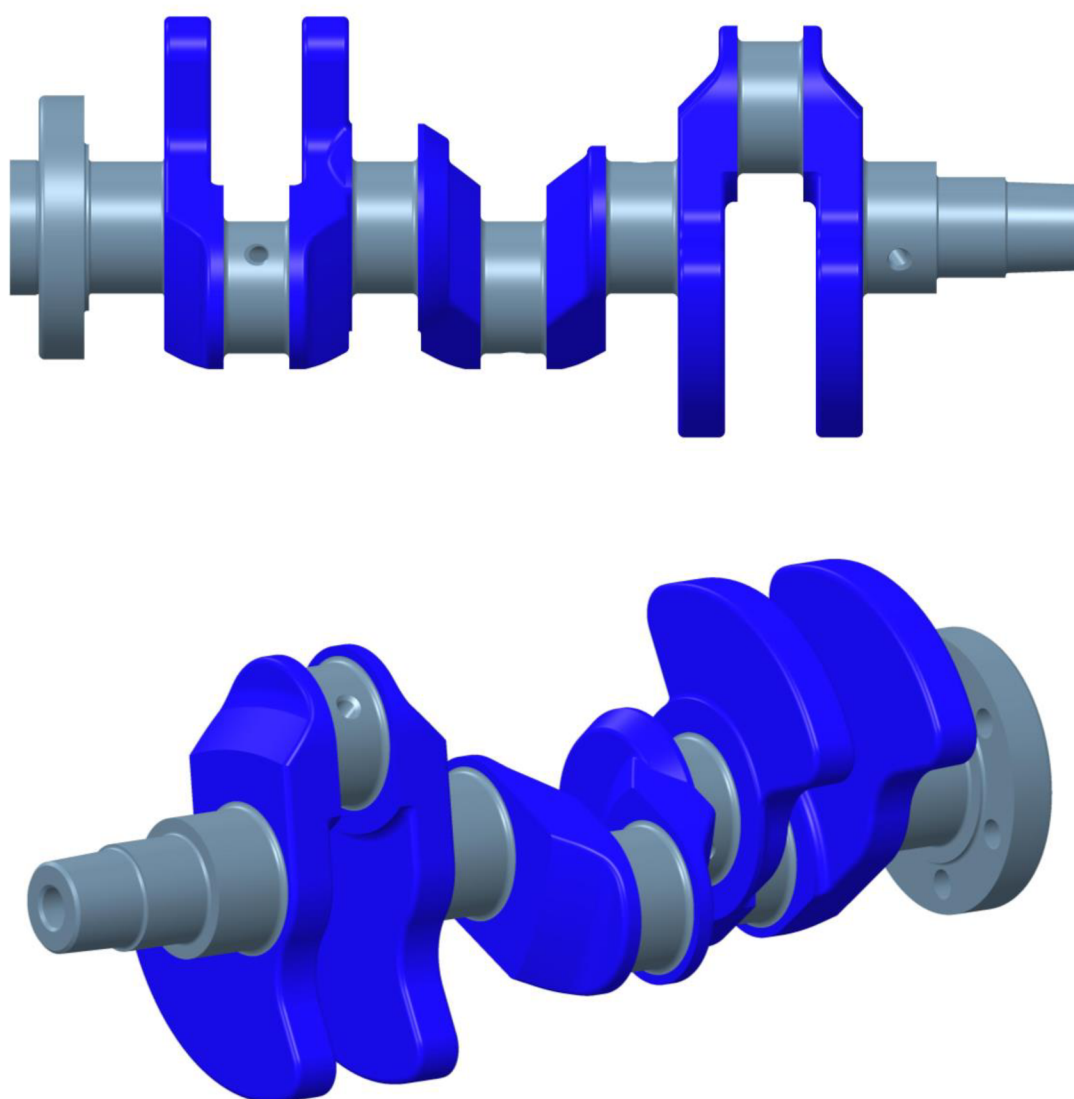
Obr. 40 Postup vyvážení 3D modelu

Pomocí funkce „Feasibility/Optimization“ v programu Creo 2.0 bylo dosaženo vyvážení celého modelu klikového hřídele. Výsledné hodnoty vyvážku jsou znázorněny v tabulce 5

Tab. 5 Výsledné hodnoty vyvážku

	Hodnota	Jednotky
Poloměr vyvážku, r_v	66,8	mm
Uhel θ_1	30°	-
Uhel θ_2	104,6°	-

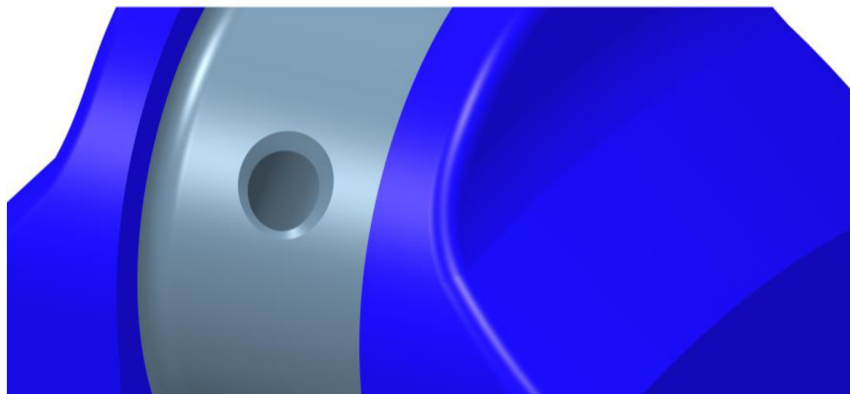
Finální model klikového hřídele je znázorněn na obr. 41



Obr. 41 Finální model klikového hřídele

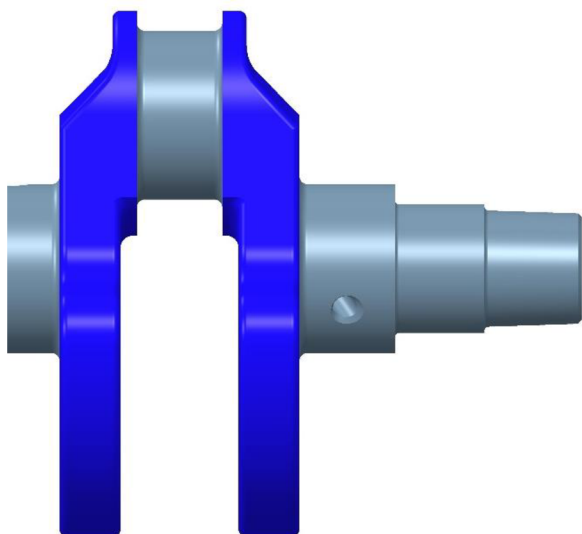
Pro průměry hlavních a ojničních čepů byli zvoleny hodnoty odpovídající klikovému hřídeli motoru 1.0 MPI. Průměry hlavních a ojničních čepů jsou stejné a mají hodnotu $\varnothing 42$ mm. Však ojniční čepy mají šířku 21 mm, a hlavní čepy 23 mm.

Dále jsou znázorněna jednotlivá konstrukční řešení klikového hřídele.

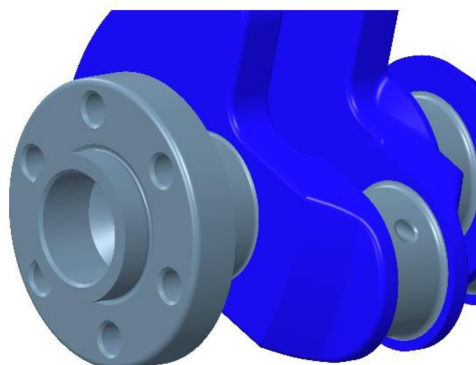


Obr. 42 Vyústění olejového kanálu

Mazání ojničních ložisek zabezpečují olejové kanálky, které směřují olej z oblasti hlavních ložisek do ložiskových pánvi velkého oka ojnice. Pro odstranění koncentrací napětí byly provedeny u ústí těchto kanálků zkosení, které jsou znázorněny na obr.42.



Obr. 43 Volný konec klikového hřídele



Obr. 44 Příruba pro setrvačnik

Volný konec klikového hřídele má sklon pro klínové napojení řemenice. Provedení je znázorněno na obr. 43. Na opačném konci klikového hřídele je vymodelována příruba pro setrvačnik, kterou je vidět na obr.46. Je zřejmé, že kromě vyústění olejových kanálků klikového hřídele, jsou kritickými místy přechody hlavních a ojničních čepů. Z důvodu redukce koncentrace napětí v těchto oblastech byla provedena přechodová zaoblení, jejichž poloměr je 3 mm.

Finální hmotnost modelu klikového hřídele po úpravách a vyvážení setrvačných sil je 6,93 kg.

3.2 PROVEDENÍ BLOKŮ MOTORU

V současné době je trendem redukce celkové hmotnosti jednotlivých částí motoru. Blok motoru rovněž není výjimkou. Jak již bylo řečeno v kapitole 1, většinou se moderní bloky motoru vyrábí z hliníkových slitin. Pro obě varianty bloku motoru v této diplomové práci byla použita slitina $AlSi9Cu3(Fe)$, která je oblíbeným materiálem u výrobců horních a spodních klikových skříní. Chemické složení slitiny $AlSi9Cu3(Fe)$ dle DIN EN 1706 je uvedeny v tabulce 6

Tab. 6 Chemické složení slitiny $AlSi9Cu3(Fe)$ dle DIN EN 1706

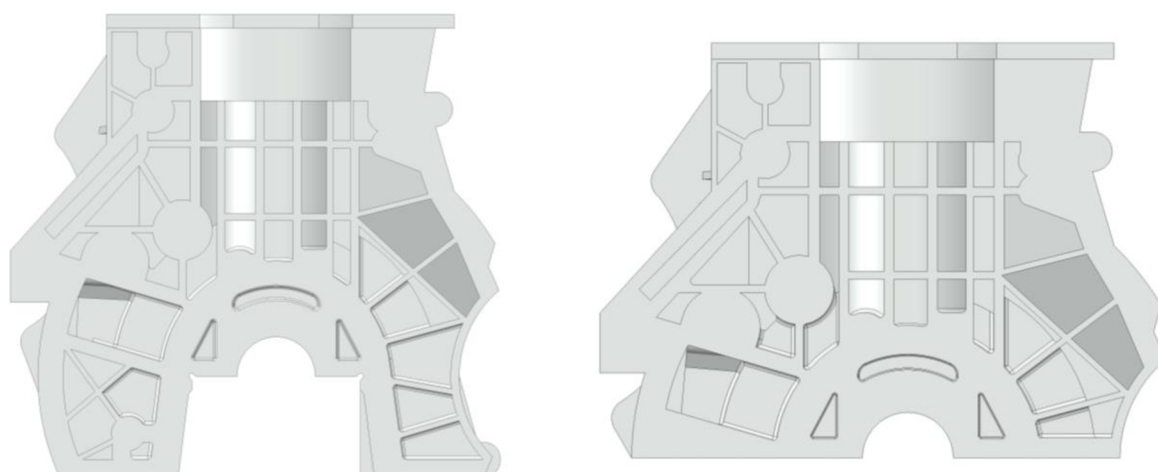
Chemické složení v hmotnostních %												
	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Pb	Sn	Ti	Al
Min	8,0	0,6	2,0		0,15							
Max	11,0	1,1	4,0	0,55	0,55	0,15	0,55	1,2	0,35	0,15	0,20	zbytek

Mechanické vlastnosti slitiny $AlSi9Cu3(Fe)$ dle DIN EN 1706 jsou uvedeny v tabulce 7.

