



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

KONSTRUKCE ZÁŽEHOVÉHO MOTORU PRO HYBRIDNÍ POHON OSOBNÍHO VOZU

SPARK-IGNITION ENGINE DESIGN FOR HYBRID PASSENGER CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Smejkal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Jan Smejkal**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

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:

Konstrukce zážehového motoru pro hybridní pohon osobního vozu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce konstrukčního charakteru zaměřená návrh konstrukce zážehového spalovacího motoru hybridní pohonné jednotky osobního automobilu.

Cíle diplomové práce:

Zpracovat stručnou rešerši v oblasti konstrukce a základních parametrů spalovacích motorů v hybridní pohonné soustavě osobního vozu. Provést konstrukční návrh zážehového nepřepřítňovaného čtyřválcového motoru o zadaných parametrech. Při koncepčním návrhu zohlednit požadavky na menší složitost a nižší výrobní náklady motoru a zaměřit se na zvýšenou účinnost spalovacího motoru v režimech jeho nejčastějšího zatížení. V rámci návrhu uvážit použití výrazně dlouhozdvihové koncepce, dvouventilové techniky, prodlouženého expanzního zdvihu, recirkulace výfukových plynů, případně spalování chudých směsí. S využitím pokročilých metod provést výpočet vybraného konstrukčního uzlu. Vypracovat výkres sestavy motoru a uvést hlavní a přípojně rozměry.

Seznam doporučené literatury:

HEISLER, H. Advanced Engine Technology. 1st edition. Oxford (Great Britain): Arnold, 1995, reprint 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

STONE, R. Introduction to internal combustion engines. 4th edition. Basingstoke: Palgrave Macmillan, 2012. ISBN 978-0-230-57663-6.

MERKER, G. P., SCHWARZ, CH., TEICHMAN, R. Combustion Engines Development – Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation. Heidelberg: Springer, 2012. 642 s. ISBN 978-3-642-02951-6.

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 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato závěrečná práce se zabývá konstrukčním návrhem zážehového řadového čtyřválcového motoru s nepřímým vstřikováním paliva a přirozeným sáním o zdvihovém objemu 1799 cm³, který je určen pro hybridní pohon. Před samotným konstrukčním návrhem a návrhem základních rozměrů pohonné jednotky je provedena rešerše soudobých motorů odpovídajících zadaným parametrům. V části práce, která se věnuje návrhu konstrukce, jsou popsány hlavní komponenty a soustavy motoru. Následuje pevnostní výpočet ojnice pomocí MKP, na který navazuje analytická výpočetní metoda únavy LSA.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hybridní pohon, čtyřválcový motor, přirozené sání, ojnice, únava, MKP, LSA

ABSTRACT

This diploma thesis deals with design of four-cylinder spark ignition naturally aspirated engine with indirect fuel injection for hybrid passenger cars. The thesis begins with research of engines that meet the requirements of the thesis assignment. The research is followed by design of the engine, where the main components are described in detail. The last part deals with FEA analysis of the connecting rod which is followed by analytical computation of high-cycle fatigue by the LSA method.

KEYWORDS

Hybrid drive, four-cylinder engine, naturally aspirated, connecting rod, fatigue, FEM, LSA

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SMEJKAL, Jan. *Konstrukce zážehového motoru pro hybridní pohon osobního vozu*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/145840>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Lubomír Drápal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubomíra Drápala, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2023

.....

Jan Smejkal

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé závěrečné práce, panu Lubomíru Drápalovi, za vstřícnost, ochotu, trpělivost a velmi cenné rady a připomínky během vypracování této práce. Také bych chtěl vyjádřit díky svým blízkým za velkou psychickou podporu během celého studia.

OBSAH

Úvod	12
1 Hybridní pohon	13
1.1 Historie hybridního pohonu	13
1.2 Rozdělení dle uspořádání	14
1.2.1 Paralelní uspořádání	14
1.2.2 Sériové uspořádání	15
1.2.3 Uspořádání s dělením výkonu (power-split)	16
1.3 Dělení dle stupně hybridizace	16
1.3.1 Micro hybrid	16
1.3.2 Mild hybrid	17
1.3.3 Full hybrid	17
1.3.4 Plug-in hybrid	17
1.4 Dělení dle typu architektury pohonu	17
1.4.1 Architektura P0	18
1.4.2 Architektura P1	18
1.4.3 Architektura P2	18
1.4.4 Architektura P3	19
1.4.5 Architektura P4	19
2 Současné spalovací motory v hybridních pohonech	20
2.1 Toyota 2ZR-FXE	20
2.2 Hyundai G4LE	24
2.3 Renault H4M C6/MU	26
2.4 Honda LEB-H5	28
2.5 Mazda G90	30
2.6 Suzuki K12D	31
2.7 Porovnání výkonnostních parametrů	33
3 Vývojové trendy v oblasti hybridního pohonu	34
3.1 Swumble koncept	34
3.2 Hnací ústrojí Mahle se vstřikem do předkomůrky	35
3.3 Volvo VEP GEN3 LP	36
4 Koncepční návrh motoru	38
4.1 Základní rozměry	38
4.2 Konfigurace motoru	39
4.3 Hybridní ústrojí	40
4.4 Použitá konstrukční řešení	40
4.4.1 Dlouhozdvihová koncepce	40
4.4.2 Dvouventilová technika	41
4.4.3 Prodloužený expanzní zdvih	42
4.4.4 Recirkulace výfukových plynů	42
4.4.5 Spalování chudých směsí	43
5 Konstrukční návrh motoru	45
5.1 Klikový mechanismus	45

5.1.1	Klíkový hřídel	45
5.1.2	Ojniční skupina	46
5.1.3	Pístní skupina	47
5.1.4	Setrvačnick.....	48
5.2	Pevné konstrukční části motoru	49
5.2.1	Blok motoru	49
5.3	Hlava motoru	50
5.4	Rozvodový mechanismus.....	52
5.5	Spodní víko.....	53
5.6	Chladicí soustava.....	54
5.7	Mazací soustava	54
6	Termodynamická simulace	56
7	Kinematika excentrického klikového mechanismu.....	60
8	Rozklad silového působení v klikovém mechanismu	65
8.1	Primární síly – síly od tlaku plynů	66
8.2	Sekundární síly – setrvačné síly	66
8.2.1	Redukce ojnice do dvou hmotných bodů.....	67
8.2.2	Setrvačné síly posuvných částí	67
8.2.3	Setrvačné síly rotačních částí	67
8.3	Silové působení na pístní skupinu	68
8.4	Síly přenášené ojnicí	68
8.5	Silové působení na ojniční čep	69
8.6	Silové působení na hlavní čep	69
9	Vyvážení klikového mechanismu.....	70
9.1	Setrvačné síly rotujících částí	70
9.2	Momenty setrvačných sil rotujících částí	72
9.3	Setrvačné síly posuvných částí.....	72
9.4	Momenty setrvačných sil posuvných částí	74
10	Pevnostní výpočet ojnice.....	75
10.1	Určení nebezpečných stavů	75
10.2	MKP výpočty	76
10.2.1	Model geometrie	76
10.2.2	Definice materiálu	77
10.2.3	Diskretizace modelu.....	78
10.2.4	Nastavení kontaktů.....	79
10.2.5	Okrajové podmínky a zatížení	80
10.2.6	Vyhodnocení výsledků MKP	82
10.2.7	Určení nebezpečných oblastí	87
10.3	Únavové namáhání	88
10.3.1	Faktory ovlivňující mez únavy	89
10.3.2	Stanovení bezpečnosti.....	91

Závěr	92
Použité informační zdroje.....	93
Seznam použitých zkratek a symbolů.....	98
Seznam příloh	101

ÚVOD

Jedněmi z nejčastěji objevujících se termínů napříč médii v průběhu 21. století jsou globální oteplování a znečištění životního prostředí. Tyto dvě problematiky společně s omezenou zásobou ropy na Zemi způsobují, že se klade větší důraz na vývoj nové techniky napříč všemi odvětvími, ať už se jedná o znečištění z hlediska produkce škodlivých látek, či snížení energetické náročnosti produktu. U vývoje automobilových pohonů tomu není jinak. Snaha o snížení emisí spalovacích motorů, zejména u osobních automobilů, je způsobena především přísnými normami vydávanými Evropskou unií. Zlepšováním spalovacího procesu a užitím specifických komponent ve výfukovém systému, jako jsou katalyzátory a filtry pevných částic, se motory za poslední roky posunuly k výrazně ekologičtějšímu provozu. Vizi EU je však v rámci několika desítek let dosáhnout úplné elektrifikace a také toho, aby Evropa byla prvním klimaticky neutrálním kontinentem. Dalším milníkem, který bude pravděpodobně tvrdým zásahem pro vozidla, která jsou poháněna pouze zážehovým nebo vznětovým motorem, bude norma Euro 7, která je pro osobní automobily plánovaná na rok 2025. I díky tomu v současné době zažívají hybridní vozy a elektromobily obrovský rozmach. Plně elektrické vozy Tesly a konkurenčních automobilek na poli elektromobility lze nalézt na předních příčkách žebříčků, které poukazují na počet prodaných vozů v zemích po celém světě. Uživatelský komfort z hlediska hustoty sítě nabíjecích stanic a jejich energetická náročnost nebo například pořizovací cena nových baterií do ojetých vozů, u kterých již vypršela záruka na baterie, jsou však v současnosti nelichotivou stránkou takových automobilů. Jednou z možných cest je pak kompromis mezi klasickou spalovací jednotkou a plně elektrifikovaným vozem, a to hybridní pohon. Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem zážehového motoru do právě takového typu pohonu.

Úvodní částí je řešerše v oblasti spalovacích jednotek, které odpovídají parametrům zadání. Jedná se o kompletní průzkum evropského trhu s motory používanými v hybridních pohonech. Na základě řešeršní části je pak vypracován koncepční návrh pohonu, kde jsou mimo jiné zvoleny základní rozměry jako zdvih a vrtání či průměry čepů klikového hřídele. Následuje nejdůležitější část této práce, a sice samotný konstrukční návrh, který je zpracovaný v softwaru Creo Parametric 4.0. Při návrhu je kladen důraz na splnění požadavků zadání práce. Po jeho vypracování je přistoupeno k pevnostním výpočtům ojnice, které jsou prováděny v softwaru Ansys Mechanical verze 2023 R1. Na základě výsledků je pak proveden analytický výpočet únavového namáhání metodou LSA.

1 HYBRIDNÍ POHON

Pojmem hybridní pohon se rozumí kombinace dvou různých typů pohonu, jejichž výhody se při různých provozních režimech spojí a vznikne tak jeden efektivní celek. Nejčastější kombinací je pak spojení spalovacího motoru a elektromotoru, který pracuje obousměrně. Podle jízdního režimu funguje buď jako motor, kdy je elektrická energie spotřebovávána a měněna na energii mechanickou, nebo jako generátor, kdy je tomu naopak. Zjednodušeně lze říci, že v případě potřeby, např. při akceleraci, elektromotor vypomáhá spalovacímu motoru. Naopak v režimech, kdy vůz disponuje velkou kinetickou, setrvačnou, případně potenciální energií, začíná elektromotor pracovat jako generátor a dobíjí baterii. Jedná se tak o využití energie, která je u běžných automobilů se spalovacími motory odváděna z brzd do okolí naprosto bez užitku. Kombinací těchto dvou typů pohonu lze sloučit jejich výhody a eliminovat nevýhody. Příkladem je účinnost spalovacího motoru. Dnešní spalovací motory dosahují celkové účinnosti mezi 30–40 %, avšak toto platí pouze za optimálních provozních podmínek. V provozních režimech s nízkým zatížením může účinnost klesat až pod 10 %. Dalším problémem je pak volnoběh, kdy motor spotřebovává palivo, nicméně automobil nekoná žádnou práci. Naproti tomu elektromotor dosahuje velmi dobré účinnosti v širokém rozsahu provozního spektra, čímž se v kombinaci se spalovacím motorem docílí optimalizace účinnosti ve všech jízdních režimech [1, 2].

1.1 HISTORIE HYBRIDNÍHO POHONU

První zaznamenaný koncept hybridního pohonu ve smyslu kombinace dvou typů pohonů údajně spatřil světlo světa již v letech 1665–1680, kdy vlámský jezuitský kněz a astronom Ferdinand Verbiest vytvářel plány na povoz, který byl poháněný parou a využíval také koňského spřežení [3].

Vynálezcem prvního hybridního automobilu je pak Ferdinand Porsche. Představen byl na Světové výstavě v Paříži v roce 1900 a nesl pojmenování Lohner-Porsche, model Semper Vivus. Jednalo se o vůz s elektromotory v náboji předních kol. Dva zážehové motory (každý s výkonem 2,6 kW) využil k pohonu dynama, které dobíjelo akumulátory, ze kterých pak energie přecházela rovnou do elektromotorů. Vytvořil tak v podstatě sériový hybrid. Elektromotory ve voze mimo jiné sloužily i jako startéry motoru. O rok později tento koncept rozvinul v modelu Mixte, který měl být připraven pro sériovou produkci. Zde byl použit čtyřválcový zážehový motor s objemem 5,5 l a výkonem 18 kW, který byl hnací hřídelí připojen k elektrickému generátoru uloženému pod sedadly. Hlavní nevýhodou vozu byla jeho hmotnost, která se pohybovala okolo 1200 kg [4].

V roce 1916 pak společnost Woods Motor Vehicle vytvořila první paralelní hybrid, typ pohonu nazvaný Dual Power, který byl představen v Modelu 44. Tento vůz dosahoval sice větších rychlostí, než tehdejší elektrifikované automobily (např. Detroit Electric), nicméně se nedokázal vyrovnat rychlostí automobilů používajících pouze spalovací motor (Ford Model T). V automobilu nebyla použita převodovka, vyžadoval méně údržby ve srovnání s tehdejšími elektromobily a nepotřeboval dobíjecí stanice. Ve vozu byl 1,1 l motor s L hlavou válců, který produkoval výkon zhruba 10,5 kW. Přes elektromagnetickou spojku byl spojen s dynamotorem. V režimu, kdy byl automobil poháněn elektromotorem i spalovacím motorem současně, dosahoval vůz rychlostí přes 50 km·h⁻¹. Tomuto průkopnickému konceptu však konkuroval Henry Ford se svým Modelem T, který však díky

výrobě vozů na montážní lince bylo možné pořídit za čtvrtinu ceny Modelu 44. Díky značnému rozdílu v pořizovací ceně byla upozaděna i ekonomičnost provozu hybridního pohonu a jeho vývoj tak byl na delší dobu pozastaven [5].

Od počátku šedesátých let se v USA začaly objevovat zákony regulující množství emisí vypouštěných automobily. První z nich byly přijaty v Kalifornii jako reakce na špatnou kvalitu ovzduší v Los Angeles. Následně pak americký kongres uzákonil omezující normy platné na celostátní úrovni. S příchodem ropným šokem v roce 1973 se na tuto problematiku začalo upínat ještě více pohledů. Jedním z výrazných jmen té doby byl Viktor Wouk, který nejprve pracoval na konceptech elektromobilů, nicméně se potýkal s příliš nízkou kapacitou baterií a o jeho elektromobily nebyl zájem. Začal se tedy soustředit na vývoj hybridu, kdy se snažil přestavět Buick Skylark za pomoci kombinace elektromotoru a Wankelova motoru z Mazdy. V americké organizaci pro ochranu životního prostředí EPA se však objevil jistý Eric Stork, který se postaral o to, aby hybridní automobil neprošel testováním. Tímto byl vývoj hybridních automobilu ve Spojených státech téměř na 30 let pozastaven [6, 7].

Pravděpodobně nejvýznamnějším rokem byl rok 1997, kdy na japonský trh vstoupila Toyota Prius. Jednalo se o první masově vyráběný hybridní automobil. Byl poháněn čtyřválcovým zážehovým motorem o objemu 1,5 l, který pracoval dle Atkinsonova cyklu. Za zadními sedadly se ukrýval nikl-metal hydridový akumulátor. Základní architektura pohonu byla tak propracovaná, že na ní Toyota dokázala stavět ještě dlouhou dobu. Na $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ automobil zrychloval za 13,4 s, dokázal jet rychlostí až $160 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a dle japonského měřicího cyklu 10/15 dosahoval spotřeby 3,56 l na 100 km [8]. V té době Prius překonal téměř všechny automobily z hlediska spotřeby a emisí. V roce 2004 byla uvedena na evropský trh druhá generace automobilu. Toyota se zaměřila na lepší spolupráci elektrického a spalovacího pohonu. Hlavní změnou bylo vylepšení výkonu elektromotoru a snížení hmotnosti baterií, čímž se docílilo také lepší spotřeby a nižších emisí. V tomto trendu Toyota pokračovala i u dalších generací Priusu a jednoznačně tak ukázala výhody hybridních pohonů [9].

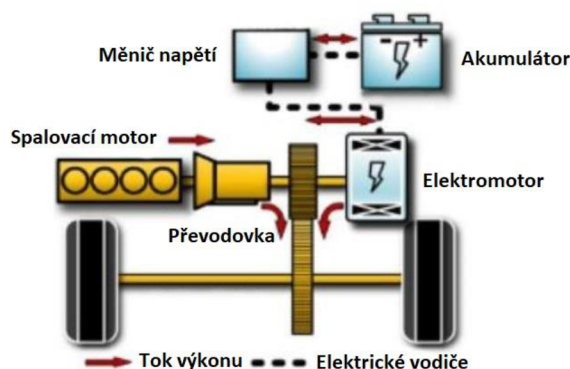
1.2 ROZDĚLENÍ DLE USPOŘÁDÁNÍ

Hybridní pohony se rozdělují podle určitých kritérií. Jedním z nich je dělení dle uspořádání elektromotoru a spalovací jednotky, resp. dle toku výkonu.

1.2.1 PARALELNÍ USPOŘÁDÁNÍ

U paralelních hybridů jsou elektromotor i spalovací motor propojeny s poháněnou nápravou a oba tak poskytují výkon pro provoz vozu. Propojení je realizováno pomocí mechanického převodu, nejčastěji se pak využívá planetových převodovek. Při požadavku vyššího výkonu funguje elektromotor v motorickém režimu a dodává točivý moment do převodovky. V opačném případě pak pracuje jako generátor a vytváří elektrickou energii, která je ukládána v akumulátoru, který napájí palubní systémy, případně při motorickém režimu zpětně dodává energii elektromotoru. Taková konfigurace je zobrazena na obr. 1. Jinou variantou je pak konfigurace, kdy přední náprava je poháněna spalovacím motorem a zadní elektromotorem, případně elektromotory umístěnými v nábojích kol [10, 11].

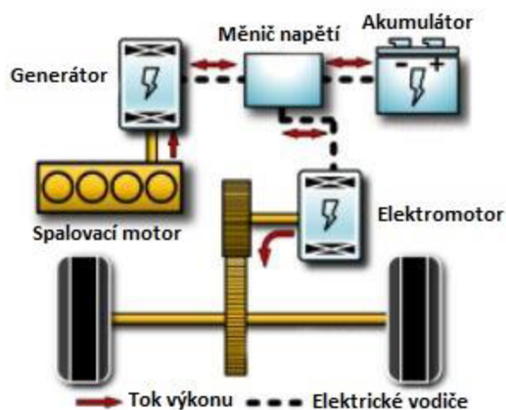
Hlavní výhodou paralelního uspořádání oproti sériovému je mechanické spojení spalovacího motoru s hnací nápravou, díky čemuž nedochází ke ztrátám spojeným s transformací mechanické energie na elektrickou. Ideální využití je pak za vyšších rychlostí. Hlavní nevýhoda pak vzniká při pohonu pouze spalovacím motorem a jízdním režimu s nízkým zatížením, kdy pohonná jednotka pracuje s nízkou účinností. Taková situace může nastat v důsledku vybitého akumulátoru [10, 11].



Obr. 1 Paralelní uspořádání [11]

1.2.2 SÉRIOVÉ USPOŘÁDÁNÍ

Tento typ uspořádání je velmi podobný elektromobilu, jelikož točivý moment na kola dodává pouze elektromotor, kterému dodává energii spalovací motor propojený s generátorem. Součástí této konfigurace je také akumulátor, do kterého je ukládána přebytečná energie a který primárně slouží jako zdroj energie. V případě vyčerpání energie z akumulátoru se do chodu uvede spalovací motor s generátorem. Při požadavku vysokého výkonu je elektromotor napájen energií jak z akumulátoru, tak z generátoru. SM není mechanicky spojen s hnací nápravou, díky čemuž ho lze provozovat v rozsahu maximální účinnosti nezávisle na rychlosti vozidla nebo požadovaném výkonu, což je největší výhoda sériového uspořádání. Nevýhodou je pak nutnost vícenásobné konverze mezi mechanickou a elektrickou energií. Díky použití elektromotoru pro pohon vozidla nemusí být ve voze víceúrovňová převodovka. Toto uspořádání je určeno především pro provoz ve městě, za nižších rychlostí. Dobře funguje v režimu stop-and-go [10, 11]. Tato varianta je zobrazena na obr. 2.

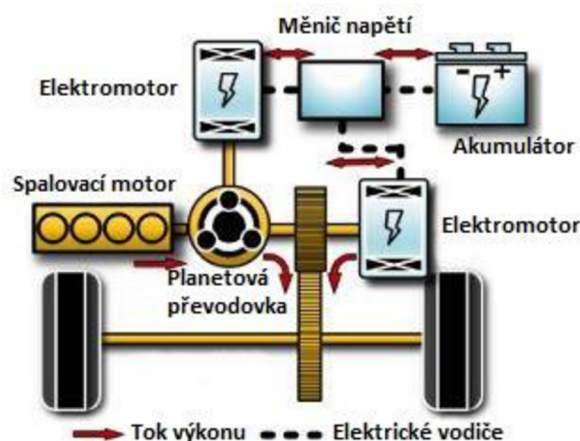


Obr. 2 Sériové uspořádání [11]

1.2.3 USPOŘÁDÁNÍ S DĚLENÍM VÝKONU (POWER-SPLIT)

Takto označené uspořádání využívá planetovou převodovku za účelem spojení SM, dvou elektromotorů a hnací hřídele. Planetová převodovka sloužící k dělení výkonu se běžně označuje jako PSD. Ta v závislosti na provozním režimu odpojuje SM a chová se tak jako CVT převodovka s bezstupňovým převodem. Takový systém se označuje jako e-CVT. Díky tomu lze SM provozovat v oblasti se zvýšenou účinností. Přenos výkonu lze díky tomuto systému uskutečnit jak mechanickou, tak elektrickou cestou. V prvním případě se systém chová jako paralelní hybrid, kdy výkon proudí přímo od SM k hnací hřídeli. V případě druhém systém funguje jako u sériového hybridu. Část výkonu ze SM je nejprve vedena do generátoru, který pohání elektromotor, případně nabíjí akumulátor [11].

Stejně jako bylo popsáno u sériového hybridu, při toku výkonu elektrickou cestou nastávají vyšší ztráty z důvodu vícenásobné konverze energie. Díky těmto ztrátám může uspořádání s dělením výkonu vykazovat vyšší ztráty než paralelní hybridní systém [11]. Tuto konfiguraci lze pak vidět na obr. 3.



Obr. 3 Uspořádání s dělením výkonu [11]

1.3 DĚLENÍ DLE STUPNĚ HYBRIDIZACE

Dalším kritériem, podle kterého lze hybridní pohony rozdělit, je míra hybridizace, což značí míru zapojení elektromotoru do samotného pohonu.

1.3.1 MICRO HYBRID

Nejedná se o hybridy v pravém slova smyslu, jelikož pohon zajišťuje výhradně spalovací motor. Ve vozech s takovým pohonem se nachází zesílený alternátor, který je uzpůsobený i pro práci v motorickém režimu. Díky tomu je možné využívat funkci start-stop, která v jistých situacích, jako např. stání na křižovatce, vypíná spalovací motor. Při rozjezdu je pak opětovně nastartování provedeno právě pomocí zesíleného alternátoru. Využitím tohoto systému je dosaženo mírného snížení spotřeby paliva, pohybující se mezi 5–10 %. K maximální efektivitě dochází zejména v městském provozu, kde se funkce start-stop

využije nejčastěji. Minimálně do této kategorie hybridizace dnes spadá drtivá většina nově vyrobených automobilů [12].

1.3.2 MILD HYBRID

U mild hybridů je také alternátor nahrazen elektromotorem, nicméně ve vozidle je umístěna i přídatná baterie, která je při rekuperaci nabíjena. Tohoto systému se využívá zejména u paralelního uspořádání pohonu, kdy v určitých jízdních režimech, jako např. zrychlení, při kterých SM nepracuje s optimální účinností, elektromotor vypomáhá spalovacímu motoru. Pohon pouze elektrickou cestou však není možný. Systém využívá např. Hyundai Tucson, Škoda Octavia nebo Audi A6 [13].

1.3.3 FULL HYBRID

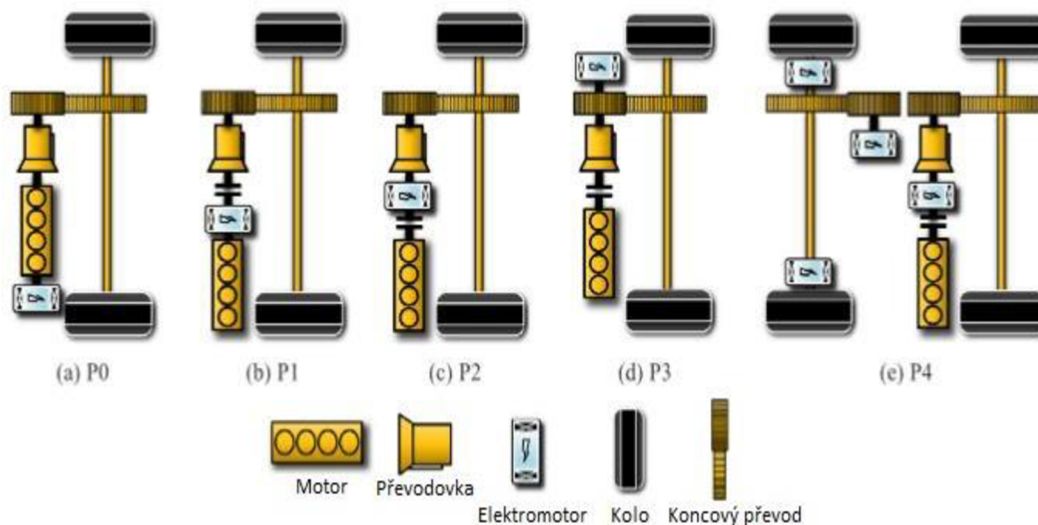
Jedná se o automobily, které jsou poháněny buď čistě spalovacím motorem, nebo čistě elektromotorem, případně kombinací obou v proměnném poměru. V režimech provozu SM s nízkou účinností vozidlo více nebo úplně využívá k pohonu elektromotor, to však v závislosti na míře nabití akumulátoru. Při vyšších rychlostech pak většinou dominuje výkon poskytovaný SM. Z důvodu možnosti kombinace typů pohonu je nutno do hnacího ústrojí zařadit dělič výkonu, nejčastěji planetovou převodovku. Příkladem jsou Toyota Corolla, Lexus NX nebo Honda CR-V [14].

1.3.4 PLUG-IN HYBRID

Vozy této kategorie se nejvíce přibližují elektromobilům. Oproti předchozí kategorii je umožněno také nabíjení z elektrické sítě. Hlavní myšlenkou při vývoji automobilů využívajících tento koncept bylo, aby spalovací motor sloužil jako primární pohon při jízdě na větší vzdálenosti, zatímco elektromotor při jízdě po městě. Díky baterii s větší kapacitou tak tyto hybridy dosahují dojezdu čistě na elektřinu v řádech desítek kilometrů. Stejně jako u předchozích kategorií jsou automobily vybaveny systémem rekuperačního brzdění a systémem start-stop pro snížení spotřeby. Tento typ pohonu je využit např. v Škodě Octavii, Toyotě RAV4 nebo Mitsubishi Outlander [11, 15].

1.4 DĚLENÍ DLE TYPU ARCHITEKTURY POHONU

S ohledem na míru hybridizace a typ použité převodovky existuje více možností, kam elektromotor v automobilu umístit. Nejvíce variant je uskutečnitelných pro paralelní hybridy a volba konkrétní architektury závisí na automobilce, která vůz vyvíjí. Různé typy jsou naznačeny na obr. 4.



Obr. 4 Typy architektury pohonu [11]

1.4.1 ARCHITEKTURA P0

První variantou je umístění elektromotoru před spalovací motor, se kterým je spojen pomocí řemenu. Vzhledem k omezenému točivému momentu, který je možné přenést pomocí řemenu, bývá elektromotor malý a přidanou hodnotou bývá pouze start-stop funkce. Mechanické propojení elektromotoru a spalovacího motoru znemožňuje rekuperaci energie při provozu na volnoběh. Této architektury je využíváno zejména u micro a mild hybridů, v kombinaci s jiným typem architektury pak i u vyšších stupňů hybridizace. Jednou z hlavních výhod tohoto systému je snížení produkce emisí CO₂ ve srovnání s klasickým pohonem výlučně pomocí spalovacího motoru. Společně se snadnou instalací a poměrně nízkou pořizovací cenou se jedná o důvody širokého využití v současných automobilech [11, 16].

1.4.2 ARCHITEKTURA P1

V tomto uspořádání je elektromotor umístěn na klikový hřídel a bývá označován jako integrovaný startér-generátor. Vzhledem k absenci řemenového rozvodu není přenositelný točivý moment omezen do takové míry, jako u předchozí varianty. Jistá limitace však vzniká z důvodu malého prostoru pro instalaci elektromotoru, čímž jsou omezeny jeho rozměry. Hlavními úkoly takového uspořádání jsou rovněž rekuperace brzděné energie, funkce start-stop a vypomáhání při akceleraci. Stejně jako u architektury P0 vazba se spalovacím motorem znemožňuje rekuperaci energie při volnoběžném režimu. Oproti předešlé variantě však výrazně narůstá pořizovací cena i náročnost instalace systému. To jsou důvody, proč se toto uspořádání používá výrazně méně [11, 16].

1.4.3 ARCHITEKTURA P2

Označení architektury P2 skrývá umístění elektromotoru mezi spojku a převodovku. Hlavními funkcemi je start-stop, rekuperační brzdění a vypomáhání motoru při akceleraci.

V daných jízdních režimech je pak možnost pohonu automobilu čistě elektromotorem. Umístění elektromotoru se v této variantě rozšiřuje na dvě možnosti. První z nich je jeho umístění přímo na hnanou hřídel, mezi spojku a převodovku, a druhá je umístění mimo ni s následným propojením nejčastěji pomocí řemenu. U motorů uložených příčně často vyvstává problém instalace elektromotoru přímo na hnanou hřídel z důvodu nedostatku prostoru. U takto uložených motorů se tedy častěji využívá druhé varianty. Lze tedy říci, že architektura P2 v závislosti na uložení elektromotoru a volbě jeho napětí umožňuje velké množství kombinací. To je důvodem, proč je velmi často v automobilech využívána [11, 16, 17].

1.4.4 ARCHITEKTURA P3

Jedná se o variantu velmi podobnou architektuře P2. Elektromotor je zde umístěn na výstupu z převodovky. Stejně jako u předchozího typu, může být instalován přímo na výstupní hřídel, nebo mimo ni s následným propojením, opět nejčastěji pomocí řemene. Rovněž tato varianta zajišťuje rekuperační brzdění, start-stop systém, vypomáhá s akcelerací a při určitých jízdních režimech může sloužit k pohonu automobilu nezávisle na spalovací jednotce [11].

1.4.5 ARCHITEKTURA P4

Jako architektura P4 se označuje takové uspořádání, kde je elektromotor přímo na hnané hřídeli nebo je umístěn v nábojích kol. Tato architektura nebývá nikdy použita samostatně, ale v kombinaci s jinými typy, nejčastěji pak P2+P4 a P3+P4, případně u vozidel s pohonem všech kol. Opět je umožněna jízda pouze na elektrický pohon a tento typ se vyznačuje dobrými rekuperačními vlastnostmi [11, 16].

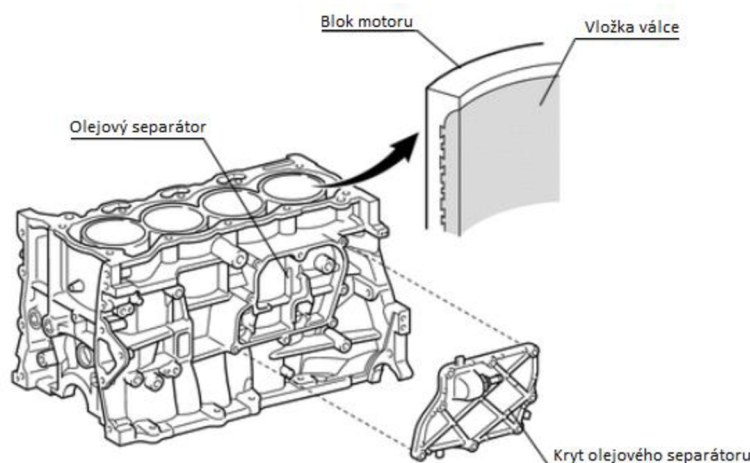
2 SOUČASNÉ SPALOVACÍ MOTORY V HYBRIDNÍCH POHONECH

Se stoupající popularitou hybridního pohonu začaly automobilky klást důraz na vývoj nových a úpravu stávajících spalovacích motorů. Hybridní koncepce umožňuje provoz konvenční pohonné jednotky v režimech s nejvyšší účinností, a právě tímto směrem se jejich vývoj vydal. V následující kapitole jsou popsány soudobé spalovací motory, které se využívají v hybridních pohonech, a které splňují základní parametry zadání diplomové práce, tedy zážehové řadové čtyřválcové motory s přirozeným sáním do zdvihového objemu 1800 cm³.

2.1 TOYOTA 2ZR-FXE

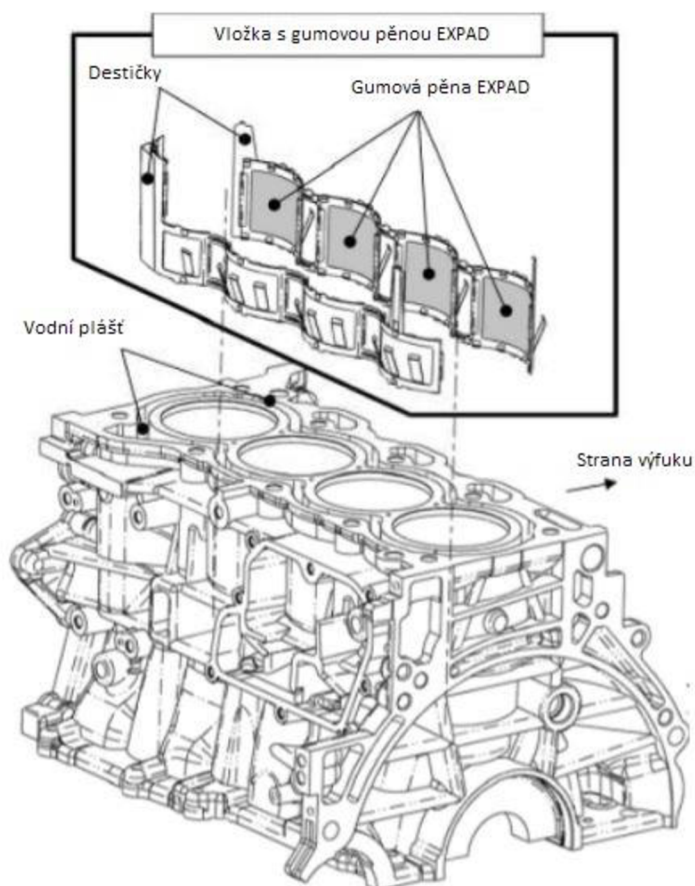
Jednou z vlajkových lodí spalovacích motorů používaných v hybridních pohonech automobilky Toyota je spalovací motor s označením 2ZR-FXE, veřejnosti známý jako 1,8 VVT-i, který vznikl úpravami motoru 2ZR-FE. Jedná se o zážehový řadový čtyřválec, se zdvihovým objemem 1798 cm³, vrtáním 80,5 mm a zdvihem 88,3 mm. Výkon samotného SM je 73 kW při otáčkách 5200 min⁻¹ a točivý moment 142 N·m při otáčkách 3600 min⁻¹. V kombinaci s elektromotory jsou pak výsledné parametry pohonu 90 kW a 163 N·m. Nutno také dodat, že kompresní poměr je oproti předchůdci navýšen na 13,0 : 1 [18].

Blok motoru je vyroben tlakovým litím hliníkové slitiny a je koncipován v provedení s otevřenou dosedací plochou, která zajišťuje lepší chlazení v oblasti doběhu prvního pístního kroužku, nicméně snižuje tuhost celého bloku a také vede k většímu namáhání těsnění hlavy válců. Právě opotřebené těsnění hlavy válců je problémem, se kterým se potýkají majitelé těchto motorů při vyšším nájezdu. Zvýšené opotřebení se projevuje zejména mezi 1. a 2. válcem a 3. a 4. válcem. Bylo zjištěno, že problémy byly způsobené posuvem těsnění směrem k válcům vlivem teplotní dilatace a praskáním vymežovací podložky mezi jednotlivými vrstvami těsnění [19]. Suché litinové vložky válců vyrobené odstředivým litím jsou zalité do bloku válců. Mají vnější válcové plochy s nepravidelným tvarováním povrchu, díky čemuž je zajištěna vyšší adheze mezi blokem a vložkou, je dosaženo lepšího přenosu tepla a je snížena tepelná deformace válců a pracovní teplota. Nepravidelné tvarování je názorně vyobrazeno na obr. 5



Obr. 5 2ZR-FXE – blok motoru [19]

Novinkou je také vložka skládající se z nerezové oceli a epoxidové pěny umístěná v chladících kanálech v bloku motoru, která má za účel zvýšit proudění kapaliny v horní části bloku a zlepšit tak chlazení této oblasti, což přispívá k odolnosti vůči klepání [20]. Názorné zobrazení této vložky je na obr. 6. Pod krytem na straně bloku motoru je umístěn olejový separátor sloužící k filtraci olejových par při odvětrávání klikové skříně, který má pozitivní vliv na snížení degradace oleje a jeho spotřebu [21].