Tab. 7 Mechanické vlastnosti slitiny $AlSi9Cu3(Fe)$ dle DIN EN 1706

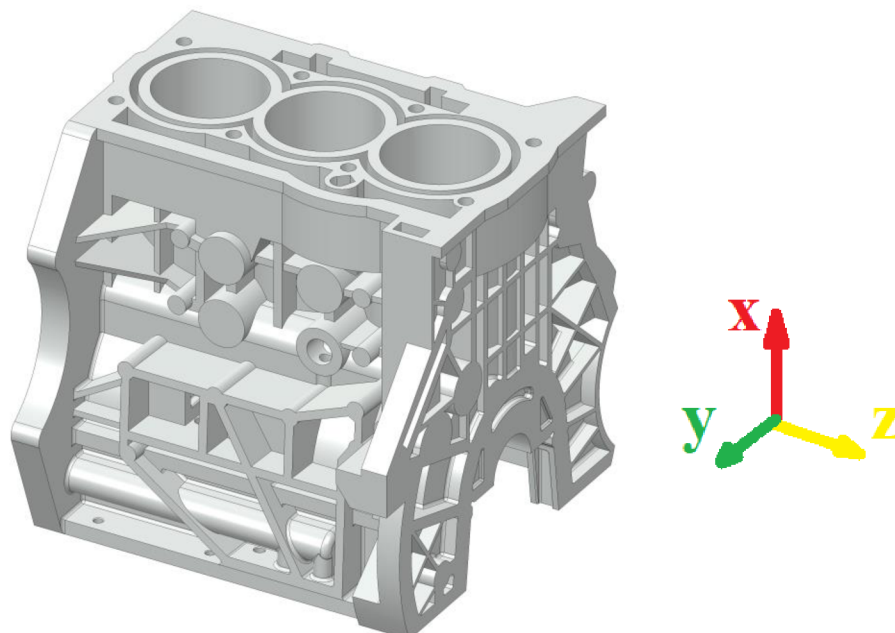
	Hodnota	Jednotky
Pevnost v tahu, R_m	240	MPa
Mez kluz, $R_{p0,2}$	140	MPa
Tvrдость podle Brinella	80	HB

Dle parametrů klikového hřídele vyplývajících z kapitoly 3.1 a parametrů motoru viz. tab 2. byly navrženy 2 varianty bloku motoru, které jsou znázorněny na obr. 45, 46 a 47



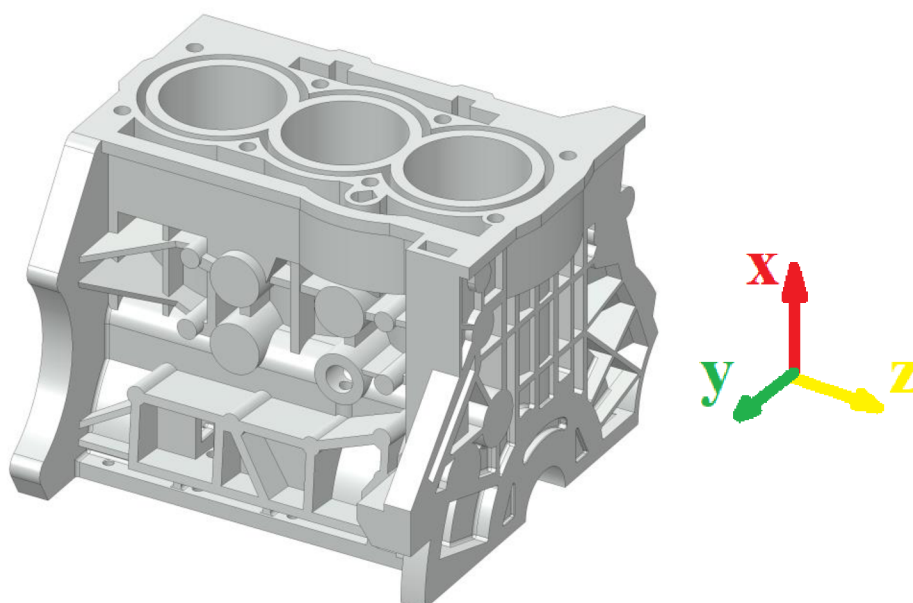
Obr. 45 Prodloužené a Krátké provedení klikové skříně

Důležitě je podotknout, že bloky motoru s krátkou a prodlouženou klikovou skříní jsou vyrobeny ze stejného základu. Rozdílem je konstrukční řešení v oblasti umístění klikového hřídele. Vzhledem k tomu výsledné hodnoty modální a dynamické analýzy jsou vhodné pro porovnání z hlediska provedených změn.



Obr. 46 Prodloužené provedení klikové skříně

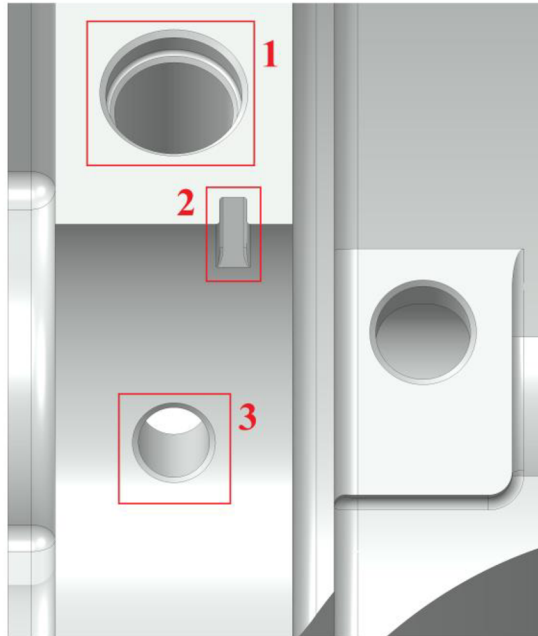
Poněvadž se tato diplomová práce zabývá hodnocením vlastností bloku motoru v oblasti uložení klikového hřídele, některé prvky, jako otvory pro připojení jednotlivých dílů (prvky systému EGR, převodovka atd.) nebo zaoblení v místech netýkajících se zaměření této práce byly zjednodušeny nebo odstraněny.



Obr. 47 Krátké provedení klikové skříně

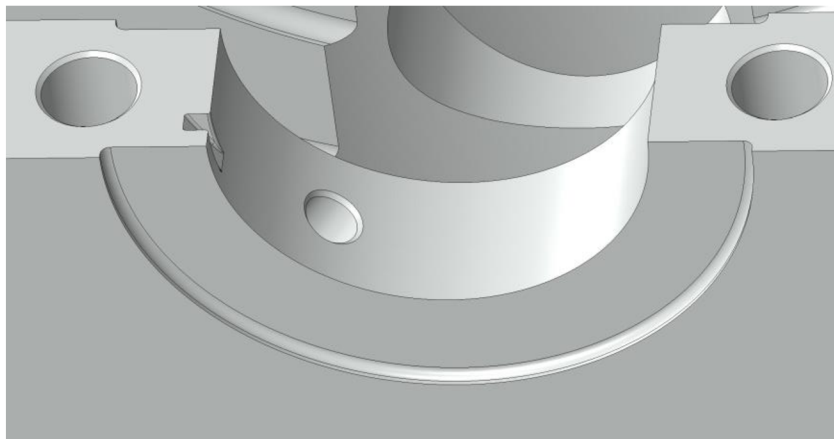
Níže jsou uvedena konstrukční řešení jednotlivých částí bloku motoru, která ovlivňují tuhost v oblasti uložení klikového hřídele

Mazání hlavních ložisek je řešeno pomocí olejových kanálků, které se napojují na olejový obvod celého motoru. Na obrázku číslo 48 pozice 3 je znázorněn kanálek a vyústění pro odstranění koncentrace napětí.



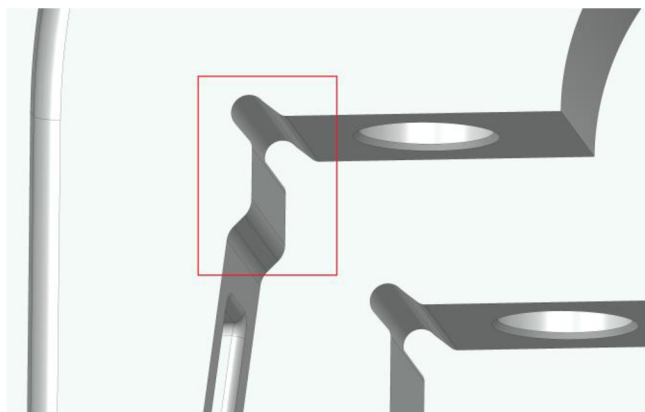
Obr. 48 Konstrukční řešení jednotlivých částí

Uspořádání spodní klikové skříně u varianty motoru s krátkým provedením bočních stěn bylo zajištěno pomocí válcových vložek, otvor pro tuto vložku v horní klikové skřině je znázorněn na obr 48. U varianty motoru s prodlouženými bočními stěnami a jednotlivými ložiskovými víky místo válcových vložek byly použity lisované šrouby.



Obr. 49 Kkonstrukční řešení pro axiální ložiska

Poloha hlavních radiálních ložisek je zajištěna vyfrézovanými vybráními v tělese klikové skříně obr.48 pozice 2, která zamezí pootočení při startování a doběhu motoru. Pro přenos axiálních sil působících na klikový hřídel se využívají axiální ložiska. Vybrání pro tato ložiska jsou na obrázku 49.



Obr. 50 Konstrukční řešení dosedací plochy jednotlivých vík hlavních ložisek

K další koncentraci napětí u varianty klikové skříně s prodlouženými bočními stěnami může docházet v oblasti dosedací plochy jednotlivých vík hlavních ložisek. Pro redukci a pokles předpokládaného napětí byla použita stejná řešení jako u bloku motoru 1.0 MPI. Na obrázku číslo 50 jsou znázorněna vyfrézovaná vybrání těchto míst.

Jak je řečeno výše, bloky mají stejný základ a stejný materiál, ale různé konstrukce v oblasti uložení klikového hřídele, dále pro porovnání jsou v tabulce 8 uvedeny hmotnostní parametry obou variant bloku motoru.

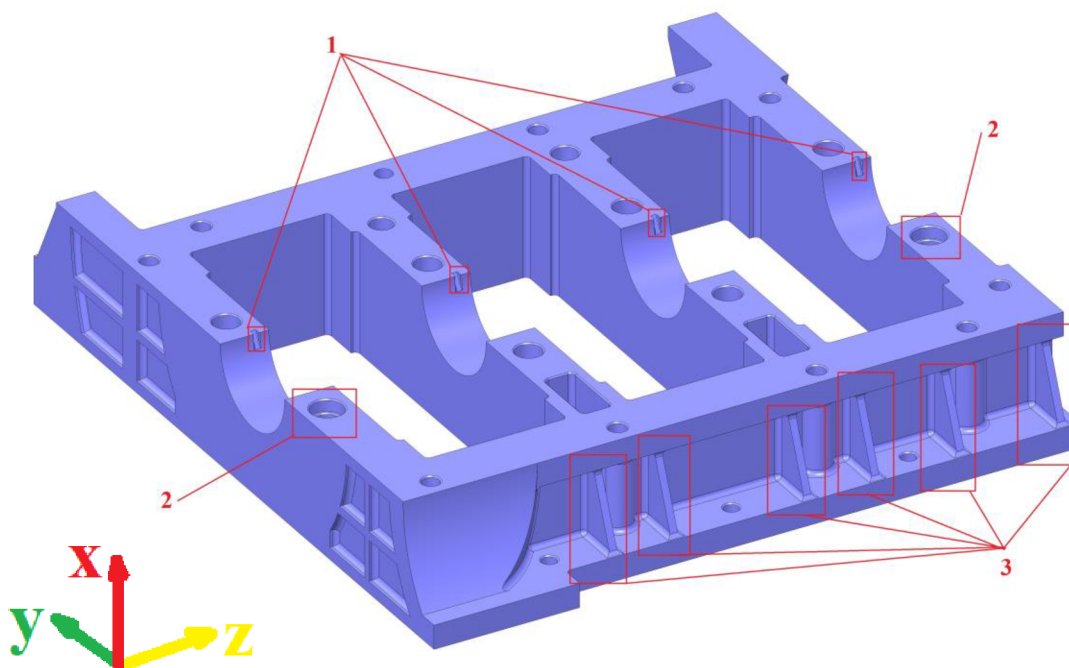
Tab. 8 Porovnání parametrů hmotnosti bloku motoru

Provedení klikové skříně	Hmotnost, kg	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)		
		J_{xx} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	J_{yy} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	J_{zz} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
Krátké	11,9	13874389061	136999136999	89061138743
Prodloužené	14,4	179460	194063	148739

3.3 SPODNÍ KLIKOVÁ SKŘÍŇ

U krátkého provedení bloku motoru se pro zvýšení tuhosti využívá jednotný ložiskový rám (spodní kliková skříně). Dle zadání diplomové práce, v souladu z rešeršní částí a základními rozměry motoru, byla vymodelovaná spodní kliková skříně na obr.51. Z obrázku je vidět stejné řešení pro polohu hlavních ložisek pozice 1. Pozice 2 znázorňuje již uvedené v kapitole 3.2 zvětšené otvory pro polohování ložiskového rámu vůči bloku motoru pomocí válcových vložek. Pro zvětšení tuhosti a zmenšení celkové hmotnosti skříně bylo použito žebrování obr 52 pozice 3.

Materiálem stejně jako i u bloku motoru byla hliníková slitina AlSi9Cu3(Fe) , chemické a mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou uvedeny v tabulkách 6 a 7. Hmotnostní parametry spodní klikové skříně jsou v další tabulce číslo 9.



Obr. 51 Spodní kliková skříň

Tab. 9 Parametry hmotnosti spodní klikové skříňe

Hmotnost, kg	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)		
	J_{xx} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	J_{yy} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	J_{zz} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
3,36	4909189061	27167136999	23384138743

3.4 JEDNOTLIVÁ VÍKA HLAVNÍCH LOŽISEK

Pro určení polohy klikového hřídele a připevnění k horní klikové skříňe u varianty motoru z prodloužené boční stěny se využívají jednotlivá víka hlavních ložisek. Základní rozměry jednotlivého víka byly překopírovány z koncepce motoru 1.0 MPI a následně byly znovu vymodelovány. Důležité je, že na rozdíl od zvláštností konstrukce ložiskového rámu, která má vyšší tuhost v axiálním směru a bočnice ve směru kolmém, u provedení motoru s ložiskovými víky je použita šedá litina. Doporučením vedoucího diplomové práce byla zvolena litina s kuličkovým grafitem dle EN (1563) GJS 500-7 (dle ČSN 42 2305). Chemické a mechanické vlastnosti jsou v tabulkách 10 a 11.

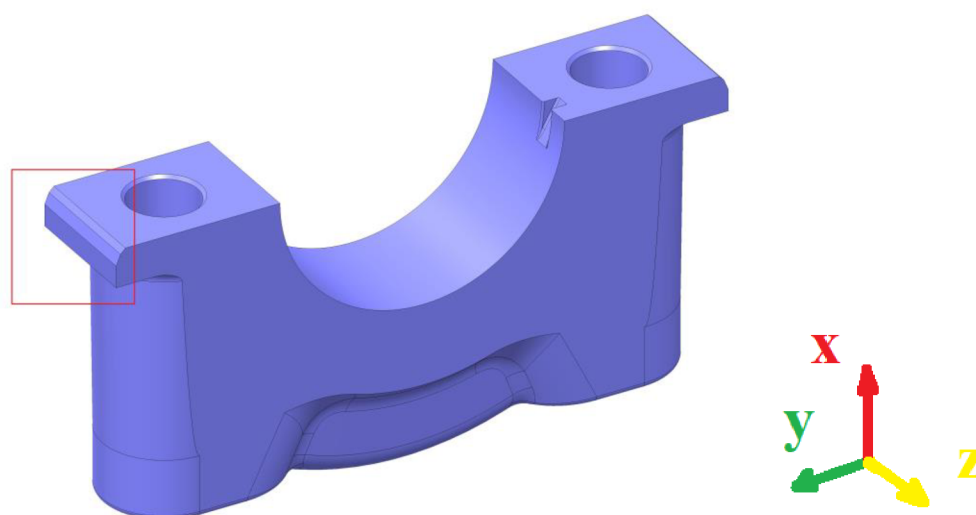
Tab. 10 Chemické vlastnosti litiny s kuličkovým grafitem dle EN (1563) GJS 500-7

Chemické složení v hmotnostních %						
	Si	C	Mn	Mg	S	P
Min	1,8	3,2	0,1	0,03		
Max	2,9	3,9	0,8	0,08	0,05	0,1

Tab. 11 Mechanické vlastnosti litiny s kuličkovým grafitem dle EN (1563) GJS 500-7

	Hodnota	Jednotky
Pevnost v tahu, R_m	500	MPa
Mez kluzu, $R_{p0,2}$	320	MPa
Tvrдость podle Brinella	230	HB

Na obr. 52 je zobrazeno jednotlivé víko hlavního ložiska. Z obrázku je vidět, že při modelování byly využité stejné konstrukční řešení pro polohu hlavních ložisek, jako u horní klikové skříně. Kritickým místem je kontakt s horní klikovou skříní v bočním směru. Konstrukčním řešením pro redukce napětí v této oblasti je „dvojitě“ zkosení, které v daném případě je jednodušší pro výrobu v porovnání se zaoblením.



Obr. 52 Jednotlivé víko ložiska

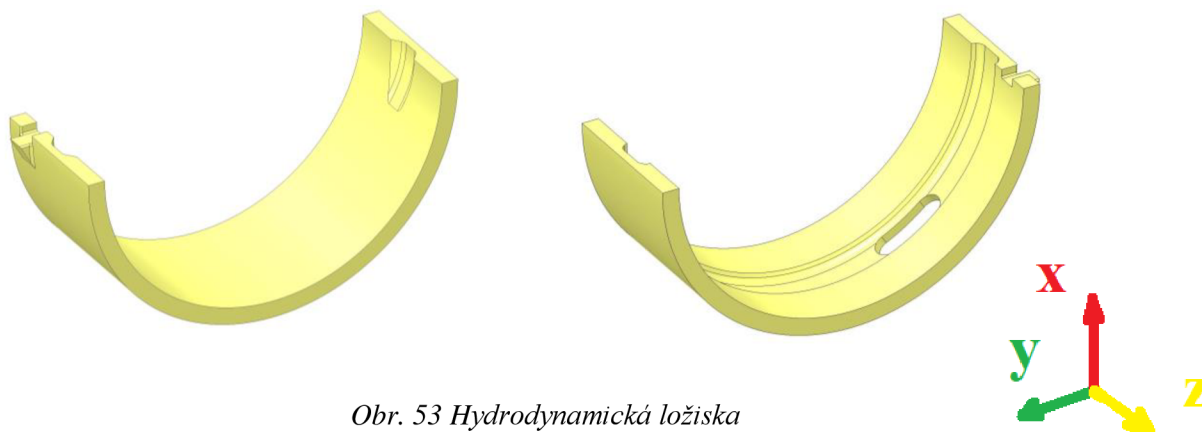
Hmotnost a momenty setrvačnosti víka jsou v tabulce 12

Tab. 12 Parametry hmotnosti víka ložiska

Hmotnost, kg	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)		
	J_{xx} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	J_{yy} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$	J_{zz} , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
0,402	31589061	80136999	369138743

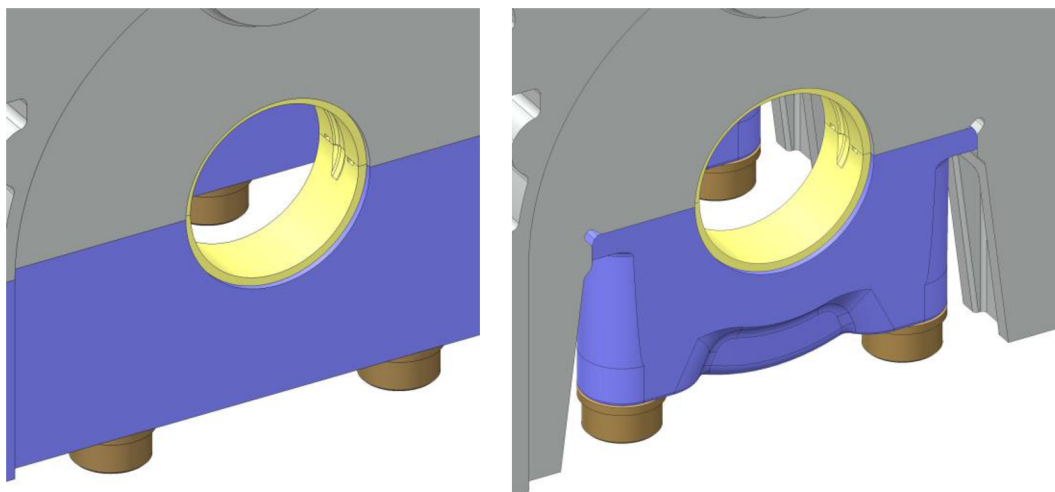
3.5 HLAVNÍ LOŽISKA

V současné době, pro uložení klikového hřídele u čtyřdobých motoru se využívají kluzná hydrodynamická ložiska. Použití hydrodynamického ložiska je umožněno díky vrstvě mazacího oleje, která dovoluje pouze kapalinové tření mezi pánví ložiska a čepem klikového hřídele. [] V rámci diplomové práce hlavní ložisko bylo uvazováno jako tenkostěnná ložisková pánve z oceli, tloušťkou 2 mm. Na obrázku 53 jsou uvedeny varianty ložiska pro integrace do spodní a horní a klikové skříni.



Obr. 53 Hydrodynamická ložiska

V spodním ložisku je vysoustružen rozváděcí kanál, který zajišťuje lepší rozšíření oleje po celém obvodu ložiskové pánvi. Pro určení polohy ložiskové pánvi se využívají prolisované jazýčky, které zapadají do vybrání v tělese klikové skříni nebo do vybrání u jednotlivého vika, řešení vyfrézovaných vybrání již byly znázorněny v předchozích kapitolách.



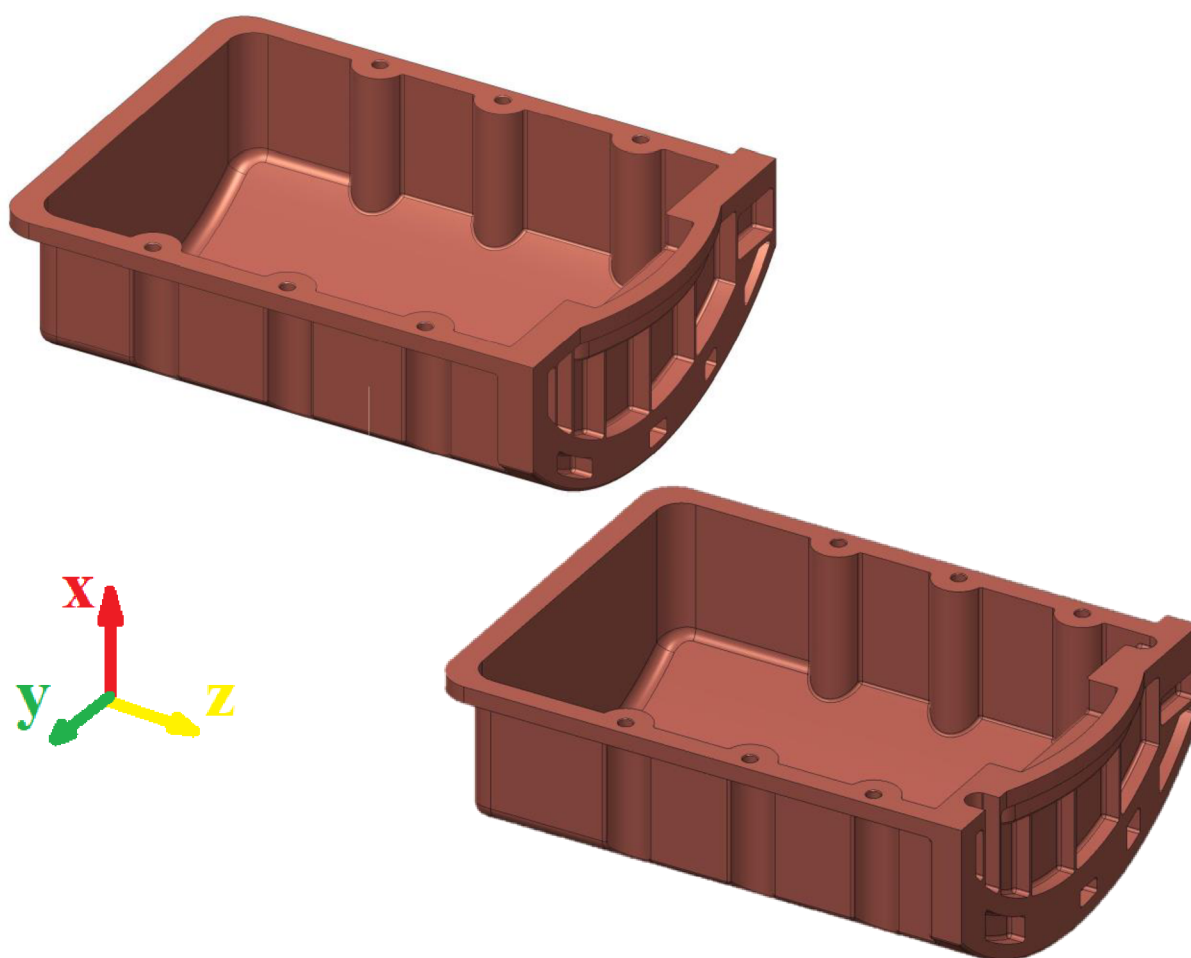
Obr. 54 Uložení hlavních ložisek do klikové skříně

Tab. 13 Porovnání parametru hmotnosti Hlavních ložisek

Ložisko	Hmotnost, kg	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)		
		Jxx, kg·mm ²	Jyy, kg·mm ²	Jzz kg·mm ²
Horní	0,015	4,3589061	1,18136999	4,65138743
Spodní	0,018	4,81	1,25	5,17

3.6 SPODNÍ VIKO MOTORU

Důležitě je podotknout, že spodní viko motoru (olejová vana) zvyšuje tuhost celé sestavy bloku motoru, rovněž i v místech uložení klikového hřídele. Vzhledem k tomu byly vymodelovány dvě varianty spodního vika pro provedení obojích koncepcí motoru obr. 55. Aby byla dodržována celková výška sestavy bloku motoru stejná pro obě koncepcí, spodní viko motoru pro krátké provedení klikové skříně bylo zkráceno o 10 mm. Další změny se týkali polohy otvoru pro připojení samotného spodního vika. Materiálem zase je hliníková slitina AlSi9Cu3(Fe) stejně jako u spodní a horní klikové skříně. Chemické a mechanické vlastnosti tohoto materiálu uvedeny v tabulkách 6 a 7.