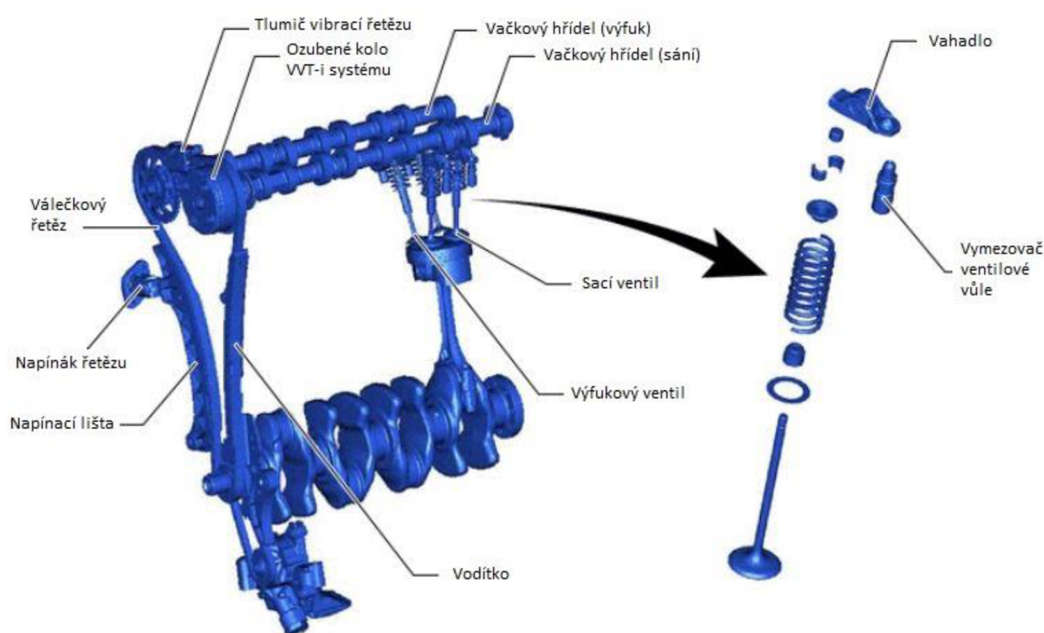


Obr. 6 Detail vložky s gumovou pěnou EXPAD [20]

Klikový hřídel je uložen v 5 hlavních ložiscích a má 8 vývažků. Oproti ose válce je posunut o 8 mm směrem k sání, čímž je dosaženo zmenšení sil působících na stěny válce. Průměr hlavních čepů je 48 mm a průměr ojničních čepů je 44 mm [22]. Na vnitřním průměru ložiskových pánví je vytvořeno jemné drážkování pro zlepšení průchodnosti oleje. Na klikový hřídel navazují ocelové ojnice, jejichž malá oka mají rovněž jemné drážkování ze stejného důvodu, jako je tomu u ložisek klikového hřídele. Spojení ojnice a jejího víka zajišťují šrouby, které jsou utahované momentem a úhlem rotace na mez kluzu, kdy je vyvolána plastická deformace. Průměr velkého oka ojnice je 47 mm, tloušťka ložiskové pánve 1,5 mm a průměr malého oka 23 mm [23]. Písty jsou vyrobeny rovněž z hliníkové slitiny a jsou uloženy na plovoucím pístním čepu o průměru 20 mm. Pro snížení tření jsou využity pístní kroužky s nízkým předpětím. Drážka pro první těsnicí kroužek je eloxována pro zvýšení odolnosti vůči abrazivnímu opotřebení a vnější strana téhož kroužku, společně s hranami stíracího kroužku, jsou povlakovány PVD technologií. V bloku se také nachází trysky pro

mazání a chlazení pístu. Ty jsou vybaveny kontrolní kuličkou, která zamezuje rozstříku oleje ve chvíli, kdy je tlak oleje nízký [19, 21].

Motor disponuje rozvody DOHC a šestnáctiventilovou technikou. Pohon litinových vačkových hřídelů je zajištěn jednořadým válečkovým řetězem s roztečí 8 mm, který je napínán hydraulicky s rohatkovým mechanismem. Tento systém napnutí řetězu také snižuje hluk generovaný řetězem. Ventilová vůle je vymežována automaticky hydraulickým vymežovačem. Zadní strana vačkového hřídele s výfukovými ventily pohání lopatkové vakuové čerpadlo, které zajišťuje provoz posilovače brzd. Vyobrazení rozvodů lze vidět na obr. 7. Celá hliníková hlava motoru je zakrytována plastovým krytem. Boční hliníkový kryt chrání řetězový rozvod obsahuje kanálky pro rozvod oleje do olejové trysky, která slouží k mazání řetězu. Na bočním krytu je rovněž přimontována vodní pumpa, která je na rozdíl od předchůdce motoru elektrická, řízena řídicí jednotkou [19, 21].



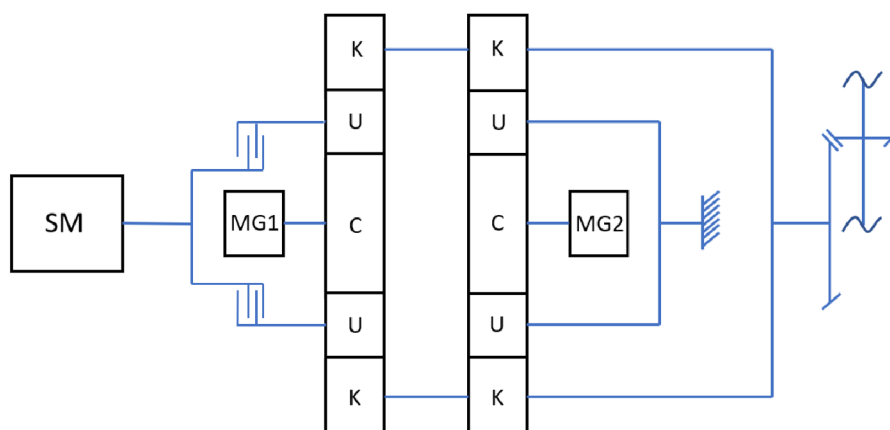
Obr. 7 2ZR-FXE – rozvodový mechanismus [19]

Proměnné časování sacích ventilů zajišťuje systém Toyota VVT-i, který reaguje na základě otáček motoru, sešlápnutí plynového pedálu, úhlu natočení vačkového hřídele ovládající sací ventily, teploty chladiva motoru a objemu nasávaného vzduchu. Na rozdíl od svého předchůdce má motor 2ZR-FXE variabilní časování pouze sacích ventilů. Základem tohoto systému je lopatkový přesuvník, který se natáčí ve válci, jenž je součástí rozvodového kola. Lopatkami je zde oddělena komora předstihu a komora zpoždění. Dvoucestný ventil pak určuje, do které komory bude proudit motorový olej, a tím určuje smysl a velikost natočení. Pozice maximálního zpoždění je využita v operačním režimu při startu motoru, chodu za studena, volnoběhu a při zhasínání motoru [21].

Výfukové potrubí v provedení s krátkým sběrným potrubím konfigurace 4-1 je vyrobeno z nerezové oceli a je vybaveno dvěma třícetnými katalyzátory. Pohonná jednotka je také vybavena systémem recirkulace výfukových plynů EGR. Plyny projdou katalyzátorem, chladičem a řídicím ventilem, přes který prochází do sacího potrubí. Užitím tohoto systému

dojde ke snížení teploty výfukových plynů, sacích ztrát a rovněž ztrát na výfuku. Motor také disponuje systémem EHR, který zahřívá průchozí chladicí kapalinu výfukovými plyny. EHR je instalován do výfukového potrubí za katalyzátory, kde pomocí termostatu řídí průchod výfukových plynů a chladicí kapaliny systémem. Jakmile chladicí kapalina dosáhne provozní teploty, řídicí ventil zůstává otevřen a umožňuje tak průchod výfukových plynů [19, 21].

Tento motor byl významným zdrojem inspirace pro koncepční návrh pohonného ústrojí. Z toho důvodu je nutné popsat i části navazující na motor a jejich spolupráci. Výstupní částí SM z hlediska točivého momentu je dvouhmotý setrvačnick, který je v provedení bez vnějšího ozubení, které by v běžném případě sloužilo k roztáčení motoru pomocí startéru. Zde je startování motoru jak za studena, tak zahřátého, realizováno pomocí prvního z motorgenerátorů. Ve středovém otvoru setrvačnicku je ozubení, které přenáší točivý moment na hřídel, která je pomocí lamelové spojky spojena s unašečem prvního planetového převodu. Z tohoto důvodu se v tomto hybridním konceptu nenachází klasická spojka, která by měla přírubu pevně připojenou na setrvačnick. V případě, že řídicí jednotka vyhodnotí, že vozidlo bude provozováno v režimu s vypnutým spalovacím motorem, se tedy výstupní hřídel ze SM spojená pomocí ozubení se setrvačnickem netočí, lamelová spojka je rozepnuta, motorgenerátor 1 rovněž točivý moment nedodává, ale odebírá, a první planetový převod má tak zastavené 2 ze 3 členů a otáčí se jako celek rychlostí odpovídající rychlosti korunového kola druhého planetového převodu, kam je přiváděn točivý moment od druhého motorgenerátoru. Jak lze usoudit z výše popsaného, centrální kolo prvního planetového převodu je pevně spojeno s prvním motorgenerátorem. Právě ten se stará o roztáčení motoru na místo klasického startéru a dále pak po dobu chodu spalovacího motoru pracuje v generátorickém režimu a skrze měnič napětí dobíjí baterie. Korunové kolo prvního planetového převodu je pak pevně spojeno s korunovým kolem druhého planetového převodu, unašeč druhého planetového převodu je brzděn a jeho centrální kolo je pak spojeno s druhým motorgenerátorem, který slouží k pohonu vozidla. Na obr. 8 je schematicky znázorněn předchozí popis pohonu. Výstup točivého momentu směrem na kola z korunového kola druhého planetového převodu je znázorněn pouze zjednodušeně.



Obr. 8 Schematické znázornění hybridního pohonu Toyota 2ZR-FXE

- SM – spalovací motor
- MG1 – motorgenerátor 1
- MG2 – motorgenerátor 2
- C – centrální kolo
- U – unašeč satelitů
- K – korunové kolo

2.2 HYUNDAI G4LE

Hybridní modely automobilek Hyundai a Kia jsou vybaveny zážehovým řadovým čtyřválcem s přirozeným sáním nesoucí označení G4LE, veřejnosti známý pak jako 1,6 GDI HEV, který byl vyvinutý speciálně pro užití v hybridních pohonech. Zdvihový objem motoru je 1580 cm³ při vrtání 72 mm a zdvihu 97 mm. Výkonové parametry samotného SM jsou 77 kW při otáčkách 5700 min⁻¹ a 147 N·m při 4000 min⁻¹. V kombinaci s elektromotory pak pohon dosahuje 104 kW a 265 N·m. Kompresní poměr je stejně jako u konkurenční Toyoty 13,0 : 1 [18]. 3D CAD model motoru lze vidět na obr. 9.

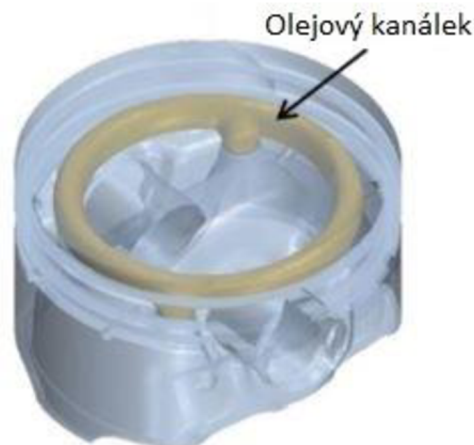


Obr. 9 Náhled na motor Hyundai G4LE [24]

Pohonná jednotka spadá do rodiny motorů Kappa a vychází z předchůdce Kappa 1,4 l PFI. Litý hliníkový blok motoru s otevřenou dosedací plochou a zalité litinové vložky válců pro snížení tření pístu byly zděděny z předchozích motorů téže rodiny. Stejně jako u konkurenčního 2ZR-FXE má vložka válců na vnější válcové ploše 0,7 mm silnou vrstvu se zvýšenou drsností povrchu pro lepší adhezi s blokem motoru. Automobilka celkově kladla důraz na nízkou hmotnost pohonné jednotky. Olejová vana je proto vyrobena z tenkého ocelového plechu [24, 25].

V motoru se rovněž nachází excentrický klikový mechanismus. Litinový klikový hřídel je posunut o 5 mm směrem k sání. Průměr hlavních čepů je 48 mm, průměr ojnicích čepů pak 39 mm [26, 27]. Ložiskové pánve jsou povlakovány materiálem na bázi epoxidové pryskyřice pro snížení tření. Ocelové ojnice mají tvar dřívku I, průměr velkého oka je 42 mm a průměr malého oka 18 mm [26]. Při návrhu pístu se rovněž dbalo na snížení hmotnosti. Z toho důvodu je snížená kompresní výška pístu a tomu účelu upravený tvar pláště, který je povlakován disulfidem molybdenu pro snížení tření. Dno pístu bylo navrženo s účelem zvýšení proudění ve spalovacím prostoru a tím zkrácení času hoření. Má tedy excentrický miskovitý tvar. Písty jsou chlazené olejovými tryskami, které jsou namířeny na specifické

místo, odkud je olej rozváděn kanálkem znázorněným na obr. 10, čímž chladí povrch pístního dna. Teplota dna je díky tomuto mechanismu snížena až o 17 °C. Dalším opatřením pro snížení tření je povrchová úprava těsnících pístních kroužků technologií DLC. Stírací pístní kroužky jsou pak povlakovány technologií PVD [24, 25].



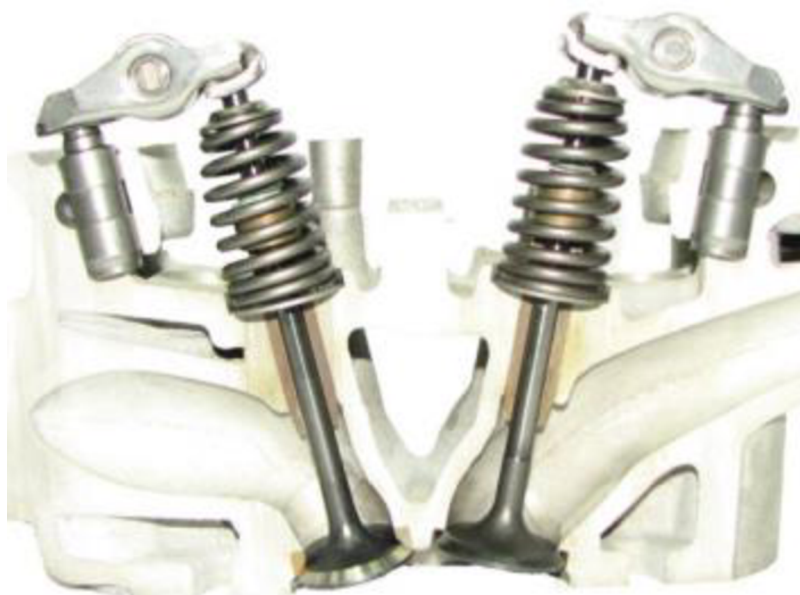
Obr. 10 Detail pístu motoru G4LE [24]

Rozvody jsou v provedení DOHC s čtyřmi ventily pro každý válec. Výfukové ventily jsou plněné sodíkem, čímž se dosahuje vyšší odolnosti vůči klepání motoru. Rozvody disponují variabilním časováním, díky kterému se kompenzují ztráty způsobené užitím Atkinsonova cyklu. Řídící olejový ventil je umístěn přímo na modulu CVVT. Díky tomu je kratší dráha rozvodu oleje, a tedy rychlejší reakce na požadavek změny časování. Rovněž je tak rozšířen možný rozsah změny časování, oproti motoru s konvenčním CVVT, který je benefitem zejména při jízdě s nízkými otáčkami při plném zatížení. Vymezovač ventilové vůle je zde rovněž hydraulický. Ventilové pružiny, viditelné na obr. 11 mají pčlsoudečkový tvar, v zahraniční literatuře uváděný jako *beehive*, tedy takový, kdy vrchní závěrné závity mají menší průměr než ostatní. Díky tomu je snížena hmotnost komponent, které je třeba rozpohybovat [24, 25].

	Porovnání tvaru	
	Beehive	Konvenční tvar
Miska		
Ventilová pružina		

Obr. 11 Porovnání tvaru ventilových pružin [25]

Menší průměr v horní části pružiny rovněž znamená možnost použití menší misky ventilu a tím snížení třecích ztrát. Vačkový hřídel není v kontaktu přímo se zdvihátkem, nicméně rotační pohyb na posuvný je převáděn pomocí jednostranně podepřené páky, díky čemuž je snížen třecí moment a tím i ztráty ve ventilovém rozvodu. Náhled na ventilový rozvod je na obr. 12.



Obr. 12 Detail ventilového rozvodu motoru Hyundai G4LE [25]

Pohon rozvodů zajišťuje ocelový řetěz. Za účelem většího víření směsi jsou sací kanály v hlavě motoru navrženy s ostrou hranou. Pro snížení hmotnosti a ceny je kryt hlavy motoru plastový se stěnou o tloušťce 2 mm. Sací potrubí je ze stejných důvodů rovněž plastové. Výfukové potrubí je pak litinové, legované křemíkem, pro zvýšení odolnosti proti oxidaci za zvýšených teplot. Je navrženo v provedení s krátkým sběrným potrubím typu 4-1. Motor rovněž disponuje systémem EGR. Výfukové plyny jsou sbírány ještě před katalyzátorem, odkud přes chladič a řídicí ventil proudí do sacího potrubí [24, 25].

2.3 RENAULT H4M C6/MU

Tato spalovací jednotka na trhu vystupující pod názvem E-TECH Hybrid 140 byla vyvinuta v roce 2005 ve spolupráci s aliančním Nissanem, který ji uvádí pod kódovým označením HR16DE, a v modelech Renaultu nahradila motor K4M. Jedná se o řadový zážehový čtyřválcový motor s přirozeným sáním o zdvihovém objemu 1598 cm³. Stejně jako u dříve zmíněných konkurenčních pohonných jednotek se jedná o SM s dlouhozdvihovou koncepcí, kdy vrtání válců je 78 mm a zdvih 83,6 mm. V hybridních modelech spalovací proces běží podle Atkinsonova cyklu s kompresním poměrem 10,4 : 1. Je schopen dosáhnout výkonu 67 kW při otáčkách 5600 min⁻¹ a točivého momentu 144 N·m při 3200 min⁻¹. Renault ji využívá např. ve svých hybridních modelech Clio MK5 a od roku 2022 Arkana [28].



Obr. 13 Blok, hlava válců a klikový hřídel motoru H4M C6/MU [29]

Rovněž jako u dříve popsaných pohonných jednotek má H4M litý hliníkový blok motoru s otevřenou dosedací plochou a litinové vložky válců. Oproti předchozím motorům z téže dílny je zde navržen chladicí okruh v bloku motoru, ve kterém je menší tloušťka vodního pláště, což vede k větší efektivitě chlazení motoru. Je zde také možné najít excentrický klikový mechanismus. Litinový klikový hřídel má hlavní čepy o průměru 48 mm a ojniční čepy o průměru 40 mm. Na něj navazují ocelové ojnice s průřezem dřívku ve tvaru písmene I, které mají velké oko o průměru 43 mm dělené řízeným lomem. Písty z hliníkové slitiny jsou uloženy na čepech o průměru 19 mm. Čepy na klikovém hřídeli jsou stejně jako pístní čepy broušeny. Písty mají miskovitý tvar dna podporující víření směsi ve válci, jsou chlazeny olejovou tryskou a pláště pístu povlakovány vrstvou pro snížení tření [28, 30].

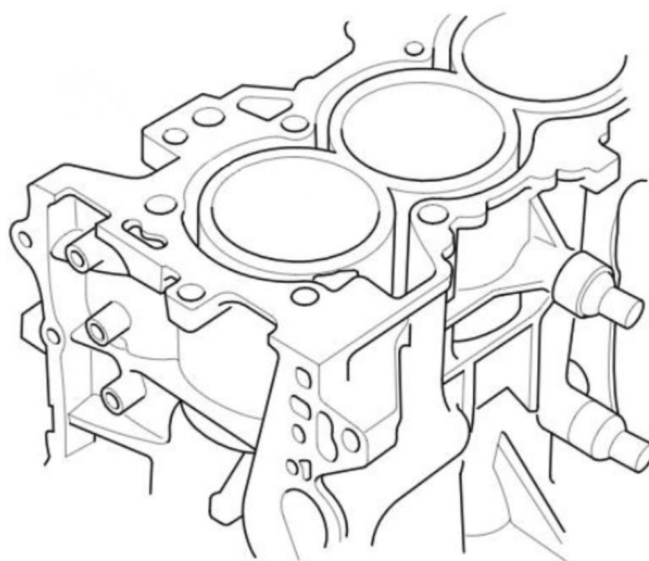


Obr. 14 Detail řezu hlavou válců motoru H4M C6/MU [31]

Hlava válců je z hliníkové slitiny, která poskytuje dobré vlastnosti z hlediska chlazení. Motor disponuje rozvody DOHC s rozvodovým řetězem. Každý z vačkových hřídelů je uložen na broušených plochách v pěti ložiscích. Hřídel ovládající sací ventily využívá variabilního časování, pro které Nissan zavedl označení CVVTCS, které upravuje časování zdvihu ventilu vzhledem k otáčkám motoru a otevření škrtkové klapky. Motor nedisponuje hydraulickými vymezeními ventilové vůle a ta musí být tedy seřizovaná v pravidelných intervalech, tzn. každých 80–100 tis. km. Sací ventily jsou navrženy s průměrem 31 mm, výfukové ventily pak s průměrem 25 mm. Na motoru je plastové sací potrubí, které obsahuje integrovanou bubnovou klapku způsobující rotaci směsi ve válci ve vertikální rovině. V sacím potrubí se rovněž nachází vstříkovače, které oproti předchozím generacím mají 12 vstříkovacích otvorů o průměru 130 μm . Výfuk je zde rovněž v provedení s krátkým sběrným potrubím ve variantě 4-1. Z výfukového potrubí proudí plyny do systému EGR, kterým je motor vybaven [28, 30]. Blok motoru, hlavu válců a klikový hřídel této pohonné jednotky je možné vidět na obr. 13 a obr. 14.

2.4 HONDA LEB-H5

Motor s označením LEB-H5 instalovaný do modelů Honda Jazz vystupuje na trhu také pod označením 1,5 e:HEV. Jedná se o řadový čtyřválcový zážehový motor s přirozeným sáním vycházející z řady pohonných jednotek L15, které jsou známé pro své kompaktní rozměry, konkrétně pak z typu L15B. V modelu Hondy Jazz je však lehce odlišný od ostatních motorů z řady LEB, jelikož je zde navýšen kompresní poměr na hodnotu 13,5 : 1 a směs je tvořena vstříkáním do sacího potrubí. Zdvihový objem je 1496 cm^3 při vrtání 73 mm a zdvihu 89,4 mm. Spalovací motor dosahuje výkonu 72 kW při otáčkách 5600 min^{-1} a momentu 127 $\text{N}\cdot\text{m}$ při 4500 min^{-1} . Výkonové parametry v kombinaci s elektromotory jsou pak uváděny jako 80 kW a 253 $\text{N}\cdot\text{m}$ [32]. Novější modely Hondy Jazz již nepracují s jedním elektromotorem, což byl systém Hondy označovaný i-DCD, kdy byla v automobilu použita sedmistupňová dvouspojková převodovka, ale využívá elektromotory dva. Tento princip Honda poprvé použila u modelů Accord a CR-V, zejména pro thajský trh. Systém se dvěma elektromotory je automobilkou označován jako i-MMD [33].



Obr. 15 Náhled na blok motoru L15B [34]

Stejně jako u dříve popsaných konkurenčních SM je blok motoru v provedení s otevřenou dosedací plochou a je vyroben z hliníkové slitiny. Jeho výška je 220 mm [35]. Oproti motorům jiných řad stejného výrobce jsou pohonné jednotky z řady L rozměrově menší, jelikož slouží především pro modely automobilů s malým motorovým prostorem. Na bloku motoru je umístěn modul chlazeného EGR s integrovaným katalyzátorem. Náhled na část bloku se nachází na obr. 15. Design pístů byl výrazně inspirován písty z Hondy Integra typ 2. Jsou vyrobeny v provedení s miskovitým dnem s vybráním pro ventily a jejich pláště jsou povlakovány molybdenem. Písty jsou uloženy na plovoucím pístním čepu o průměru 18 mm. K jejich chlazení je využito olejové trysky. Ocelové ojnice s průřezem dřívku ve tvaru I mají velké oko o průměru 43 mm. Klikový hřídel, viditelný na obr. 16, je uložen excentricky pro snížení působících sil a je vyvážen pomocí čtyř vývažků. Jeho hlavní čepy mají průměr 46 mm a ojníční čepy 40 mm [35].



Obr. 16 Klikový hřídel motoru L15B [36]

Hlava motoru je vyrobena z hliníkové slitiny. Rozvodový mechanismus je v provedení DOHC, které nahradilo systém SOHC, jenž se dříve používal u této rodiny motorů. Motor disponuje systémem i-VTEC, který je kombinací známého VTEC a VCT. Systém se aktivuje při otáčkách 3400 min^{-1} a jedná se o změnu profilu vačky při současné změně časování ventilů. Tento systém na sacím vačkovém hřídeli je viditelný na obr. 17, kde bílá šipka ukazuje směrem k přední části vozu. Sací ventily jsou konstruovány o průměru 29 mm, výfukové ventily pak o průměru 25 mm. Motor nedisponuje hydraulickým vymezovačem ventilové vůle a tu je tedy nutné v pravidelných intervalech vymezovat při servisu. Rozvody jsou v provedení s pohonem pomocí řetězu. Sací potrubí je vyrobeno z tvrzeného plastu. Je konstruováno jako poměrně dlouhé, za účelem zvýšení točivého momentu při nízkých otáčkách. Na straně výfuku pak najdeme integrované sběrné potrubí v hlavě motoru v provedení 4-1. Výfukové potrubí je pak vyrobeno z nerezové oceli [35, 37, 38].



Obr. 17 Detailní pohled na vačkové hřídele uložené v hlavě válců motoru L15B [38]

2.5 MAZDA G90

Modely Mazda 2 momentálně (květen 2023) vstupují na trh s jedinou možnou konfigurací pohonu, a sice mild-hybridním hnacím ústrojím, které je kombinací motoru Skyactive-G90 a hybridního systému, který Mazda pojmenovává jako M-hybrid a na kterém při vývoji spolupracovala s Toyotou. Spalovací motor zůstal oproti starším modelům stejný. Jedná se tedy o pohonnou jednotku s označením Skyactive-G90, což je zážehový řadový čtyřválec s přirozeným sáním o zdvihovém objemu 1496 cm^3 , kterého je dosaženo díky vrtání $74,5 \text{ mm}$ a zdvihu $85,8 \text{ mm}$. Maximální výkonové parametry jsou 66 kW při otáčkách 6000 min^{-1} a $151 \text{ N}\cdot\text{m}$ při otáčkách 3500 min^{-1} , kterých motor dosahuje při výrobcem udávaném vysokém kompresním poměru $14,0 : 1$ [18, 39].

Opět je zde možné najít blok motoru konstruovaný v provedení s otevřenou dosedací plochou, který je vyrobený z hliníkové slitiny. V bloku je uložen kovaný ocelový klikový hřídel s čtyřmi vývažky, na který navazují ocelové ojnice s průřezem dřívku ve tvaru I. Na plovoucím pístním čepu o průměru 19 mm jsou pak uloženy písty z hliníkové slitiny. Dno pístů, viditelné na obr. 18, má střešovitý tvar s patrným vybráním pro ventily a centrálním půlkulovým vybráním, které slouží k nasměrování směsi do blízkého okolí zapalovací svíčky a zlepšení procesu spalování. Plášť pístu je pak povlakován pro snížení třecích ztrát [39, 40].



Obr. 18 Náhled na píst z motoru Skyactive G-90 [39]

Design hlavy válců je totožný jako u motorů Skyactive-G 2,0 a 2,5, a sice použití dvou vačkových hřídelů, tedy rozvodů DOHC, aplikace systému Dual S-VT, který zajišťuje variabilní časování jak sacích, tak výfukových ventilů a rovněž je na hlavu instalováno vysokotlaké čerpadlo paliva zásobující vstřikovače, které je poháněno výfukovým vačkovým hřídelem. Tvorba směsi funguje na principu přímého vstřiku, kdy se v každém z válců nachází vstřikovač se šesti vstřikovacími otvory, který ústí do spalovacího prostoru na straně sacích ventilů. Sací kanály v hlavě jsou tvarovány tak, aby umožnily dosažení vířivého pohybu směsi ve spalovacím prostoru. Sací potrubí je pak vyrobeno z tvrzeného plastu. Nerezové výfukové potrubí je pak v uspořádání 4-2-1, patrné na obr. 19, v provedení s dlouhým sběrným potrubím, které snižuje teplotu ve válci při kompresním zdvihu díky snížení množství zbytkových spalin při výfuku, což zvyšuje odolnost proti klepání a navyšuje výstupní točivý moment, zejména při nižších otáčkách [39, 40].



Obr. 19 Pohled na motor Skyactiv G-90 ze strany výfuku [41]

2.6 SUZUKI K12D

V roce 2020 přišla japonská automobilka Suzuki s inovací mild-hybridní pohonné jednotky s označením K12C, kterou nabízela např. do modelů Swift nebo Ignis. Nástupce je označován jako K12D a jedná se o zážehový řadový čtyřválcový motor s přirozeným sáním o zdvihovém objemu 1197 cm³. U pohonné jednotky K12D není využit dlouhozdvihový koncept, vrtání válců je 73 mm a zdvih 71,5 mm. Zdvihový objem je první z řady pozměněných vlastností oproti předchůdci. Změnil se i průběh výkonnostních charakteristik a motor tedy dosahuje výkonu 61 kW při otáčkách 6000 min⁻¹ a točivého momentu 107 N·m při otáčkách 2800 min⁻¹. Také kompresní poměr byl navýšen z hodnoty 12,5 : 1 na 13,0 : 1 [42]. Náhled na pohonnou jednotku je na obr. 20.



Obr. 20 Motor Suzuki K12D [43]

Rovněž zde lze najít blok motoru z hliníkové slitiny v koncepční variantě s otevřenou dosedací plochou. V něm je pětkrát uložený ocelový klikový hřídel s čtyřmi vývažky, na němž jsou uloženy ocelové ojnice s dřikem ve tvaru I. Písty z hliníkové slitiny jsou pak uloženy na plovoucím pístním čepu. Motor disponuje aktivním chlazením pístů ostřikem oleje pomocí trysky řízené řídicí jednotkou. Koruna pístu má lehce miskovitý tvar pro zvýšení turbulence při formování palivové směsi. Rozvody jsou v provedení DOHC a variabilní časování je uplatněno na oba vačkové hřídele. Na straně sání se o změnu časování stará VVT, které je ovládáno elektromotorem, na straně výfuku se pak jedná o hydraulicky ovládaný systém. Hlavu válců lze pozorovat na obr. 21.



Obr. 21 Pohled na hlavu válců motoru K12D [44]

Co do tvorby směsi, jedná se o motor s nepřímým vstřikováním, které je zajištěno dvěma vstřikovači pro každý válec, resp. jedním vstřikovačem před každým sacím ventilem. Tento systém je výrobcem označován jako DualJet a přispívá k lepšímu odpaření paliva, preciznějšímu rozprostření palivové směsi ve spalovacím prostoru a má pozitivní vliv na spotřebu. Díky aplikaci takového vstřikování lze umístit vstřikovače blíže k sacím ventilům. Podobně jako u konkurenčního Skyactiv-G90 je zde výfukové potrubí v konfiguraci 4-2-1, které obsahuje katalyzátor s chlazeným EGR. Dodatečně motor disponuje olejovým čerpadlem s proměnlivým průtokem a v chladicím okruhu je průtok kapaliny regulován ventilem, namísto konvenčním termostatem [42].

2.7 POROVNÁNÍ VÝKONNOSTNÍCH PARAMETRŮ

Srovnání výkonnostních parametrů výše zmíněných motorů na základě zdvihového objemu, vrtání a zdvihu udává tab. 1

Tab. 1 Srovnání výkonnostních parametrů [18, 28, 32, 42]

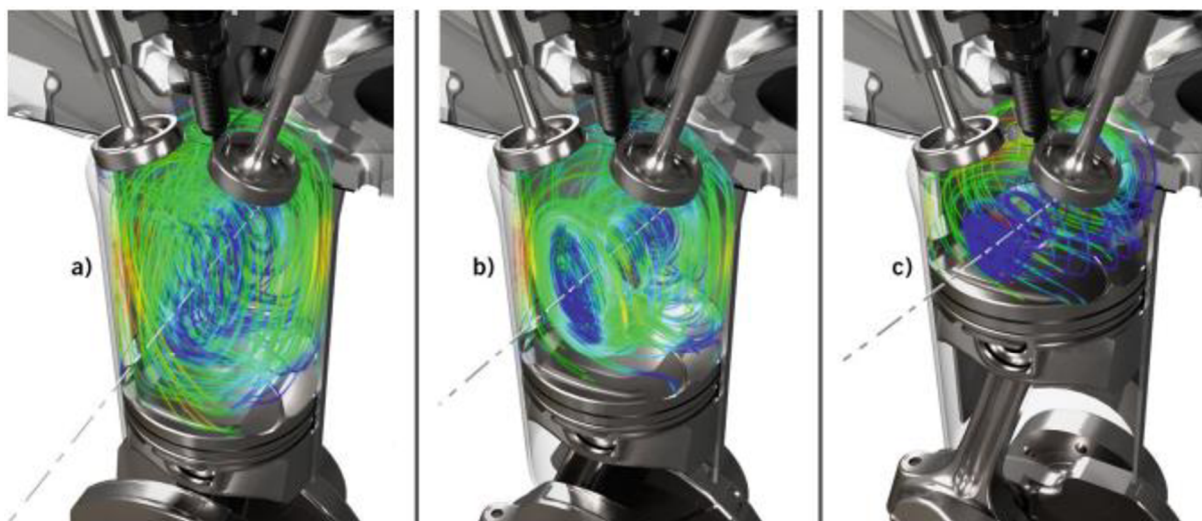
Výrobce	Označení motoru	Zdvihový objem	Vrtání	Zdvih	Maximální výkon/otáčky	Maximální točivý moment/otáčky
		[cm ³]	[mm]	[mm]	[kW/min ⁻¹]	[N·m/min ⁻¹]
Toyota	2ZR-FXE	1798	80,5	88,3	73/5200	142/3600
Hyundai	G4LE	1580	72	97	77/5700	147/4000
Renault	H4M C6/MU	1598	78	83,6	67/5600	144/3200
Honda	LEB-H5	1496	73	89,4	72/5600	127/4500
Mazda	G90	1496	74,5	85,5	66/6000	151/3500
Suzuki	K12D	1197	73	71,5	61/6000	107/2800

3 VÝVOJOVÉ TRENDY V OBLASTI HYBRIDNÍHO POHONU

Hybridní pohony se v posledních letech staly nedílnou součástí portfolia nabízených motorizací mnoha automobilek, což jednoznačně ukazuje na zájem o takové vozy. Logicky tak stoupající zájem spolu se zpřísnujícími se emisními limity jsou příčinou toho, že *automotive* společnosti kladou větší důraz na vývoj hybridních pohonů.

3.1 SWUMBLE KONCEPT

Jednou ze zajímavých novinek je nový typ spalovacího procesu, resp. pohybu směsi ve válci, který na konci roku 2021 představila společnost IFPEN. Zatímco u většiny soudobých spalovacích motorů napomáhá k tvorbě směsi klapka vyvozující rotaci směsi ve vertikální rovině, představený Swumble koncept je kombinací tečného a příčného víření [45]. Znázorněn je na obr. 22

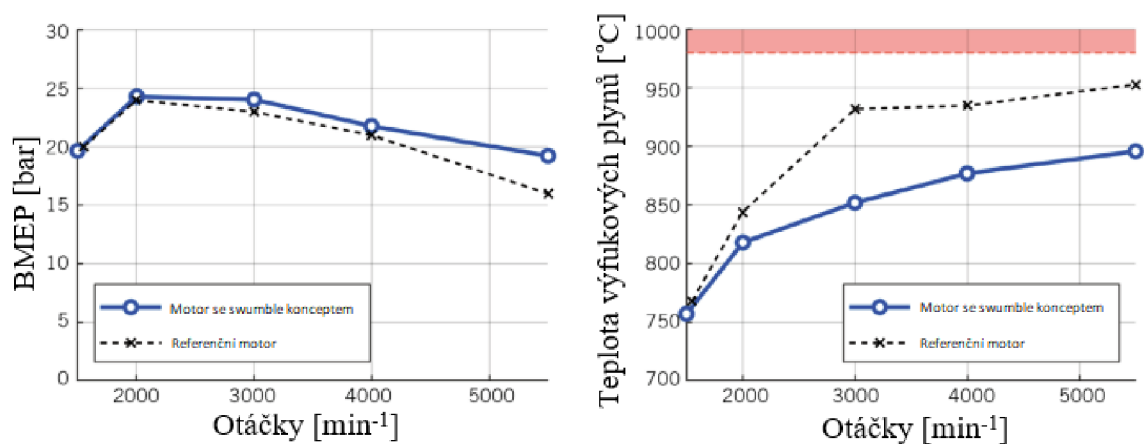


Obr. 22 Swumble koncept [45]

- a) konec sacího zdvihu – rozvinuté „swumble“ víření – kombinace příčného a tečného víru
 b) pohyb pístu při kompresním zdvihu – tvorba příčného proudění
 c) píst v horní úvrati – plně rozvinuté příčné proudění

Koncept vznikl za účelem zvýšení účinnosti spalovacího procesu při vysokém kompresním poměru při běhu dle Millerova cyklu a využití EGR. Pohyb ve válci je vyvozen pomocí speciálně tvarovaného sacího potrubí a spalovacího prostoru v upravené pohonné jednotce pocházející z dílen PSA o zdvihovém objemu 1,2 l při vrtání 75 mm a zdvihu 90,5 mm, která byla rovněž uvažována jako referenční pohonná jednotka pro srovnání výsledků experimentu. Motor pracoval při kompresním poměru 13,65 : 1, využíval systému přímého vstřikování a byl osazen turbodmychadlem. Nutno podotknout, že experimenty byly prováděny bez filtru pevných částic, nicméně výstupní tlak turbíny turbodmychadla byl kalibrován na hodnoty reprezentující výfukový systém osazený katalyzátorem a filtrem pevných částic. Výsledky v porovnání s referenčním motorem znamenaly navýšení celkové účinnosti o zhruba 3,7 %, udržení vyšší hodnoty středního efektivního tlaku i za vysokých otáček a značnou redukci

teploty výfukových plynů [45]. Grafické znázornění výsledného srovnání BMEP a teploty výfukových plynů je na obr. 23.