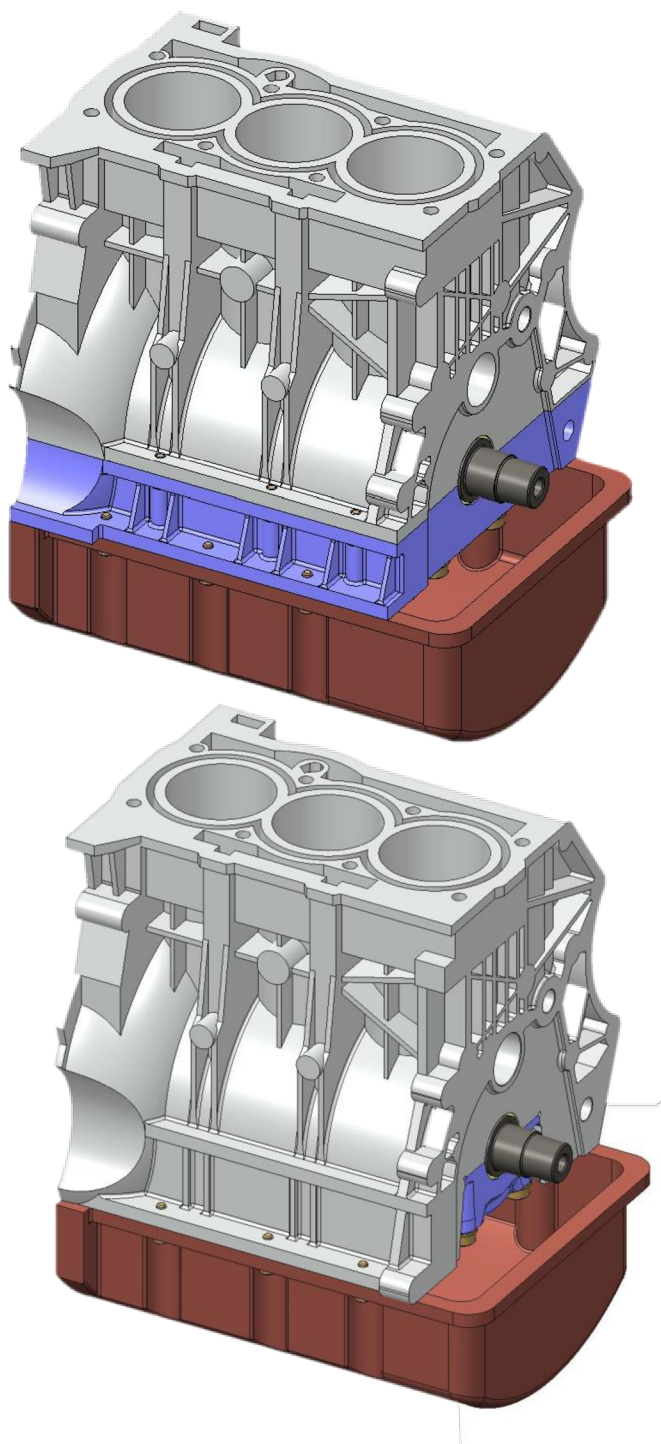
Obr. 55 Spodní vika motorů

Tab. 14 Porovnání parametru hmotnosti spodního vika motoru

Pro provedení klikové skříně	Hmotnost, kg	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti)		
		J _{xx} , kg·mm ²	J _{yy} , kg·mm ²	J _{zz} kg·mm ²
Prodloužené	2,43	4362689061	31723	18053138743
Krátké	2,18	40173	30103	16543

3.7 SESTAVA BLOKU MOTORU

Dal jsou zobrazeny pohledy sestavy bloku motoru s klikovým hřídelem, hlavní ložiska a spodní viko. Teto provedení sestavy bloku motoru a hřídele dal byly použity pro diskretizace a přípravu pružných těles. Vzhledem k tomu, že diplomová práce se zabývá strukturální analýzou v oblasti uložení klikového hřídele, modely ojnice, pístu, setrvačnicku a řemenice byly uvažovaný jako tuhá tělesa. Pro další dynamický vypočet, hodnoty hmotnosti a momentů setrvačnosti tuhých těles byly použity z motoru 1.0 MPI.

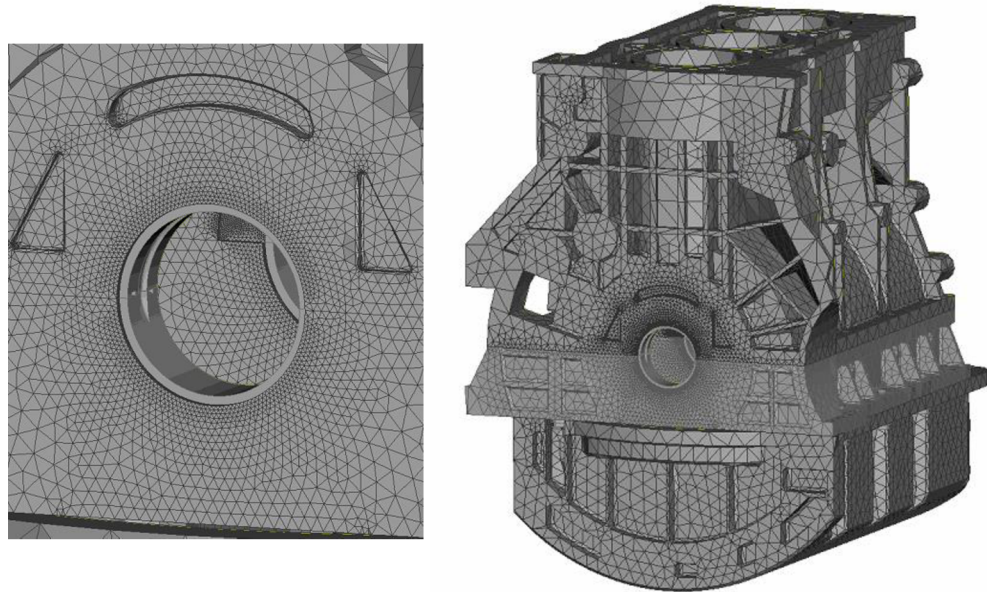


Obr. 56 Sestavy bloků motoru s krátké a prodloužené klikové skrině

4 PŘÍPRAVA VÝPOČETNÍCH MODELŮ

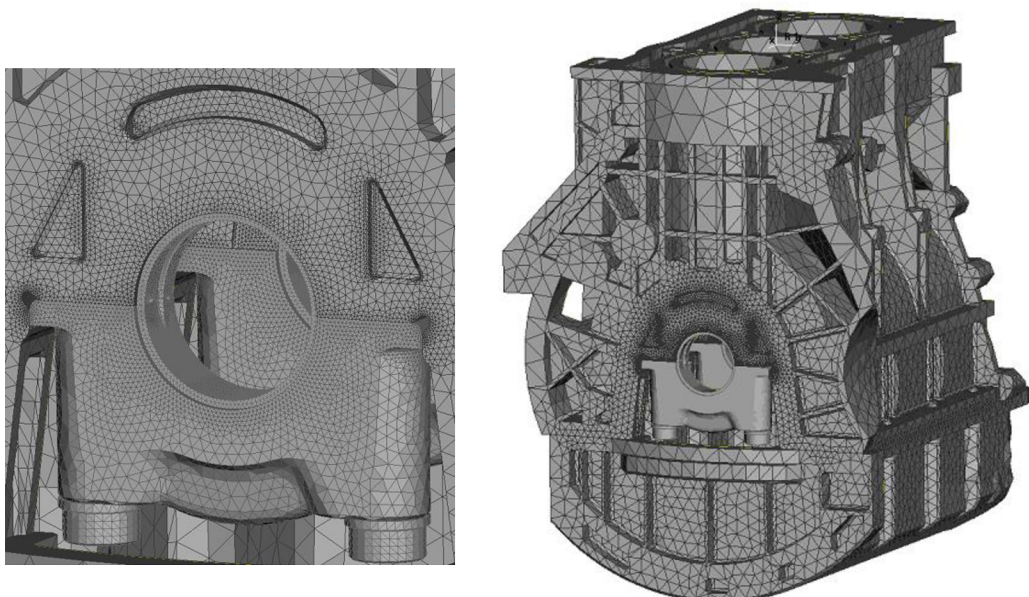
4.1 DISKRETIZACE

Diskretizace je proces přípravy geometrického modelu do modelu konečněprvkového. Konečněprvkový model umožňuje provedení MKP a MBS úloh pomocí počítání diferenciálních rovnic. Mimořádně důležitá je úprava konečněprvkové sítě tak, aby doba výpočtu a přesnost výsledku analýzy měly rozumnou rovnováhu, což znamená, že z hlediska únavové bezpečnosti musí být v kritických místech uvažována jemná diskretizace.



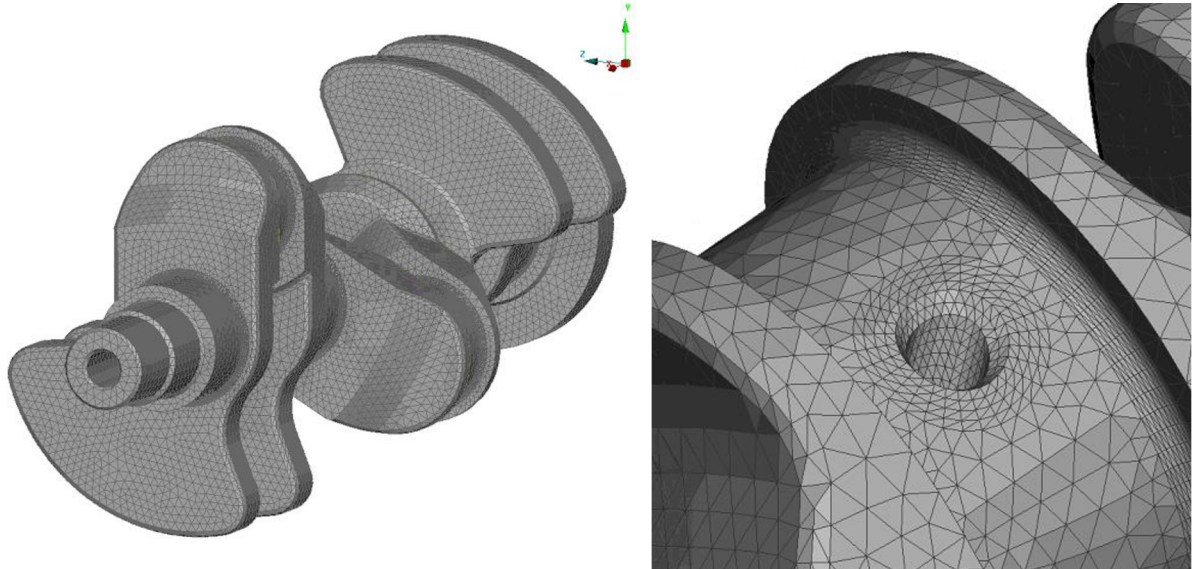
Obr. 57 Konečně prvková síť sestavy bloku motoru s krátkým provedením

V průběhu diskretizace modelu bloku motoru byla vytvořena konečněprvková síť s tetra prvky typu SOLID186. Na začátku procesu byla zvolena hrubější síť, počáteční rozměr prvků odpovídal 20 mm. Poté byl rozměr prvků manuálně zmenšen.



Obr. 58 Konečně prvková síť sestavy bloku motoru s prodlouženým provedením

V kritických místech byla konečněprvková síť zjemněna. Jedná se zejména o oblast uložení klikového hřídele, vyústění olejových kanálků hlavních ložisek, vybrání pro polohu ložiskové pánve, drážka pro šíření olejové vrstvy u hlavních ložisek, boční stěny klikové skříně a jejich přechody. Velikost prvku kritických míst byla zvolena v rozsahu 1–3 mm. Diskretizace modelu klikového hřídele a bloku motoru proběhla v programu Ansa.



Obr. 59 Konečněprvková síť klikového hřídele

Pro diskretizaci modelu klikového hřídele byl použit úplně stejný postup. Rozdílem však byla počáteční velikost prvku, která byla u modelu klikového hřídele nadefinována na hodnotu 5 mm. Poté byla obdobně konečněprvková síť klikového hřídele zjemněna na hodnotu 1 mm v oblasti vyústění olejových kanálků a u zaoblení v místech přechodů do ramen. Tato síť byla vymodelovaná stejně jako u bloku motoru pomocí tetra prvků druhu SOLID 186.

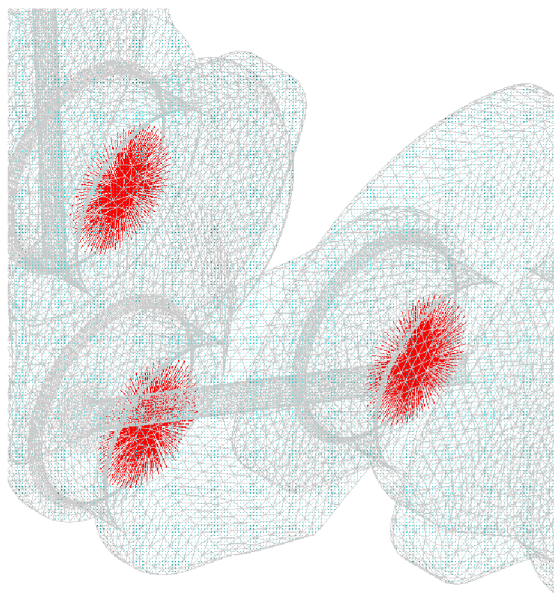
V tabulce 15 je uveden konečný počet uzlů a prvků po diskretizaci jednotlivých modelů.

Tab. 15 Porovnání počtu uzlů konečněprvkových modelů

Model	Počet uzlů	Počet prvků
Hřídel	346056	283610
Blok motoru s prodlouženou klikovou skříní	1115211	934780
Blok motoru s krátkou klikovou skříní	2099098	1760341

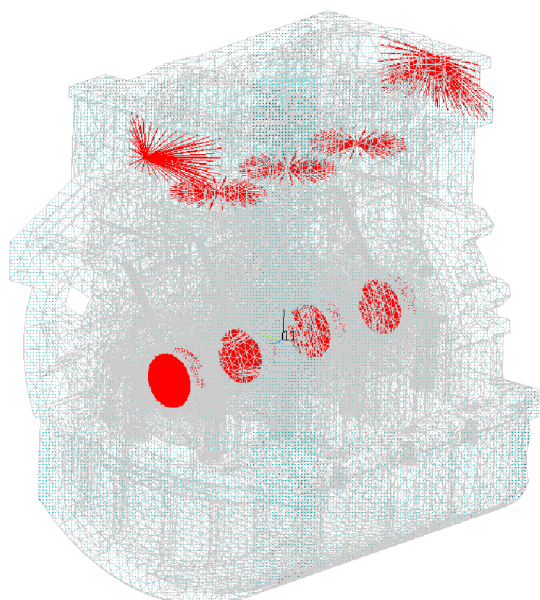
Dalším krokem byla tvorba vazebných uzlových bodů rozhraní. Tyto uzlové body se využívají pro uspořádání diskretního modelu v MBS programu. Aby nedošlo k lokální koncentraci napětí, musí být tyto uzlové body propojeny s koncovými uzly modelu. Toto propojení je zajištěno pomocí absolutně tuhého prutového prvku MPC 184, který má nulovou hmotnost.

Uzlové body s prutovou náhradou byly vytvořeny v řezu ojnicích a hlavních čepů klikového hřídele, přičemž byly vytvořeny tak, aby se krycí plocha propojení mezi koncovými uzly modelu a uzlovým bodem rozhraní rovnala 66 % průměru jednotlivých čepů.



Obr. 60 Prutové prvky MPC 184

U modelu bloku motoru se uzly rozhraní hlavních ložisek propojují s koncovými uzly konečněprvkového modelu, které se rozmístí uží na ploše ložiskové pánve, jak je znázorněno na obr. 62. Dalším krokem bylo vytvoření uzlů rozhraní pístní skupiny, tyto uzly rozhraní se propojují s povrchovými uzly stěn válců. Kromě polohy pístu tyto body v MBS programu Adams Engine definují účinky sil působících od tlaku plynu. Posledními místy vytvoření úhlových bodů s prutovou náhradou jsou místa uložení motoru. Jak je vidět z obr. 62 tyto uzly byly propojeny s povrchovými uzly horní části bloku motoru.



Obr. 61 Prutové prvky MPC 184

4.2 CRAIG-BAMPTONOVNA REDUKCE PRUŽNÝCH TĚLES

Velký počet stupňů volnosti konečněprvkového modelu vede ke komplikaci a zvětšení času výpočtu MBS úloh. Dále byla použita modální redukce pružných modelů pomocí metody Craig-Bamptona v prostředí programu ANSYS Mechanical APDL. Metoda zajišťuje tvorbu modálně neutrálního modelu (MNF), a byla použita pro přípravu modelů bloku motoru a klikového hřídele. Níže je popsán princip metody.

Hlavním účelem metody Craig-Bamptona je výrazná redukce počtu stupňů volnosti u diskrétního pružného modelu. Tato metoda se opírá o předpoklad, že deformace pružného tělesa lze aproximovat pomocí lineární kombinace jednoduchých tvarů, rovnice. Příklad jednoduché aproximace deformace je uveden na obrázku 62. [19]



Obr. 62 Deformace a její aproximace součtem tvarů tělesa [18]

$$u(t) = \sum_{i=1}^m \Phi_i q_i \quad (34)$$

kde u je deformace pružného tělesa; q je modální souřadnice; m je počet modálních tvarů modelu; Φ_i je i -tý vlastní tvar.

Craig Bamptonova modální redukce rozděluje tvary Φ_i na dva druhy: vazebné a normálové. Vazebné tvary získáváme pomocí statické analýzy způsobem, kdy je nutné každému vazebnému uzlu rozhraní přidat jednotková posunutí, zatímco všechny ostatní uzly jsou vetknuty a budou mít nulová posunutí. [19]

Normálové tvary získáváme pomocí modální analýzy, tak aby posunutí všech vazebných uzlů rozhraní měly nulovou hodnotu. [19]

Výslednou rovnici vztahu mezi stupněm volnosti a tvary pružného tělesa lze zapsat, jako:

$$u = \begin{Bmatrix} u_b \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IN} & \Phi_{IC} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_c \\ q_N \end{Bmatrix} \quad (35)$$

kde, u_b je vektor stupňů volnosti vazebných uzlů rozhraní; u_i – je vektor stupňů volnosti vnitřních uzlů; I , 0 jsou jednotková a nulová matice; Φ_{IN} je matice posunutí na vnitřních uzlech normálových tvarů; Φ_{IC} je matice posunutí na vnitřních uzlech vazebných tvarů; q_c je vektor modálních stupňů volnosti vazebných tvarů; q_N – je vektor modálních stupňů volnosti normálových tvarů. [19]

5 MODÁLNÍ ANALÝZA

Modální analýza je dynamická MKP úloha, která pomáhá stanovit přirozené frekvence a tvary kmitů. Modální analýza umožňuje konstrukci vyhnout se rezonančním vibracím a dává inženýrům představu o tom, jak se chovají jednotlivé části konstrukce při různém druhu dynamického zatížení. Blok motoru je jednou z takových konstrukcí, jeho dynamické charakteristiky lze lépe analyzovat a popsat pomocí modální analýzy. [22]

Základem modální dynamické úlohy je pohybová rovnice bez tlumení a buzení:

$$M\ddot{U} + KU = 0 \quad (36)$$

Řešení tohoto netlumeného systému je ve tvaru

$$U = U_a e^{i\Omega_i t} = U_a (\cos \Omega_i t) \quad (37)$$

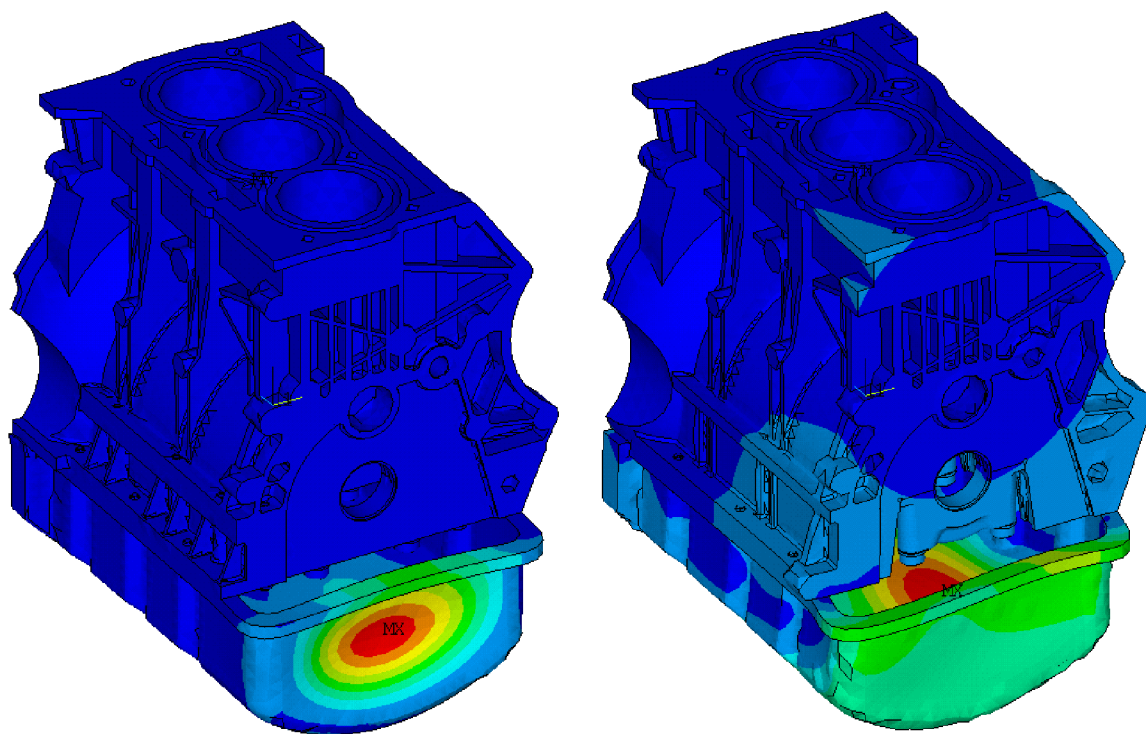
kde, M je matice hmotnosti; K je matice tuhosti; U je vektor posunutí; Ω_i je i -tá vlastní frekvence; t je čas; U_a je vektor amplitudy posunutí. [21]

Každé vlastní frekvenci odpovídá vlastní tvar kmitu. Vzhledem k tomu, že v průběhu modální analýzy se neuvažuje zatížení a tlumení, prvních 6 vlastních frekvencí odpovídá vlastním frekvencím volného tělesa a jsou nulové.

Modální analýzy pro varianty bloku s prodlouženou a krátkou klikovou skříní byly provedeny pomocí programu ANSYS Mechanical APDL. Předem byly nadefinovány materiálové vlastnosti a druhy prvku, které již byly znázorněny v předchozích kapitolách. V tabulce 16 jsou uvedeny frekvence prvních 10 nenulových tvarů pro obě provedení bloku motoru.

Tab. 16 Vlastní frekvence bloku motoru

Pořadí vlastní frekvence	Frekvence bloku motoru s prodlouženou skříní [Hz]	Frekvence bloku motoru z krátké skříně [Hz]
7	1055,8	1063,9
8	1147,6	1072
9	1172,9	1163,7
10	1324,4	1323,4
11	1388	1655,4
12	1431,7	1714,5
13	1460,5	1919,6
14	1623,4	1954,2
15	1707,7	2024,7
16	1760,2	2158,9
17	1906,3	2232,8

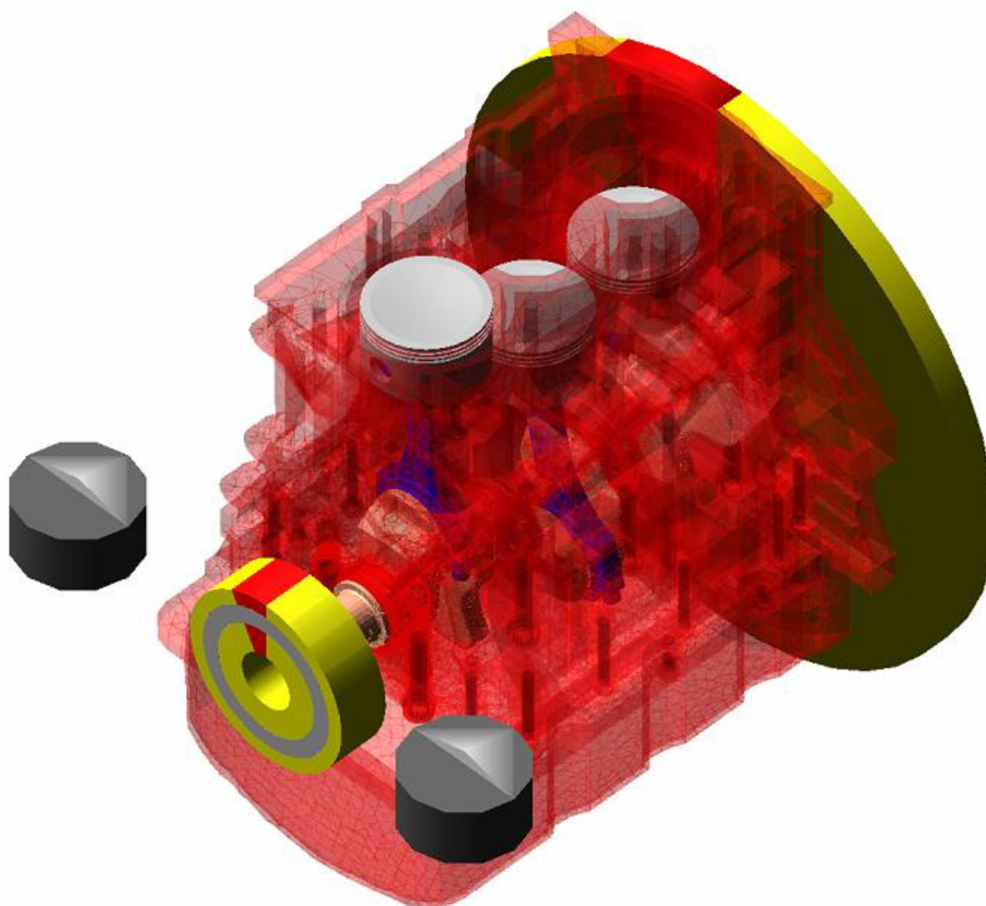


Obr. 63 První vlastní tvar kmitu dvou variant bloků motoru (odpovídací tvaru kmitu č 7. tab.16)

Na obr. 63 je zobrazen první nenulový tvar kmitů pro obě provedení bloku motoru. Jak již bylo řečeno, modální analýza pomáhá stanovit základní představu o dynamickém chování systému. V případě dalších dynamických úloh, budou mít výrazný vliv nízké frekvence vyplývající z volné modální analýzy. To je prvních 5 nenulových tvarů, které se ve většině případů vyznačují velkými amplitudami. Z tab.16 vyplývá že, frekvence krátkého provedení bloku motoru mají nižší hodnotu, což dovolu je předpokládat, že toto provedení klikové skříně je tužší. [22] Na dalších stránkách bude znázorněn postup provedení dynamické analýzy pomocí MBS simulace.