Obr. 23 Výsledky experimentu na motoru se swumble konceptem [45]

3.2 HNACÍ ÚSTROJÍ MAHLE SE VSTŘIKEM DO PŘEDKOMŮRKY

Společnost Mahle vyvinula hybridní hnací ústrojí, které by mělo splňovat velmi přísné emisní limity a být použitelné skrze široký rozsah vozů. Je založeno na architektuře vysokonapěťového plug-in hybridu, ve kterém je použit spalovací motor se vstřikem do předkomůrky. Takový typ vstřikování značně zvyšuje rychlost spalovacího procesu. Systém obsahuje vstřikovač v sacím potrubí, vstřikovač přímého vstřikování v hlavě válců a zapalovací svíčku v předkomůrce. Zmíněný typ vstřikování byl ve studii kombinován s vysokým kompresním poměrem, externě chlazeným EGR a během dle Millerova cyklu, což umožňuje velmi nízké hodnoty spotřeby paliva při spalování směsi o stechiometrickém poměru $\lambda = 1$ [46]. Řez hlavou válců je na obr. 24.

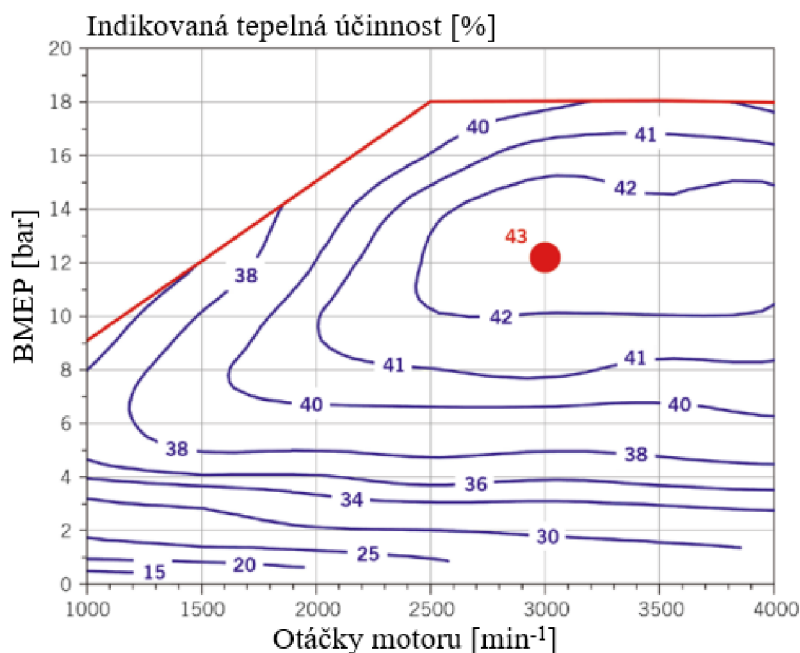


Obr. 24 Řez hlavou válců [46]

SM je konstruován jako přeplňovaný paralelní dvouválec o zdvihovém objemu 1,0 l, generuje maximální výkon 60 kW při otáčkách 4000 min⁻¹, které jsou rovněž maximálními otáčkami motoru a byly stanoveny s ohledem na NVH parametry, a dosahuje středního efektivního

tlaku 18 bar mezi otáčkami 2500 min^{-1} a 4000 min^{-1} . Rovněž se zde nachází vyvažovací hřídel, pro snížení vibrací. Přepřínování je provedeno pomocí turbodmychadla s fixní geometrií. Je užita dvouventilová technika, jeden vačkový hřídel a pevně stanovené časování ventilů [46].

Ve srovnání s variantou, kdy byla zapalovací svíčka umístěna centrálně, došlo k významnému navýšení tlaku ve válci a vzhledem ke značnému zrychlení spalovacího procesu je tak umožněn mnohem vyšší předstih vstřiku. Obr. 25 pak ukazuje mapu indikované tepelné účinnosti v závislosti na otáčkách motoru a středním efektivním tlaku. Bylo dosaženo maximální tepelné účinnosti 43 % při otáčkách 3000 min^{-1} a BMEP rovnému 12 bar. Rovněž si lze povšimnout, že oblast tepelné účinnosti, kdy je dosaženo alespoň hodnoty 40 %, je velmi rozsáhlá a pokrývá značnou část provozního pásma motoru [46].



Obr. 25 Mapa indikované tepelné účinnosti [46]

3.3 Volvo VEP GEN3 LP

Do třetí generace motorů z dílen Volva nesoucí název VEA spadají jak vznětové, tak zážehové motory, které nesou označení VEP. Jedná se o turbodmychadlem přepřínované zážehové čtyřválcové motory s vrtáním 82 mm a zdvihem 93,2 mm, tedy o zdvihovém objemu 1969 cm^3 . Zážehový motor VEP LP pracuje dle Millerova cyklu s kompresním poměrem 12,0 : 1. Dosahuje maximálního výkonu 145 kW při otáčkách 4750 min^{-1} a točivého momentu 300 N·m při otáčkách 1800 min^{-1} . Novinky této generace jsou např. integrované výfukové potrubí, chlazení nasávaného vzduchu pomocí vodního chlazení integrovaného v sacím potrubí nebo širší blok motoru s vylepšenými NVH vlastnostmi. Motory rodiny VEA mají palivové čerpadlo poháněné přímo klikovým hřídelem, což umožňuje ventilovému rozvodu pracovat za ideálních podmínek, co se tření týče. Vačkové hřídele jsou uloženy v kuličkových ložiscích. Motor disponuje olejovým čerpadlem s variabilním rozsahem dodávaného tlaku, což umožňuje zlepšení chlazení pístu. Tryska pro jeho chlazení je zprůchodněna až ve chvíli, kdy motor dosahuje výkonu 30 kW. Pod touto hodnotou není

chlazení pístu nutné a docházelo by tak ke zbytečným ztrátám. Tvar spalovacího prostoru v hlavě válců zůstává stejný oproti předchozím generacím a vyššího kompresního poměru bylo tedy dosaženo díky vyšší poloze horní úvratí pístu. Sací potrubí je konstruováno pro dosažení příčného víru směsi ve válci. Píst byl navržen s miskovitým tvarem dna a vybráním pro ventily. Při návrhu pístu se dbalo na co nejmenší velikost vybrání pro ventily, a to z důvodu, aby se získal co největší miskovitý tvar ve dně pístu. Tuto skutečnost je možné pozorovat na obr. 26 [47].



Obr. 26 Design pístu motoru Volvo VEP LP [47]

Díky kratšímu sacímu potrubí a integrovanému výfukovému potrubí je možné, aby motor striktně pracoval se směšovací poměrem $\lambda = 1$. To sice vyústí ve výkonovou ztrátu o velikosti 10 % ve srovnání s motory s označením MP téže generace, nicméně tyto nedostatky jsou vyváženy nízkou spotřebou paliva, nízkými emisemi a o 80 °C nižší teplotou výfukových plynů před turbínou turbodmychadla [47].

4 KONCEPČNÍ NÁVRH MOTORU

Při vytváření koncepčního návrhu motoru pro tuto diplomovou práci byly hlavním zdrojem inspirace pohonné jednotky popsané v rešeršní části. Dalším zdrojem, zejména při počátečním návrhu rozměrů kanálů v hlavě, byla čtyřválcová řadová zážehová jednotka s přirozeným sáním Škoda 1,5 MPI EA 211, která je instalována do vozů na východních trzích.

4.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY

Nejzákladnějším stavebním kamenem pro návrh rozměrů pohonné jednotky je zdvih a vrtání. Tyto rozměry jsou stanoveny na základě provedené rešerše. Jelikož cílem bylo využít dlouhozdvihovou koncepci, hlavním porovnávacím parametrem byl zdvihový poměr. Rovněž bylo přihlíženo k poměru maximálního výkonu ku ploše pístu. Přehled základních rozměrů pohonných jednotek popsanych v rešerši se nachází v tab. 2

Tab. 2 Přehled parametrů klíčových pro volbu základních rozměrů pohonné jednotky [18, 28, 32, 42]

Výrobce a označení motoru	$\varnothing D$	Z	k	P_{\max}/n_e	$S_{\text{píst}}$	$P_{\max}/S_{\text{píst}}$	e
	[mm]	[mm]	[-]	[kW/min ⁻¹]	[mm ²]	[W/mm ²]	[mm]
Hyundai G4LE	72	97	1,347	77/5700	4071, 5	18,91	5
Honda LEB-H5	73	89,4	1,225	72/5600	4185, 4	17,20	–
Mazda G90	74,5	85,5	1,148	66/6000	4359, 2	15,14	–
Toyota 2ZR-FXE	80,5	88,3	1,097	73/5200	5089, 6	14,34	8
Renault H4M C6/MU	78	83,6	1,072	67/5600	4778, 4	14,02	–
Suzuki K12D	73	71,5	0,979	61/6000	4185, 4	14,57	–

S přihlédnutím k vypočteným poměrům byl zvoleny tyto základní parametry:

- a) Vrtání $D = 77,6$ mm,
- b) Zdvih $Z = 95,1$ mm.

Odpovídají zdvihovému poměru k o hodnotě 1,226 a zdvihovému objemu motoru 1799,0 cm³. Vyšší délka zdvihu znamená vyšší přestup tepla do stěn pístu, který je nutné výrazně chladit, k čemuž je často nutné z hlediska konstrukce vytvořit dodatečné úpravy pro chlazení. Jelikož jeden z požadavků zadání diplomové práce je zohlednit technologickou náročnost součástí, byl zvolen zdvihový poměr blízký tomu, který využívá motor Honda LEB-H5. U této pohonné jednotky je píst chlazený olejovou tryskou a není využito zvláštních konstrukčních úprav podobně jako u motoru G4LE, kde se v koruně pístu nachází kanálek pro rozvod oleje.

Dalším parametrem, který bylo nutné zvolit, je excentricita klikového hřídele vůči ose válců. Konkrétní hodnotu bylo možné dohledat pouze u motorů Toyota 2ZR-FXE a Hyundai G4LE. Bylo zvoleno vyosení o hodnotě 6 mm. Důvodem je to, že rozměrově se navrhovaný motor blíží více motoru Hyundai G4LE.

Významnými konstrukčními prvky jsou průměry hlavních a ojnicích čepů klikového hřídele. Při jejich návrhu bylo rovněž vycházeno z rešeršní části práce. Průměry čepů byly porovnávány s průměrem vrtání jednotlivých motorů. Toto srovnání je provedeno v tab. 3. U pohonných jednotek Mazdy a Suzuki nebylo možné některé rozměry dohledat, proto jsou v tabulce označeny pomlčkou.

Tab. 3 Porovnání průměrů hlavních, ojnicích a pístních čepů [22, 23, 26, 27, 30, 35]

Výrobce a označení motoru	$\varnothing D_{hč}$	$\varnothing D_{hč}/\varnothing D$	$\varnothing D_{oč}$	$\varnothing D_{oč}/\varnothing D$	$\varnothing D_{pč}$	$\varnothing D_{pč}/\varnothing D$
	[mm]	[-]	[mm]	[-]	[mm]	[-]
Hyundai G4LE	48	0,667	39	0,542	18	0,250
Honda LEB-H5	46	0,630	40	0,548	18	0,247
Toyota 2ZR-FXE	48	0,596	44	0,547	20	0,248
Renault H4M C6/MU	48	0,615	40	0,513	19	0,244
Mazda G90	–	–	–	–	19	0,255
Suzuki K12D	–	–	–	–	–	–

S ohledem na vypočtené hodnoty byl zvoleny následující rozměry:

- Průměr hlavního čepu $\varnothing D_{hč} = 48$ mm
- Průměr ojnicího čepu $\varnothing D_{oč} = 40$ mm
- Průměr pístního čepu $\varnothing D_{pč} = 19$ mm

4.2 KONFIGURACE MOTORU

Stejně jako u valné většiny soudobých pohonných jednotek, je i zde v koncepci zamýšleno příčné uložení vpředu, kdy je uložení motoru nutné zkonstruovat tak, aby byl z důvodu své celkové výšky nakloněný směrem k zadní části vozidla. Nevýhodou tohoto uložení je omezená šířka motorového prostoru, zejména v případě, že se jedná o spalovací jednotku určenou pro hybridní pohon, kdy se za motorem nachází ještě hybridní ústrojí. Na druhou stranu pak ale vzniká větší kabinový prostor. Co se pak zásahu do jízdních vlastností týče, příčně uložený motor posouvá těžiště vozu směrem k jeho přední části, a tím zvyšuje trakci předních kol, nicméně negativně ovlivňuje ovladatelnost v zatáčkách [48].

Blok motoru je navržen s dosedací plochou spodního víka pod osou klikového hřídele. Takovéto uložení vykazuje velkou tuhost za užití ložiskových vík a pozitivním faktorem je rovněž nutnost těsnit pouze jednu plochu oproti konfiguraci, kdy je dosedací plocha vedena v rovině osy klikového hřídele. V návaznosti na kapitulu 2.1 a následně pak popis hybridního ústrojí v kapitole 4.3, se na bloku nenachází alternátor. Z tohoto důvodu bylo zvoleno použití elektrické vodní pumpy a kompresoru klimatizace, jelikož tak díky tomu není nutné z předního konce klikového hřídele pohánět tyto komponenty pomocí řemenu a dojde k úspoře jak hmotnostní, tak rozměrové.

Ventilový rozvod je v provedení DOHC s jednostranně podepřenou pákou a púlsoudečkovými pružinami, jejichž vzhled je zobrazen na obr. 12, kdy je vačka v kontaktu se středem páky, čímž je převáděn rotační pohyb na translační. Tento návrh vychází z informací získaných v části rešerše týkající se motoru Hyundai G4LE. Pohon vačkových hřídelů je pak zajištěn ozubeným řemenem z důvodu tiššího chodu a nižší ceny. Je uvažováno proměnné časování ventilů, které je realizováno natáčením vačkového hřídele, čímž se mění úhel, při kterém jsou ventily otevírány.

4.3 HYBRIDNÍ ÚSTROJÍ

Při návrhu motoru bylo nutné promyslet i to, jak bude fungovat navazující elektrická část pohonu společně s převodovkou a vzájemná kooperace s klasickou pohonnou jednotkou. V tomto případě byla výraznou inspirací koncepce Toyoty, která je využita u více hybridních vozidel této značky, zejména však u vozů s motorem 2ZR-FXE, který je popsán v kapitole 2.1. Za motorem se budou nacházet 2 motorgenerátory a 2 planetové převody. Schéma je znázorněno na obr. 8. Jak již bylo zmíněno, jeden z motorgenerátorů při chodu spalovacího motoru nahrazuje funkci alternátoru a zároveň slouží jako startér. Z tohoto důvodu se na navrženém motoru nebude nacházet ani jedna z těchto komponent v klasickém provedení.

Stejně jako u koncepce Toyoty, bude vynechána spojka v klasickém provedení a výstup točivého momentu bude proveden pomocí ozubení v centrálním otvoru setrvačniku na výstupní hřídel, která je přes lamelovou spojku spojena s unašečem prvního planetového převodu.

4.4 POUŽITÁ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Dále bylo nutné provést úvahy nad využitím konstrukčních řešení definovaných zadáním práce. Těmi jsou výrazně dlouhozdvihová koncepce, dvouventilová technika, prodloužený expanzní zdvih, recirkulace výfukových plynů a spalování chudých směsí.

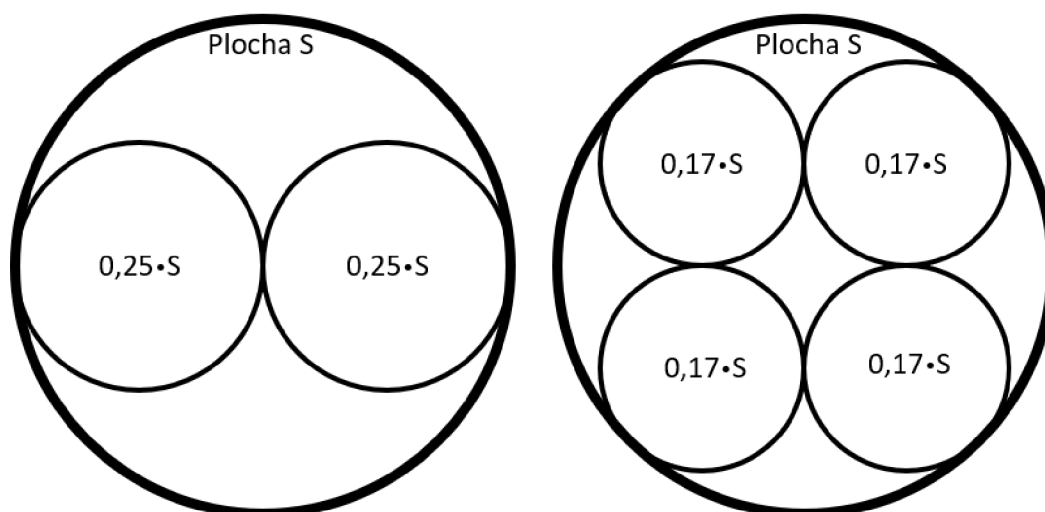
4.4.1 DLOUHOZDVIHOVÁ KONCEPCE

Dlouhozdvihová koncepce s sebou obecně přináší velké množství výhod při použití daného motoru v cestovním voze. První z nich je vyšší celková účinnost motoru vyplývající z menší plochy válce, což znamená nižší přestup tepla do bloku motoru, a tedy vyšší přenos energie přes ojnici na klikový hřídel. Navíc díky menšímu vrtání je síla od tlaku plynů působící přes píst a ojnici na klikový hřídel nižší a díky tomu jsou méně zatěžována ložiska klikového hřídele [49]. Ve srovnání s krátkozdvihovou variantou dochází však u této koncepce k nárůstu střední pístové rychlosti, což má za následek zvýšené třecí ztráty. Aby nedocházelo k výraznému opotřebení pístní skupiny, jsou kladeny vyšší požadavky na kvalitu olejového filmu [50]. Při využití výrazně dlouhozdvihové koncepce je proto možné se setkat s takovou konstrukcí pístu, která umožňuje výraznější chlazení, jako je tomu například u motoru Hyundai G4LE popsaném v kapitole 2.2. Další hledisko, ze kterého lze tyto dvě techniky porovnávat, je účinnost spalovacího procesu. Přestože menší vrtání neumožňuje použít sací

ventily o takovém průměru, jako u podčtvercového motoru, plnicí účinnost je vykompenzována délkou sacího zdvihu. Vyšší zdvih rovněž způsobuje výraznější víření ve válci, díky čemuž dochází k lepšímu promíchání paliva s nasávaným vzduchem a dochází ke zkvalitnění spalovacího procesu za produkce menšího množství škodlivin. Obecně pak dlouhozdvihové motory vykazují vyrovnanější průběh točivého momentu již od nízkých otáček. Zmíněné výhody jsou ideální pro použití takového motoru v běžném osobním voze, a tudíž i motor navrhovaný v této diplomové práci bude využívat dlouhozdvihovou koncepci.

4.4.2 DVOUVENTILOVÁ TECHNIKA

Prvním bodem srovnání dvouventilové a čtyřventilové techniky je jednoznačně využití plochy spalovacího prostoru v hlavě. Tuto skutečnost dobře ilustruje obr. 27.



Obr. 27 Využití plochy spalovacího prostoru

Zatímco v případě dvouventilového uspořádání ventily zaujímají polovinu průmětu plochy spalovacího prostoru, u čtyřventilové varianty se jedná o asi 70 % průmětu plochy. Tato úvaha slouží pouze k informativnímu porovnání. Ve skutečnosti by se nejednalo o tak výrazný rozdíl vlivem konstrukce sedel ventilů a využití střeovitého spalovacího prostoru, nicméně stále čtyřventilová technika lépe využívá dostupný prostor. S lepším využitím plochy úzce souvisí možnost vyššího průtoku do válce a z válce, což navyšuje plnicí účinnost. U dvouventilové techniky mají ventily celkově větší rozměry ve srovnání se čtyřventilovou variantou a jsou hůře chlazeny, čímž dochází k vyšší náchylnosti k detonacím. Další výhodou čtyřventilové techniky je možnost centrálního umístění svíčky. Díky tomu se plamen při zapálení směsi šíří rovnoměrně a dochází tak ke zkvalitnění spalovacího procesu. Nevýhodou čtyřventilové techniky je pak bezesporu vyšší cena a vyšší hmotnost motoru, jelikož je nutné použít více součástí ve ventilovém rozvodu. Informace o využití dvouventilové techniky byly čerpány z [50], kde je provedeno podrobné srovnání s čtyřventilovou variantou, jejíž výhody značně převažují i přes zvýšené náklady. Jak lze vyčíst z rešeršní části, většina soudobých motorů využívá právě čtyřventilovou techniku, a proto i motor navrhovaný v této práci bude této koncepci využívat.

Přesto však výhody použití čtyřventilové techniky převažují nad nevýhodami a jak lze vyčíst i z rešerše, drtivá většina automobilek dnes této techniky využívá. Z toho důvodu je i v této práci navrhován motor využívající čtyřventilovou techniku.

4.4.3 PRODLOUŽENÝ EXPANZNÍ ZDVIH

Prodloužený expanzní zdvih je u valné většiny vozů s hybridním pohonem využívající motor s přirozeným sáním realizován v Atkinsonově cyklu pomocí úpravy časování ventilů. Atkinsonův cyklus ve srovnání s běžným Ottovým cyklem spočívá v pozdním uzavírání sacích ventilů, tzn. k uzavření dochází až během kompresního zdvihu a část nasáté směsi je tak vytlačována zpět do sacího potrubí, čímž jsou sníženy ztráty při kompresi. Pokud bychom provedli porovnání motoru s Ottovým a Atkinsonovým cyklem a chtěli zachovat měrný výkon, bylo by nutné zmenšit objem spalovacího prostoru nad pístem v horní úvrati, čímž narůstá geometrický kompresní poměr. Následuje zvětšení úhlu otevření sacích ventilů a zmenšení úhlu otevření ventilů výfukových. Obecně pak při aplikaci Atkinsonova cyklu dochází ke snížení točivého momentu, zejména při nízkých otáčkách, a ke snížení měrné efektivní spotřeby [51]. Atkinsonův cyklus je výhodné využít právě u vozidel na hybridní pohon, kde jsou ztráty točivého momentu při nízkých otáčkách kompenzovány pohonem od motorogenerátoru. Z toho důvodu je časování ventilů odpovídající Atkinsonovu cyklu uvažováno při tvorbě 1D termodynamické simulace popsané v kapitole 6.

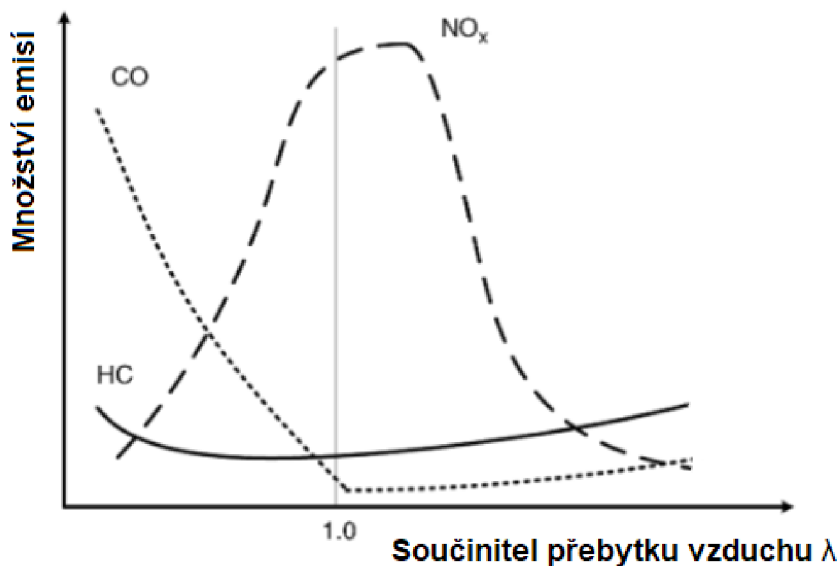
4.4.4 RECIRKULACE VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

Recirkulace výfukových plynů, známá pod zkratkou EGR, je založena na principu opětovného spalování výfukových plynů smíšených s čerstvým vzduchem. Díky tomu dochází ke snížení koncentrace kyslíku v nasávané směsi a snížení teploty hoření, což znamená žádoucí nižší produkci emisí oxidů dusíku. Rovněž dochází ke zvýšení měrné tepelné kapacity směsi, jelikož opětovně nasávané výfukové plyny nevstupují do spalovacího procesu, ale absorbují část tepla, které vznikne spalováním. Nespornou výhodou je tedy snížení obsahu škodlivin ve výfukových plynech. Nižší teplota spalování pak však snižuje účinnost spalování a zvyšuje spotřebu paliva. Při zavedení chlazené recirkulace je však navýšení spotřeby minimální [52, 53]. Recirkulace výfukových plynů se dělí na vnitřní a vnější. Vnitřní recirkulace lze dosáhnout překrytím úhlu otevření sacích a výfukových ventilů, kdy je část spalin vytlačena do sacího potrubí. Vnější recirkulace je provedena pomocí zpětného vedení výfukových plynů do sacího potrubí. Chlazení recirkulovaných plynů je pak provedeno v tepelném výměníku chladičí kapalinou. Množství spalin procházejících přes tepelný výměník je určováno řídicí jednotkou, která ovládá EGR ventil na základě režimu, ve kterém je motor provozován [54].

Při návrhu motoru je realizována vnitřní recirkulace plynů překryvem otevření sacích a výfukových ventilů v některých režimech zatížení pomocí variabilního časování ventilů. Při tvorbě konstrukčního návrhu motoru je rovněž uvažováno s vnější chlazenou recirkulací výfukových plynů, nicméně pro zjednodušení konstrukčních prací není modelován celý systém EGR, pouze nátrubky pro odvod výfukových plynů za katalyzátorem a přívod do ukliďňovací komory sání.

4.4.5 SPALOVÁNÍ CHUDÝCH SMĚSÍ

Spalování chudé směsi je nástrojem pro snížení množství škodlivin ve výfukových plynech a snížení spotřeby paliva. Přebytný vzduch ve směsi snižuje teplotu spalování, což ve srovnání se spalováním stechiometrické směsi znamená snížení emisí oxidů dusíku, jak lze pozorovat na obr. 28.



Obr. 28 Graf závislosti množství emisí na součiniteli přebytku vzduchu [55]

Díky vyššímu obsahu kyslíku ve směsi je pak proces hoření účinnější a je vytvořeno větší množství energie při daném množství paliva. Je však důležité bohatost směsi řídit tak, aby nedocházelo k detonačnímu hoření. Je nutné kontrolovat množství vstřikovaného paliva, předstih zážehu, a právě bohatost směsi. K tomu je využito celé řady snímačů, jako např. lambda sondy, snímač teploty nasávaného vzduchu a tlaku v sání atd. [56].

Aby bylo možné spalovat chudou směs, je nutné provést konstrukční úpravy, které zajistí zvýšení vírového čísla nasávaného vzduchu a paliva. S tím souvisí mimo jiné nutnost provést analýzy dynamiky tekutin pro optimalizaci složení směsi v oblasti zapalovací svíčky [50]. Společně s aplikací Atkinsonova cyklu a recirkulací výfukových plynů se tak z řízení motoru z hlediska bohatosti směsi a odolnosti vůči klepání stává velmi komplikovaná disciplína doprovázená řadou simulací, experimentů a nespočtem hodin na motorové zkušebně, než dojde k odladění celého procesu řízení.

Velmi chudé směsi jsou spalovány v režimech vrstveného plnění, které lze poměrně snadno realizovat u motorů s přímým vstřikováním paliva, kdy je palivo vstřikováno později, během kompresního zdvihu, a dojde tak k vytvoření homogenní směsi pouze v oblasti zapalovací svíčky, zatímco ve zbytku spalovacího prostoru se nachází velmi chudá nehomogenní směs [57].

Jelikož jeden z požadavků zadání práce je dbát na jednoduchost konstrukčního návrhu a je navrhován motor s nepřímým vstřikováním, nebyly konstruovány žádné úpravy, které by napomáhaly účinnému spalování chudých směsí.

5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOTORU

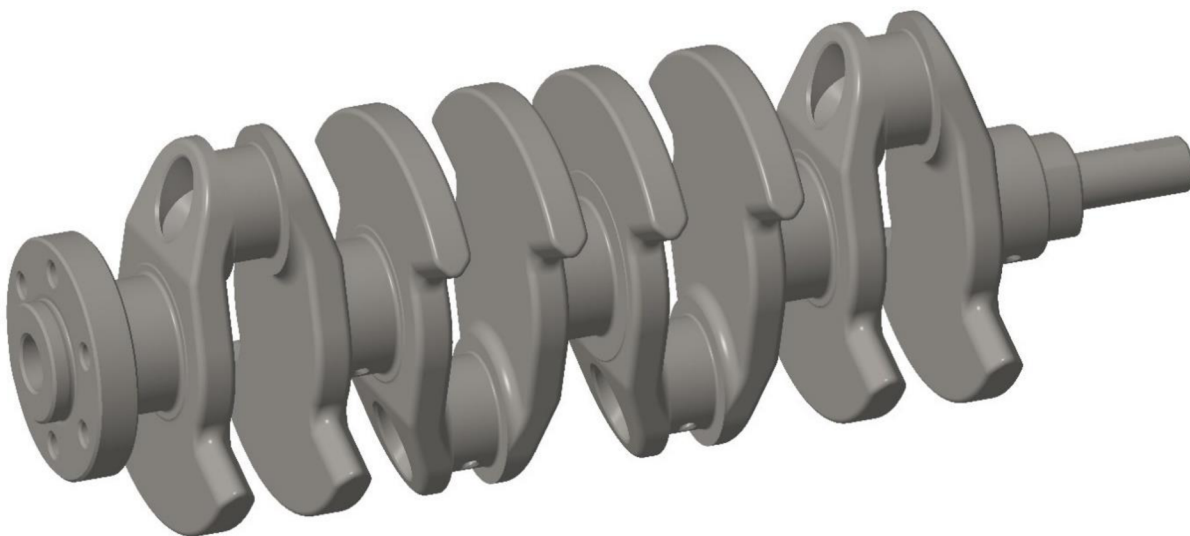
Při tvoření konstrukčního návrhu byl brán v potaz požadavek ze zadání práce, tedy technologická nenáročnost dílů. Klikový mechanismus je konstruován detailně, jelikož se v dalších částech práce podrobuje dalším výpočtům. Ostatní součásti jsou modelovány zjednodušeně, s důrazem na dodržení vnějších a přípojných rozměrů a jejich hmotností. Jednotlivé součásti i výsledná sestava motoru byly vymodelovány v softwaru Creo Parametric 4.0.

5.1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Klikový mechanismus skládající se z klikového hřídele, setrvačnicku, ojnic, pístních čepů a pístů slouží obecně k přeměně posuvného pohybu pístu na otáčivý pohyb klikového hřídele. Otáčivý pohyb KH se v případě klasického konceptu pohonu, kdy se z hlediska pohonu v automobilu nachází pouze spalovací motor, přes spojku přenáší do převodovky a následně přes rozvodovku a diferenciál až na samotná kola. Klikový hřídel dále v klasických aplikacích slouží i k pohonu zařízení jako alternátor či vodní pumpa. U navrhovaného motoru tomu tak však není z důvodů popsaných dříve.

5.1.1 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klíčové rozměry klikového hřídele jsou udávány vrtáním a zdvihem válce, roztečí válců a rozměry použitých ložisek. Při volbě průměrů hlavních a ojnicích čepů klikového hřídele bylo přihlíženo k údajům získaným z rešerše, zejména k poměru vrtání ku průměru pístu daného motoru. Finálními rozměry čepů jsou průměr 40 mm a šířka 20,2 mm pro ojnicní čep a průměr 48 mm a šířka 23 mm pro hlavní čep, jak je nastíněno v kapitole 4.1. Axiální ložisko je pak umístěno na třetím hlavním čepu z důvodu rovnoměrné teplotní roztažnosti v obou směrech. Ložiskové pánve i axiální ložisko jsou z hlediska materiálu kompozitem, který výrobce označuje jako St/A, což je kompozit oceli, čistého hliníku a hliníkové slitiny. Ložiska byla vybrána z katalogu výrobce Rheinmetall [58].

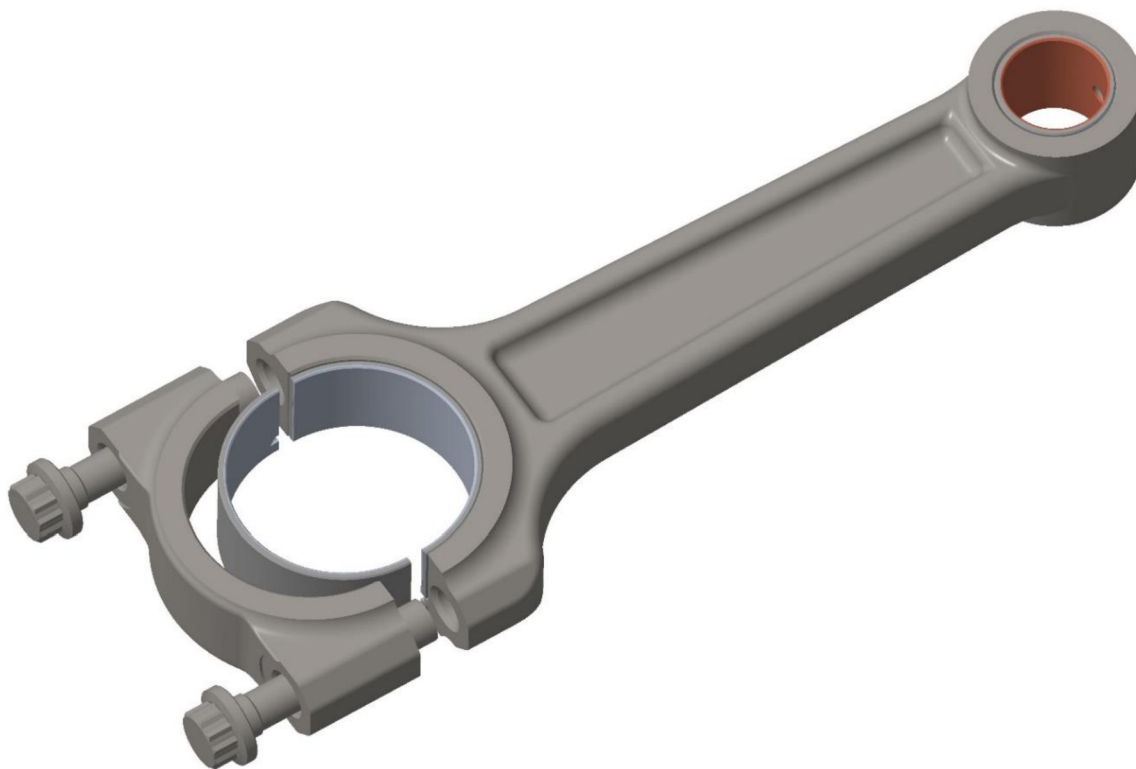


Obr. 29 Klikový hřídel – pohled od zadního konce

Z předního konce hřídele je poháněno lamelové olejové čerpadlo. Přenos krouticího momentu je zajištěn tvarovým osazením. Za olejovým čerpadlem se nachází ozubené kolo pro pohon rozvodů pomocí ozubeného řemene, které je k hřídeli přišroubováno pomocí šroubu M14. Na zadním konci klikového hřídele najdeme přírubu pro setrvačnick, které si lze povšimnout na obr. 29. Ten je ke hřídeli připevněn šesti šrouby M10. Pět z děr pro šrouby je vrtáno s pravidelným rozestupem po 60° , šestý otvor je o 5° posunut směrem k rovině dosedací plochy bloku motoru a spodního víka, čímž je společně se středícím válcovým koncem hřídele zajištěna poloha setrvačnicku vůči hřídeli. Ojniční čepy jsou odlehčeny vrtanými otvory o průměru 25 mm a hloubce 10 mm. Tím je dosaženo mírného snížení hmotnosti rotačních částí. Na zadním konci se rovněž nachází vyvrtaný otvor v ose KH o průměru 20 mm a hloubce 18 mm sloužící k jeho odlehčení. Mazání ojničních čepů zajišťují vrtané kanály o průměru 5 mm vedené skrze rameno zalomení, čímž propojují ojniční čepy s hlavními. Na obou typech čepů je vyústění otvorů pod úhlem 45° v rovině kolmé k ose KH. O vyvážení klikového hřídele pojednává kapitola 9. Vývažky mají aerodynamicky tvarované boční strany, což má příznivý vliv na snížení ventilačních ztrát v klikové skřini. KH je vyroben jako výkovek z chrom-vanadiové oceli a jeho celková hmotnost je 11,90 kg.