6 MBS ANALÝZA

Základem multi-body simulace je analýza dynamického chování systému navzájem propojených pružných anebo tuhých těles. Spojení mezi tělesy může být definováno klasickými silovými zákony anebo realizované pomocí kinematického omezení. MBS analýza je velmi vhodná pro simulace dynamiky spalovacího motoru a při správném nastavení okrajových podmínek umožňuje získat docela realistické výsledky. V dané diplomové práci pro analýzu zatížení tříválcového spalovacího motoru s prodlouženou a krátkou klikovou skříní byl použit program Adams Engine MD R3. V této kapitole jsou uvedeny okrajové podmínky zvolené pro simulace, průběh analýzy a její výsledky.



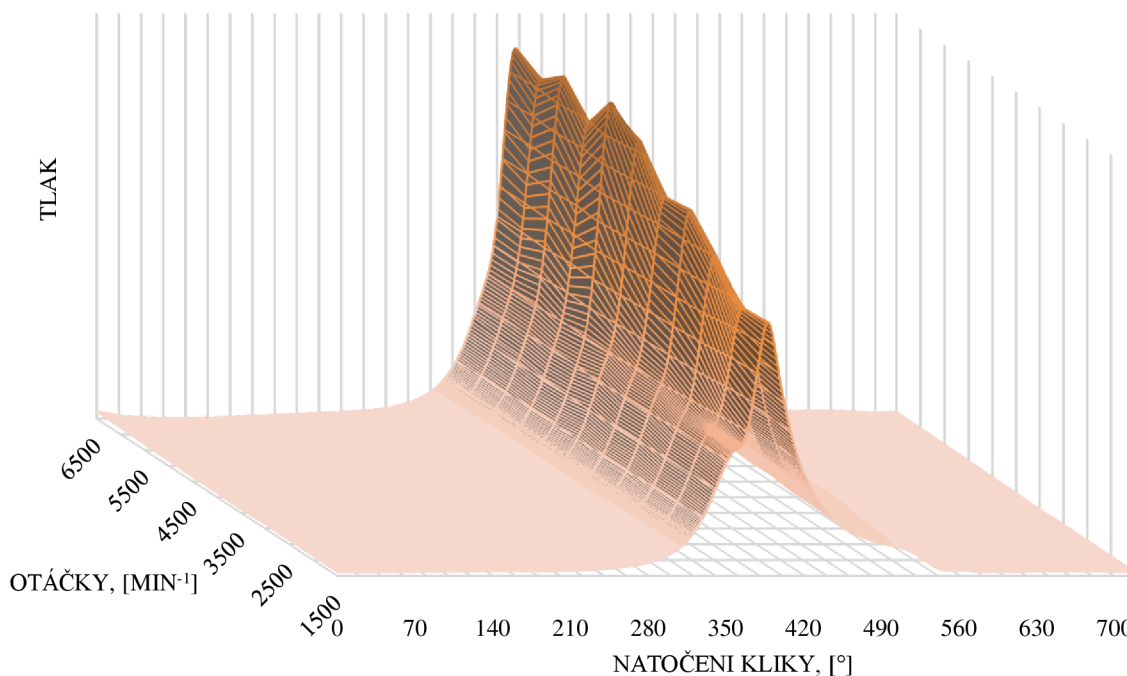
Obr. 64 Sestava bloku motoru v prostředí programu Adams Engine MD R3

6.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY A NASTAVENÍ MBS ANALÝZY

Hodnoty spalovacího tlaku ve válci motoru jsou totožné s hodnotami tlaku u motoru 1.0 MPI a byly dodány vedoucím práce. Na obr. 66 je znázorněn průběh tlaku v rozsahu pracovních otáček ($1500\text{--}6500\text{ min}^{-1}$) v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Tento průběh tlaku byl nadefinován pro analýzu zatížení bloku motoru.

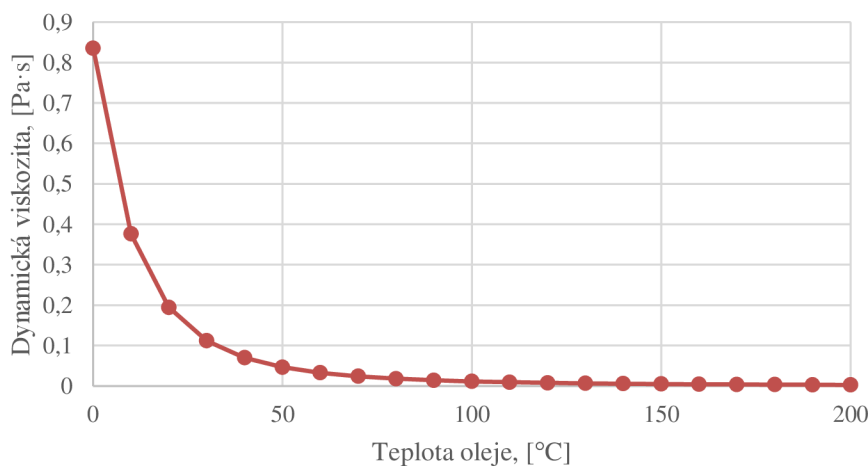
Jak již bylo řečeno výše, MBS analýza uvažuje jak pružná, tak i tuhá tělesa. Pro výpočet zatížení v oblasti uložení klikového hřídele, bloku motoru a klikové hřídele byly zvoleny pružná konečnoprvková tělesa a jejich modální redukce byla znázorněna v předchozích kapitolách.

Ostatní komponenty jako píst, ojnice, setrvačnick a řemenice byly uvažovány jako tuhá tělesa. Pro přesnější simulace v prostředí program Adams Engine byly nadefinovány momenty setrvačnosti tuhých těles a jejich hmotnostní parametry.



Obr. 65 Průběh tlaku v válcích spalovacího motoru

Hlavní ložiska byly nadefinovány jako 3D hydrodynamická. Tento druh hlavních ložisek v programu Adams Engine dovoluje naklonění klikového hřídele. Vzhledem k tomu, byla radiální vůle nastavena na hodnotu 0,05 mm. Pro zvětšení přesnosti výpočtu bylo definováno mazání hlavních ložisek pomocí kanálů, které mají průměr 5 mm. Olejová viskozita je 5-W40. Průběh dynamické viskozity zvoleného oleje v závislosti na teplotě je znázorněn na obr. 66. Rozsah teploty oleje odpovídá teplotě u motoru analogického objemu. Tlak oleje byl nadefinován na hodnotu 0.5 MPa.



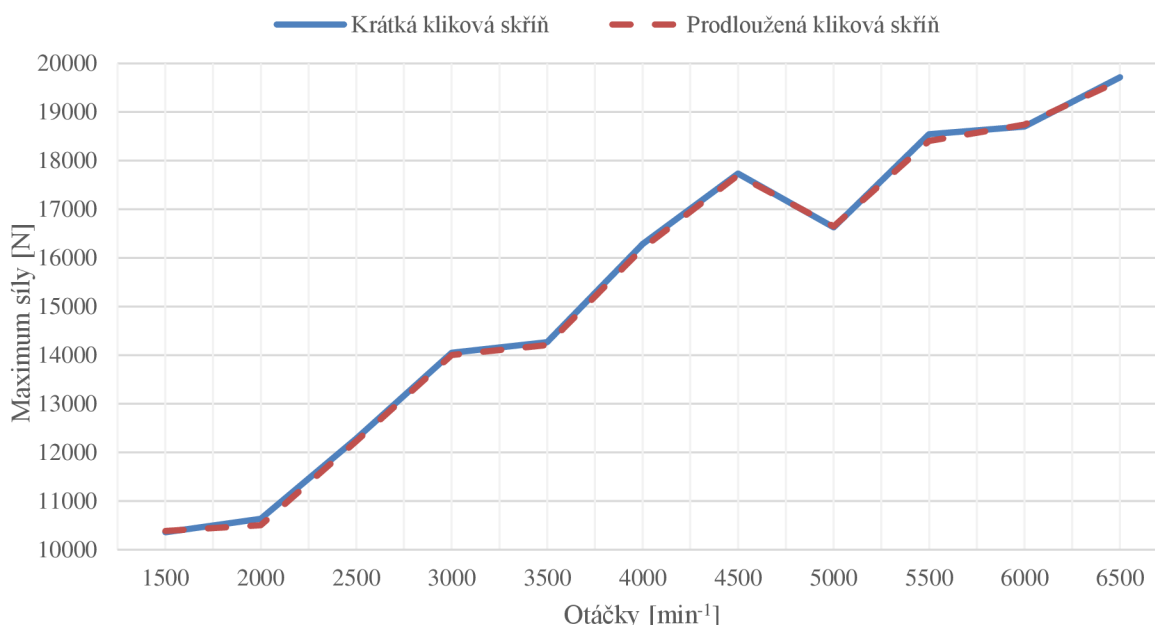
Obr. 66 Průběh dynamické viskozity v závislosti na teplotě oleje

Pro simulace dynamiky motoru byla použita analýza v ustáleném stavu. Tato analýza probíhá v již výše stanovených otáčkách s krokem v 500 min^{-1} . Simulace byla nastavena na 10 cyklů, tak aby 9 prvních cyklů bylo spočítáno, ale bylo zároveň vynecháno, poněvadž jich bylo využito pro ustálení systému. V následující kapitole jsou uvedeny výsledky MBS analýzy a jejich ohodnocení.

6.2 VÝSLEDKY MBS ANALÝZY.

6.2.1 ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK.

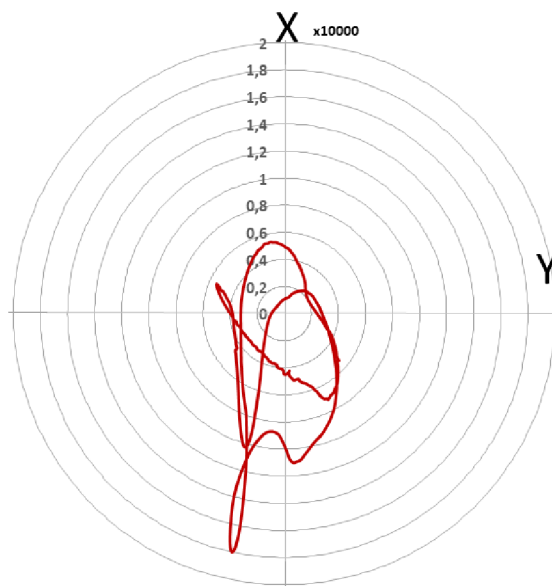
Důležitými výsledky analýzy v ustáleném stavu jsou maximální silové zatížení působící v jednotlivých hlavních ložiskách. Díky tomu lze porovnat maximální zatížení v každém hlavním ložisku a rovněž i mezi jednotlivými provedeními klikových skříní. V tab. 17 jsou uvedeny maximální síly v jednotlivých ložiskách pro obě provedení bloku. Z výpočtu vyplývá, že maximálně zatížené hlavní ložisko je číslo 2 pro obě varianty provedení klikové skříně. Pro srovnání na obr. 68 jsou zobrazeny maximální zatížení hlavního ložiska číslo 2 pro obě provedení bloku motoru s krátkou a prodlouženou klikovou skříní.



Obr. 67 Průběhy maxima zatížení druhého hlavního ložiska pro dvě varianty

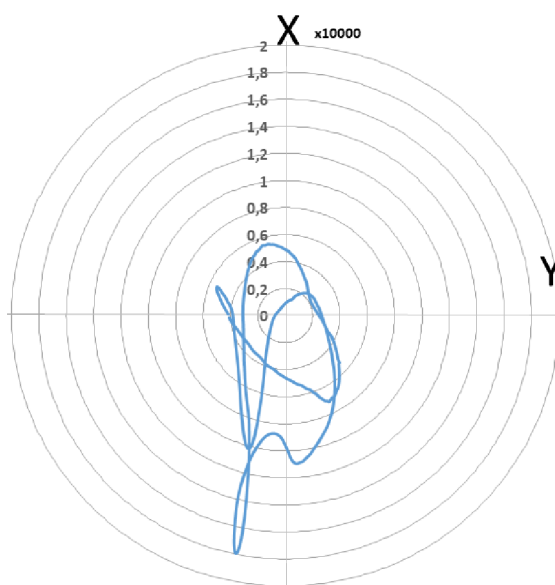
Z obrázku je patrné, že průběh maximální síly působící v hlavním ložisku s číslem 2 u obou provedení klikové skříně je shodný. Vzhledem k tomu, že základní parametry byly nadefinovány pro obě analýzy stejně a provedení bloku motoru se lišilo pouze v oblasti uložení klikového hřídele, tyto výsledky byly předvídatelné.

Pro lepší znázornění byl vykreslen součet sil F_x a F_y do tvaru polárního diagramu. F_x je normálová složka celkové síly působící v hlavním ložisku, F_y je příčná složka celkové síly působící v hlavním ložisku. Na obr. 69 a 70 jsou uvedeny polární diagramy celkové síly působící v hlavních ložiskách s číslem 2 pro obě provedení bloku.



Obr. 68 Polární diagram síly působící v ložisku č.2 u krátkého provedení klikové skříně

Z polárního diagramu na obrázku 69 je vidět, že se v průběhu analýzy vyskytovaly malé odchylky, které nemají fyzikální význam. Ve většině případů se tyto odchylky objevují kvůli ne úplně vyladěnému řešiči v MBS programu. Poněvadž výskyt odchylek není v místech maximálních hodnot celkové síly, lze tyto odchylky zanedbat.



Obr. 69 Polární diagram síly působící v ložisku č.2 u prodlouženého provedení klikové skříně

Jak již bylo řečeno, celkové silové účinky jsou shodné pro obě provedení bloku motoru. Avšak tyto síly budou mít rozdílný vliv vzhledem k rozdílným konstrukčním provedením klikové skříně. Například je zřejmé, že u provedení bloku motoru s prodlouženými bočními stěnami je poloha jednotlivých vík ložisek vůči klikové skříně zajištěna pomocí předpjatých šroubů a rovněž i přechodným uložením. V kapitole 3.2 na obr. 52 bylo znázorněno konstrukční řešení pro kritické místo v této oblasti. Důležité je však podotknout, že v místě vybrání (obr. 52) může dojít k únavové trhlině, navzdory k předpětí šroubu a přechodnému uložení, v důsledku zatížení

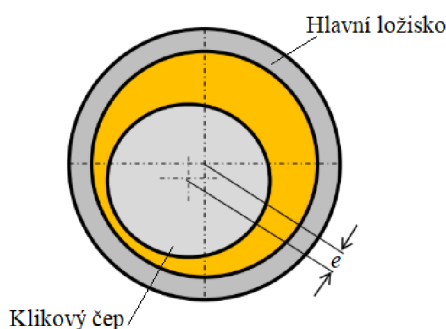
ložiska od příčné části F_y celkové síly působící v hlavních ložiskách. Z obrázku 70 vyplývá, že u bloku motoru s prodlouženými bočními stěnami maximální hodnoty ve směru osy Y ovlivňují unavovou životnost v kritických oblastech klikové skříně. [23]

6.2.2 RELATIVNÍ EXCENTRICITA

Dalším důležitým parametrem je relativní excentricita. Tento parametr vyplývá z následující rovnice:

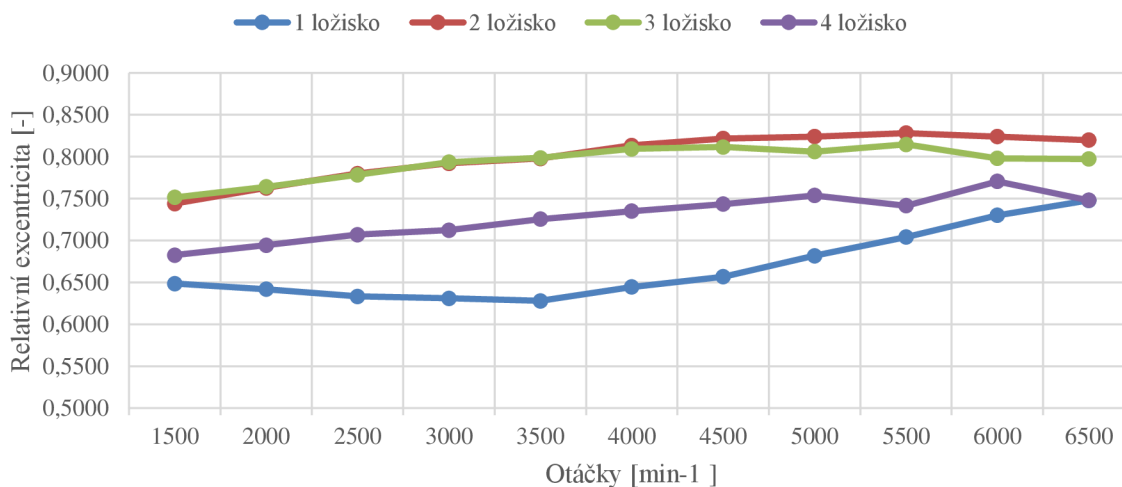
$$\varepsilon = \frac{2e}{D_h - d_k} \quad (38)$$

kde e je excentricita (výstřednost) klikového čepu vůči hlavnímu ložisku; D_h – průměr hlavního ložiska; d_k – průměr klikového čepu [24].

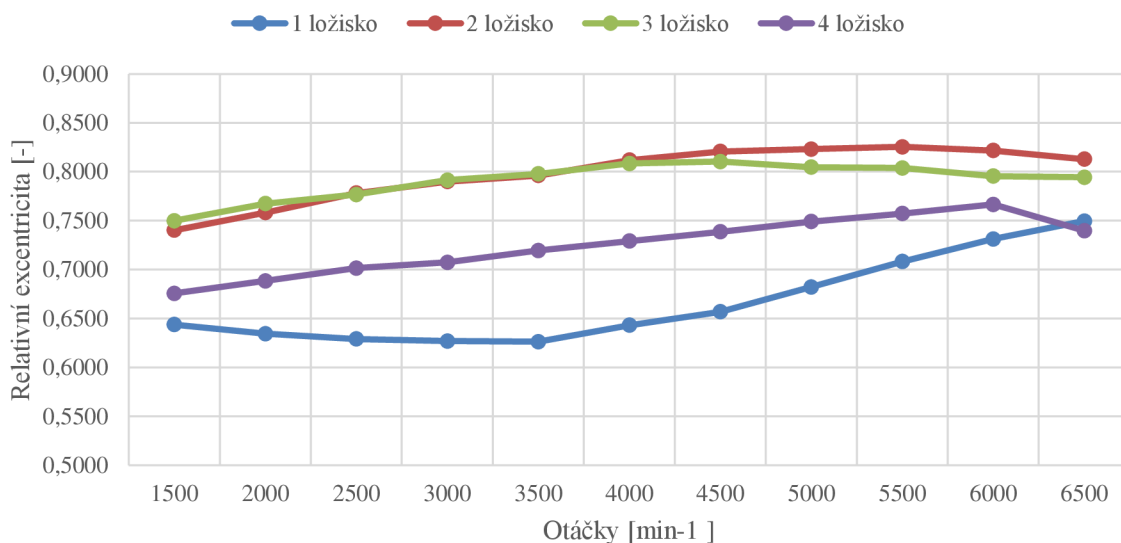


Obr. 70 Relativní excentricita [20]

Relativní excentricita pomáhá přesněji ohodnotit zatížení hlavních ložisek. Rovněž přispívá k porovnání schopností jednotlivých provedení klikové skříně zabezpečovat tužší uložení klikového hřídele. Relativní excentricita se pohybuje v hodnotách 0 až 1. Kde 0 znamená, že střed klikového čepu se nachází v středu hlavního ložiska a 1 znamená, že dochází ke kontaktu mezi klikovým čepem a ložiskovou pánví. Níže jsou znázorněny grafy relativní excentricity pro obě provedení bloků motoru.

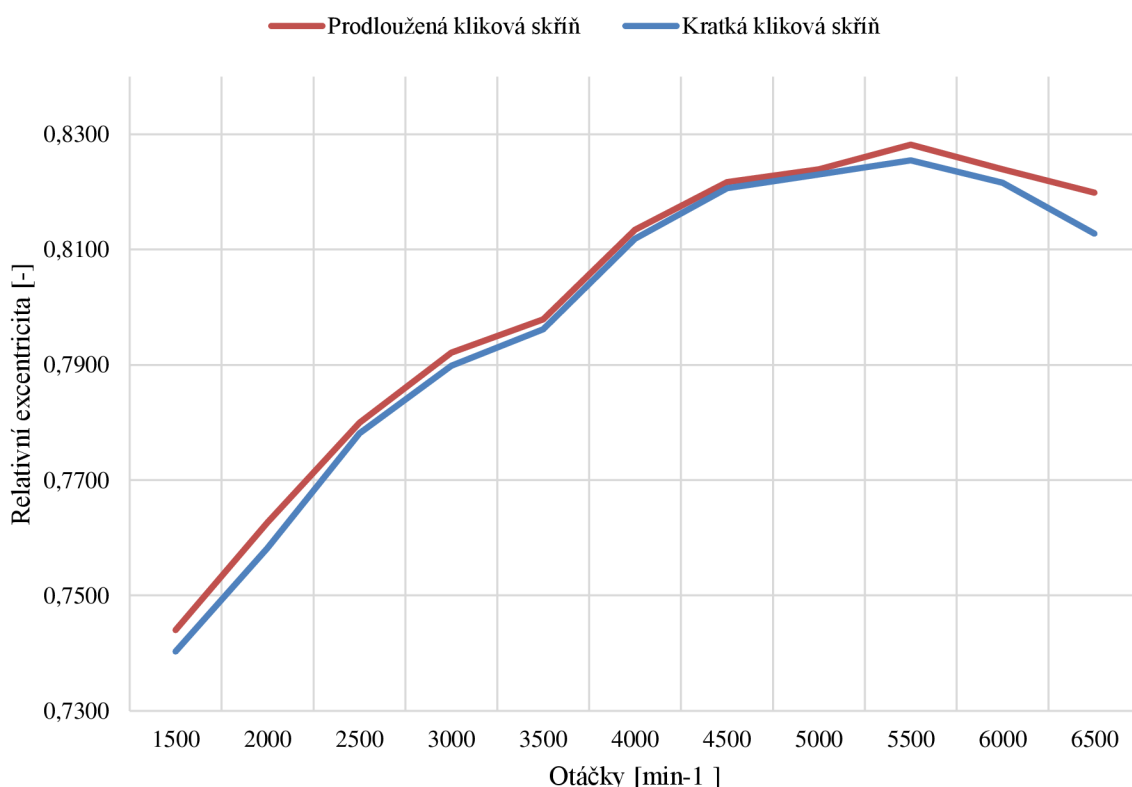


Obr. 71 Porovnání relativní excentricity pro hlavní ložiska 1 až 4 u provedení s prodlouženou skříně



Obr. 73 Porovnání relativní excentricity pro hlavní ložiska 1 až 4 u provedení s krátkou skříně

Z grafů je patrné, že relativní excentricita hlavního ložiska číslo 2 pro obě provedení má vyšší hodnoty v porovnání s ostatními ložisky, co potvrzuje nejvyšší celkovou sílu působící v tomto ložisku. Na dalším grafu je znázorněno porovnání relativní excentricity ložiska číslo 2, v závislosti na pracovních otáčkách motoru, při provedení krátké a prodloužené klikové skříně.



Obr. 72 Porovnání relativní excentricity pro ložisko 2 u provedení s krátkou a prodlouženou skříně

Z grafu je zřejmé, že u provedení motoru se spodní klikovou skříní, je relativní excentricita menší. To dovoluje předpokládat, že krátké provedení klikové skříně musí být tužší v oblasti uložení klikového hřídele.

Výsledky dynamické analýzy, v souladu s výsledky modální analýzy, mohou být použité pro další pevnostní výpočet v jednotlivých otáčkách motoru pomocí statické MKP úlohy. To by mělo dovolit ještě přesněji porovnat jednotlivá provedení bloků motoru. Tento výpočet by měl proběhnout při definici kontaktu mezi horní a spodní klikové skříní a zřejmě i s nastavením předpětí šroubu. Vzhledem k dosaženým výsledkům dynamické analýzy, by měla být věnována větší pozornost kritickým místem v oblasti 2. hlavního ložiska a rovněž i provedení klikové skříně s prodlouženými bočními stěnami.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce byl návrh a porovnání dvou variant bloků motorů s různým provedením v oblasti uložení klikové hřídele ze strukturálního hlediska.