5.1.2 OJNIČNÍ SKUPINA

Ojnice z vysokouhlíkové oceli C70S6 je vyrobena kováním v zápustce a je vyobrazena na obr. 30. Díky vlastnostem příslušného materiálu je možné využít dělení velkého oka pomocí řízeného lomu, proto není nutno jej střídit jiným způsobem, např. pomocí dvojice válcových kolíků. Víko je pak k tělesu ojnice přišroubováno dvěma šrouby M8 se závitem o jemném stoupání. Dřík ojnice je ve tvaru I. V malém oku o průměru 21,8 mm je nalisováno ložiskové pouzdro o tloušťce 1,4 mm.

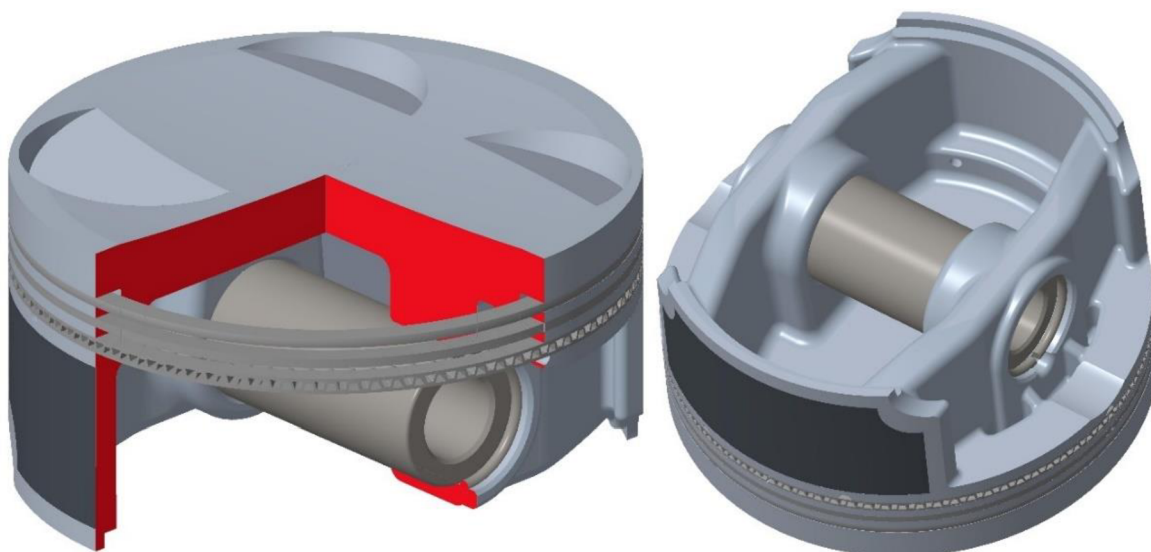


Obr. 30 Ojniční skupina

Z hlediska materiálu je ložiskové pouzdro kompozitem oceli, ze které je tvořena dominantní část pouzdra, a tenké bronzové vrstvy, konkrétně pak materiálu CuSn5Zn1. Po zalisování je v malém oku ve směru osy ojnice vyvrtán otvor pro přívod oleje sloužící k mazání pístního čepu. Ojnice je vedená ojnicním čepem a je široká 20 mm. Ve velkém oku o průměru 43 mm jsou vloženy 2 ložiskové pánve o tloušťce 1,5 mm. Jejich poloha je zajištěna tvarovým osazením. V případě pánví se jedná o kompozit oceli, která tvoří hlavní část pánve, vrstvy čistého hliníku o tloušťce v řádu setin milimetru a vrstvy hliníkové slitiny, konkrétně AlSn20Cu1, jejíž tloušťka je v řádu desetín milimetru. Ložiskové pouzdro i pánve byly vybrány z katalogu výrobce Rheinmetall [58]. Osová vzdálenost malého a velkého oka činí 142,5 mm a celková hmotnost ojnicní skupiny je pak 604 g.

5.1.3 PÍSTNÍ SKUPINA

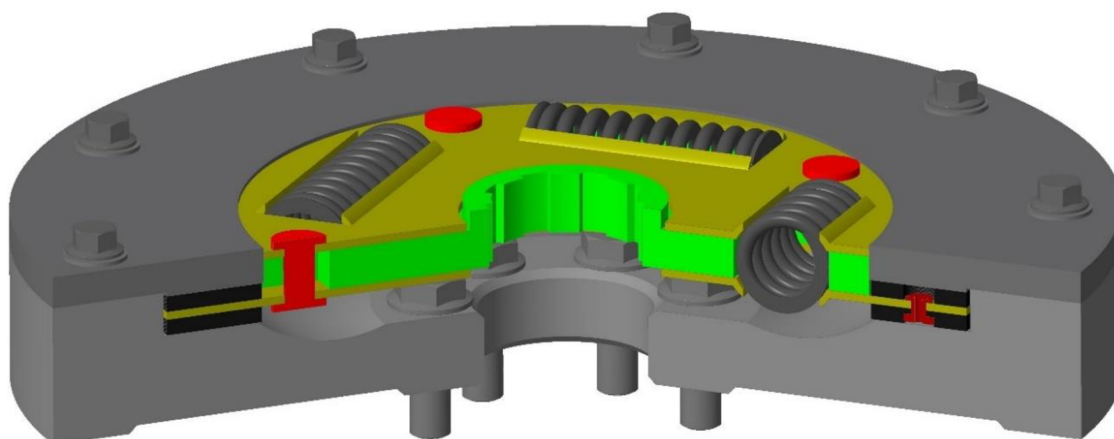
Píst je vyroben odléváním ze siluminu AlSi12CuNiMg. Přidané legury v materiálu zlepšují mechanické vlastnosti při vysokých teplotách. V koruně pístu se nachází tři drážky pro pístní kroužky. První je kroužek s vypouklou těsnicí plochou, druhý je minutový a třetí, stírací, je složený ze dvou břitů a expandéru. V drážce pro stírací kroužek jsou pravidelně po 60 ° vyvrtány otvory o průměru 2 mm pro odvod setřeného oleje. Pístní čep je konstruován jako plovoucí s vnějším průměrem 18 mm. Je uložen v nálitcích pístního čepu a z každé strany zajištěn drátěnými pojistnými kroužky proti axiálnímu posuvu. Dno pístu má miskovitý tvar a nachází se v něm vybrání pro ventily, které snižují riziko kontaktu pístu v horní úvratí s ventily. Vybrání pro sací ventily je hlubší, jelikož sací ventily mají mírně vyšší zdvih. Plášť pístu je konstruován tak, aby jeho plocha byla minimální, nicméně s ohledem na zaručení dostatečně malého měrného tlaku na plášť způsobeného normálovou silou. Výška pístu je 40 mm a kompresní výška 26,35 mm. Z důvodu očekávaného vysokého teplotního namáhání je píst chlazený rozstříkem oleje pomocí trysky, ke které je přiváděn olej kanály vrtanými v bloku motoru. Celková hmotnost pístní skupiny včetně pístního čepu je pak 297 g. Pohled na model sestavy pístní skupiny se nachází na obr. 31.



Obr. 31 Pístní skupina

5.1.4 SETRVAČNÍK

Setrvačnick je navržen v koncepci s tangenciálními pružinami a je vyobrazený na obr. 32. Ke klikovému hřídeli je připevněn pomocí šesti šroubů M10, jejichž poloha je blíže popsána v podkapitole týkající se KH. Točivý moment je z klikového hřídele přenášen na skříň setrvačnicku. Ve skříni setrvačnicku najdeme lamelovou spojku, která má k sobě přinýtovaný vnitřní kryt pružin, který je na zmíněném obrázku vyobrazen tmavě žlutou barvou. Tato lamelová spojka je trvale sevřena pomocí přítlačného kotouče, který je ke skříni setrvačnicku přišroubován devíti šrouby M8 a je zobrazen barvou tmavě šedou. Lamelová spojka zde slouží pouze jako bezpečnostní prvek pro případ poruchy spalovacího motoru či navazujících komponent, kdy by umožnila prokluz. Ke vnitřnímu krytu pružin je pak přinýtován vnější kryt pružin, který je rovněž zobrazen tmavě žlutou barvou. Mezi kryty se nachází výstupní kotouč setrvačnicku, který má v centrálním otvoru vytvořené drážkování pro přenos krouticího momentu a je zobrazen zeleně. Drážkovaný otvor slouží jak pro přenos momentu z motoru do hnacího ústrojí, tak při startování motoru pomocí prvního motorogenerátoru pro přenos momentu na klikový hřídel. Točivý moment se mezi kryty pružin a výstupním kotoučem přenáší právě díky tuhým vinutým pružinám. Koncepce setrvačnicku a navazujících součástí hybridního ústrojí je inspirována motorem Toyota 2ZR-FXE. Celková hmotnost setrvačnicku je pak 15,78 kg.



Obr. 32 Setrvačnick

5.2 PEVNÉ KONSTRUKČNÍ ČÁSTI MOTORU

Rozměry pevných konstrukčních částí jsou z většiny dány rozměry klikového mechanismu. Útroby bloku jsou pak definovány rotací klikového hřídele a obecným rovinným pohybem ojnice.

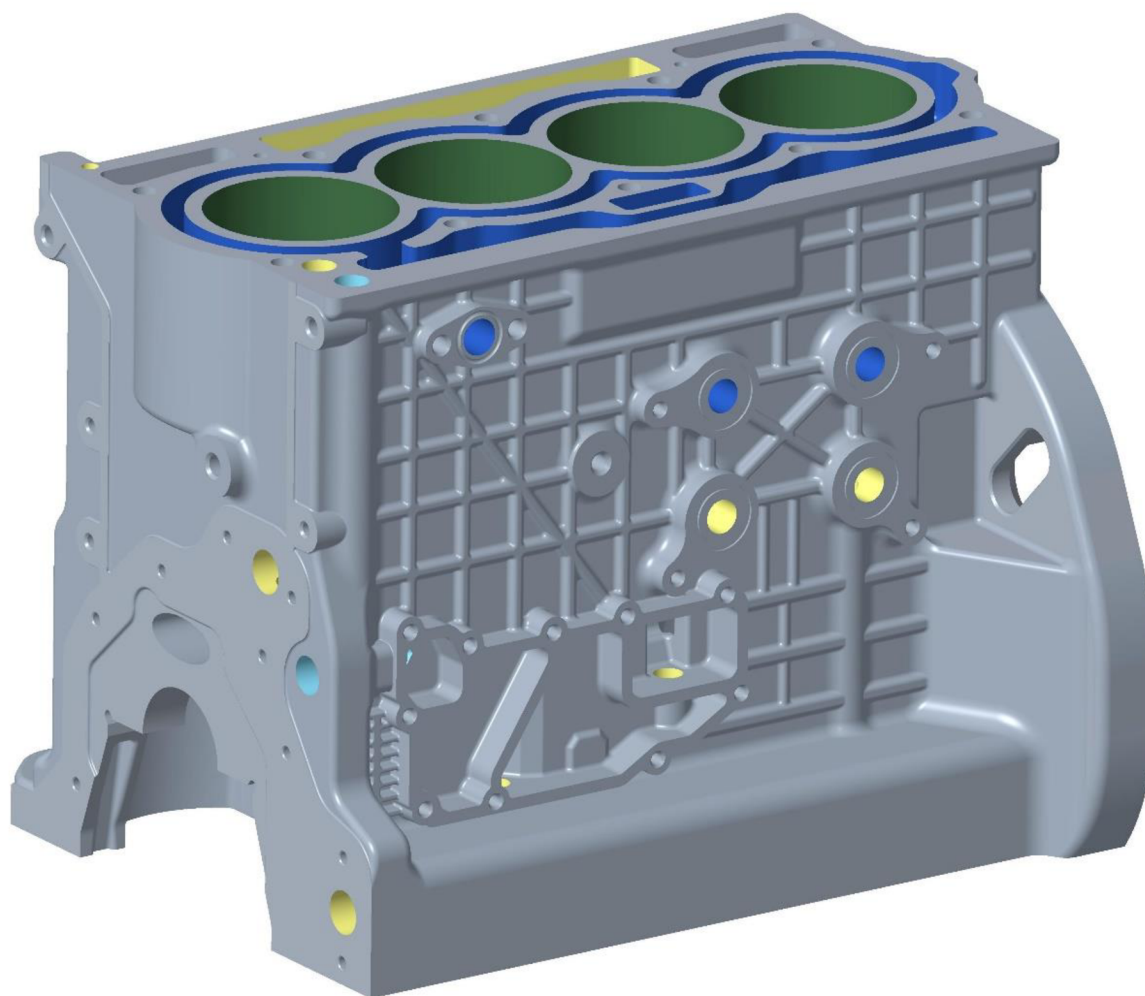
5.2.1 BLOK MOTORU

Hlavním nosným dílem celého agregátu je právě blok. Jedná se o odlitek ze slitiny hliníku AlSi7Mg. Pracovní povrch válců je upraven pomocí plazmatického nástřiku. Blok je koncipován v provedení s otevřenou dosedací plochou a dělicí rovinou pod osou klikového hřídele, jak již bylo nastíněno v kapitole 4.2. Uložení klikového hřídele je pak zajištěno pomocí ložiskových vík. Ta jsou k bloku přišroubována pomocí dvojice šroubů M10.

Na zadní straně se nachází příruba pro skříň převodovky, která v sobě skrývá planetové převody, ale také motorgenerátory. K bloku je připevněna deseti šrouby M12 a vzájemná poloha je zajištěna pomocí dvou válcových kolíků. V přírubě se částečně nachází otvor pro průchod kabeláže pro zapojení snímače otáček klikového hřídele. Dále se na této straně nachází dosedací plocha příruby, která těsní vnitřní prostory bloku. Ta obsahuje hřídelové těsnění s manžetou a otvor pro upevnění snímače natočení KH. Je připevněna šesti šroubů M6 a vzájemnou polohu zajišťují dva válcové kolíky.

Na straně přední se pak nachází dosedací plocha pro skříň lamelového olejového čerpadla a vybrání, které slouží pro dosednutí statoru čerpadla. Součástí skříně čerpadla je rovněž hřídelové těsnění, které těsní prostor klikové skříně. Rovněž se na této straně nachází dosedací plocha pro přední víko motoru a náliček pro montáž vodící kladky rozvodového řemenu.

Při pohledu ze strany sání jsou patrné 2 dosedací plochy. Jedna z nich, umístěná vlevo dole, slouží k dosednutí labyrintového olejového odlučovače. Druhá, která se nachází mírně vpravo nahore, je plochou pro upevnění chladiče oleje. Dále je možné si povšimnout otvoru pro montáž snímače klepání, který se nachází v ose druhého válce. Rovněž se na této straně nachází příruba pro nátrubek pro vstup chladicí kapaliny do bloku motoru. Plochy na straně sání a na přední straně si lze prohlédnout na obr. 33. Celková hmotnost bloku pak činí 23,66 kg.



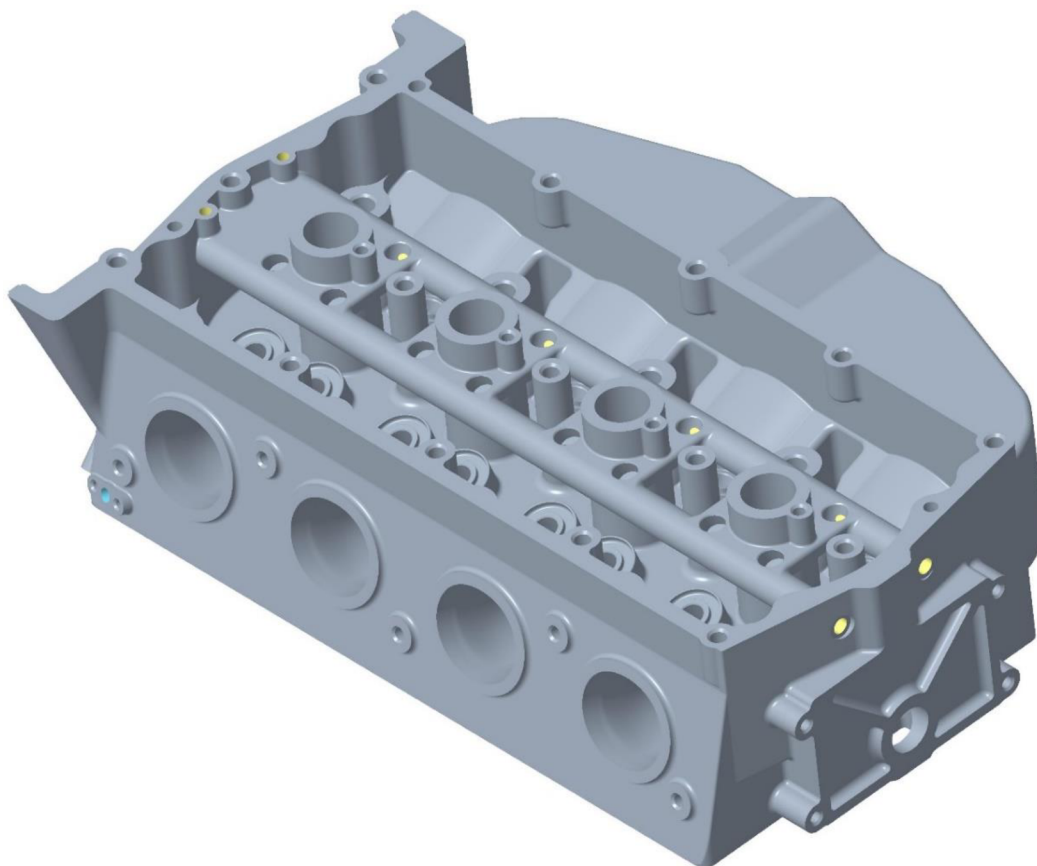
Obr. 33 Blok motoru – pohled na přední stranu a stranu sání

5.3 HLAVA MOTORU

Nejkomplikovanějším dílem z hlediska technologie výroby je bezesporu hlava motoru. Je vyrobena jako odlitek z hliníkové slitiny AlSi7Mg. Na straně sání se nachází sací kanály, přes které proudí nasávaný vzduch do spalovacího prostoru. Spalovací prostor má střechovitý tvar s centrálně umístěnou zapalovací svíčkou. Při pohledu na spalovací prostor si lze povšimnout zalisovaných sedel ventilů, která jsou vyrobena z tvrdokovu CrNi. Ze spalovacího prostoru proudí spaliny přes integrované sběrné výfukové potrubí dále do výfuku. Toto provedení sběrného potrubí má příznivý dopad na rychlejší ohřev chladicí kapaliny po studeném startu motoru a zároveň umožňuje intenzivnější chlazení odchozích spalin, jelikož kolem celého výfukového sběrného potrubí v hlavě vede chladicí plášť, který je popsán v kapitole 5.6.

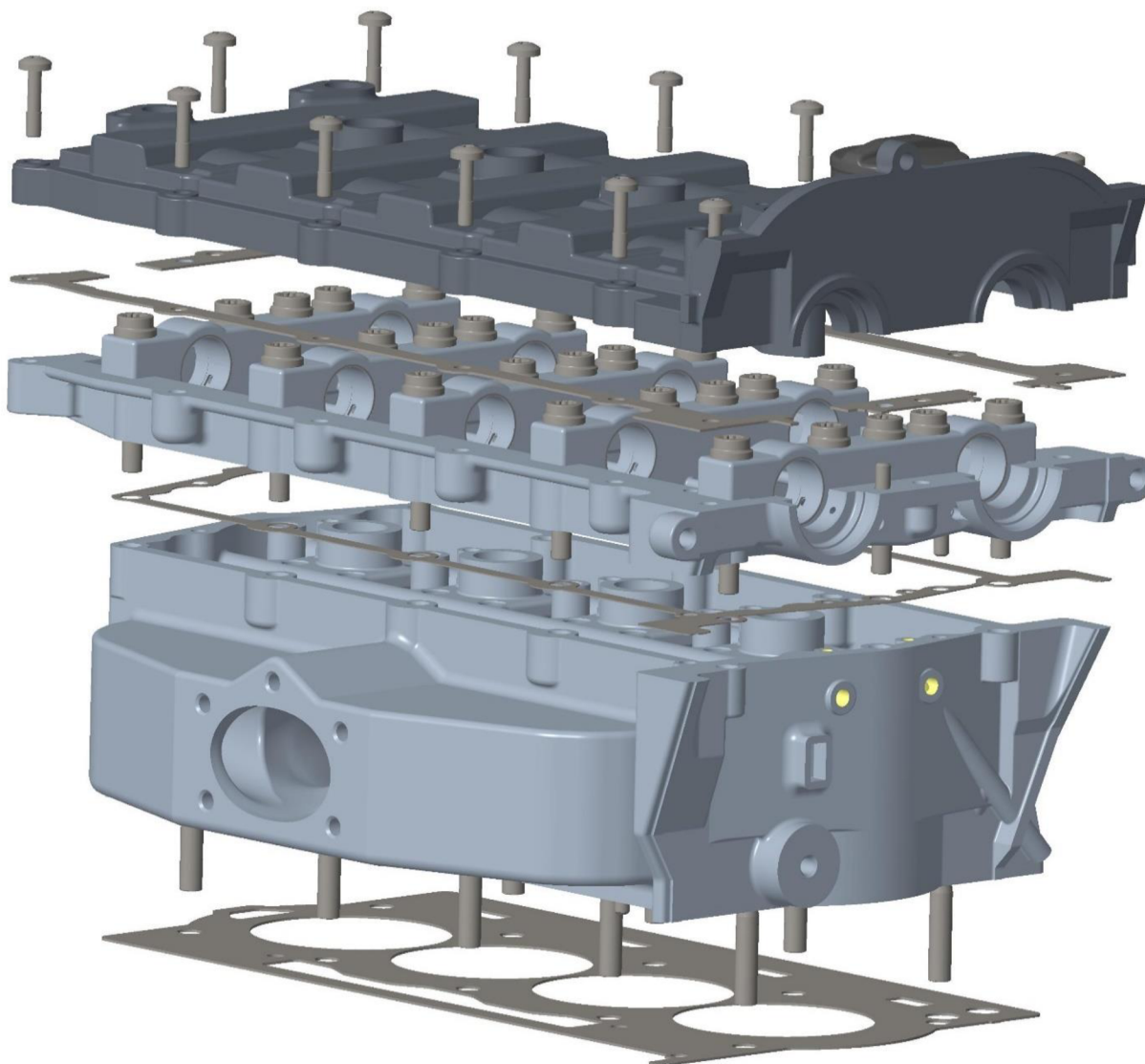
Pro upevnění sacího potrubí se na straně sání nachází pět otvorů pro šrouby M6. Rovněž si na této straně lze povšimnout nálitku pro nátrubek sloužící jako výstup odvětrávání klikové skříně, přes který je podtlakem v sání nasáván vzduch z klikové skříně. Na zadní straně se nachází dosedací plocha pro uchycení skříně termostatu, upevněná pomocí čtyř šroubů M6. Na straně přední pak najdeme nálitky pro montáž a zajištění polohy napínací kladky. Výfukové potrubí je pak upevněno pomocí pětice závrtných šroubů M8.

Pro připevnění hlavy k bloku motoru pak slouží deset svorníků M9 a dva válcové kolíky pro ustavení polohy. V hlavě rovněž najdeme dosedací plochy pro ventilové pružiny. Napříč vrchní částí jsou vrtané kanály pro rozvod oleje k hydraulickým vymezovačům ventilové vůle, které jsou následně utěsněny zalisovanými zátkami. Hmotnost hlavy je pak 9,28 kg a lze ji pozorovat na obr. 34.



Obr. 34 Hlava motoru – pohled ze strany sání a ze zadní strany

Na hlavu motoru navazuje nosič vačkových hřídelů, který je přes těsnění přišroubován pomocí patnácti šroubů M8 a vzájemná poloha je ustavena dvěma válcovými kolíky. Ten je nosným dílem právě vačkových hřídelů a obsahuje kanály pro rozvod oleje k ložiskovým pánvím. K němu je přes další těsnění přišroubován kryt hlavy motoru pomocí čtrnácti šroubů M6 a ustavení polohy je opět provedeno pomocí dvojice válcových kolíků. Na krytu hlavy se nachází plochy pro montáž dvou snímačů natočení vačkového hřídele a čtyř zapalovacích svíček a rovněž zde můžeme najít víčko, které těsní otvor pro dolévání oleje, a měrku hladiny oleje. Rozpad celé sestavy hlavy, nosiče vačkových hřídelů a krytu lze pozorovat na obr. 35.

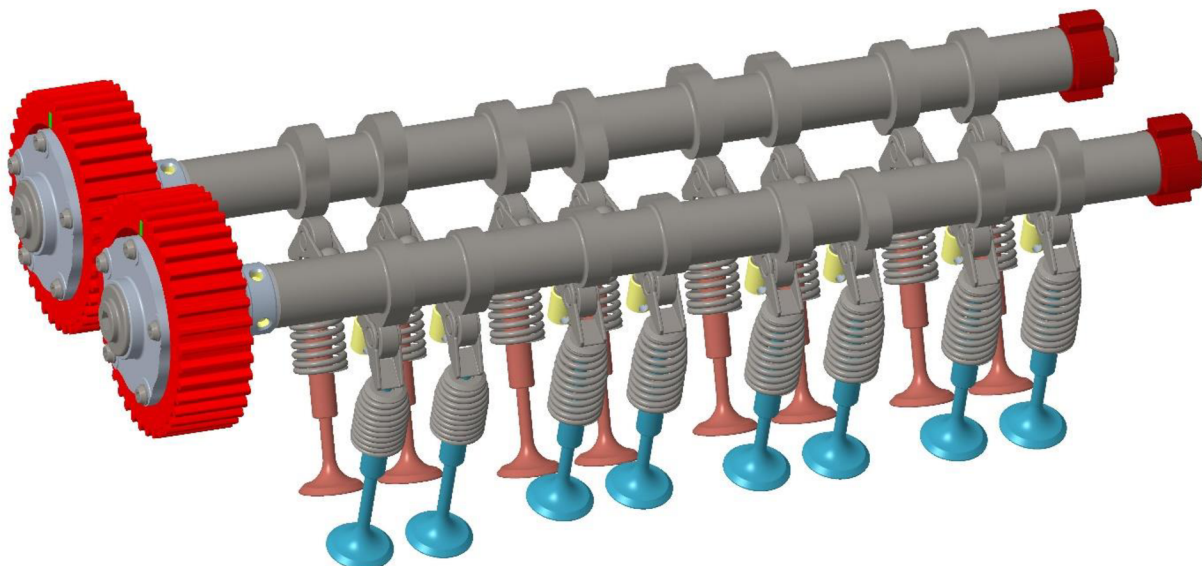


Obr. 35 Rozpad sestavy hlavy válců, nosiče vaček a krytu hlavy

5.4 ROZVODOVÝ MECHANISMUS

Při návrhu rozvodového mechanismu bylo využito čtyřventilové techniky a je v provedení se dvěma vačkovými hřídeli typu DOHC. Jak již bylo zmíněno, vačkové hřídele jsou uloženy v ložiskových pánvích nosiče a přívod oleje je zajištěn vrtanými kanály. Pohyb vaček je přes vahadla s kladkami převáděn na posuvný pohyb ventilů. Vahadla jsou jednostranně podepřena

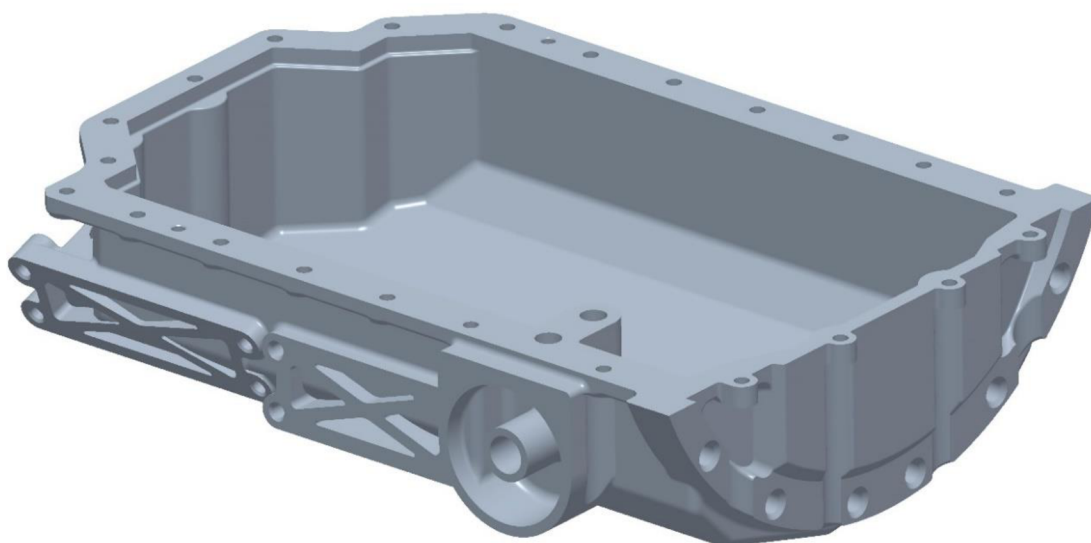
hydraulickými vymezovalči ventilové vůle a přenos pohybu je realizován v převodu 2:1. O vracení ventilů zpět do polohy, kdy jsou sací a výfukové kanály uzavřeny, se starají púlsoudečkové ventilové pružiny, které jsou blíže specifikovány v kapitole 2.2. Použití tohoto typu ventilových pružin vychází z inspirace motorem Hyundai G4LE. Na předním konci hřídelů nalezneme nastavovače natočení plnicí funkce variabilního časování, o které se stará řídicí jednotka motoru. Na zadním konci hřídelů jsou pak nalisovány ozubené segmenty pro snímání polohy natočení hřídelů. Celý rozvodový mechanismus je vyobrazen na obr. 36.



Obr. 36 Rozvodový mechanismus

5.5 SPODNÍ VÍKO

Dílem uzavírající pohonnou jednotku ze spodní strany, je spodní víko motoru, které je vyobrazeno na obr. 37. Jedná se o odlitek z hliníkové slitiny a celková hmotnost činí 4,04 kg.

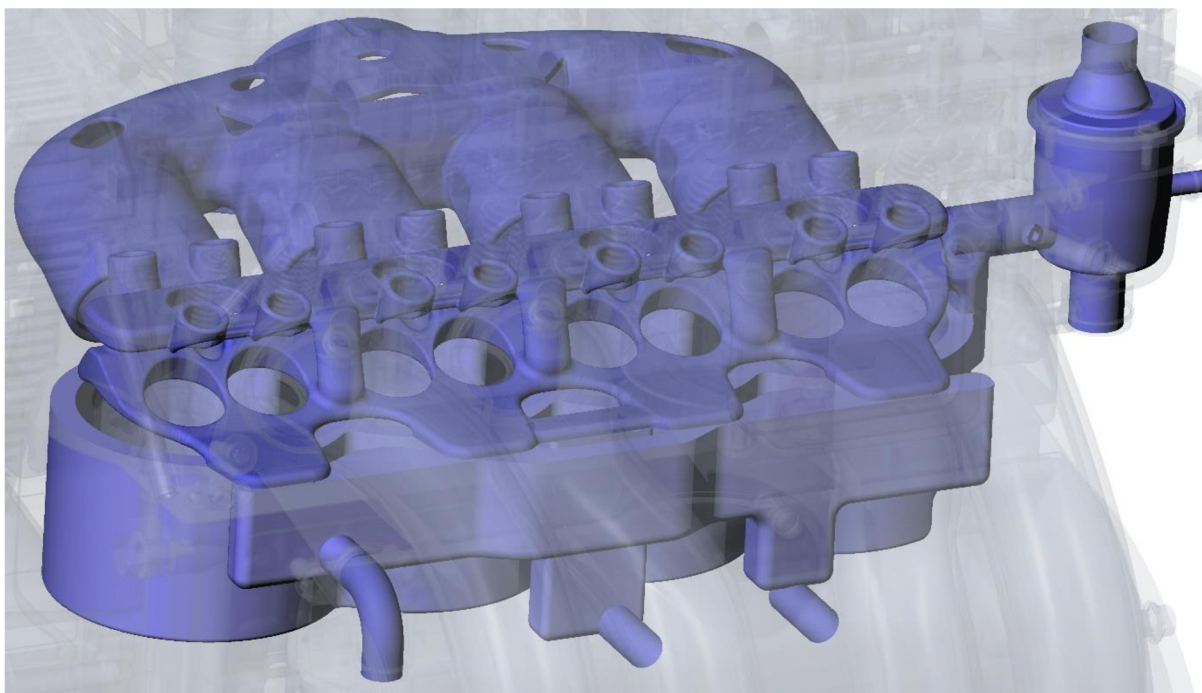


Obr. 37 Spodní víko motoru

K bloku motoru je přišroubováno dvaceti třemi šrouby M6 a vzájemná poloha je ustavena dvojicí válcových kolíků. Spodní víko plní rovněž funkci nádrže pro motorový olej. Vnitřní rozměry jsou uzpůsobeny rotačnímu pohybu klikového hřídele. Na dně víka se nachází šroubem M12 zajištěný otvor pro vypouštění oleje. Na vnější straně dna pak příruba pro připevnění snímače hladiny oleje pomocí tří šroubů M6. Na přední straně se pak nachází příruba pro montáž skříně převodovky s šesti otvory pro šrouby M12. Na straně při pohledu od sání se nachází dosedací plochy pro čerpadlo chladicí kapaliny a kompresor klimatizace. Na téže straně se pak blíže k přírubě převodovky nachází otvor pro montáž olejového filtru.

5.6 CHLADICÍ SOUSTAVA

Chladicí kapalina je z vodní pumpy vedena do bloku motoru. Odtud stoupá do hlavy válců, kde dochází k jejímu největšímu ohřevu, zejména díky konstrukci integrovaného sběrného výfukového potrubí. Rovněž proudí přes chladič oleje, odkud stoupá dále do hlavy. Chladicí kanály jsou částečně chlazeny čerstvou směsí, tudíž je chladicí plášť hlavy veden kolem sběrného potrubí výfuku, spalovacího prostoru a vodítek výfukových i sacích ventilů. Kapalina následně proudí do termostatu. Po studeném startu motoru je otevřen pouze malý okruh a chladicí kapalina je tak vedena zpět do čerpadla. Jakmile je dosaženo dostatečné teploty chladiva, je otevřen termostatický ventil, a tím i velký okruh, a kapalina proudí do chladiče. Detail chladičního pláště zachycuje obr. 38.