První část diplomové práce je uvedena jako rešeršní a znázorňuje přehled již existujících variant konstrukčního řešení bloku válců a klikové skříně. Dalším krokem byly nadefinovány základní parametry motorů, znázorněny síly a moment působící v klikovém mechanismu a rovněž i teoretické vyvážení klikové hřídele.

Na základě řadového tříválcového zážehového motoru 1.0 MPI koncernu Volkswagen byly vymodelovány CAD modely dvou variant bloků válců s krátkou a prodlouženou klikovou skříní. Rovněž byl vymodelován jednoduchý model klikové hřídele. Během CAD návrhu byly použity konstrukční řešení, které byly znázorněny v rešeršní části a rovněž doporučeny vedoucím práce.

Na začátku procesu diskretizace byly zjednodušeny nepotřebné prvky, zaoblení a otvory s cílem ušetření času výpočtu dalších úloh. Objemová diskretizace CAD modelu proběhla pomocí programu Ansa a byla popsána v kapitole 4. Stejně byl v kapitole 4 znázorněn postup tvorby úhlových bodů rozhraní pomocí prvku typu MPC 184. Poněvadž jedním z kroků diplomové práce bylo provedení MBS simulace, konečnoprvkové modely byly modálně zredukovány pomocí metody Craig- Bamptona v prostředí program Ansys Mechanical APDL.

V programu Ansys byla také provedena modální analýza pro získání tvarů a frekvencí volných sestav bloků motorů. Tato analýza byla použita pro kontrolu konečnoprvkových modelů a rovněž pro předběžné zhodnocení strukturální tuhosti konstrukce.

Posledním krokem bylo provedení dynamické analýzy pomocí MBS programu Adams Engine MD R3. V kapitole 6 byli popsány okrajové podmínky a nastavení dynamické analýzy. Na základě silových výsledků byly nakresleny polární diagramy a popsány kritická místa z hlediska únavové životnosti. Bylo zjištěno, že maximální celková síla působí v druhém hlavním ložisku u obou provedení klikové skříně. Maximální síla působící v ložiskách u provedení krátké klikové skříně je 19710 N, u prodloužené klikové skříně je 19646 N. Shoda těchto hodnot byla očekávaná, poněvadž základní parametry byly nadefinovány pro obě analýzy stejně a provedení bloku motoru se lišilo pouze v oblasti uložení klikového hřídele.

Následně byly porovnány hodnoty relativní excentricity, kde je zřejmé, že se největší hodnoty objevili u ložiska číslo 2. Zjištěné hodnoty byly v rozsahu 0,74 až 0,83, což znamená, že v průběhu simulace motoru nedošlo ke kontaktu mezi klikovým čepem a ložiskovou pánví. Z obr. 74 vyplývá, že relativní excentricita nejvíce zatíženého hlavního ložiska u bloku motoru s krátkou klikovou skříní je menší v porovnání s prodlouženou klikovou skříní. Z toho lze předpokládat, že krátké provedení musí být tužší v oblasti uložení klikové hřídele. Menší excentricitu zabezpečuje spodní kliková skřín, která je výhodnější z hlediska příčných zatížení. V souladu s rešeršní částí, ve většině případů je provedení bloku motoru se spodní klikovou skříní 2,5 krát dražší.

Pro další vývoj a získání přesnějších výsledků dynamické analýzy a silových výsledků je vhodné provést pevnostní výpočty v jednotlivých otáčkách motoru pomocí statických MKP úloh. Důležité podotknout, že v průběhu statických analýz měla být větší pozornost věnována

kritickým místem v oblasti druhého hlavního ložiska a rovněž i provedení klikové skříně s prodlouženými bočními stěnami.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOŠTÁL, J.; SUK, B. PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY, 1st ed.; Československá akademie věd: Praha, 1963;
- [2] VAN BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives [online]. 1. Warrendale, Pa.: SAE International, c2004 [cit. 2019-01-29]. ISBN 978-3-86522-197-1. Dostupné z: <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/rcid:kpICEHBCS1/id:kt0086GXJR/internal-combustion-engine-3/engine-components?kpromoter=Summon>
- [3] SCHÄFER, Alexander, Uwe SCHILLING a Simon SCHNAIBEL, ed. Reconditioning of Aluminium Engines [online]. 1. Untere Neckarstraße 74172 Neckarsulm, Germany: © MSI Motor Service International, 2006 [cit. 2019-01-29]. ISBN 9783865221971. Dostupné z: https://cdn2.ms-motorservice.com/fileadmin/media/MAM/PDF_Assets/Reconditioning-of-Aluminium-Engine-Blocks_51708.pdf
- [4] RAUSCHER, Jaroslav. Vozidlové motory: studijní opory [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf>
- [5] VORWERK, Christoph, Günter BUSCH, Hans-Jürgen KAISER a Michael WILHELM. Influence of bottom end design on noise and vibration behavior of 4-cylinder in-line gasoline engines. SAE Transactions, : Journal of Engines [online]. 1993, (102), 1666-1678 [cit. 2019-01-04]. Dostupné z: <https://www.jstor.org/stable/44611494>
- [6] Open-deck engine block. In: L.A.Sleeve [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: https://www.lasleeve.com/images/news_images/lasleeve-performance-opendeck-sleeves-inline-4.jpg
- [7] Porsche 911 engine block. In: Auto Parts Boutique [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: http://www.apbparts.com/uploads/7/0/2/3/70236957/s452502671500347390_p4250_i1_w160.jpeg
- [8] Main bearing cap. In: CARiD.com [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: https://www.carid.com/ic/articles/glossary-of-engine-internal-parts/main-bearing-caps_0.jpg
- [9] V8 engine block. In: Speednik.com [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <https://www.speednik.com/wp-content/blogs.dir/1/files/2015/09/tech-the-benefits-to-an-aftermarket-windsor-block-for-ford-owners-0029-640x427.jpg>
- [10] Model of engine block. In: Automobilrevue.cz [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <https://www.automobilrevue.cz/obrazek/4fcf0a8c6835f/05-14tMPI.jpg>
- [11] Engine in-line block with bedplate. In: Ci.catcar.info [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: https://ci.catcar.info/chrysler_2017_07/0eb589/128423.png
- [12] Bearing ladder. In: COLORADOSPEED.com [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: https://www.coloradospeed.com/images/lpe/LPEL200156006_C.jpg

- [13] Bedplate. In: Lamesspa.com [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: http://www.lamesspa.com/wp-content/uploads/2016/10/DSC_0456-1-2-800x500.jpg
- [14] Engine block with caps. In: Mustangandfords.com [online]. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <http://www.mustangandfords.com/how-to/engine/1408-reproduction-fe-series-427-crossbolt-blockbuster/>
- [15] 1.0 MPI engine block by Volkswagen. In: Media.tornau [online]. [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: http://media.tornau-motoren.de/shop/Artikelbilder/800x800px/CHY_KT.jpg
- [16] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí. Vyvažování řadových motorů – tříválec.: Studijní podklady k předmětu QHL. Brno, 2012.
- [17] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. Hnací ústrojí. Síly a momenty v klikovém mechanismu.: Studijní podklady k předmětu QHL. Brno, 2012.
- [18] MSC.Software, ADAMS 2017.2. Help. Newport Beach (CA), 2017
- [19] NOVOTNÝ, Pavel. Simulace dynamiky hnacího ústrojí - centrální modul virtuálního motoru. Brno, 2004. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav dopravní Techniky.
- [20] NOVOTNÝ, Pavel. Kluzná ložiska: Studijní podklady k předmětu QMO. Brno, 2017.
- [21] NOVOTNÝ, Pavel. Základy numerických metod: Studijní podklady k předmětu QMO. Brno, 2017.
- [22] PETRUŠKA, J.: MKP v inženýrských výpočtech. Studijní opory [Online]. Brno: VUT v Brně, 2011 [cit.: 23.05.2019]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>
- [23] DRÁPAL, Lubomír a Jan VOPAŘIL, 2018. Investigation of an engine block load by means of crank train rotating parts. *Vibroengineering PROCEDIA: Kaunas, Lithuania: JVE International* [online]. **2018**(18), 117-122 [cit. 2019-05-23]. Dostupné z: <https://www.jvejournals.com/article/19933>
- [24] BUDYNAS, Richard G., J. Keith NISBETT a Joseph Edward SHIGLEY, [2015]. *Shigley's mechanical engineering design*. Tenth edition. New York, NY: McGraw-Hill Education. ISBN 978-0-07-339820-4.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	rozteč válců
A	[mm]	vzdálenost od středu malého ojnicního oka do těžiště ojnice
a_z	[m/s ²]	zrychlení
B	[mm]	vzdálenost od středu velkého oka do těžiště ojnice
D	[mm]	vrtání válce
D_h	[mm]	průměr hlavního ložiska
d_k	[mm]	průměr klikového čepu
DÚ	[-]	Dolní uvrat'
e	[mm]	excentricita (výstřednost) klikového čepu vůči hlavnímu ložisku
$F_{hl\ x}$	[N]	normálová síla od tlaku plynu
$F_{hl\ y}$	[N]	síly zatěžující hlavní ložiska a blok motoru
F_n	[N]	normálová síla
F_o	[N]	síla přenášená ojnicí
F_p	[N]	síla od tlaku plynů
F_r	[N]	radiální síla
F_{r1}	[N]	setrvačná síla rotačních částí
F_{s_p1}	[N]	setrvačná síla posuvných částí prvního řádu
F_{s_p2}	[N]	setrvačná síla posuvných částí druhého řádu
F_{setrv}	[N]	setrvačná síla
F_{sl}	[N]	setrvačná síla posuvných částí
F_t	[N]	tangenciální síla
F_x	[N]	normálová složka celkové síly působící v hlavním ložisku
F_y	[N]	je příčná složka celkové síly působící v hlavním ložisku
HÚ	[-]	Horní uvrat'
i	[-]	počet válců
J_t	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vztažený k těžišti ojnice
J_{xx}	[kg·m ²]	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti) k ose X
J_{yy}	[kg·m ²]	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti) k ose Y
J_{zz}	[kg·m ²]	Momenty setrvačnosti (vztaženy k těžišti) k ose Z
K	[-]	matice tuhosti
L	[mm]	účinná délka ojnice
M	[-]	matice hmotnosti

m	[kg]	Hmotnost
m_1	[kg]	zredukována hmotnost ojnice
m_2	[kg]	zredukována hmotnost ojnice ve středu velkého oka ojnice
m_3	[kg]	zredukována hmotnost ojnice ve středu malého oka ojnice
MBC	[-]	Multi body system
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
M_I	[Nm]	moment posuvných částí prvního řádu
M_{II}	[Nm]	moment posuvných částí druhého řádu
m_o	[kg]	celková hmotnost původní ojnice
m_p	[kg]	hmotnost posuvných částí
m_{psk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny včetně kroužku a hmotnosti pístního čepu
m_r	[kg]	hmotnost rotačních částí
M_r	[Nm]	Celkový moment rotačních částí
m_r	[kg]	hmotnost rotačních částí
m_{red_kol}	[kg]	hmotnost vývažovacího kolečka
m_v	[kg]	hmotnost vývažků rotačních částí
$m_{zal\ red}$	[kg]	hmotnost zalomení redukována na poloměr kliky
n	[min^{-1}]	jmenovité otáčky motoru
Obr.	[-]	Obrazek
p	[MPa]	tlak v spalovacím prostoru
p_0	[MPa]	tlak v klikové skříní
q	[-]	zobecněná souřadnice
r	[mm]	poloměr kliky
R_m	[MPa]	mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}$	[MPa]	mez kluzu materiálu
r_{r_v}	[mm]	poloměr těžiště vývažků rotačních částí
r_T	[mm]	vzdálenost od středu zalomení do těžiště
r_{T_z}	[mm]	poloměr těžiště zalomení klikového hřídele bez vývažků
r_v	[mm]	poloměr těžiště vývažku
Tab.	[-]	Tabulka
u	[-]	deformace pružného tělesa
U	[-]	vektor posuvu
U_a	[-]	vektor amplitud posuvu

u_b	[-]	vektor stupňů volnosti vazebných uzlu rozhraní
u_i	[-]	vektor stupňů volnosti vnitřních uzlů
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel odklonu ojnice
ε	[-]	relativní excentricita
η	[°]	osa procházející osou pístu
θ_1	[°]	úhel natočení vývažku
θ_2	[°]	úhel šířky vývažku
λ	[-]	klikový poměr
ξ	[°]	osa rotace
ρ	[kg/m ³]	hustota
χ	[-]	vlastní číslo
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení klikového hřídele
Ω_i	[rad/s]	i-tá vlastní frekvence

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Konstrukční řešení

Příloha 2 – Výsledky modální analýzy

Příloha 3 – Výsledky zatížení hlavních ložisek