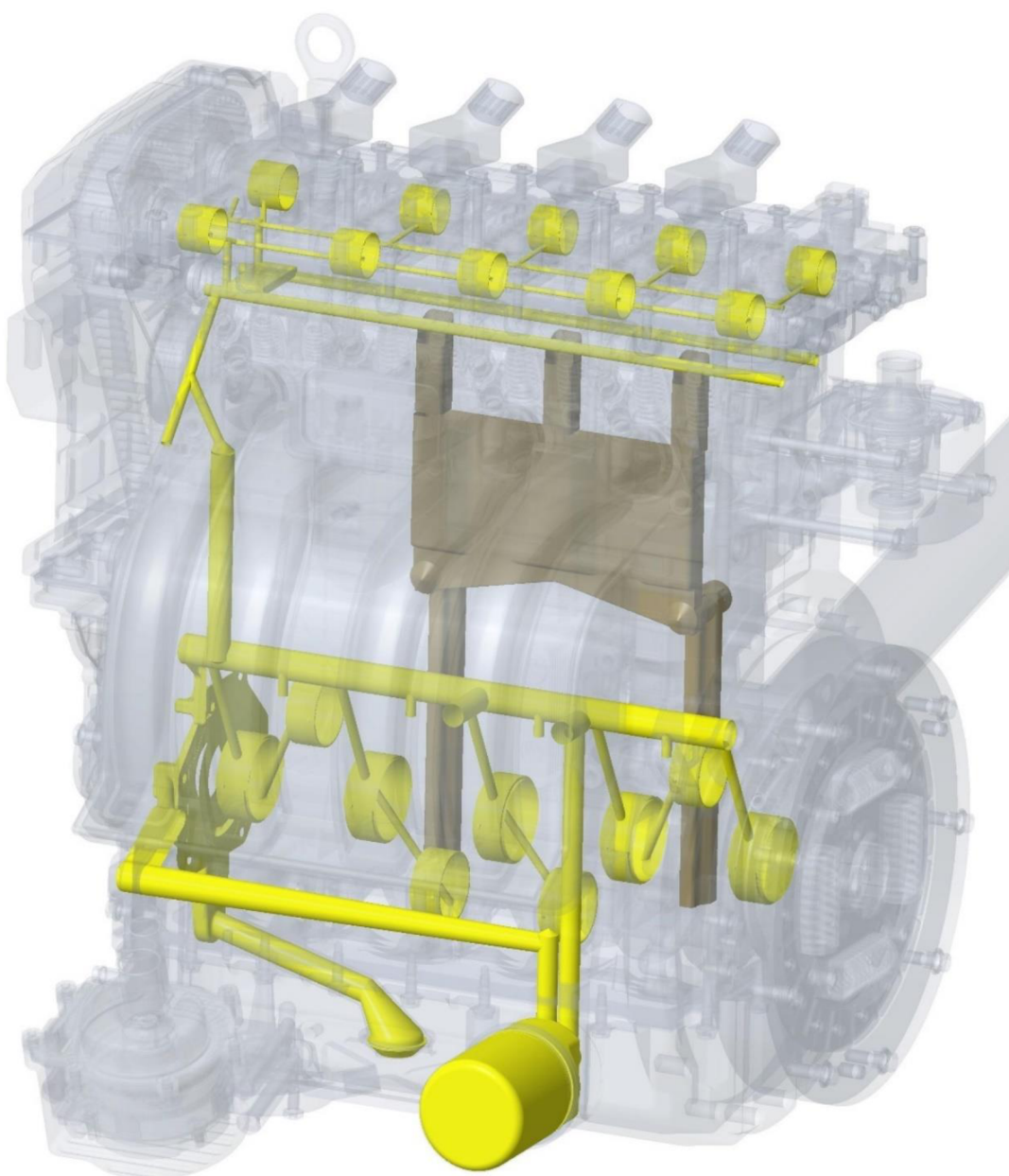


Obr. 38 Detail chladičního pláště motoru

5.7 MAZACÍ SOUSTAVA

Proudění oleje zajišťuje lamelové čerpadlo umístěné na přední straně bloku motoru hnané klikovým hřídelem. Nasává olej z olejové vany a vytlačuje ho do kanálu vedoucího

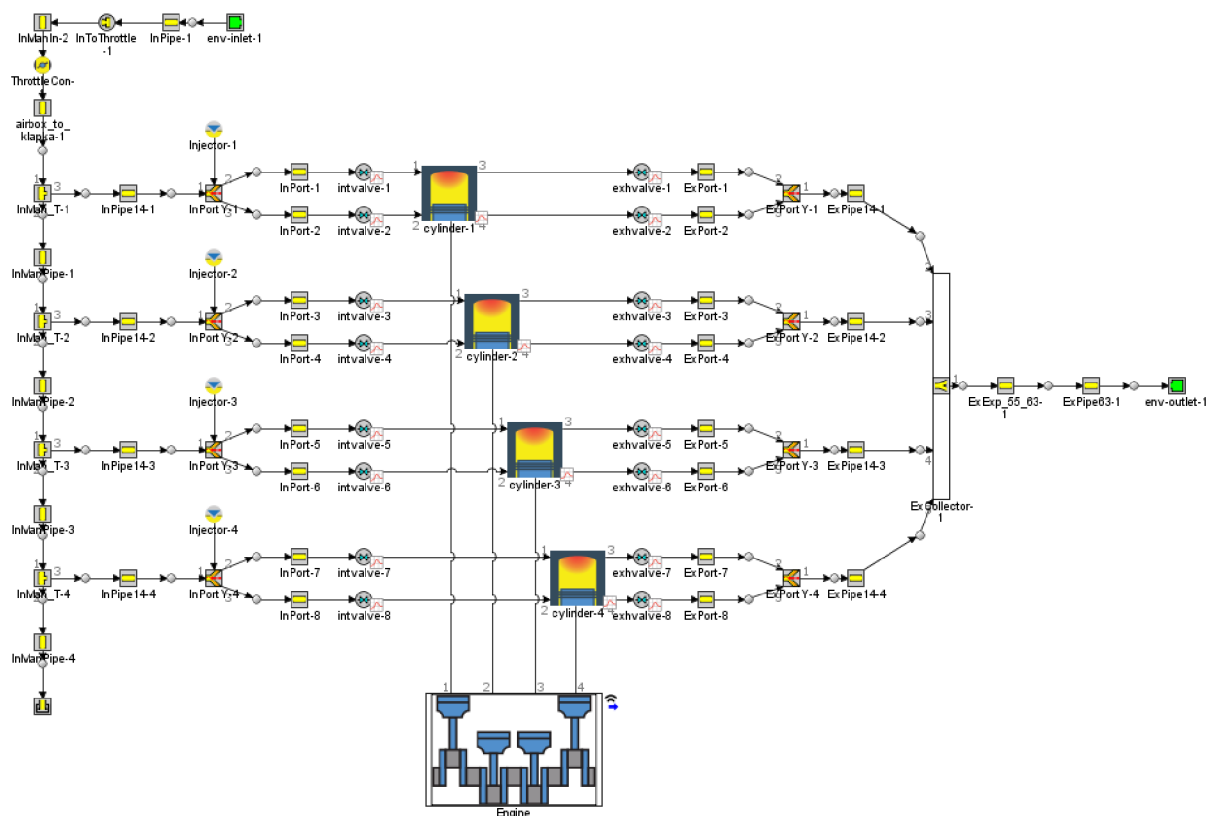
k olejovému filtru. Z filtru olej proudí přes chladič oleje do kanálu, odkud je rozváděn k olejovým tryskám pro nástřik dna pístu, k ložiskovým pánvím klikového hřídele a rovněž do hlavy motoru. Po vstupu do hlavy je pomocí dvou kanálů veden k hydraulickým vymežovačům ventilové vůle a stoupá do nosiče vačkových hřídelů, kde je rozváděn k jednotlivým ložiskovým pánvím. Přes vymežovače ventilové vůle a kloubové uložení vahadla je olej díky kanálku vsřikován na kontaktní plochu kladky vahadla a vačky, odkud samovolně stéká do prostoru hlavy. Díky naklonění celé pohonné jednotky pak olej stéká zpět do olejové vany. Na obr. 39 je vyobrazena mazací soustava motoru. Žlutě je zde znázorněna cesta oleje z olejové vany, přes lamelové čerpadlo, až po mazací systém hlavy. Tmavší žlutohnědou barvou je pak znázorněno zpětné vedení oleje z hlavy do spodního víka motoru.



Obr. 39 Mazací soustava motoru

6 TERMODYNAMICKÁ SIMULACE

Jednorozměrná termodynamická simulace je provedena v programu GT-Power. Jejím účelem je získání průběhu tlaků ve spalovacích prostorech jednotlivých válců v závislosti na natočení klikového hřídele. Nejprve je vytvořen virtuální model motoru, viditelný na obr. 40, kde se jako vstupy zadávají zejména klíčové rozměry motoru, rozměry sacích a výfukových kanálů a časování ventilového rozvodu.



Obr. 40 Virtuální model termodynamiky v programu GT-Power

V simulaci je uvažován Wiebeho model hoření, Woschniho model přestupu tepla a model třecích ztrát Chenn-Flynn. Tyto modely jsou použity na základě předchozích zkušeností z ročníkového projektu. Následně bylo využito modulu *Design optimizer*, pomocí kterého probíhala optimalizace jednotlivých rozměrů s cílem dosáhnout vhodného průběhu točivého momentu, tzn. vyrovnaný průběh napříč celým otáčkovým spektrem. Důraz byl kladen zejména na oblast otáček v rozmezí 2000–4000 min^{-1} , což jsou otáčky, ve kterých se předpokládá, že se motor bude provozovat nejčastěji. Momentová optimalizace je doplněna o optimalizaci se zaměřením na minimální měrnou efektivní spotřebu, která je klíčová jak z hlediska případné prezentace pohonné jednotky na trhu, tak hlavně z hlediska plnění emisních norem.

Z variant uspořádání výfukového potrubí je zvolena konfigurace spojení všech svodů do jedné větve, tzn. typ 4-1. Toto spojení je realizováno již v hlavě válců, jedná se tedy o sběrné potrubí integrované do hlavy válců, které je výhodné z hlediska rychlejšího ohřevu

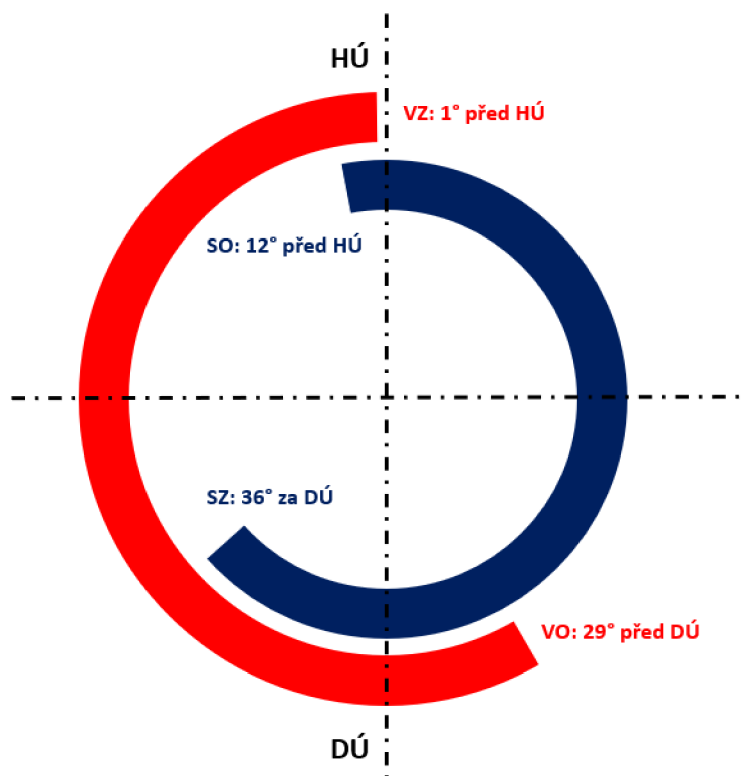
provozních kapalin na optimální teplotu. Kratší doba ohřevu motoru má pozitivní vliv na množství emisí po studeném startu motoru a rovněž přispívá k rychlejšímu uspokojení komfortních požadavků posádky vozu.

Časování ventilů, jak již bylo zmíněno v kapitole koncepčního návrhu motoru, je realizováno jako proměnné za pomoci natočení vačkového hřídele. Je simulováno plně proměnné časování ventilů napříč otáčkovým spektrem tak, jak je tomu u většiny soudobých pohonných jednotek. Pevně daný zdvih ventilů i celkový úhel otevření je blíže specifikován v tab. 4.

Tab. 4 Časování ventilů pro jednotlivé provozní režimy

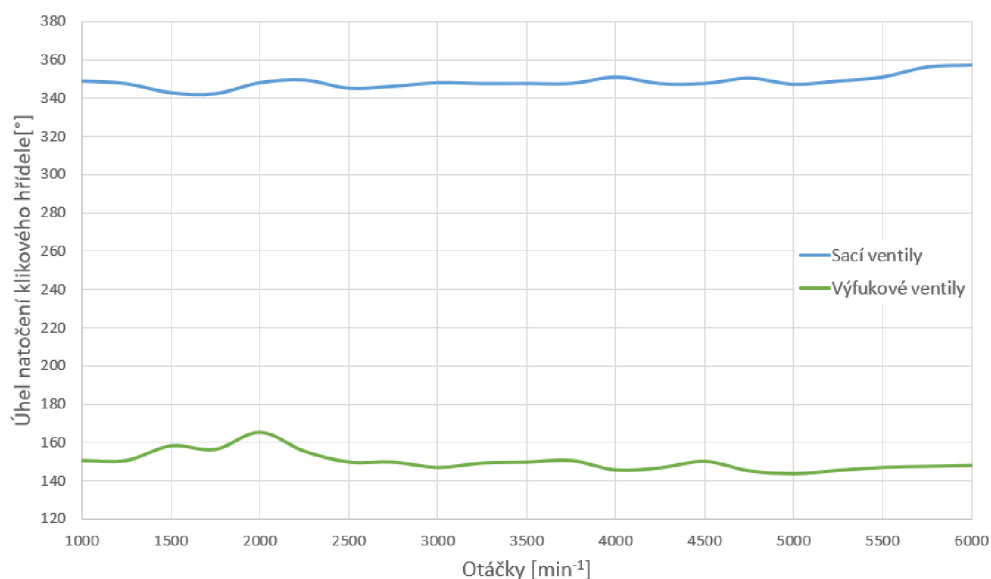
Celkový úhel otevření sacích ventilů	228 °
Maximální zdvih sacích ventilů	10,8 mm
Celkový úhel otevření výfukových ventilů	208 °
Maximální zdvih výfukových ventilů	10,0 mm

Na obr. 41 je znázorněno časování ventilů v kruhovém diagramu pro základní polohu nastavovače vačkových hřídelů. Na tomto diagramu lze pozorovat pozdní uzavírání sacích ventilů, které probíhá při kompresním zdvihu. Díky takovému časování ventilů lze hovořit o aplikaci Atkinsonova cyklu.



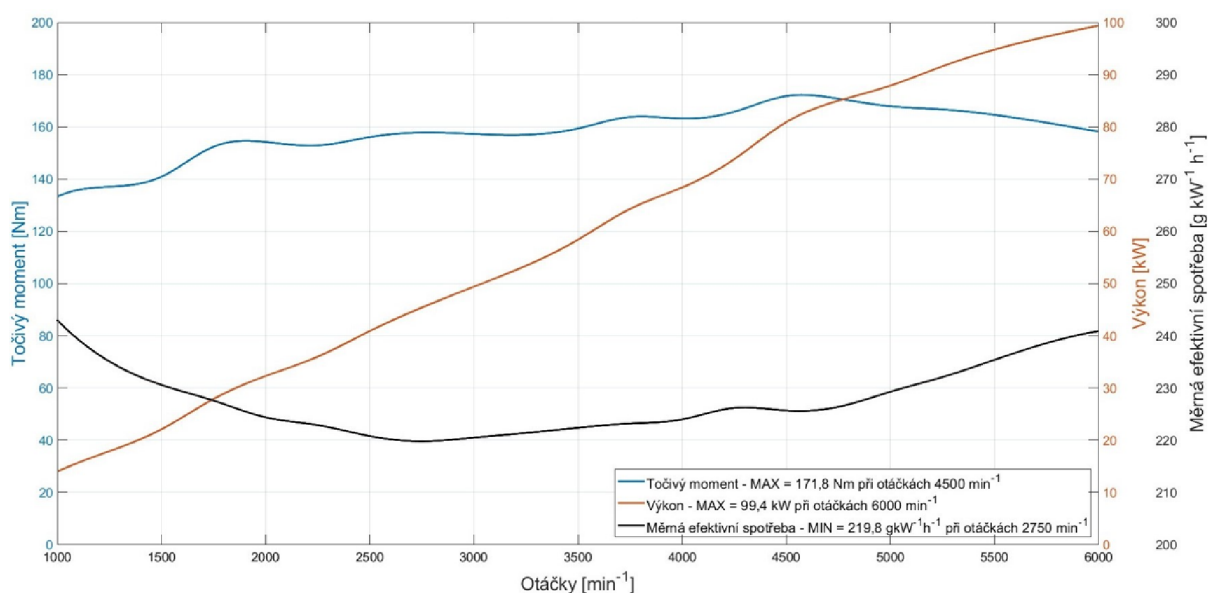
Obr. 41 Kruhový diagram časování ventilů v základní poloze nastavovače vačkových hřídelů

Na obr. 42 lze pozorovat právě průběžnou změnu okamžiku otevírání sacích a výfukových ventilů v závislosti na otáčkách a úhlu natočení klikového hřídele.



Obr. 42 Průběh otevírání sacích a výfukových ventilů při plném zatížení

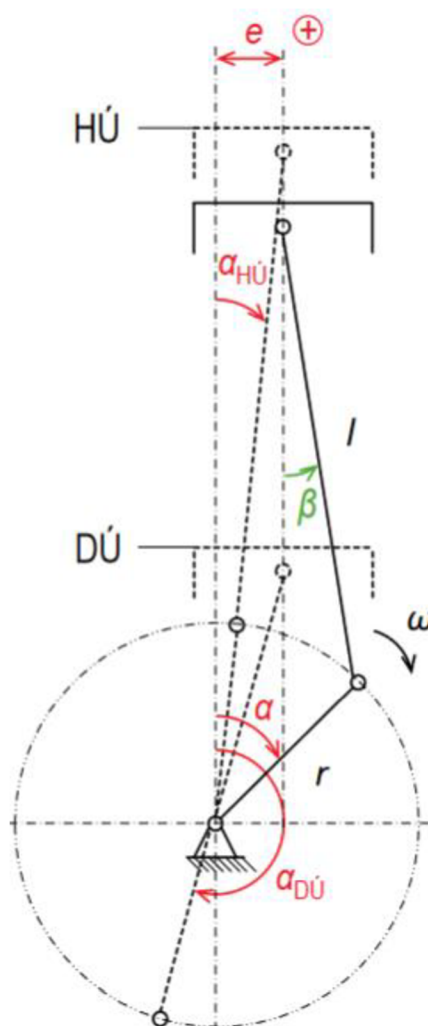
Na obr. 43 je vyobrazen finální průběh získané rychlostní charakteristiky napříč celým otáčkovým spektrem. Ve zmiňovaném rozsahu otáček 2000–4000 min⁻¹, kdy je očekávána nejvyšší pracovní vytíženost, se točivým moment pohybuje v rozsahu 153–163 N·m. Jedná se tedy o vyrovnaný průběh. Maximálního točivého momentu je pak dosaženo v otáčkách 4500 min⁻¹, kdy jeho hodnota je 171,7 N·m. Výkon má své maximum v otáčkách 6000 min⁻¹ při hodnotě 99,5 kW. Simulovaná měrná efektivní spotřeba dosahuje minima 219,9 g·kW⁻¹·h⁻¹ při otáčkách 2750 min⁻¹.



Obr. 43 Rychlostní charakteristika napříč celým otáčkovým spektrem

7 KINEMATIKA EXCENTRICKÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMU

Při uvažování excentrického klikového mechanismu je nutné brát v potaz jeho pozměněnou kinematiku, což souvisí s jinými výpočetními vztahy pro určení dráhy, rychlosti a zrychlení pístu, a rovněž s jiným úhlem natočení klikového hřídele při poloze pístu v horní, respektive dolní úvrati. Popis kinematiky je zpracován dle [59] a schéma lze pozorovat na obr. 44.



Obr. 44 Kinematika excentrického klikového mechanismu [60]

U centrického klikového mechanismu je při horní, resp. dolní úvrati úhel natočení klikového hřídele 0° , resp. 180° . U excentrického mechanismu se úhel natočení pro tyto krajní polohy pístu určí z následujících vztahů:

$$\alpha_{HÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l_{oj} + r_k}\right), \quad (1)$$

$$\alpha_{DÚ} = \arcsin\left(\frac{e}{l_{oj} - r_k}\right) + \pi. \quad (2)$$

kde e je excentricita klikového mechanismu, l_{oj} je délka ojnice a r_k je poloměr zalomení klikového hřídele. Při dosazení do výpočetních vztahů pro rozměry odpovídající geometrii navržené konstrukce vychází horní úvrat' při natočení úhlu KH $1,8^\circ$ a dolní úvrat' při úhlu $183,6^\circ$. Z výsledků je patrné, že u takto koncipovaného klikového mechanismu není úhel mezi horní a dolní úvratí roven 180° , tak jak tomu je v případě centrického mechanismu. Pro úhel odklonu ojnice pak platí:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r_k \cdot \sin(\alpha) - e}{l_{oj}}\right), \quad (3)$$

kde α je okamžitá hodnota úhlu natočení KH. Následně je pak dráha pístu při uvažování prvních dvou členů binomické věty určena vztahem:

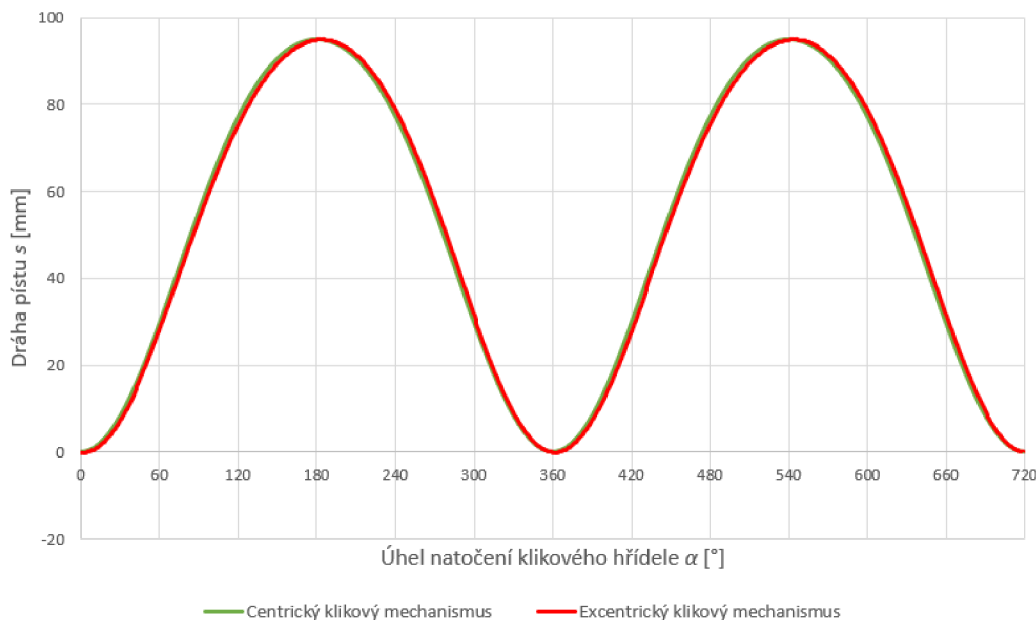
$$s = \sqrt{(l_{oj} + r_k)^2 - e^2} - r_k \left[\frac{1}{\lambda_k} + \cos(\alpha) + \lambda_e \sin(\alpha) - \frac{\lambda_k}{4}(1 - \cos(2\alpha)) \right], \quad (4)$$

kde λ_e je excentrický poměr a λ_k klikový poměr, které jsou definovány vztahy:

$$\lambda_e = \frac{e}{l_{oj}}, \quad (5)$$

$$\lambda_k = \frac{r_k}{l_{oj}}, \quad (6)$$

Změnu dráhy pístu vůči centrickému klikovému mechanismu pro excentricitu 6 mm lze pozorovat na obr. 45.

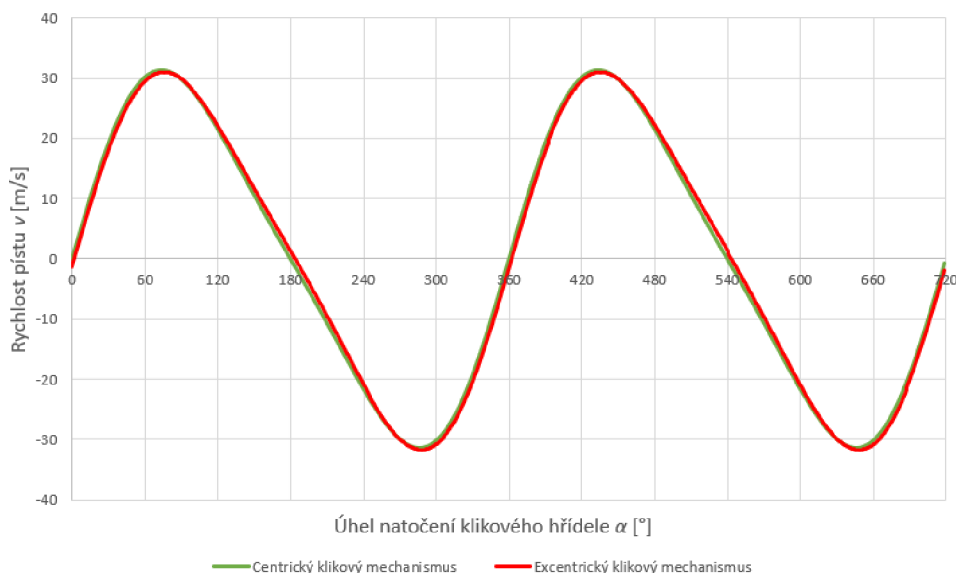


Obr. 45 Srovnání dráhy pístu centrického a excentrického klikového mechanismu

Pro rychlost pístu pak platí vztah:

$$v = r_k \omega \left(\sin(\alpha) - \lambda_e \cos(\alpha) + \frac{\lambda_k}{2} \sin(2\alpha) \right). \quad (7)$$

Porovnání rychlostí pístu s centrickým klikovým mechanismem pro jmenovité otáčky lze sledovat na obr. 46.

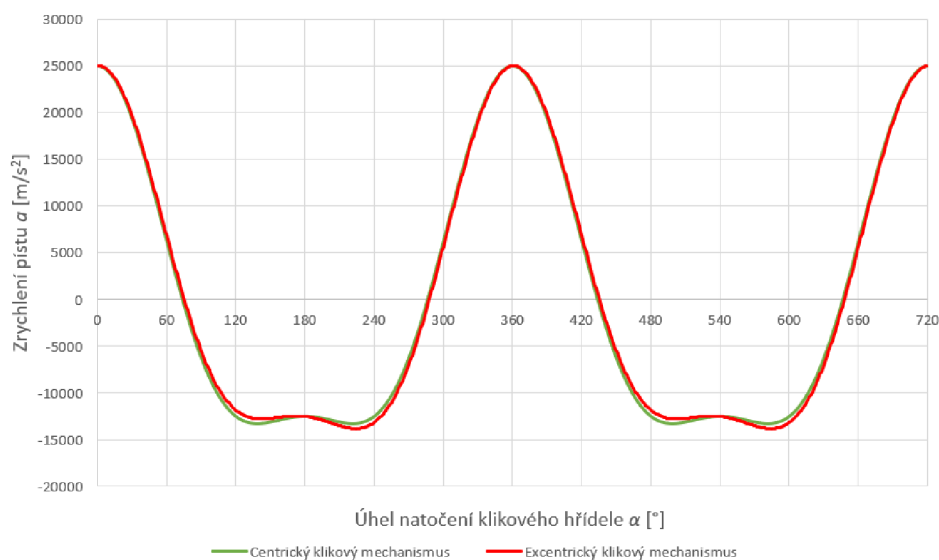


Obr. 46 Srovnání rychlosti pístu centrického a excentrického klikového mechanismu

Následně zrychlení pístu je určeno vztahem:

$$a = r_k \omega^2 (\cos(\alpha) - \lambda_e \sin(\alpha) + \lambda_k \cos(2\alpha)). \quad (8)$$

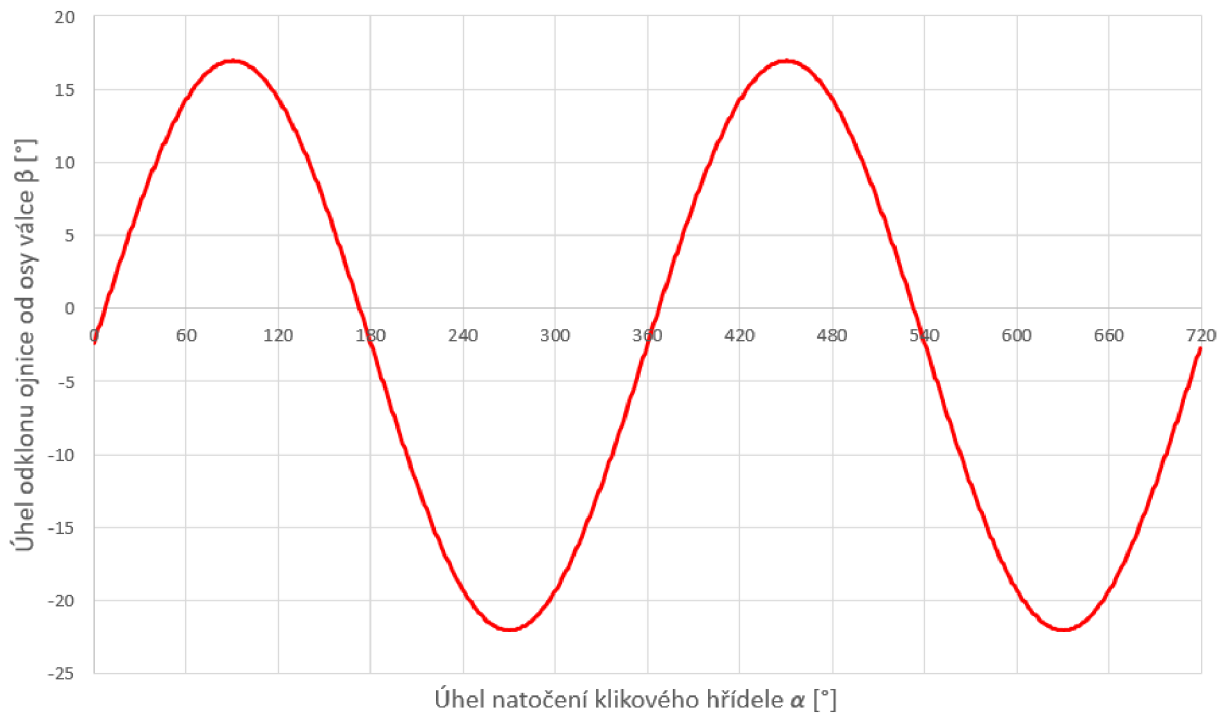
Analogicky je srovnání mechanismů z hlediska průběhu zrychlení pístu pro jmenovité otáčky možné pozorovat na obr. 47.



Obr. 47 Srovnání zrychlení pístu centrického a excentrického klikového mechanismu

Pro pevnostní výpočty, kterým se věnuje kapitola 10, je nutné také definovat veličiny popisující výkyvný pohyb ojnice excentrického klikového mechanismu. Výpočtové vztahy a definice výkyvného pohybu jsou zpracovány dle [60].

Výpočet úhlu odklonu ojnice od osy válce je popsán rovnicí (3) a závislost na úhlu natočení klikového hřídele lze pozorovat na obr. 48.



Obr. 48 Závislost úhlu odklonu ojnice od osy válce na úhlu natočení klikového hřídele

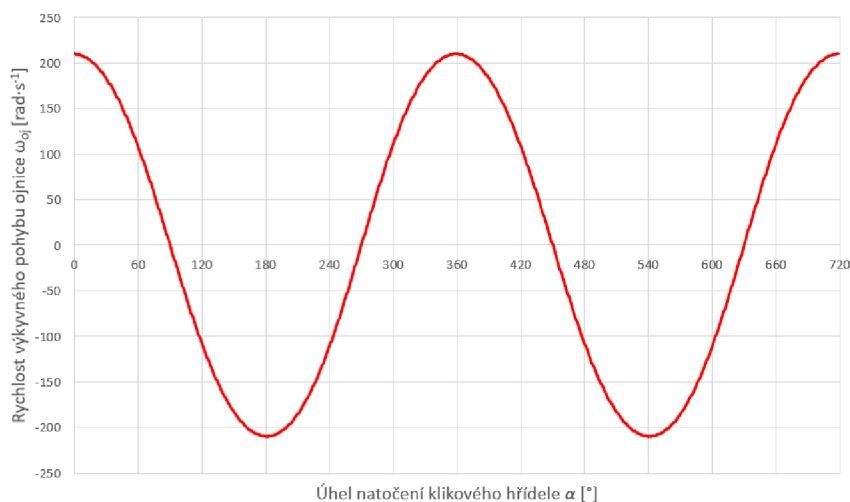
Pro výpočet úhlové rychlosti výkyvného pohybu ojnice pak platí:

$$\omega_{oj} = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\beta}{d\alpha}. \quad (9)$$

Pro výpočet derivací bylo využito softwaru WolframAlpha a platí tedy:

$$\omega_{oj} = \omega \frac{r_k \cos(\alpha)}{l_{oj} \sqrt{1 - \frac{(e - r_k \sin(\alpha))^2}{l_{oj}^2}}}. \quad (10)$$

Výslednou závislost úhlové rychlosti výkyvného pohybu na úhlu natočení klikového hřídele pro jmenovité otáčky lze pozorovat na obr. 49.



Obr. 49 Závislost úhlové rychlosti výkyvného pohybu ojnice na úhlu natočení klikového hřídele

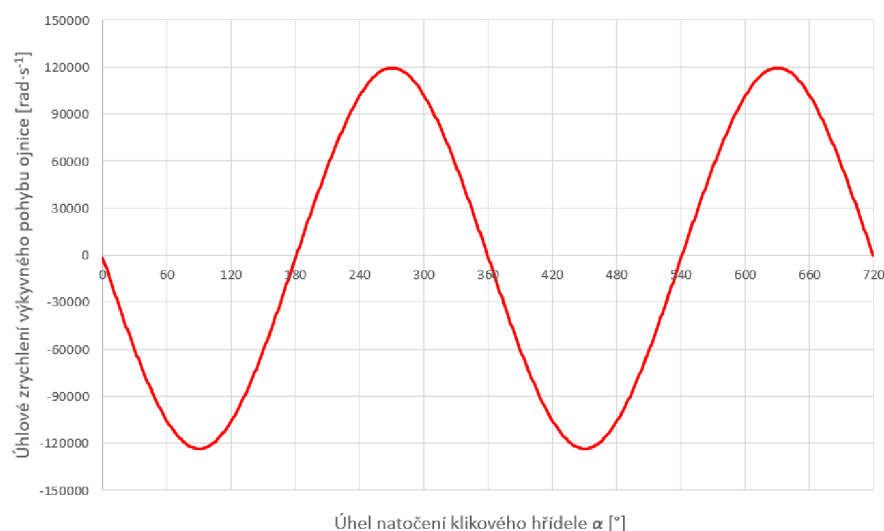
Analogicky pak pro výpočet úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice platí:

$$\varepsilon_{oj} = \frac{d\omega_{oj}}{dt} = \frac{d\omega_{oj}}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{d\omega_{oj}}{d\alpha}, \quad (11)$$

a tedy:

$$\varepsilon_{oj} = \omega^2 \frac{r_k \left(\sin(\alpha) (e^2 - l_{oj}^2 + r_k^2) + \frac{1}{2} e r_k \cos(2\alpha) - \frac{3e r_k}{2} \right)}{l_{oj}^3 \left(1 - \frac{(e - r_k \sin(\alpha))^2}{l_{oj}^2} \right)^{\frac{3}{2}}}. \quad (12)$$

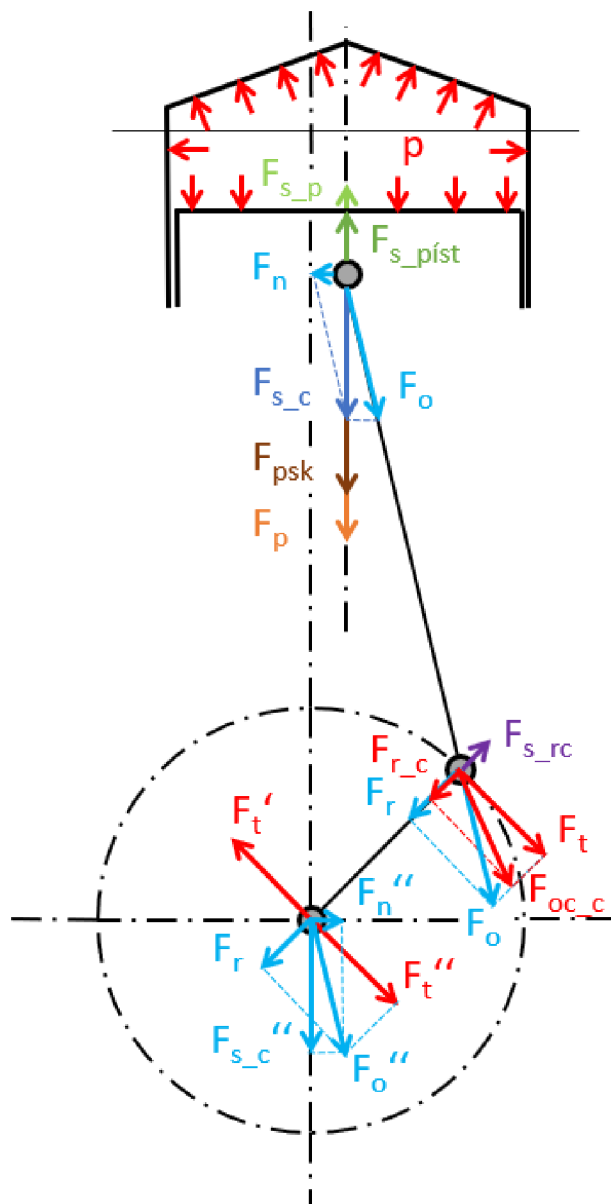
Závislost úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice na úhlu natočení klikového hřídele pro jmenovité otáčky je pak zobrazena na obr. 50



Obr. 50 Závislost úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice na úhlu natočení klikového hřídel

8 ROZKLAD SILOVÉHO PŮSOBENÍ V KLIKOVÉM MECHANISMU

Tlak nad pístem, který vzniká působením stlačeného vzduchu, resp. palivové směsi, se přes pístní čep přenáší do ojnice a odtud přes ojníční čep do klikového hřídele. Silové působení, které je v této kapitole popsáno, je znázorněno ve schématu na obr. 51. Výpočetní vztahy v této kapitole jsou zpracovány dle [61].



Obr. 51 Schéma rozkladu silového působení v centrickém klikovém mechanismu

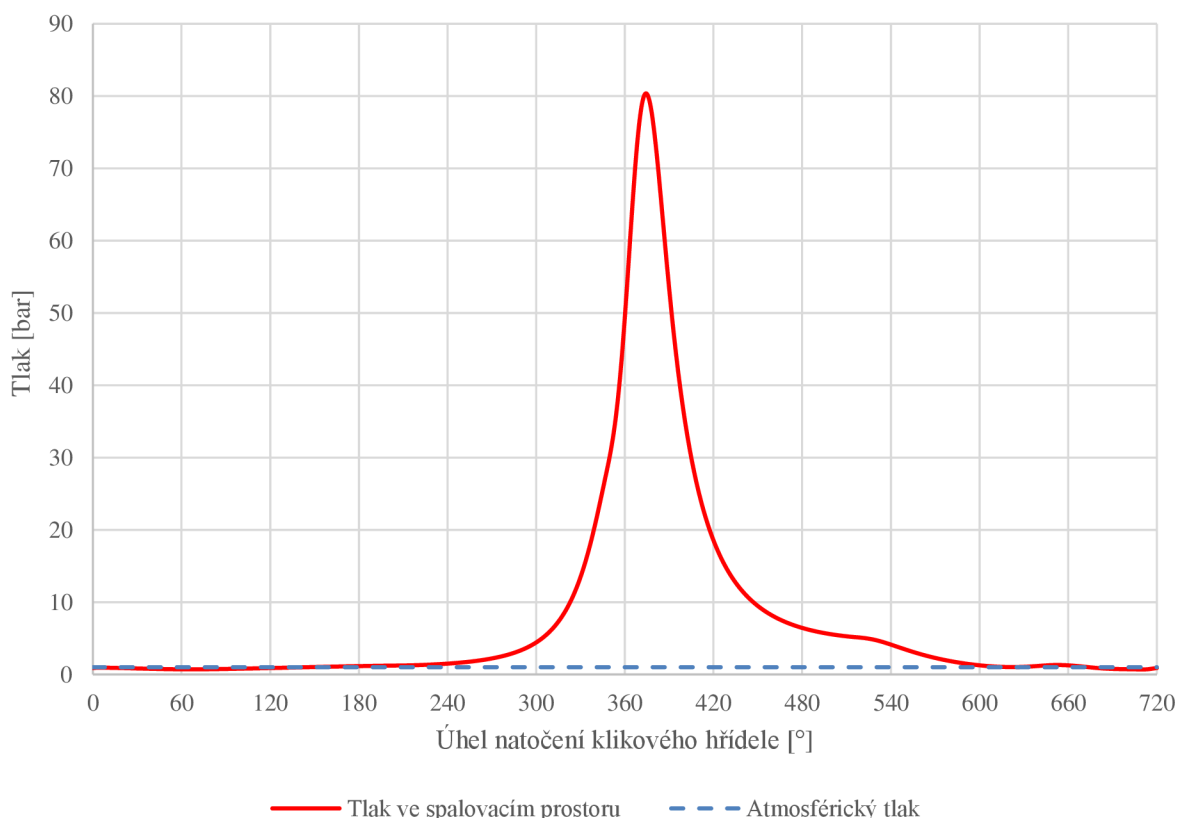
Posuvný pohyb pístní skupiny společně se silou od tlaku plynů vyvolávají reakce v uložení motoru, které jsou časově proměnné. Jedná se tedy o vibrace, jejichž intenzita a výskyt jsou důležité z hlediska klidnosti chodu motoru, torzního kmitání klikového hřídele a namáhání dílu pohonné jednotky.

8.1 PRIMÁRNÍ SÍLY – SÍLY OD TLAKU PLYNŮ

Tlak plynů vznikající nad pístem působí rovnoměrně na hlavu motoru, stěny válců a dno pístu. Tento tlak se v podobě tlakové síly přenáší přes pístní čep dále. Velikost této síly je dána vztahem:

$$F_p = \frac{\pi D^2}{4} (p - p_0), \quad (13)$$

kde p je okamžitá hodnota tlaku ve spalovacím prostoru a p_0 je tlak v klikové skříni, který je pro zjednodušení uvažován jako atmosférický.



Obr. 52 Průběh tlaku ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele

Na obr. 52 je znázorněna závislost spalovacího tlaku na natočení KH pro otáčky 4500 min^{-1} , což jsou otáčky, při kterých je dosaženo maximálního tlaku napříč otáčkovým spektrem, na základě 1D termodynamické simulace popsané v kapitole 6.

8.2 SEKUNDÁRNÍ SÍLY – SETRVAČNÉ SÍLY

Velikost setrvačných sil působících na jednotlivé součásti klikového mechanismu je určena jejich hmotností a zrychlením. Pístní skupina koná přímočarý posuvný pohyb v ose

odpovídajícího válce, ojnice složený pohyb, resp. obecný rovinný pohyb, a klikový hřídel rotační pohyb kolem své vlastní osy.

8.2.1 REDUKCE OJNICE DO DVOU HMOTNÝCH BODŮ

Obecný rovinný pohyb ojnice je složen z posuvného pohybu malého oka ojnice společně s pístní skupinou a z rotace velkého oka společně s ojnicními čepy klikového hřídele, tzn. rotace na průměru odpovídajícímu zdvihu pístu. Aby bylo možné v dalších výpočtech počítat se setrvačnými silami posuvných částí a setrvačnými silami rotačních částí, je nutno ojnici redukovat do dvou hmotných bodů. Jeden z bodů je umístěn v ose malého, resp. velkého oka, a reprezentuje pak setrvačné síly posuvných, resp. rotačních částí.

Redukovanou hmotnost posuvných částí lze vypočítat následujícím vztahem:

$$m_1 = m_o \frac{l_T}{l_{oj}}, \quad (14)$$

kde m_o je hmotnost ojnice a l_T vzdálenost těžiště ojnice a osy velkého oka. Následně pak redukovaná hmotnost rotačních částí je definována:

$$m_2 = m_o - m_1. \quad (15)$$

8.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly posuvných částí jsou stanoveny vztahem:

$$F_{s,p} = -(m_{psk} + m_1)a, \quad (16)$$

kde m_{psk} je hmotnost pístní skupiny.

8.2.3 SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Tento typ setrvačných sil vzniká otáčením klikového hřídele a redukované hmotnosti rotačních částí ojnice. Součet těchto sil pak definuje celkovou setrvačnou sílu rotačních částí, která se dále využívá ve výpočtu radiální složky celkové síly působící na klikový mechanismus. Setrvačnou sílu rotačních částí ojnice lze vypočítat dle vztahu:

$$F_{s,ro} = m_2 r_k \omega^2. \quad (17)$$

Setrvačná síla rotace jednoho zalomení klikového hřídele je pak dána:

$$F_{s,rzal} = m_{zal} r_{T,zal} \omega^2, \quad (18)$$

kde m_{zal} je hmotnost zalomení a $r_{T,zal}$ je vzdálenost těžiště zalomení od osy KH. Tyto parametry byly získány analýzou modelu klikového hřídele pomocí funkce *Mass Properties* v programu Creo Parametric 4.0.

Celková hodnota setrvačné síly rotačních částí je tedy pak:

$$F_{s_{rc}} = F_{s_{ro}} + F_{s_{rzal}}. \quad (19)$$

8.3 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA PÍSTNÍ SKUPINU

Na pístní skupinu působí síla od tlaku plynů a setrvačná síla posuvného pohybu pístní skupiny. Velikost této setrvačné síly je dána vztahem:

$$F_{s_{píst}} = -m_{psk}a, \quad (20)$$

Velikost celkové síly působící na pístní skupinu je pak:

$$F_{psk} = F_p + F_{s_{píst}}. \quad (21)$$

8.4 SÍLY PŘENÁŠENÉ OJNICÍ

V ose ojnice se přenáší výsledná síla působící na pístní skupinu, při jejímž výpočtu se uvažuje síla od tlaku plynů a setrvačná síla posuvných částí se zahrnutím posuvných částí ojnice:

$$F_{s_c} = F_p + F_{s_p}. \quad (22)$$

Při rotaci klikového hřídele se tato síla rozkládá ve směru osy ojnice na sílu definovanou vztahem:

$$F_o = \frac{F_{s_c}}{\cos(\beta)}, \quad (23)$$

a na normálovou sílu ve směru kolmém na osu válce:

$$F_n = F_{s_c} \tan(\beta). \quad (24)$$

8.5 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA OJNICNÍ ČEP

Síla přenášená osou ojnice působí na ojnicní čep, kde je možné její působení rozložit do směru radiálního:

$$F_r = -F_o \cos(\alpha + \beta), \quad (25)$$

kde záporné znaménko udává směr působení síly do středu rotace KH, a na sílu ve směru tangenciálním:

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta). \quad (26)$$

V radiálním směru, ale v opačném smyslu rovněž působí i setrvačná síla rotačních částí a vztah pro výslednou radiální sílu je pak tedy:

$$F_{r_c} = F_r + F_{s_{rc}}. \quad (27)$$

Vektorovým součtem celkové radiální síly a síly tangenciální působící v ojnicním čepu získáme celkovou sílu působící na ojnicní čep. Vztah pro její velikost je:

$$F_{oc_c} = \sqrt{F_t^2 + F_{r_c}^2}. \quad (28)$$

8.6 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA HLAVNÍ ČEP

Ložisko hlavní čepu zachytává reakci síly F_t , která působí na ojnicní čep. Vzniká tak reakční síla F_t' , která společně se silou F_t tvoří silovou dvojici, která na rameni KH r_k vyvolává točivý moment, jehož velikost lze definovat vztahem:

$$M_t = F_t r_k. \quad (29)$$

Přes rameno kliky je na hlavní čep rovněž přenášena radiální síla F_r a tangenciální síla F_t'' . Výsledkem vektorového součtu těchto dvou sil je síla F_o'' , která má stejnou velikost i smysl jako síla F_o . Tuto sílu je možné rozložit jak do osy válce, čímž vznikne síla F_{s_c}'' , jejíž smysl i velikost odpovídají síle F_{s_c} , tak do směru kolmého k ose válce, čímž vznikne síla F_n'' , která má stejnou velikost i směr, ale opačný smysl, jako síla F_n . Silová dvojice F_n a F_n'' vytváří klopný moment, pro jehož velikost platí:

$$M_{kl} = F_n b, \quad (30)$$

kde b je rameno, na němž síla působí, a které mění svoji velikost v závislosti na natočení klikového hřídele. Tuto závislost lze vyjádřit vztahem:

$$b = l_{oj} \cos(\beta) + r_k \cos(\alpha) \quad (31)$$

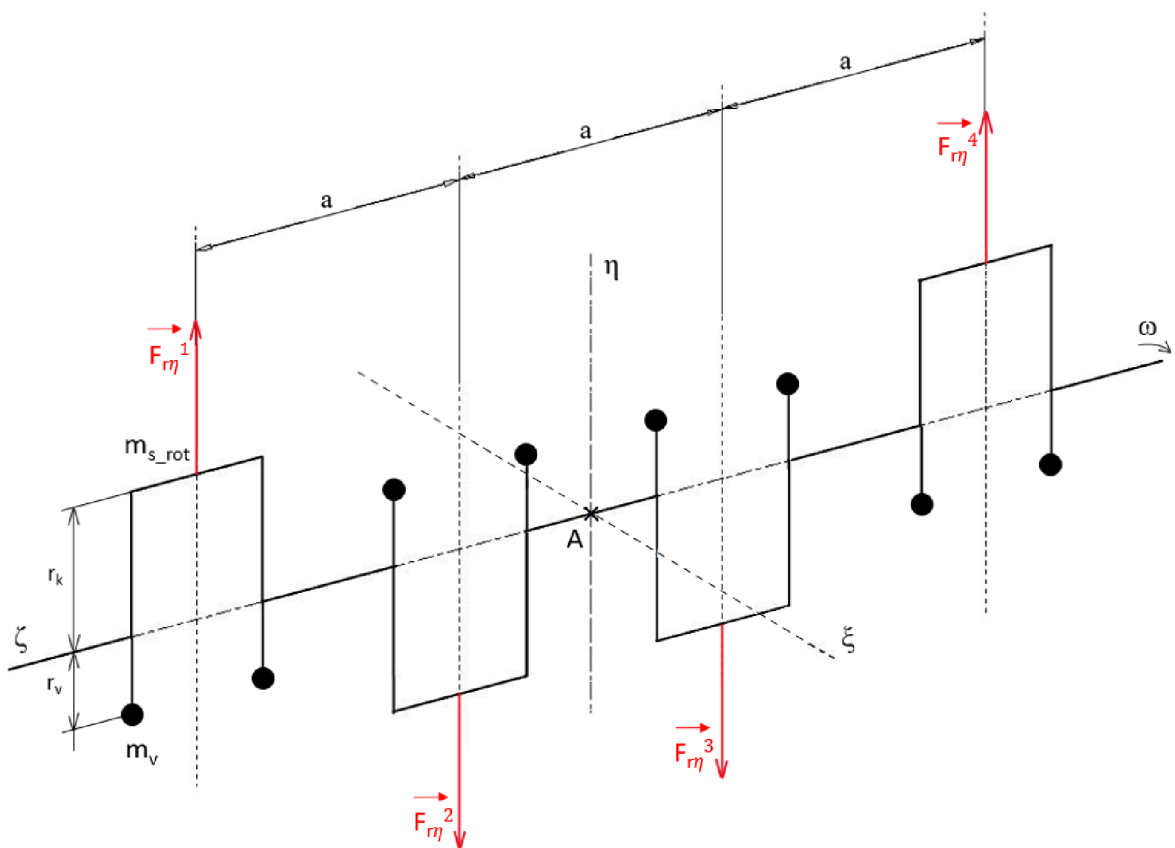
Velikost klopného momentu M_{kl} je rovna velikosti momentu točivého M_t , nicméně působí klopný moment působí v opačném smyslu, je tedy reakčním momentem, který je nutné zachytit v uložení motoru.

9 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Důsledkem pohybu klikového mechanismu je vznik setrvačných sil, které vyvozují vznik příslušných momentů. Toto silové působení způsobuje vznik vibrací, které se přes uložení motoru přenáší dále do karoserie a způsobuje namáhání mnoha součástí. Kromě pohybu, jakožto příčiny vzniku vibrací, mohou vibrace vznikat i výrobními nepřesnostmi nebo jako důsledek nehomogenity materiálu. V závislosti na zvoleném uspořádání klikového mechanismu, v případě této diplomové práce řadový čtyřválec, lze některé setrvačné síly a momenty přirozeně vyvážit. Některé z nich však i přes přirozené vyvážení zatěžují ložiskové pánve hlavních čepů. Z tohoto důvodu se na ramena zalomení KH přidávají vývažky. Ty pak silově působí proti setrvačným silám a momentům a je tak možné některé síly zcela vyvážit. Vyvážení se provádí za předpokladu, že centrický klikový mechanismus má hmotnosti a rozměry jednotlivých částí stejné, je absolutně tuhý a jsou zanedbány třecí síly a tíhové zrychlení. Rovněž je uvažována konstantní úhlová rychlost během pracovní otáčky KH [62].

9.1 SETRVAČNÉ SÍLY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly rotujících částí hmotnosti m_{s_rot} jsou vyvozeny otáčivým pohybem klikového hřídele a v průběhu pracovní otáčky je jejich velikost konstantní. Tyto síly působí vždy od osy KH ve směru ramene. Jsou zobrazeny na obr. 53.



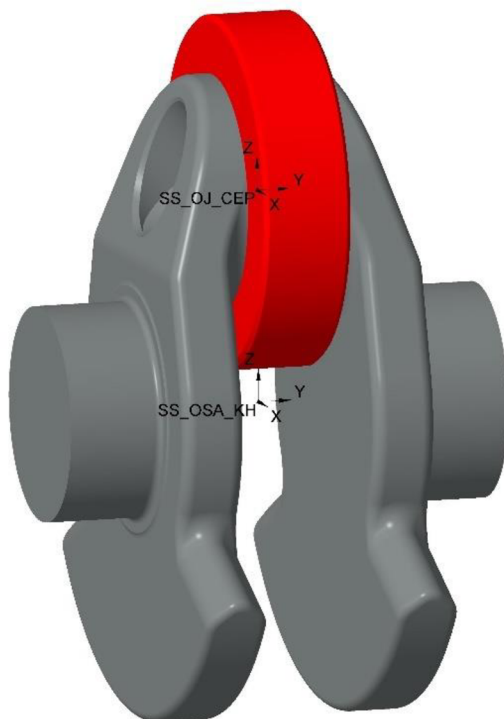
Obr. 53 Setrvačné síly rotujících částí

Do hmotnosti m_{s_rot} je zahrnuta hmotnost zalomení KH, ojnicního ložiska a hmotnost rotační části ojnice. Jejich výslednice leží v ose η a její velikost lze určit vztahem:

$$\sum_{i=1}^4 F_{r\eta}^i = m_{s_rot} r_k \omega^2 - m_{s_rot} r_k \omega^2 - m_{s_rot} r_k \omega^2 + m_{s_rot} r_k \omega^2 . \quad (32)$$

Z rovnice (33) plyne, že pro čtyřválcové řadové motory, které mají pravidelný rozestup zážehu, je výslednice setrvačných sil rotujících částí nulová. I přesto však silové působení jednotlivých zalomení namáhá hlavní ložiska KH a pro úplné vyvážení je třeba konstrukce s vývažky. Dle počtu a umístění vývažků se vyvážení dělí na silové a momentové. Při momentovém vyvážení se celkově 4 vývažky umístí na první, čtvrté, páté a osmé rameno (při pohledu od předního konce KH). U návrhu klikového hřídele bylo však uvažováno silové vyvážení, kdy jsou vývažky umísťovány na každé rameno. Vyšší počet vývažků má za následek navýšení hmotnosti a momentu setrvačnosti klikového hřídele. Silové vyvažování vychází z rovnosti setrvačných sil rotačních částí, resp. rovnosti velikosti setrvačné síly zalomení a vývažku. Vzhledem k tomu, že tyto dvě síly mají stejný směr a opačný smysl, jejich působení se vzájemně vyruší.

K dosažení odpovídající hmotnosti vývažků m_v a polohy jejich těžiště vzhledem k ose KH r_v bylo využito modulu *Feasibility a Optimization* v programu *Creo Parametric 4.0*. Nejprve byl vytvořen nákrůžek, jehož hmotnost reprezentuje hmotnost rotačních částí ojnice, který byl umístěn na ojnicní čep. Následně se pomocí již zmíněného modulu provedla optimalizace z hlediska rozměrů vývažku, s cílem získat nulovou souřadnici těžiště sestavy v ose Z, s požadavkem na minimalizaci momentu setrvačnosti k ose KH. Bylo docíleno polohy těžiště v ose z v řádech 10^{-4} mm. Sestava zalomení KH a vyvažovacího nákrůžku je zobrazena na obr. 54.



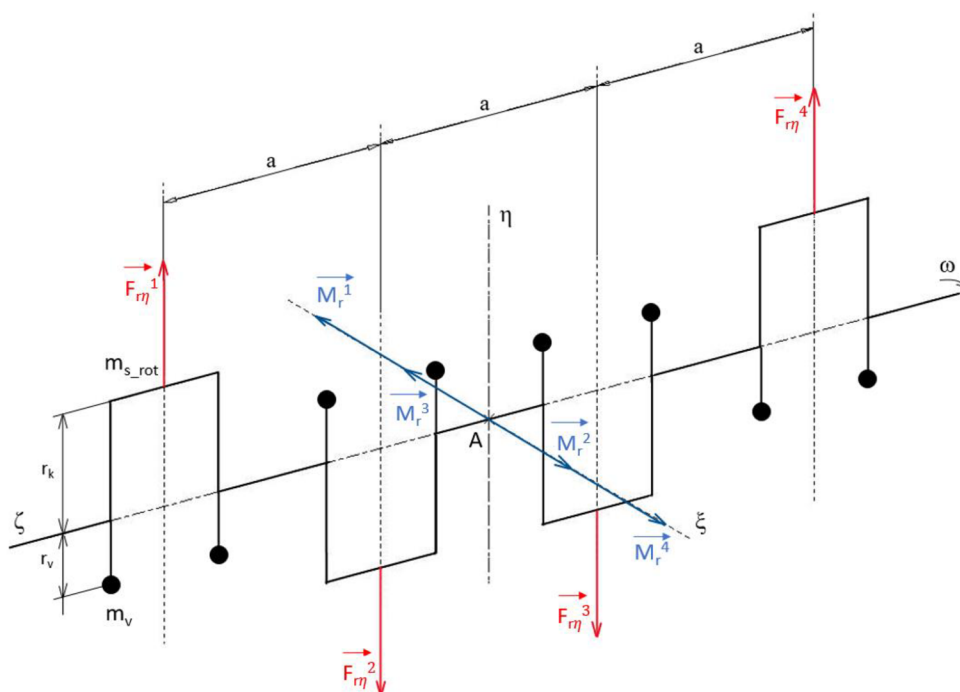
Obr. 54 Model sestavy pro vyvážení KM v programu *Creo Parametric 4.0*

9.2 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačná síla rotujících částí odpovídajícího válce vyvozuje příslušný moment v ose ζ , který má snahu otáčet klikovým hřídelem kolem jeho těžiště. Určení výslednice momentů je vztaženo k bodu A, který je umístěn do pomyslného těžiště klikového hřídele. Následně lze výslednici určit ze vztahu:

$$\sum_{i=1}^4 M_r^i = -1,5aF_{r\eta}^1 + 0,5aF_{r\eta}^2 - 0,5aF_{r\eta}^3 + 1,5aF_{r\eta}^4, \quad (33)$$

kde a je rozteč válců. Silová soustava skládající se ze setrvačných sil rotujících částí je symetrická dle roviny určené osami η a ζ , tudíž výslednice momentu setrvačných sil rotujících částí je nulová, což znamená jejich přirozené vyvážení. Graficky je tato skutečnost znázorněna na obr. 55.



Obr. 55 Momenty setrvačných sil rotujících částí

9.3 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly posuvných částí působí v ose příslušného válce a jejich velikost je závislá na úhlu natočení KH. Velikost výslednice setrvačných sil posuvných částí I. řádu lze určit ze vztahu:

$$\sum_{i=1}^4 F_{s_pl}^i = m_p r_k \omega^2 \cos(\alpha) + m_p r_k \omega^2 \cos(\alpha + \pi) + m_p r_k \omega^2 \cos(\alpha + \pi) + m_p r_k \omega^2 \cos \alpha. \quad (34)$$

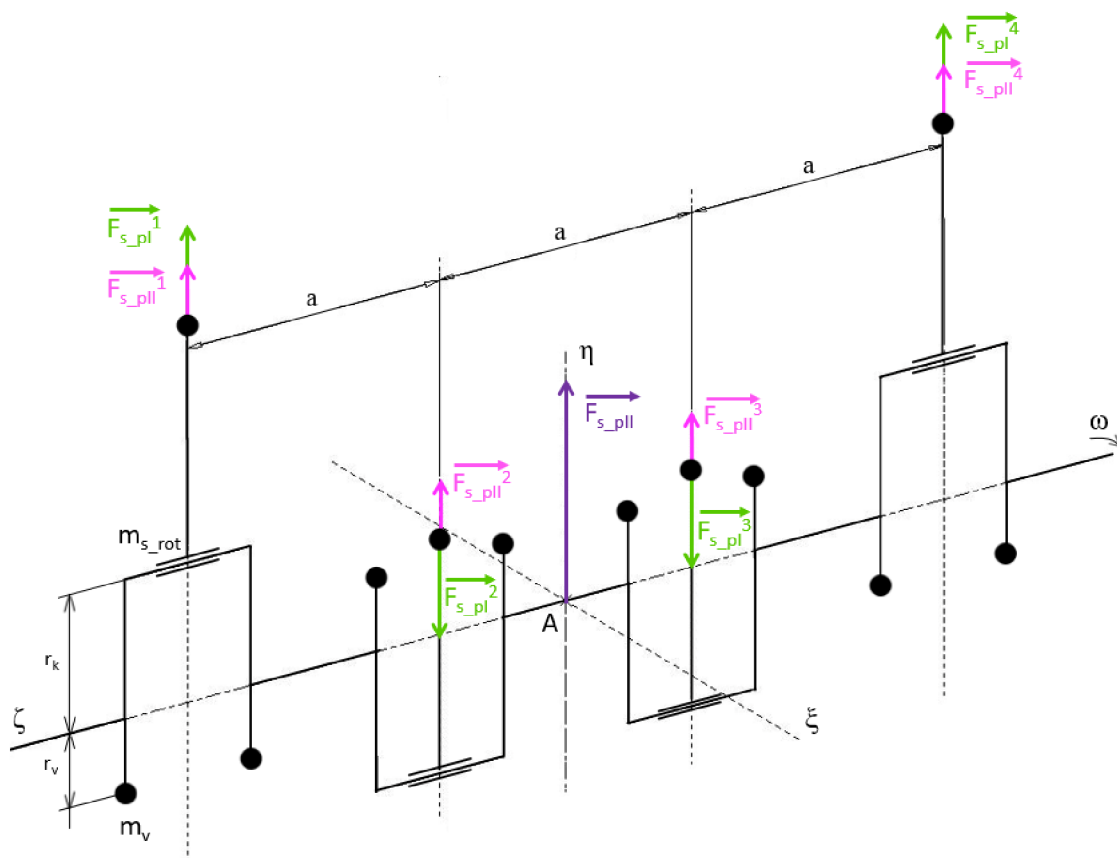
Z rovnice (35) vyplývá, že setrvačné síly posuvných částí I. řádu jsou přirozeně vyváženy. Pro výslednici setrvačných sil posuvných částí II. řádu pak platí:

$$\sum_{i=1}^4 F_{s_pII}^i = \lambda_k m_p r_k \omega^2 \cos(2\alpha) + \lambda_k m_p r_k \omega^2 \cos(2(\alpha + \pi)) + \lambda_k m_p r_k \omega^2 \cos(2(\alpha + \pi)) + \lambda_k m_p r_k \omega^2 \cos(2\alpha), \quad (35)$$

kde m_p je hmotnost posuvných částí, tedy součet hmotnosti pístní skupiny a posuvných částí ojnice. Po úpravě pak platí:

$$\sum_{i=1}^4 F_{s_pII}^i = 4\lambda_k m_p r_k \omega^2 \cos(2\alpha). \quad (36)$$

Výsledné nenulové působení setrvačných sil posuvných částí II. řádu je možné vyvážit dvojicí vyvažovacích hřídelů, které mají dvojnásobnou úhlovou rychlost oproti klikovému hřídeli. Vzhledem k požadavku nízké hmotnosti však tento postup není realizován a výsledné účinky je třeba uvažovat při navrhování uložení motoru. Tyto setrvačné síly a jejich výslednice jsou graficky znázorněny na obr. 56.



Obr. 56 Setrvačné síly posuvných částí I. a II. řádu

9.4 MOMENTY SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

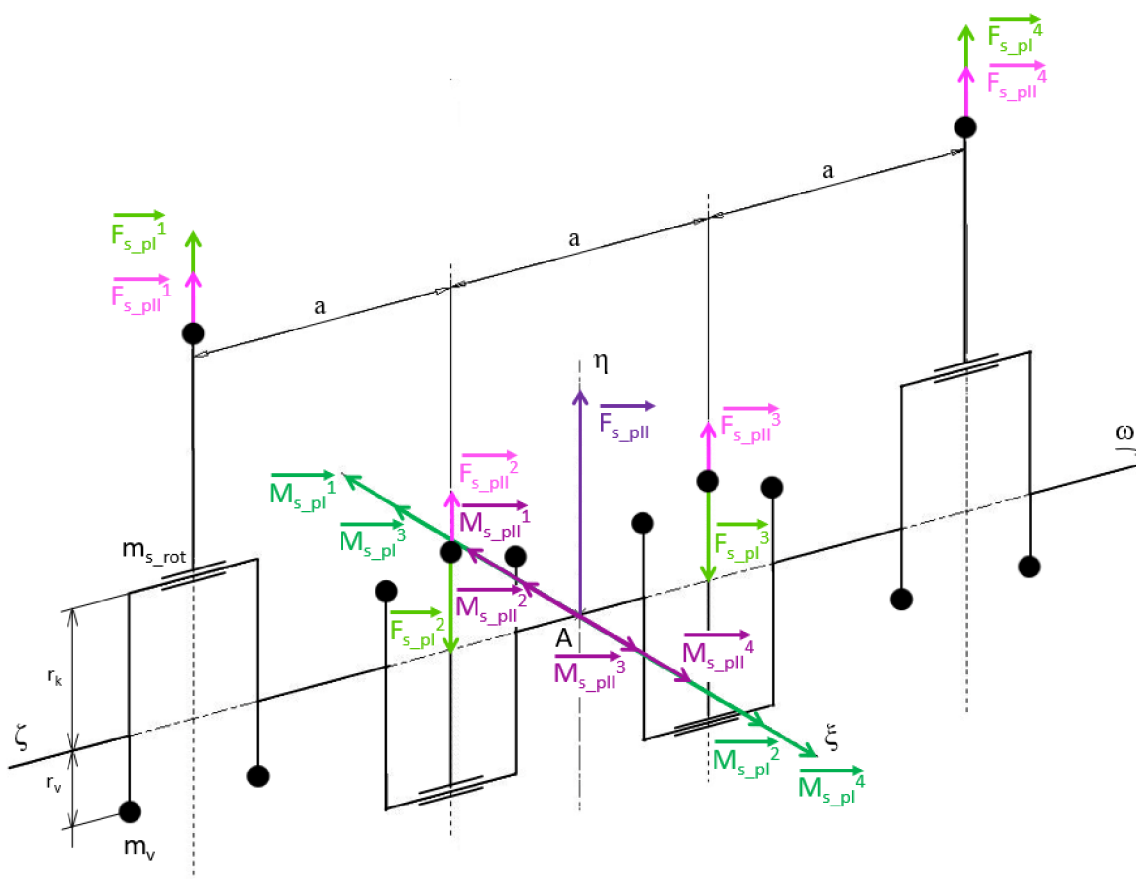
Pro určení velikosti výslednice momentů, působících v ose ζ , vyvozených setrvačnými silami posuvných částí I. a II. řádu, byl jako vztahný bod opět zvolen bod A umístěný v pomyslném těžišti klikového hřídele. Pro velikost výsledného momentu setrvačných sil posuvných částí I. řádu platí:

$$\sum_{i=1}^4 M_{s_pI}^i = -1,5aF_{s_pI}^1 - 0,5aF_{s_pI}^2 + 0,5aF_{s_pI}^3 + 1,5aF_{s_pI}^4, \quad (37)$$

resp. pro velikost výsledného momentu setrvačných sil II. řádu:

$$\sum_{i=1}^4 M_{s_pII}^i = -1,5aF_{s_pII}^1 + 0,5aF_{s_pII}^2 - 0,5aF_{s_pII}^3 + 1,5aF_{s_pII}^4. \quad (38)$$

Z obou rovnic je patrné přirozené vyvážení momentů v důsledku symetrie silové soustavy, což lze pozorovat rovněž na obr. 57.



Obr. 57 Momenty setrvačných sil posuvných částí

10 PEVNOSTNÍ VÝPOČET OJNICE

Pevnostní výpočet je proveden v MKP řešiči Ansys Mechanical. Jedná se o pevnostní analýzu ustáleného stavu pro jednotlivé okamžiky zatížení. Na tyto výsledky je následně navázáno analytickým výpočtem vysokocyklové únavy metodou LSA.

10.1 URČENÍ NEBEZPEČNÝCH STAVŮ

Jelikož cílem pevnostní kontroly je zejména výpočet únavového namáhání, nejprve je nutné určit potenciálně nebezpečné stavy, z jejichž výpočtu bude možné určit horní a dolní napětí cyklu. Tyto stavy jsou definovány pomocí úhlu natočení klikového hřídele α během pracovního cyklu motoru, úhlu odklonu ojnice od osy válce β , definovaného rovnicí (3), celkové síly působící na pístní skupinu F_{psk} , definované rovnicí (22), zrychlení pístu a , vycházející z rovnice (8) a zobrazené na obr. 47, úhlové rychlosti výkyvného pohybu ojnice ω_{oj} , definované rovnicí (10) a obr. 49, a úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice ε_{oj} , popsáno rovnicí (12) a obr. 50. Vybrané nebezpečné stavy jsou shrnuty v tab. 5. Znaménka v tabulce odpovídají globálnímu souřadnému systému umístěnému v malém oku ojnice, pozorovatelnému např. na obr. 58.

Tab. 5 Definice nebezpečných stavů

Číselné označení stavu	α	β	F_{psk}	a	ω_{oj}	ε_{oj}
[-]	[°]	[°]	[kN]	[m·s ⁻²]	[s ⁻¹]	[s ⁻²]
1	1	-2,1	4,153	-14068	157	-2185
2	90	16,9	-0,790	3072	0	-69460
3	224	-15,9	-2,476	7774	-118	44998
4	270	-22,1	-1,788	3960	0	67141
5	361	-2,1	-20,811	-14068	157	-2185
6	374	2,2	-34,589	-13447	153	-16987
7	450	16,9	-4,942	3072	0	-69460
8	584	-15,9	-2,532	7774	-118	44998
9	630	-22,1	-1,229	3960	0	67141
10	375	2,5	-29,006	-23731	203	-32188
11	1	-2,1	7,386	-25010	210	-3885

Stavy 1, 3, 5, 8 a 11 odpovídají okamžiku, kdy zrychlení pístu dosahuje extrémních hodnot, tzn. maximální hodnoty ve směru odpovídajícím části pracovního cyklu.

Stavy 2, 4, 7 a 9 zachycují maxima úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice v obou směrech.

Stavy 6 a 10 jsou pak definovány pro úhel natočení klikového hřídele, který odpovídá maximu celkové síly působící na pístní skupinu.

Jelikož definované zatížení a zejména pak průběh tlaku ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele se mění v závislosti na otáčkách, bylo nutné určit, pro které otáčky finální

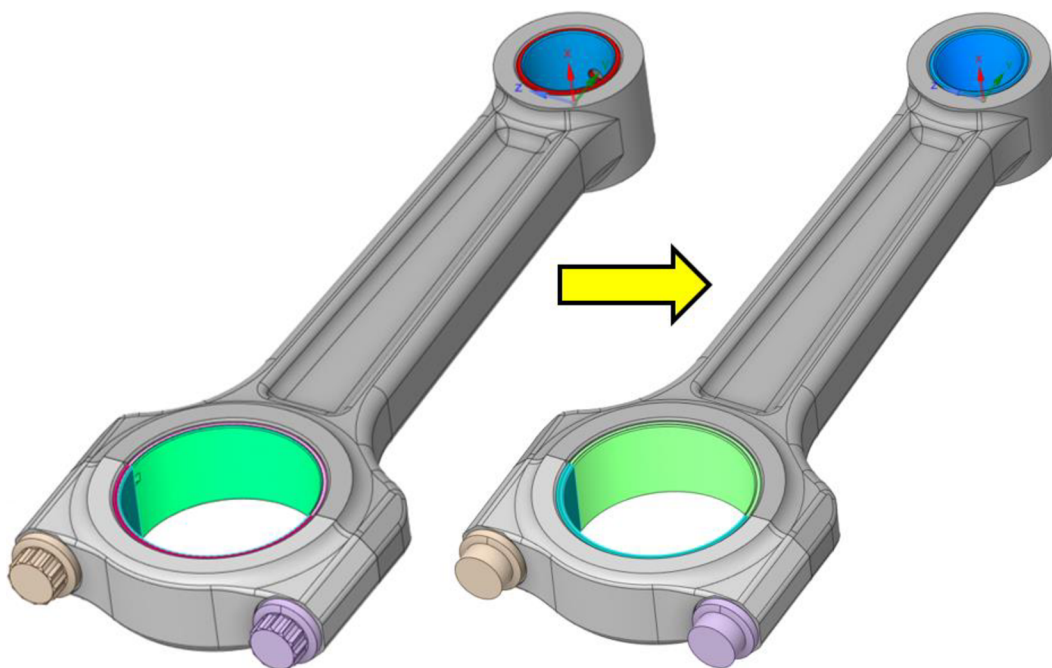
výpočet provádět. Nabízí se možnost otáček 6000 min^{-1} , kdy je dosaženo maximálních setrvačných sil, a otáček 4500 min^{-1} , kdy je nejvyšší tlak ve válci, a tudíž i síla působící na pístní skupinu. Z toho důvodu jsou v tab. 5 odděleny stavy 1–9, které jsou definovány pro otáčky 4500 min^{-1} , resp. 10–11 pro 6000 min^{-1} . V tomto pomocném výpočtu, který byl prováděn pouze pro stavy 1 a 6, resp. 10 a 11, bylo zjištěno, že z hlediska únavové bezpečnosti i bezpečnosti k mezi kluzu je režim otáček maximálního točivého momentu kritický a další výpočty budou prováděny pro tyto podmínky. Výsledky tohoto porovnání jsou součástí přílohy.

10.2 MKP VÝPOČTY

Jelikož jako vstup do analytického výpočtu únavy budou použity data z MKP výpočtu, je tedy nutné nejprve zpracovat strukturální analýzy ustálených stavů, které jsou popsány v této kapitole.

10.2.1 MODEL GEOMETRIE

Pro výpočty je použitý model ojnicí skupiny, který je zobrazen na obr. 30. Ze softwaru Creo Parametric je geometrie exportována ve formátu *step* a následně je proveden import do prostředí Ansys Workbench. Úpravy modelu geometrie jsou prováděny v modeláři SpaceClaim. Pro snížení výpočtové náročnosti byla provedena určitá zjednodušení, která na výslednou napjatost, resp. na napjatost ve vyšetřovaných místech nemají vliv. Tato zjednodušení je možné pozorovat na obr. 58.

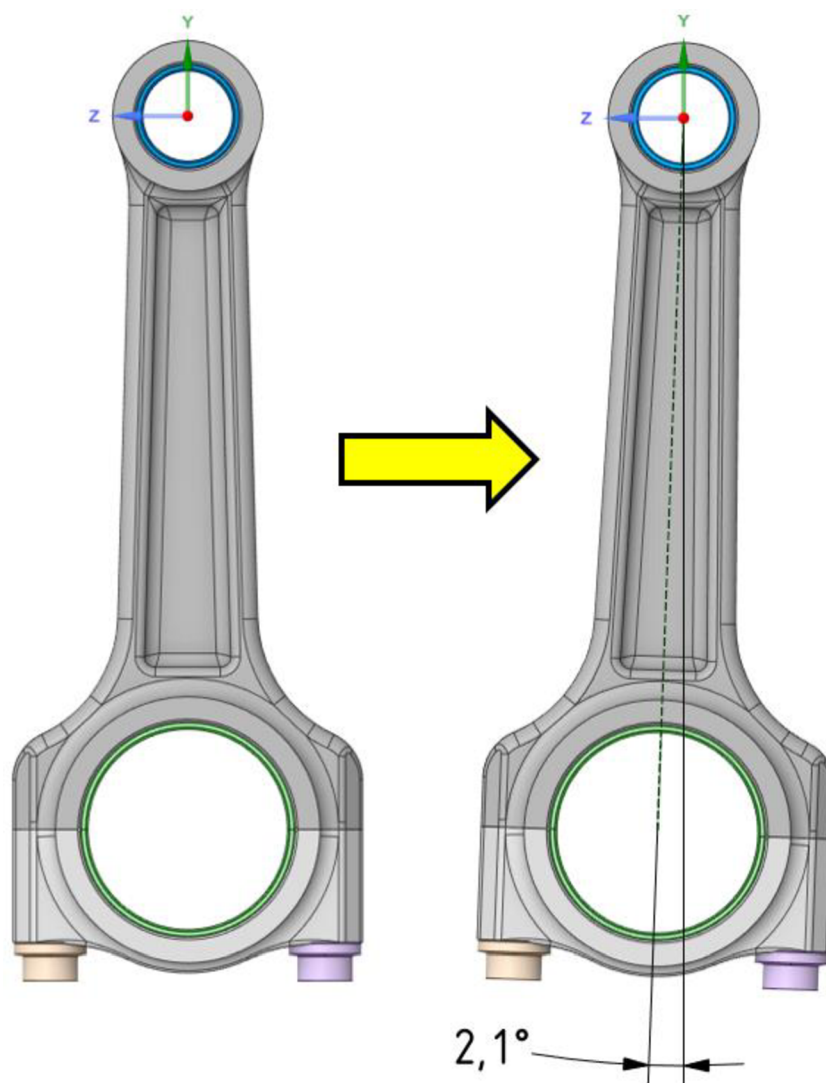


Obr. 58 Srovnání modelů ve výchozím a zjednodušeném stavu

První z nich je sloučení modelů jednotlivých částí ložiskového pouzdra a ložiskových pánví, jelikož jsou tyto komponenty modelovány jako sestavy, a to z toho důvodu, že se ve

skutečnosti jedná o kompozitní materiály. Další zjednodušení spočívá v úpravě hlav ojničních šroubů. Pokud by byly ve výchozím stavu, bylo by nutné použít velké množství prvků o malé velikosti pro zachycení všech detailů. Ty však na napjatost ojnice nemají vliv a hlavu šroubu je tak možné zjednodušit. Následuje odstranění vrtaného otvoru v malém oku ojnice, který slouží pro přívod oleje. V oblasti tohoto otvoru není očekáváno nebezpečné místo z hlediska únavového namáhání, jeho odstranění má zanedbatelný vliv na napjatost zbytku ojnice, a navíc je díky tomu možné použít šestistěnné prvky pro diskretizaci ložiskového pouzdra. Poslední zjednodušení spočívá v odstranění tvarových osazení ložiskových pánví, které slouží pro zajištění jejich polohy.

Tímto způsobem zjednodušený model ojniční skupiny je pak nutné pro jednotlivé zátěžné stavy pootočit kolem osy x globálního souřadného systému, která, jak je patrné z obr. 58, prochází malým okem ojnice, o příslušný úhel odklonu ojnice od osy válce β . Velikost i směr tohoto pootočení jsou definovány v tab. 5. Příklad úpravy pootočením pro první zátěžný stav je zobrazen na obr. 59.



Obr. 59 Pootočení modelu o úhel odklonu ojnice od osy válce

10.2.2 DEFINICE MATERIÁLU

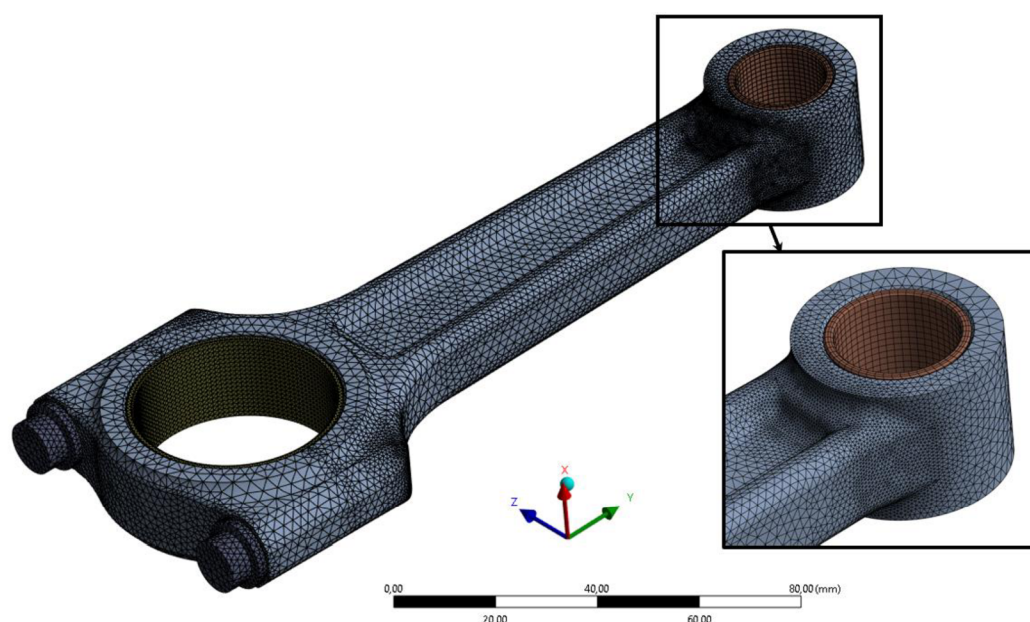
Pro ojnicí šrouby, ložiskové pouzdro i ložiskové pánve byla jako materiál pro výpočty definována konstrukční ocel ze základní materiálové knihovny Ansysu, kde je označena jako *Structural steel*. Jelikož ložiskové pouzdro i pánve prošly zjednodušením, bylo nutné pro tyto díly upravit hustotu materiálu tak, aby výsledná hmotnost odpovídala reálné hmotnosti součástí. Pro těleso a víko ojnice pak byl definován nový materiál s vlastnostmi odpovídajícími oceli C70S6, který je popsán v tab. 6. Materiálové vlastnosti této oceli byly převzaty ze zdrojů [63, 64, 65]. Průměr testovaného vzorku materiálu vychází ze standardu ASTM E8/E8M zmíněném v [63].

Tab. 6 Definice materiálu C70S6 [64, 65, 66]

Materiál	ρ	μ	E	R_e	R_m	σ_c	σ_{co}	d_{vzorek}
	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	[-]	[GPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[mm]
C70S6	7850	0,3	210	550	1050	345	529	8,75

10.2.3 DISKRETIZACE MODELU

S velikostí prvků vytvořené sítě souvisí přesnost výsledků a výpočtová náročnost analýzy. Čím menší prvky jsou použity, tím lépe je zachycen průběh napjatosti po součásti, nicméně výrazně roste výpočtová náročnost. Zjemňování sítě prvků je tedy iteračně vhodné provádět pouze do takové míry, kdy se napjatost v nebezpečném místě výrazně neliší od předešlého kroku iterace a dalším zjemněním by nedošlo k zásadní změně výsledku. Stejný postup byl zvolen i v případě této práce. Nejprve tedy byla ojnice vypočtena s hrubší sítí. Na takovém modelu byla otestována správnost zadání okrajových podmínek a zatížení, nastavení řešiče a rovněž byla určena nebezpečná oblast z hlediska napjatosti. Následně v průběhu několika iterací došlo ke zjemnění sítě v kritické oblasti a na kontaktních plochách. Výslednou podobu sítě lze pozorovat na obr. 60



Obr. 60 Pohled na diskretizovanou ojnicí a detail zjemnění sítě v oblasti kritické napjatosti

Při tvorbě sítě bylo dbáno na dodržení obecně známých pravidel diskretizace, kterými jsou např. zajištění alespoň dvou prvků přes tloušťku tělesa u tenkostěnných těles nebo použití alespoň dvou prvků přes rádius. Dále byl sledován parametr *Element quality*. U finální sítě bylo dosaženo průměrné hodnoty tohoto parametru 0,83.

K vytvoření sítě bylo použito globální nastavení o velikosti prvku 10 mm, vypnutá možnost *Use Adaptive Sizing* a povolené zachycení křivosti povrchu s úhlem 45°. Následně byly využity funkce *Body sizing*, *Face sizing* a *Face Meshing* pro vytvoření jemnější sítě, zejména v kritické oblasti z hlediska napjatosti.

Přehled počtu prvků a uzlů jednotlivých součástí sítě z obr. 60 je uveden v tab. 7. Jelikož pro ložiskové pánve i ojniční šrouby je síť totožná pro oba díly, v tabulce jsou uvedeny hodnoty pouze pro jeden díl. Rozsahy velikosti prvků zachycují velikost všech prvků na tělese včetně těch, které se nachází v oblastech s jemnější sítí. Velikost prvku je pozorována pomocí parametru *Maximum element edge length*. Větší délka hrany odpovídá objemovým prvkům, kratší délky pak prvkům, které se nachází na povrchu, nebo v jeho blízkosti.

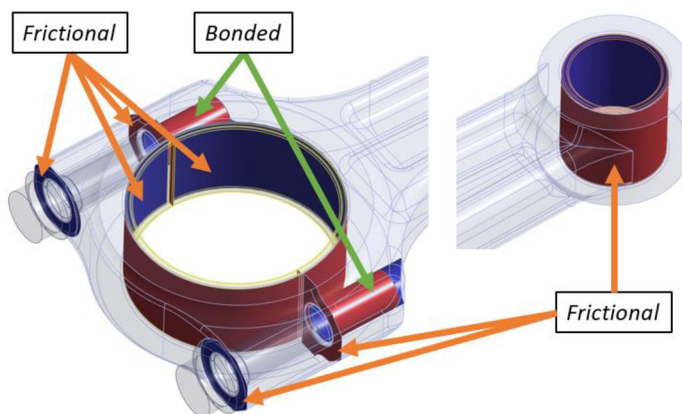
Tab. 7 Přehled počtu prvků a uzlů

Součást	Velikost prvku	Počet uzlů	Počet prvků
[-]	[mm]	[-]	[-]
Dřík ojnice	0,6–4	242 752	164 963
Víko ojnice	1–5	32 190	20 240
Ložiskové pouzdro	1,2–1,3	12 750	2 244
Ložisková pánev	0,7–1,7	27 901	16 380
Ojniční šroub	0,8–2,2	15 472	9 854
Celkem		374 175	239 702

10.2.4 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Ansys Mechanical automaticky po otevření analýzy detekuje kontakty a nastavuje je jako *bonded*, což reprezentuje pevné spojení bez možnosti vzájemného posuvu a oddělení součástí. Jelikož k detekci kontaktů a určení kontaktních ploch dochází pomocí parametru *pinball radius*, často dojde k tomu, že v kontaktu jsou uvažovány i plochy, které se ve skutečnosti nedotýkají. Proto je nutné všechny kontakty zkontrolovat a upravit tak, aby co nejvíce odpovídaly skutečnosti.

Kontakt *bonded*, popisující pevné spojení součástí byl ponechán pouze pro závitové spojení ojničního šroubu a tělesa ojnice. Všechny ostatní kontakty jsou nastaveny jako třecí, se součinitelem tření 0,2 [66]. Chování třecích kontaktů je nastaveno jako *Asymmetric*, což zabraňuje penetraci plochy zvolené jako *Contact* do plochy *Target*. Dále je pro třecí kontakty nastaveno řešení pomocí formulace *Normal Lagrange*. Tato formulace do řešení přidává další stupeň volnosti v podobě normálové síly, díky čemuž není třeba zadávat tuhost kontaktu. Dále zajišťuje nulovou, případně velmi malou, penetraci kontaktních ploch. Jedná se o nej přesnější formulaci pro řešení kontaktů, nicméně kvůli dalším stupňům volnosti výrazně navyšuje náročnost výpočtu [67]. Přehled nastavených kontaktů se nachází na obr. 61.



Obr. 61 Přehled nastavení kontaktů

10.2.5 OKRAJOVÉ PODMÍNKY A ZATÍŽENÍ

Zatížení, které je ve výpočtovém modelu aplikováno, je již nastíněno v kapitole 10.1. Jakožto vazby pro upevnění modelu v prostoru jsou použity dvě okrajové podmínky. První je *compression only support*, což je okrajová podmínka, která zachycuje pouze tlakové síly a je umístěna na plochy ložiskových pánví, což simuluje přenos sil na ojnicí čep. Druhá podmínka, aplikovaná na vnitřní válcovou plochu ložiskového pouzdra, je pak *displacement se zakázaným posuvem ve směru os z a x* globálního souřadného systému. Jsou povoleny pouze posuvy ve směru osy *y*, která je shodná s osou válce.

Zatížení, které není dříve specifikováno, je předpětí šroubů a přesahy ložiskového pouzdra a ložiskových pánví. Předpětí šroubů je určeno na základě [68], kde je uvedeno následující doporučení o velikosti síly předpětí:

$$F_{pr} = (2 \div 3)F'_s, \quad (39)$$

kde F_{pr} je síla předpětí šroubu a F'_s je setrvační síla posuvných a rotujících částí. Jedná se o pulzující setrvačnou sílu, kdy její maximum je dosaženo těsně za horní úvratí v okamžik maximálního zrychlení pístu. Maximum její velikosti je určeno vztahem:

$$F'_s = (m_{psk} + m_1)\omega^2 r_k (\cos \alpha - \lambda_e \sin \alpha + \lambda_k \cos 2\alpha) + (m_2 - m_{vo})\omega^2 r_k, \quad (40)$$

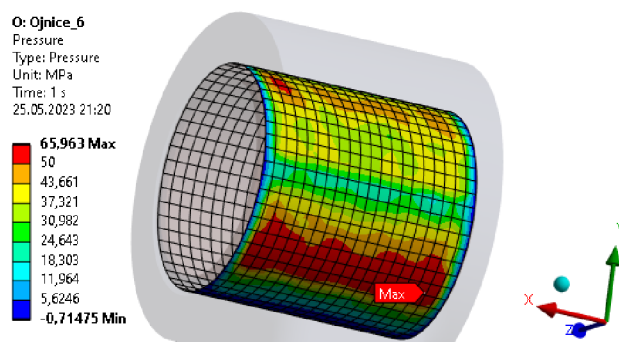
kde m_{vo} je hmotnost víka ojnice. Jelikož pro velikost předepínací síly je uveden rozsah, byla zvolena a vypočtena následující hodnota:

$$F_{pr} = 2,5F'_s, \quad (41)$$

$$F_{pr} = 23,422 \text{ kN}. \quad (42)$$

Hodnota přesahu vnějšího průměru ložiskové pánve ojnicího ložiska byla poskytnuta vedoucím práce a byla vypočtena na hodnotu 30 μm . Velikost přesahu průměru ložiskového pouzdra byla volena iteračně se snahou dosáhnout obdobného kontaktního tlaku jako v případě ložiskových pánví a velkého oka. Po několika iteracích zkušební výpočtu byl

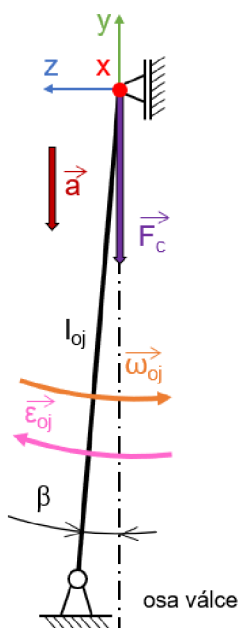
zvolen přesah průměru ložiskového pouzdra 25 μm , který vyvolá kontaktní tlak 65,963 MPa, jak je viditelné z obr. 62.



Obr. 62 Kontaktní tlak mezi ložiskovým pouzdrém a malým okem ojnice

Nutno podotknout, že přesahy nejsou tvořeny geometricky. Tedy tak, že by modely skutečně měly takové rozměry, že by byl vytvořen geometrický přesah. Jsou vynuceny pomocí nastavení třecího kontaktu, konkrétně pak zadáním hodnoty přesahu do pole *offset*. Zadaná hodnota je polovinou uvažovaného přesahu průměru. Jedná se tedy o přesah na poloměru. Rovněž bylo nastaveno chování kontaktu *offset only, ramped effects*. To způsobí, že výpočtový krok je rozdělen na více menších kroků, ve kterém se přesah postupně zvětšuje na zadanou hodnotu, což má příznivý vliv na konvergenci výpočtu.

Na obr. 63 jsou schematicky znázorněny okrajové podmínky a zatížení na poloze ojnice odpovídající prvnímu zátěžnému stavu. Okrajová podmínka *displacement* v malém oku ojnice s povolenými posuvy v ose válce odpovídá vazbě posuvné a podmínka *compression only support* na ložiskových pánvích neumožňuje posuvy v žádném směru a přenáší pouze tlakové síly.



Obr. 63 Schéma okrajových podmínek a zatížení

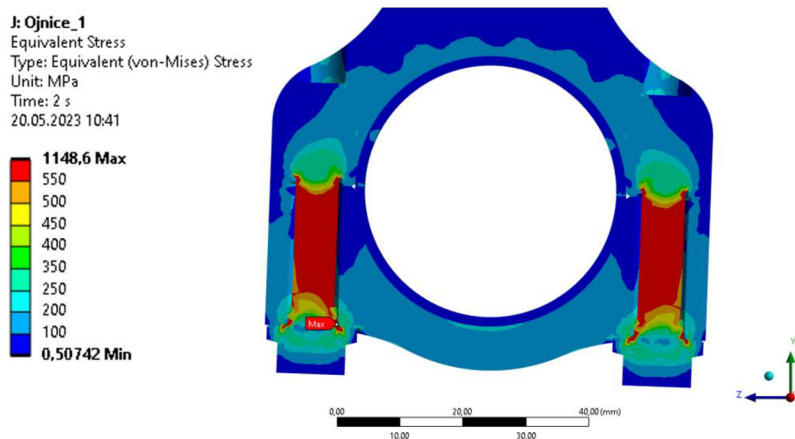
Síla F_c je v Ansysu zadána pomocí funkce *Bearing load* na vnitřní válcovou plochu ložiskového pouzdra. Tato funkce korektně rozkládá silové působení na válcové plochy, kdy nejvyšší zatížení působí ve směru síly a po obvodu postupně klesá k nule, což odpovídá právě přenosu silového zatížení z pístního čepu na malé oko ojnice. Dále pro zadání zrychlení, úhlové rychlosti a úhlového zrychlení jsou použity funkce *acceleration*, *rotational velocity* a *rotational acceleration*. Všechny tyto funkce lze zadat tak, aby působily na všechna tělesa ve výpočtovém modelu. Směr úhlové rychlosti a úhlového zrychlení je zadáván v ose x a směr zrychlení v ose y globálního souřadného systému. Celkově o velikostech a směrech zatížení pojednává kapitola 10.1.

Ve výpočtech, kde se uvažuje i s předpětím šroubů, je nutné rozdělit výpočet na minimálně dva kroky. V prvním je zadáno pouze předpětí šroubů a v kroku druhém pak zbytek zatížení. Jednak je tím docíleno korektních výsledků a rovněž i snazší konvergence.

10.2.6 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ MKP

Na základě prostudované literatury a závěrečných prací, které se věnují pevnostním výpočtům ojnice, jako např. [69], byl uvažován předpoklad, že pro určení horního a dolního napětí cyklu pro výpočet bezpečnosti vzhledem k únavovému namáhání by měly být použity výsledky zátěžných stavů 1 a 6 z tab. 5. Tyto stavy odpovídají maximálnímu tahovému namáhání ojnice na konci výfukového zdvihu, resp. maximálnímu tlakovému namáhání při úhlu natočení klikového hřídele, který odpovídá maximu tlaku ve spalovacím prostoru. Rovněž se předpokládá, že kritické místo na ojnici se bude nacházet v blízkosti malého oka ojnice. Tyto zavedené předpoklady byly při výpočtech zátěžných stavů ověřeny, jak je patrné z obrázků v této kapitole.

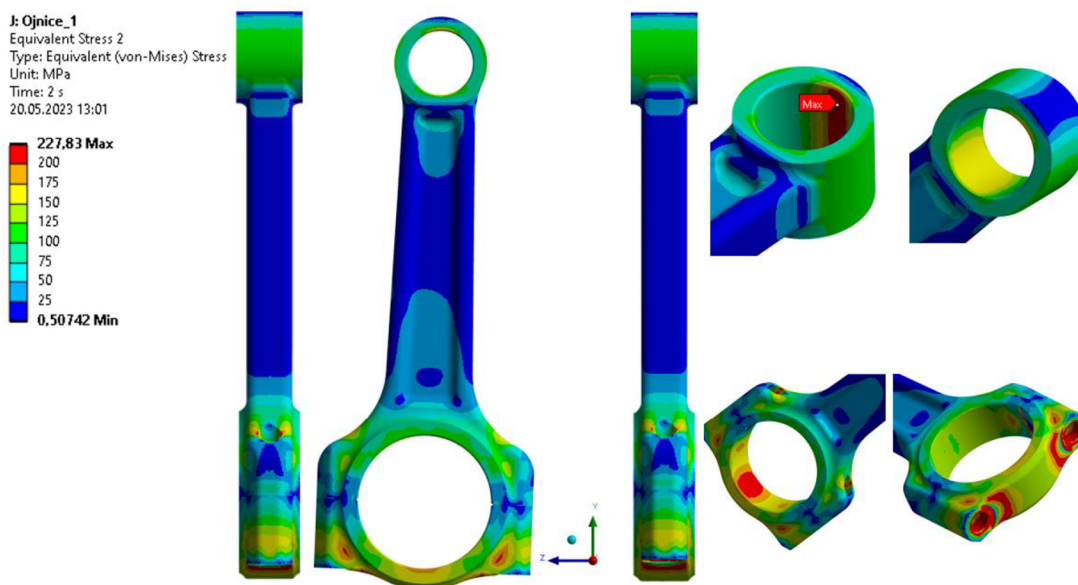
Při vyhodnocení výsledků redukovaného napětí na všech součástech modelu ojnice bylo zjištěno, že na ojnicích šroubech se vyskytuje velmi vysoké napětí, jak je patrné z obr. 64. Protože je výpočet proveden s lineárním, tedy *Hookeovským*, materiálem, ve výpočtu se nevyskytují žádné plastické deformace a redukované napětí, které je nad mezí kluzu materiálu, neodpovídá realitě. Jelikož ojnicí šrouby jsou utahovány tak, že se napětí ve dřívku šroubu přiblíží mezi kluzu již v nezátěženém stavu, je možné, že při namáhání ojnice toto napětí mez kluzu překročí. Z těchto důvodů bylo přistoupeno k tomu, že napětí bude vyhodnocováno pouze na tělese a víku ojnice.



Obr. 64 Redukované napětí vyhodnocené v řezu velkým okem ojnice

ZÁTĚŽNÝ STAV 1 ($\alpha = 1^\circ$)

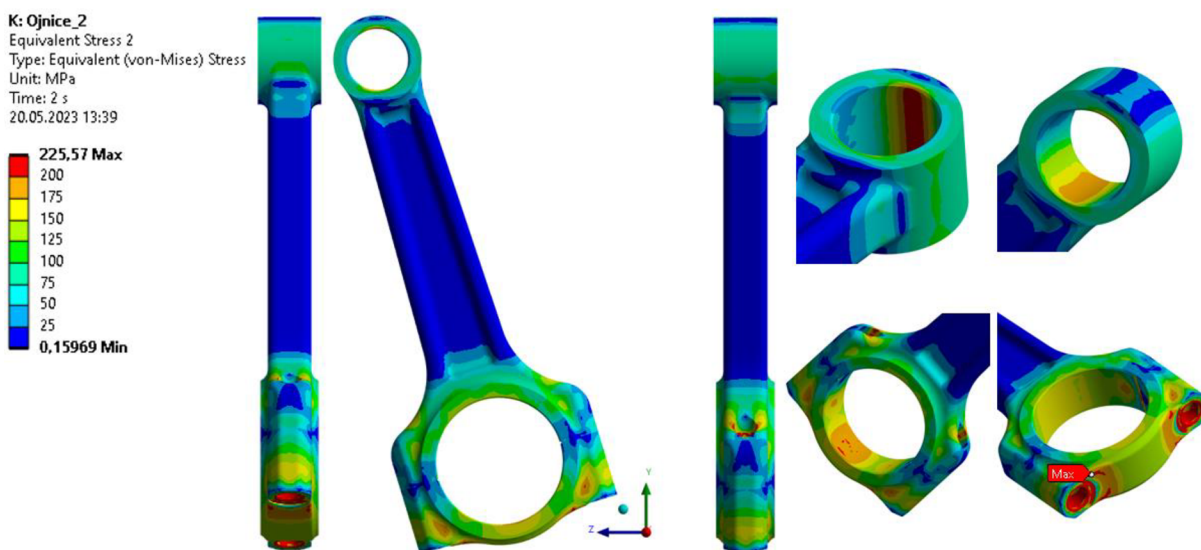
První zátěžný stav, zobrazen na obr. 65, odpovídá takovému úhlu natočení klikového hřídele, kdy píst při výfukovém zdvihu dobíhá do horní úvrati. Jedná se o stav maximálního namáhání ojnice tahem. Nejvyšší napětí 227,83 MPa se nachází v malém oku ojnice. Zvýšené napětí se rovněž vyskytuje na víku ojnice a ve velkém oku.



Obr. 65 Redukované napětí von Mises při 1. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 2 ($\alpha = 90^\circ$)

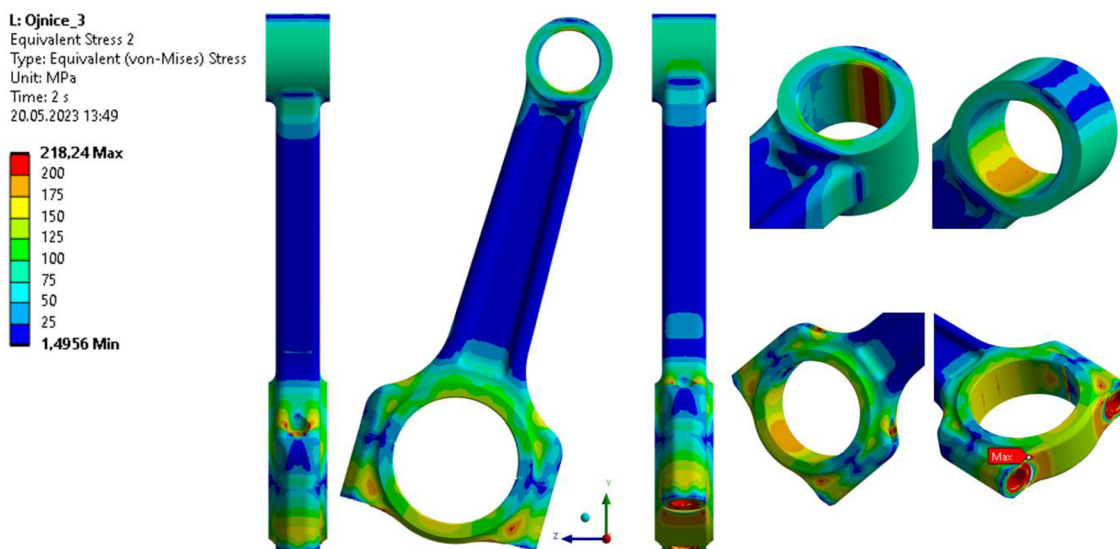
Druhý stav, znázorněný na obr. 66, zachycuje ojnici při přibližně polovině sacího zdvihu, kdy je dosaženo maximálního úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice. Nejvyšší napětí se nachází na víku ojnice a zvýšené napětí pak v malém oku.



Obr. 66 Redukované napětí von Mises při 2. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 3 ($\alpha = 224^\circ$)

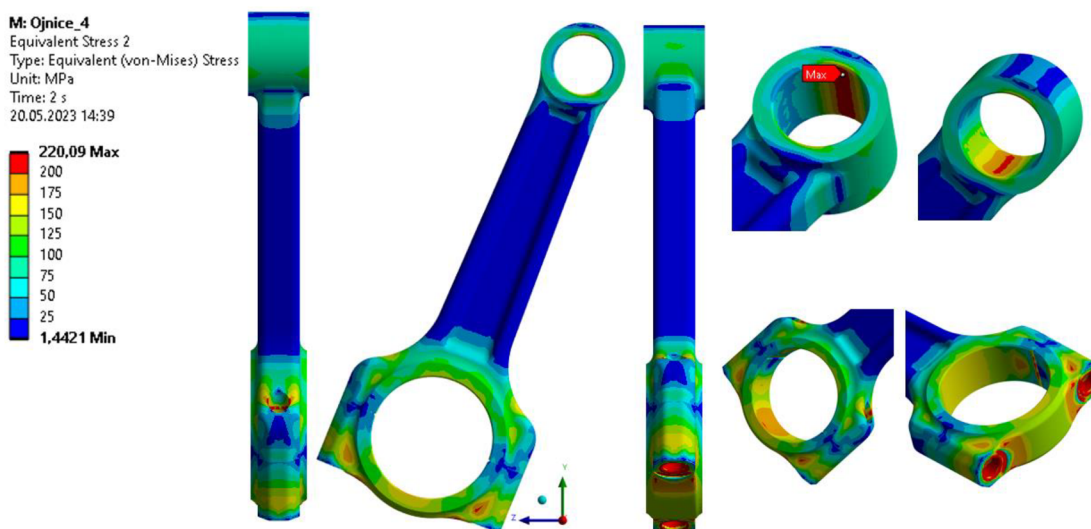
Další zátěžný stav, zachycený na obr. 67, odpovídá úhlu natočení klikového hřídele po dolní úvrati při začátku kompresního zdvihu, kdy je dosaženo maximálního zrychlení působícího směrem od horní k dolní úvrati. Nejvyšší napětí je opět na víku ojnice a zvýšené napětí v malém oku.



Obr. 67 Redukované napětí von Mises při 3. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 4 ($\alpha = 270^\circ$)

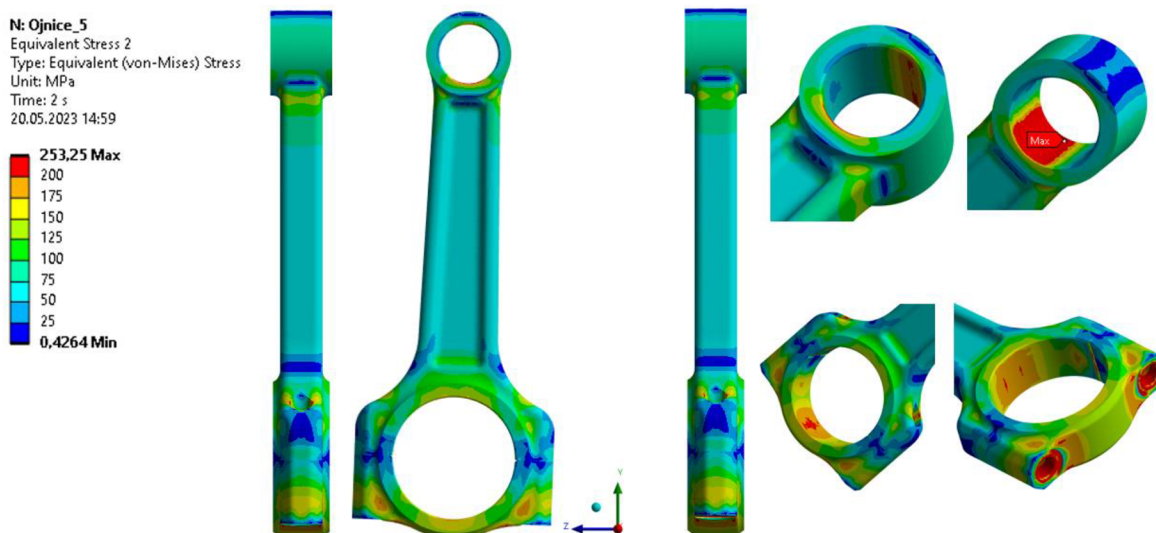
Tento stav odpovídá zhruba polovině kompresního zdvihu při maximu úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice. Jedná se o první stav, kdy začíná narůstat tlak ve spalovacím prostoru, a tak i celková síla působící na pístní skupinu. Nejvyšší redukované napětí je v malém oku ojnice a vysoké napětí rovněž i na víku. Rozložení napětí je možné pozorovat na obr. 68.



Obr. 68 Redukované napětí von Mises při 4. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 5 ($\alpha = 361^\circ$)

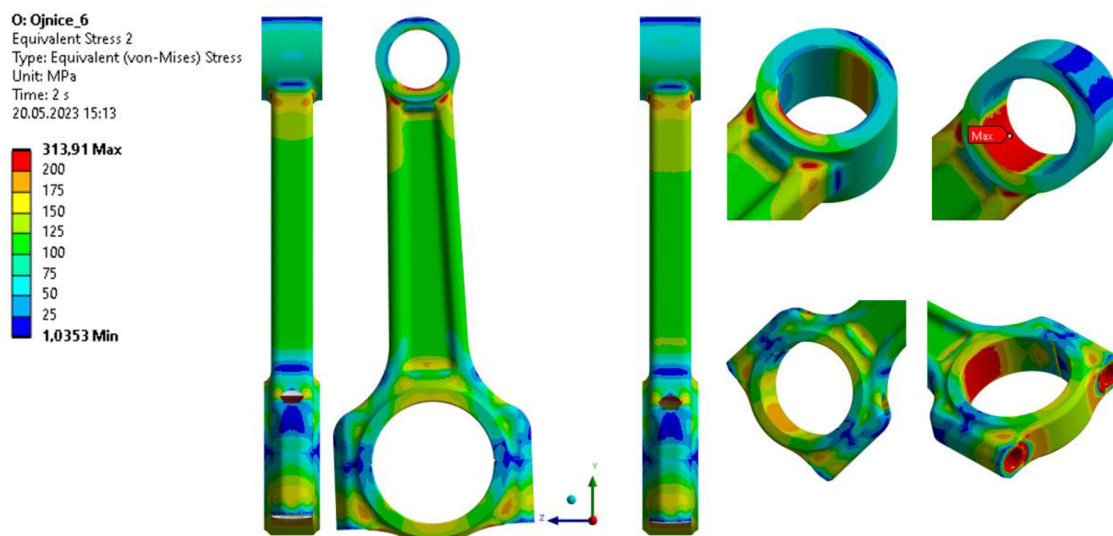
Pátý výpočet je proveden pro úhel natočení klikového hřídele těsně před horní úvratí při kompresním zdvihu, kdy je zvýšený tlak ve spalovacím prostoru a vysoké setrvačné síly. Maximum napětí se nachází v malém oku ojnice, zvýšené napětí pak ve velkém oku a opět na víku ojnice. Výsledky je možné pozorovat na obr. 69.



Obr. 69 Redukované napětí von Mises při 5. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 6 ($\alpha = 374^\circ$)

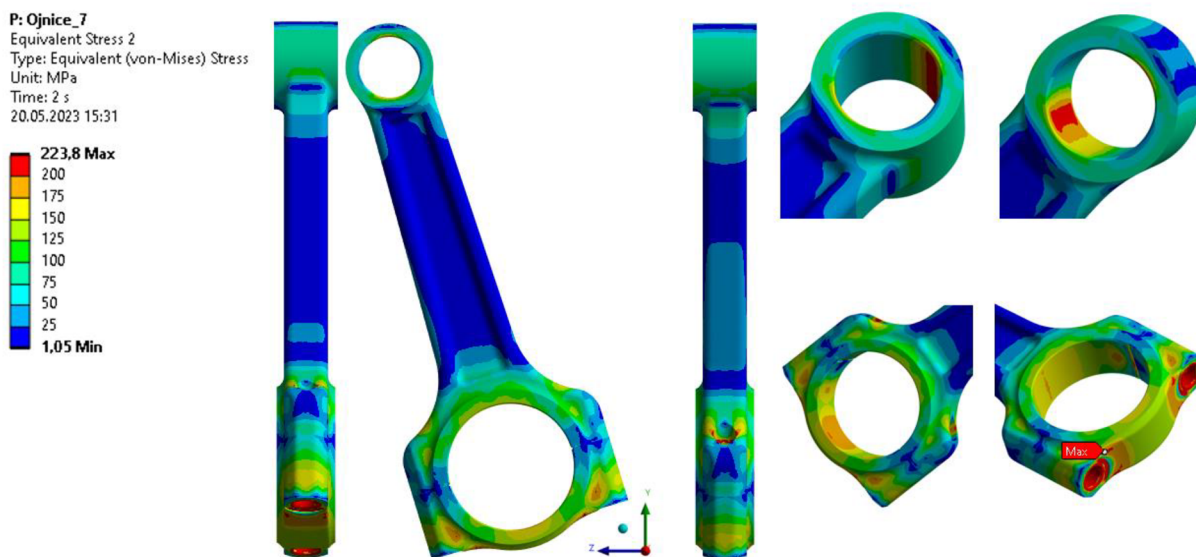
Stav 6, viditelný na obr. 70, je dle předpokladu okamžikem nejvyššího zatížení ojnice. Úhel natočení KH odpovídá maximu tlaku ve spalovacím prostoru při daných otáčkách a setrvačné síly jsou rovněž stále vysoké. Nejvyšší napětí je obdobně jako ve stavu 5 v malém oku ojnice a zvýšené rovněž v oku velkém a na víku ojnice. Rovněž je vlivem tlakového namáhání patrný nárůst napětí v oblasti přechodových rádiusů dříku do malého oka.



Obr. 70 Redukované napětí von Mises při 6. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 7 ($\alpha = 450^\circ$)

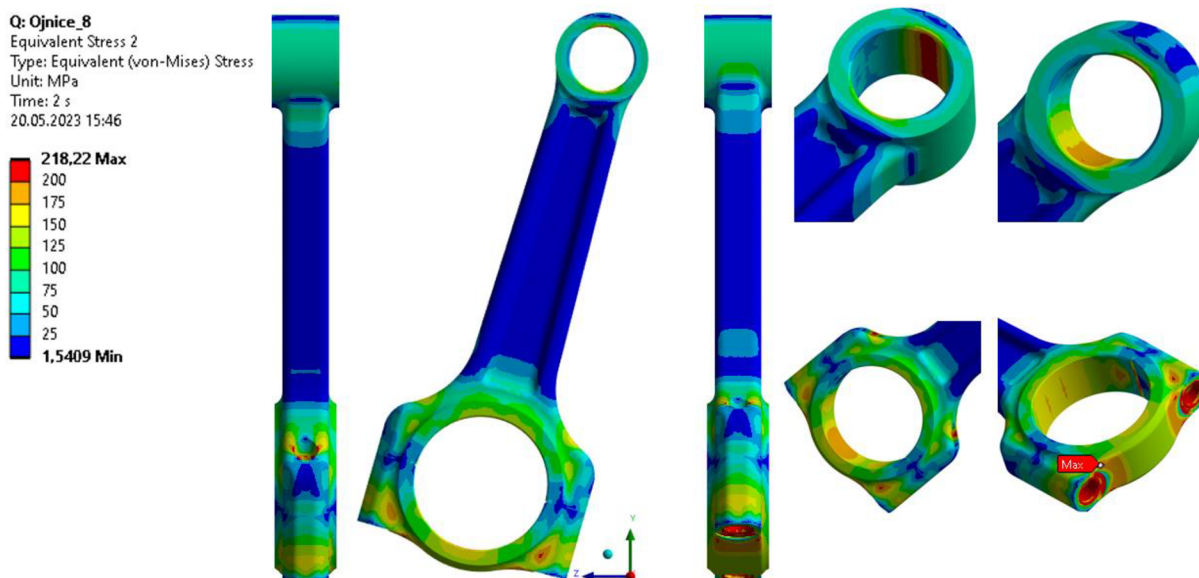
Další okamžik zatížení podchycuje přibližně polovinu expanzního zdvihu při maximu úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice. Maximum napětí je opět na víku ojnice a zvýšené napětí v malém oku, jak je možné pozorovat na obr. 71.



Obr. 71 Redukované napětí von Mises při 7. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 8 ($\alpha = 584^\circ$)

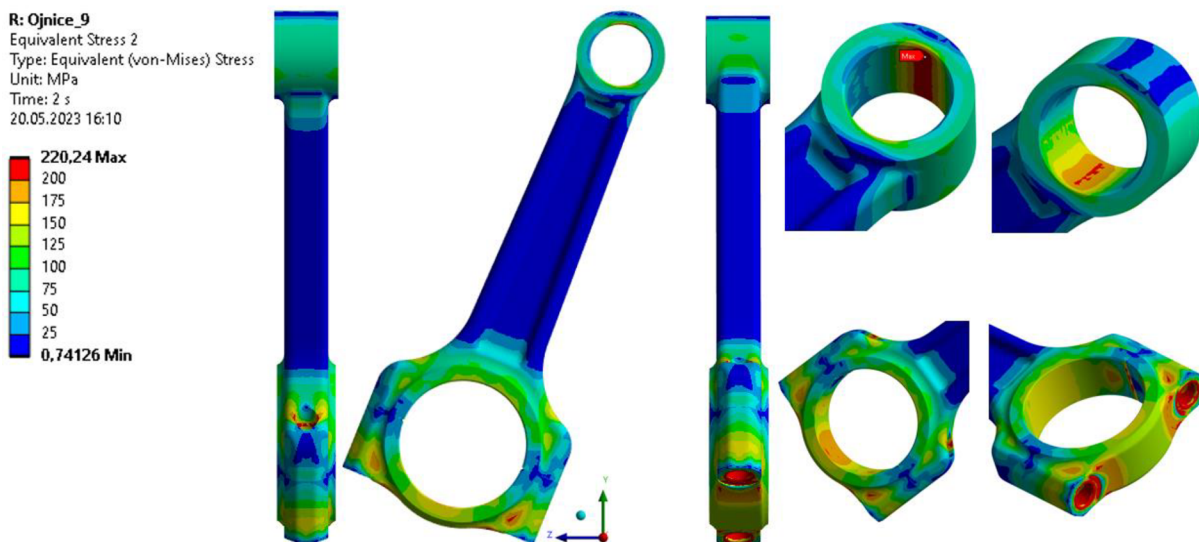
Osmý zátěžný stav je obdobou stavu třetího, nicméně se jedná o začátek výfukového zdvihu. Dominantním zatížením jsou setrvačné síly. Rozložení napjatosti je rovněž velmi podobné třetímu stavu a je možné jej pozorovat na obr. 72.



Obr. 72 Redukované napětí von Mises při 8. zátěžném stavu

ZÁTĚŽNÝ STAV 9 ($\alpha = 630^\circ$)

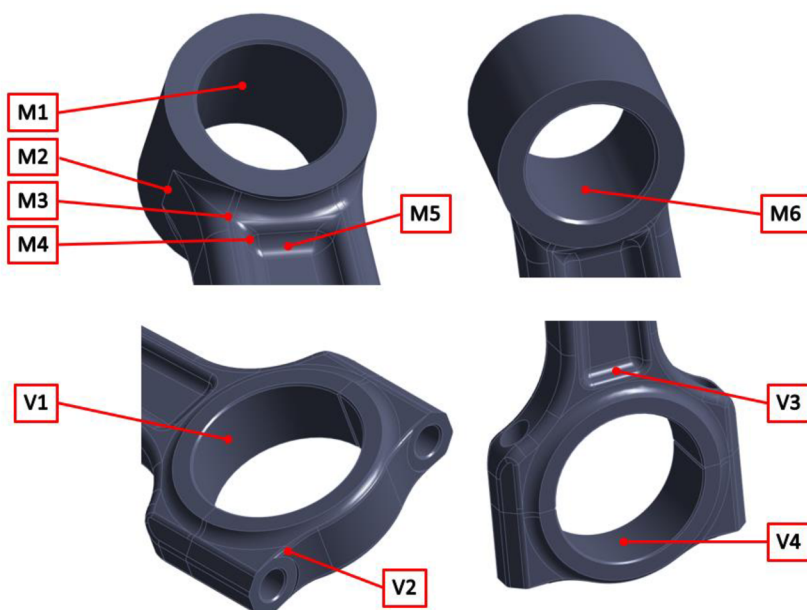
Poslední zátěžný stav je podobný stavu 4 a je zachycen na obr. 73. Jedná se přibližně o polovinu výfukového zdvihu, kdy je dosaženo maximálního úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice. Rozložení napětí je téměř totožné se čtvrtým stavem.



Obr. 73 Redukované napětí von Mises při 9. zátěžném stavu

10.2.7 URČENÍ NEBEZPEČNÝCH OBLASTÍ

Na základě výsledků z kapitoly 10.2.6 bylo vytipováno 10 potenciálně nebezpečných oblastí z hlediska únavového namáhání. Jejich přehled a označení se nachází na obr. 74. V těchto bodech bude vyhodnocováno horní a dolní napětí a následně bezpečnost vzhledem k únavovému namáhání na základě výpočtů zvolených zátěžných stavů.



Obr. 74 Přehled vyšetřovaných oblastí

10.3 ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ

Výpočet únavy je proveden již zmíněnou metodikou LSA, která je zpracována na základě zdroje [70]. Jako kritické místo byla určena oblast M4, pro kterou vychází nejnižší součinitel bezpečnosti vzhledem k únavovému namáhání. Pro ostatní oblasti je výpočet proveden v příloze.

Aby bylo možné stanovit horní a dolní napětí na základě redukovaného napětí, nejprve je za pomoci hlavních napětí určit, zda se jedná o tlakové, nebo tahové namáhání. Pro daný uzel v kritické oblasti je tedy zjištěno první a třetí hlavní napětí. Ty jsou následně porovnány v absolutních hodnotách. Redukovanému napětí se pak přiřadí znaménko, které odpovídá většímu hlavnímu napětí v absolutní hodnotě. Platí tedy:

$$\sigma_e = \text{sign}(\max(|\sigma_1|, |\sigma_3|))\sigma_{\text{HMH}}, \quad (43)$$

kde σ_e je ekvivalentní napětí s určeným znaménkem většího hlavního napětí v absolutní hodnotě, σ_1 je první hlavní napětí, σ_3 je třetí hlavní napětí a σ_{HMH} je redukované napětí von Mises. Přehled napětí vypočtených dle rovnice (45) uvádí tab. 8.

Tab. 8 Přehled ekvivalentních napětí pro oblast M4

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
	[-]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M4	1	71,68	76,77	2,86	71,68
	2	41,69	41,32	-3,15	41,69
	3	31,81	29,89	-4,45	31,81
	4	34,45	35,23	-0,11	34,45
	5	87,27	0,46	-88,34	-87,27
	6	176,34	-6,52	-184,36	-176,34
	7	19,50	17,11	-4,65	19,50
	8	33,92	34,80	-0,29	33,92
	9	34,76	36,01	0,84	34,76

Z výsledků je možné určit horní a dolní napětí, ze kterých se vypočítá amplituda a střední napětí dle vztahů:

$$\sigma_{\text{ea}} = \frac{\sigma_{\text{emax}} - \sigma_{\text{emin}}}{2}, \quad (44)$$

$$\sigma_{\text{em}} = \frac{\sigma_{\text{emax}} + \sigma_{\text{emin}}}{2}, \quad (45)$$

kde σ_{ea} je amplituda napětí, σ_{em} je střední napětí, σ_{emax} je horní napětí a σ_{emin} je dolní napětí. Amplituda a střední napětí pak dále vstupují do vztahu pro bezpečnost. Vypočtené výsledky pro vyšetřovanou oblast se nachází v tab. 9.

Tab. 9 Přehled charakteristických parametrů cyklu

Kritická oblast	σ_{emax}	σ_{emin}	σ_{ea}	σ_{em}
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M4	71,68	-176,34	124,01	-52,33

10.3.1 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ MEZ ÚNAVY

Jelikož jsou materiálové vlastnosti určeny z materiálových zkoušek prováděných na zkušebních vzorcích, je nutné mez únavy přepočítat na mez únavy součásti, která bude lépe odpovídat řešené součásti. K tomu se využívá několika modifikačních faktorů. Vztahy a tabulky pro výpočet modifikujících faktorů jsou převzaty z [70, 71].

SOUČINITELE VLIVU ZPRACOVÁNÍ POVRCHU SOUČÁSTI

Jelikož nukleace trhliny probíhá na povrchu součásti, má jeho zpracování významný vliv na mez únavy. Tento součinitel závisí tedy na jakosti povrchu a na mezi pevnosti materiálu. Je zjišťován experimentálně a je určen na základě tab. 10 a dle vztahu:

$$\eta_p = a_\eta R_m^{b_\eta}. \quad (46)$$

Tab. 10 Koefficienty pro výpočet součinitele vlivu zpracování povrchu součásti [71]

Povrch dokončen	a_η	b_η
	[-]	[-]
Broušením	1,58	-0,085
Obráběním nebo tažením za studena	4,51	-0,265
Válcováním za tepla	57,7	-0,718
Kováním	272	-0,995

Jelikož se jedná o kovanou ojnicí a v kritickém místě se povrch nijak neobrábí ani tepelně nezpracovává, součinitel vlivu zpracování povrchu pak vychází:

$$\eta_p = 272 \cdot 1050^{-0,995}, \quad (47)$$

$$\eta_p = 0,268. \quad (48)$$

SOUČINITELE VLIVU PRAVDĚPODOBNOСТИ PŘEŽITÍ

Jedná se o statisticky určený součinitel, který je stanoven na základě materiálových zkoušek. Na základě tabulky z [72] byla zvolena pravděpodobnost 99,9 %, pro kterou platí:

$$v = 0,753. \quad (49)$$

Tato pravděpodobnost značí, že 99,9 % testovaných vzorků mělo minimálně takové materiálové vlastnosti, jaké jsou popsány v tab. 6.

KOREKČNÍ SOUČINITELE

Korekční součinitel zahrnuje vliv způsobu zatěžování a velikosti tělesa a je definován vztahem:

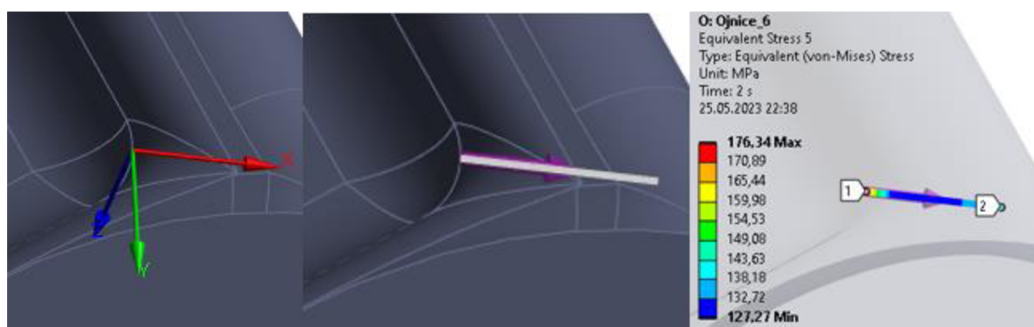
$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{co}}{\sigma_c} - 1}{2} \frac{\chi_r}{d_{vzorek}} \quad (50)$$

kde f_G je korekční součinitel a χ_r je poměrný gradient napětí, který se určí dle vztahu:

$$\chi_r = \frac{1}{\sigma_{HMH}} \left(\frac{\sigma_{HMH} - \sigma'_{HMH}}{xx'} \right), \quad (51)$$

kde σ'_{HMH} je redukované napětí pod povrchem ve vzdálenosti x' .

Hodnoty pro výpočet poměrného gradientu napětí jsou zjištěny z výsledků v Ansysu. Ve vyšetřovaném uzlu je vytvořen souřadný systém, jehož libovolná osa je normálou k povrchu v daném uzlu. Dále je v této ose vytvořena pomocná geometrie funkcí *Path*, po které lze následně vykreslit průběh redukovaného napětí a z výsledků určit redukované napětí pod povrchem v dané vzdálenosti. Popsaný postup je pro kritické místo M4 zobrazen na obr. 75.



Obr. 75 Postup určení poměrného gradientu napětí

Při zvolení velmi jemného kroku vykreslení po pomocné geometrii funkce *Path* lze tak gradient napětí určit velmi přesně i pomocí lineární interpolace, která je uvedena v rovnici (52). Pro dané místo bylo zjištěno, že redukované napětí ve vzdálenosti 49,5 μm pod povrchem je rovno 173,37 MPa. Poté tedy platí:

$$\chi_r = \frac{1}{176,34} \left(\frac{176,34 - 172,86}{0,0495} \right), \quad (52)$$

$$\chi_r = 0,399 \text{ mm}^{-1}, \quad (53)$$

$$f_G = 1 + \frac{\frac{529}{345} - 1}{\frac{2}{8,75}} 0,399, \quad (54)$$

$$f_G = 1,931. \quad (55)$$

SOUČINITELE VRUBU A KONCENTRACE NAPĚTÍ

Jelikož gradient napětí ve vyšetřovaném místě má významný vliv na mez únavy, je nutné do výpočtu zahrnout vliv součinitele koncentrace napětí. Ten se spočítá jako poměr lokálního maximálního napětí, které je určeno pomocí MKP, a nominálního napětí. Jelikož nominální napětí však nelze pomocí MKP zjistit, je využito vztahu dle Hennela a platí:

$$\frac{\beta_k}{\alpha_k} = 1 + \sqrt{\chi_r} 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)}, \quad (56)$$

kde β_k je součinitel vrubového účinku, α_k je součinitel tvaru a hodnoty 0,35 a 810 v exponentu jsou konstantami, které platí pro oceli [71].

Pod dosazení platí:

$$\frac{\beta_k}{\alpha_k} = 1 + \sqrt{0,399} 10^{-\left(0,35 + \frac{550}{810}\right)}, \quad (57)$$

$$\frac{\beta_k}{\alpha_k} = 1,059. \quad (58)$$

10.3.2 STANOVENÍ BEZPEČNOSTI

Ke stanovení bezpečnosti lze použít velkou řadu kritérií, které bývají v literatuře popsány a zobrazeny v Haighově diagramu. Jelikož bylo při výpočtu uvažováno několik zjednodušení, je vhodné uvažovat některé z konzervativnějších kritérií. Bylo tedy zvoleno kritérium dle Goodmana, které je ostatně popsáno i ve zdroji [70], dle kterého je pevnostní výpočet zpracováván. Toto kritérium rovněž zahrnuje vliv středního napětí a je tedy pro posouzení bezpečnosti vhodné. Toto kritérium je definováno vztahem:

$$\frac{1}{k} = \frac{\beta_k}{\alpha_k} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_c \eta_p \nu f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m}. \quad (59)$$

Po dosazení je pak výsledná bezpečnost rovna:

$$\frac{1}{k} = 1,059 \cdot \frac{124,01}{345 \cdot 0,268 \cdot 0,753 \cdot 1,931} + \frac{-52,33}{1050}, \quad (60)$$

$$k = 1,08. \quad (61)$$

ZÁVĚR

V rešeršní části diplomové práce jsou zpracovány soudobé motory dostupné na evropském trhu, které odpovídají parametrům zadání práce, případně mají nižší zdvihový objem. Cílem rešerše je získat informace o konstrukčních řešeních těchto motorů, jejich výkonnostních parametrech, a především základních rozměrech, jako jsou průměry hlavních a ojnicích čepů, vrtání a zdvih.

Následuje koncepční návrh motoru, který odráží zjištěné informace o soudobých motorech. V této části jsou stanoveny zejména základní rozměry motoru, jako právě zdvih a vrtání, z nichž je vypočten zdvihový objem, který splňuje požadavek ze zadání. Dále jsou pak stanoveny průměry hlavních a ojnicích čepů klikového hřídele, které jsou klíčové pro jeho konstrukci. Následně je nastíněna konfigurace motoru a myšlenka spolupráce s navazujícími částmi hnacího ústrojí hybridního pohonu. V poslední části této kapitoly je provedena rozvaha nad využitím dlouhozdvihové koncepce, dvouventilové techniky, prodlouženého expanzního zdvihu, recirkulace výfukových plynů a spalování chudých směsí. Z popsaných informací byl vyvozen závěr, že navrhovaný motor bude využívat právě dlouhozdvihové koncepce, prodlouženého expanzního zdvihu a recirkulace výfukových plynů.

Na koncepční návrh navazuje samotný konstrukční návrh motoru. Nejprve je detailně popsána konstrukce klikového hřídele, ojnicí a pístní skupiny a setrvačnicku, aby bylo možné zjistit parametry potřebné pro pevnostní výpočet ojnice. Při návrhu ostatních komponent a soustav byla rovněž snaha o co největší přesnost, nicméně vzhledem k tomu, že nevstupují do žádných dalších výpočtů, nebyly například u všech komponent důkladně popisovány materiály.

Provedená 1D termodynamická simulace byla optimalizována pro vyrovnaný průběh točivého momentu v co nejširším spektru otáček s důrazem na minimální měrnou efektivní spotřebu. Výslednými parametry motoru jsou výkon 99,5 kW při otáčkách 6000 min⁻¹, točivý moment 171,7 N·m při otáčkách 4500 min⁻¹ a měrná efektivní spotřeba 219,9 g·kW⁻¹·h⁻¹ při otáčkách 2750 min⁻¹. Navržený motor dosahuje o asi 27 % vyššího výkonu a o 17 % vyššího točivého momentu, než motor Toyoty 2ZR-FXE, který má stejný zdvihový objem a odpovídá parametrům zadání. Je důležité však poznamenat, že tomuto porovnání nelze přikládat moc velkou váhu, jelikož jsou parametry dosaženy za jiných otáček. Dalším důvodem je pak to, že konstrukční návrh popsáný v této práci má ještě k plně a spolehlivě funkční pohonné jednotce, která by splňovala emisní normy Evropské unie a byla atraktivní pro koncového zákazníka, poměrně daleko, jelikož není řešena téměř žádná úprava výfukových plynů, optimalizace spotřeby nebo např. odolnost vůči klepání a s tím spojená optimalizace předstihu zážehu. Rovněž nejsou posuzovány výrobní náklady jednotlivých komponent a dlouhá řada dalších věcí, která by velmi výrazně přesahovala rozsah diplomové práce.

V poslední kapitole je pak proveden pevnostní výpočet ojnice. Vzhledem k tomu, že v žádném z vyšetřovaných míst redukováno napětí nepřiblížilo mezi kluzu, lze konstatovat, že bezpečnost vzhledem k mezi kluzu je více než dostatečná. Stěžejní je však výpočet únavového namáhání z hlediska vysokocyklové únavy, který byl proveden analytickou metodou LSA. Bylo zjištěno, že kritické místo se nachází v přechodovém rádiu vybrání dřívku v blízkosti malého oka ojnice, kde je dosaženo bezpečnosti 1,08. Jelikož je však bezpečnost větší než 1, lze říci, že je splněn požadavek dosažení trvalé životnosti a ojnice z hlediska únavového namáhání vyhovuje.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HROMÁDKO, Jan. *Speciální spalovací motory a alternativní pohony*. Praha: Grada Publishing, 2012. ISBN 978-80-247-4455-1.
- [2] VLK, František. *Alternativní pohony motorových vozidel*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2004. ISBN 80-239-1602-5.
- [3] HORČÍK, Jan. Historie hybridních aut, 1. díl. In: *Hybrid.cz* [online]. Brandýs nad Labem - Stará Boleslav: Chamanne, 2009 [cit. 2021-02-26]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/clanky/historie-hybridnich-aut-1-dil>
- [4] Prof. Ferdinand Porsche Created the First Functional Hybrid Car. In: *Porsche* [online]. Atlanta, Georgia, USA: Porsche Cars North America, 2011 [cit. 2021-02-26]. Dostupné z: https://press.porsche.com/prod/presse_pag/PressResources.nsf/Content?ReadForm&languageversionid=857388&archive=10
- [5] SCHREIBER, Ronnie. Hybrid from a time of transition - the 1916 Woods Dual Power Model 44. In: *Hemmings* [online]. Charlotte, Severní Karolína, USA: American City Business Journals, 2013 [cit. 2021-02-26]. Dostupné z: <https://www.hemmings.com/stories/2013/03/21/hybrid-from-a-time-of-transition-the-1916-woods-dual-power-model-44>
- [6] HORČÍK, Jan. Historie hybridních aut, 2. díl. *Hybrid.cz* [online]. Brandýs nad Labem - Stará Boleslav: Chamanne, 2009 [cit. 2021-6-28]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/clanky/historie-hybridnich-aut-2-dil>
- [7] HORČÍK, Jan. Historie hybridních aut, 3. díl. *Hybrid.cz* [online]. Brandýs nad Labem - Stará Boleslav: Chamanne, 2009 [cit. 2021-6-28]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/clanky/historie-hybridnich-aut-3-dil>
- [8] ANDERSON, J., D. VHARATHAN, J. HE, S. PLOTKIN a A. VYAS. Gasoline-Fueled Hybrid vs. Conventional Vehicle Emissions and Fuel Economy. *OSTI.GOV* [online]. USA: U.S. Department of Energy - Office of Scientific and Technical Information, 1999 [cit. 2022-02-04]. Dostupné z: <https://www.osti.gov/servlets/purl/11854>
- [9] CLIFFORD, Joe. History of the Toyota Prius. *Toyota UK Magazine* [online]. Great Burgh, Burgh Heath, Epsom, Surrey KT18 5UX: Toyota (GB), 2015 [cit. 2021-6-28]. Dostupné z: <https://mag.toyota.co.uk/history-toyota-prius/>
- [10] TRAN, Dai-Duong, Majid VAFAEIPOUR, Mohamed EL BAGHDADI, Ricardo BARRERO, Joeri VAN MIERLO a Omar HEGAZY. Thorough state-of-the-art analysis of electric and hybrid vehicle powertrains: Topologies and integrated energy management strategies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2020, (119), [cit. 2021-7-8]. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109596> ISSN 1364-0321. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032119308044?via%3Dihub>
- [11] ZHUANG, Weichao, Shengbo LI (EBEN), Xiaowu ZHANG, Dongsuk KUM, Ziyou SONG, Guodong YIN a Fei JU. A survey of powertrain configuration studies on hybrid electric vehicles. *Applied Energy* [online]. 2020, (262) [cit. 2021-7-8]. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114553> ISSN 0306-2619. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261920300659?via%3Dihub>
- [12] SAJDL, Jan. Micro Hybrid. *Autolexicon.net* [online]. autolexicon.net, 2021 [cit. 2021-7-14]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/micro-hybrid/>
- [13] SAJDL, Jan. MHEV (Mild Hybrid Electric Vehicle). *Autolexicon.net* [online]. autolexicon.net, 2021 [cit. 2021-7-14]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/mhev-mild-hybrid-electric-vehicle/>

- [14] SAJDL, Jan. Full hybrid. *Autolexicon.net* [online]. autolexicon.net, 2021 [cit. 2021-7-14]. Dostupné z: <https://www.autolexicon.net/cs/articles/full-hybrid/>
- [15] MAJURNÍK, Jan. TECHNIKA: Jak fungují plug-in hybridy - jeden cíl, několik cest. *Hybrid.cz* [online]. Brandýs nad Labem - Stará Boleslav: Chamanne, 2021 [cit. 2021-8-30]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/technika-jak-funguji-plug-hybridy-jeden-cil-nekolik-cest>
- [16] Mobility for tomorrow: Schaeffler symposium 2018. *Schaeffler* [online]. Herzogenaurach, Germany: Schaeffler technologies AG & Co., 2018 [cit. 2021-8-30]. Dostupné z: <https://schaeffler-epaper.com/symposium-2018/html5.html#/1>
- [17] *BorgWarner* [online]. Auburn Hills: BorgWarner, 2021 [cit. 2021-8-30]. Dostupné z: <https://www.borgwarner.com/>
- [18] *UltimateSPECS* [online]. USA: Ultimate specs, 2021 [cit. 2021-10-7]. Dostupné z: <https://www.ultimatespecs.com/>
- [19] Toyota ZR series engines. *Toyota-club.net* [online]. Rusko: Toyota-club, 2021 [cit. 2021-10-7]. Dostupné z: https://toyota-club.net/files/faq/19-09-30_faq_zr-engine_eng.htm
- [20] MATSUO, S., E. IKEDA, Y. ITO a H. NISHIURA. The New Toyota Inline 4 Cylinder 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Gasoline Engine for Hybrid Car. *SAE Mobilus* [online]. 2016, 1-6 [cit. 2022-02-05]. Dostupné z: [doi:https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.4271/2016-01-0684](https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.4271/2016-01-0684)
- [21] LIGHTGOW, Ian. 2ZR-FXE Toyota engine. *AustralianCar.Reviews* [online]. Austrálie: AustralianCar.Reviews, 2021 [cit. 2021-10-7]. Dostupné z: <http://australiancar.reviews/2ZR-FXE-engine.php>
- [22] Toyota Workshop Manuals. *Workshop-manuals* [online]. 2016 [cit. 2021-11-10]. Dostupné z: [https://workshop-manuals.com/toyota/corolla/14-1.8l_\(2zr-fe\)/engine_cooling_and_exhaust/engine/cylinder_block_assembly/crankshaft_main_bearing/component_information/specifications/](https://workshop-manuals.com/toyota/corolla/14-1.8l_(2zr-fe)/engine_cooling_and_exhaust/engine/cylinder_block_assembly/crankshaft_main_bearing/component_information/specifications/)
- [23] 2ZR-FXE Engine Oil Consumption Repair Procedure. *National Highway Traffic Safety Administration* [online]. USA: Toyota Motor Sale, 2016 [cit. 2021-11-10]. Dostupné z: <https://static.nhtsa.gov/odi/tsbs/2016/MC-10132913-9999.pdf>
- [24] KOOKJIN, Hwang, Hwang ILJOONG, Lee HWANGBOK, et al. Development of New High-Efficiency Kappa 1.6L GDI Engine. *SAE International* [online]. 2016, , 1-10 [cit. 2021-10-14]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: [doi:10.4271/2016-01-0667](https://doi.org/10.4271/2016-01-0667)
- [25] SUNGOON, Lee a Shin BOSUNG. The Design and Development of New Hyundai Kappa 1.2L Dual CVVT Engine. *SAE International* [online]. 2011, , 1-11 [cit. 2021-10-14]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: [doi:10.4271/2011-01-0416](https://doi.org/10.4271/2011-01-0416)
- [26] Kia Niro: Cylinder Block / Piston and Connecting Rod Repair procedures. *Kia niro car manuals & technical info* [online]. www.kniro.net, 2021 [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: http://www.kniro.net/piston_and_connecting_rod_repair_procedures-937.html
- [27] Kia Niro: Cylinder Block / Crankshaft Repair procedures. *Kia niro car manuals & technical info* [online]. www.kniro.net, 2021 [cit. 2021-11-15]. Dostupné z: http://www.kniro.net/crankshaft_repair_procedures-938.html
- [28] RENAULT CLIO 1.6 E-TECH Hybrid 140 Launch Edition 5dr Auto Technical Data. *Grange* [online]. Swindon: Cambria Automobiles, 2021 [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.grange.co.uk/technical-data/renault/cliio/1.6-e-tech-hybrid-140-launch-edition-5dr-auto>

- [29] Weaknesses and disadvantages of the HR16DE-H4M engine. Of the features of the motor, I would like to note. *Funreactor* [online]. Rusko: funreactor.ru, 2019 [cit. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://funreactor.ru/en/slabye-mesta-i-nedostatki-dvigatelya-hr16de-n4m-iz-osobennosti-motora.html>
- [30] Nissan HR16DE / Renault H4M. *Engine specs* [online]. ENGINE-SPECS.NET, 2021 [cit. 2021-10-20]. Dostupné z: <https://www.engine-specs.net/nissan/hr16de-h4m.html>
- [31] Hr16de na jakých strojích to je. Slabé stránky a nevýhody motoru HR16DE-H4M. *Globusks* [online]. Rusko: globusks.ru, 2019 [cit. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://globusks.ru/cs/hr16de-na-kakih-mashinah-stoit-slabye-mesta-i-nedostatki-dvigatelya-hr16de-n4m-kak-dzheims/>
- [32] Honda L engine. *Wikizero* [online]. WikiZero, 2020 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: https://www.wikizero.com/en/Honda_L_engine
- [33] The all-new 2020 Honda Jazz hybrid doesn't have a gearbox, no gearbox problems ever! *Wapcar* [online]. Malajsie: WAPCAR AUTOFUN SDN. BHD., 2019 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <https://www.wapcar.my/news/the-allnew-2020-honda-jazz-hybrid-doesn%E2%80%99t-have-a-gearbox-no-gearbox-problems-ever-7521>
- [34] Honda Fit: Block and Piston Inspection. *Honda Fit* [online]. www.hfitinfo.com, 2021 [cit. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://www.hfitinfo.com/hofi-870.html>
- [35] Honda Fit manuals. *Honda Fit* [online]. 2022 [cit. 2022-04-21]. Dostupné z: <https://www.hfitinfo.com/>
- [36] In stock customized light weight Stroke Crankshaft For Honda Fit / Jazz L15B. *ADRACING* [online]. Čína: alibaba.com, 2022 [cit. 2022-01-25]. Dostupné z: <http://www.adracingtech.com/search/product?SearchText=115B>
- [37] Honda L15A engine (L15B). *Wikimotors* [online]. Rusko: Wikimotors, 2021 [cit. 2021-11-27]. Dostupné z: <http://mywikimotors.com/honda-l15a-l15b/>
- [38] Honda Fit Hybrid teardown (Part 2): Engine and transmission. *MarkLines* [online]. MarkLines Co., 2013 [cit. 2021-11-17]. Dostupné z: https://www.marklines.com/en/report_all/rep1236_201312
- [39] WAN, Mark. Compression. *AutoZine* [online]. Hong Kong: AutoZine, 2015 [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: https://www.autozine.org/technical_school/engine/Compression.html
- [40] Mazda 1.5 SkyActiv-G Engine Specs, Problems & Reliability. *Motorreviewer* [online]. USA: MotorReviewer, 2021 [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: https://www.motorreviewer.com/engine.php?engine_id=98
- [41] What is Mazda's new generation technology "SKYACTIV technology"? !! 2nd- "SKYACTIV-G." *Mazda ZOOM-ZOOM blog* [online]. Japonsko: Mazda Motor Corporation, 2015 [cit. 2022-02-06]. Dostupné z: https://blog.mazda.com/archive/20150629_01.html
- [42] Swift hybrid – ceník. *Tekdeeps* [online]. Praha: Magyar Suzuki Corporation, 2020 [cit. 2021-11-30]. Dostupné z: https://www.suzuki.cz/auto/swift/cenik_swift.pdf
- [43] HANKE, Petr. Suzuki Ignis Hybrid – Originál. *Automobil Revue* [online]. Praha: Automotorevue, 2020 [cit. 2022-02-04]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/testy/svezli-jsme-se/suzuki-ignis-hybrid-original_48249.html
- [44] *Ebay* [online]. USA: eBay, 2022 [cit. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://www.ebay.com/>

- [45] LEROY, Thomas, Ludovic NOWAK, Laurent ODILLARD a David FRANCOIS. New combustion process for higher efficiency of gasoline engines. *MTZ worldwide* [online]. 2021, 2021(12), 1-10 [cit. 2022-01-25]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/new-combustion-process-for-higher-efficiency-of-gasoline-engines/19859280>
- [46] BASSETT, Michael, Ian REYNOLDS, Adrian COOPER a Simon READER. Modular Hybrid Powertrain with Jet Ignition. *MTZ worldwide* [online]. 2020, 2020(11), 1-6 [cit. 2022-01-25]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/modular-hybrid-powertrain-with-jet-ignition/18464902>
- [47] HELMANTEL, Ayolt, Daniel DAHL, Fredrik WEMMERT a Mats MORÉN. The New Volvo Mild Hybrid Miller Engine. *MTZ worldwide* [online]. 2021, 2021(4), 16-23 [cit. 2022-01-25]. Dostupné z: <https://www.springerprofessional.de/en/the-new-volvo-mild-hybrid-miller-engine/18956848>
- [48] *Proč mají některá auta motor podélně a jiná napříč? Obojí má výhody i nevýhody* [online]. Brno: MotorCom, 2017 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/proc-maji-nektera-auta-motor-podelne-a-jina-napric-oboji-ma-vyhody-i-nevyhody/>
- [49] Stroke-to-Bore Ratio: A Key to Engine Efficiency. *Achates Power* [online]. USA: Achates Power, 2012 [cit. 2023-04-12]. Dostupné z: <https://achatespower.com/stroke-to-bore/>
- [50] BŘOUŠEK, Roman. *Koncepce zážehového motoru pro hybridní pohon osobního vozu* [online]. Brno, 2022 [cit. 2023-05-13]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=240999. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [51] FENG, Renhua, Yangtao LI, Jing YANG, Jianqin FU, Daming ZHANG a Guangze ZHENG. Investigations of Atkinson Cycle Converted from Conventional Otto Cycle Gasoline Engine. *SAE International* [online]. 2016, 2016(05), 3-8 [cit. 2023-04-12]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2016-01-0680>
- [52] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory, 1. vydání*, Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2003. 578s ISBN 80-238-8756-4
- [53] HEISLER, HEINZ. *Advanced Engine Technology*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. 794s. ISBN 1-56091-734-2
- [54] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory* [online], Brno. 2010, poslední revize 4. 1. 2020. 794 s. ISBN 1-56091-734-2
- [55] FALLAH, Saber. *Electric and Hybrid Vehicles . Technologies, Modeling and Control: A Mechatronic Approach*. *ResearchGate* [online]. 2014 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/260878177_Electric_and_Hybrid_Vehicles_-_Technologies_Modeling_and_Control_A_Mechatronic_Approach/citation/download
- [56] PERIN, Marcio a Thiago ACHEK. Lean Burn Engines. *SAE International* [online]. 2013, 2013(7), 1-13 [cit. 2023-04-12]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2013-36-0402>
- [57] HROMÁDKO, Jan, Jiří HROMÁDKO, Vladimír HÖNIG a Petr MILER. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických škol*. Praha: Grada Publishing, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [58] *Products 2021: Engine bearings*. *Rheinmetall* [online]. Německo: MS Motorservice International, 2021 [cit. 2023-04-12]. Dostupné z: <https://www.ms-motorservice.com/en/products-applications/products-in-the-engine/product/engine-bearings/>

- [59] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. (Přednáška) Hnací ústrojí: Kinematika excentrického klikového mechanismu. Brno, 2012, 12 s. [cit. 2014-12-5]
- [60] KOŽOUŠEK, Josef. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983. 367 s
- [61] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. (Přednáška) Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu. Brno, 2012, 12 s. [cit. 2023-05-14]
- [62] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1 díl. Druhé vydání. Praha: STNL Státní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490.
- [63] ALAM, Tauseef, Anil THAKUR, Venkatesh KUMAR a Sataya GHADEI. Fatigue Failure Analysis of Diesel Engine Connecting Rod. *SAE International* [online]. 2018, (2018-28-0067), 3-6 [cit. 2023-05-17]. ISSN 0148-7191. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4271/2018-28-0067>
- [64] HERAKAL, Sangamesh, Mallesh JAKANUR a Chakradhar GOUD. Finite element analysis of connecting rod under static loading condition. *International journal of recent scientific research* [online]. 2016, **2016**(7), 4 [cit. 2023-05-17]. ISSN 0976-3031. Dostupné z: <https://www.recentscientific.com/sites/default/files/4556.pdf>
- [65] VASANT, Dhole, R. KHARDE a U. GUJAR. Fracture split connecting rod for automotive engines. *International Journal of Engineering Research and Development* [online]. 2012, **2012**(4-8), 40 [cit. 2023-05-17]. ISSN 2278-067X. Dostupné z: <https://www.ijerd.com/paper/vol4-issue8/G04083741.pdf>
- [66] Součinitele tření. *Ripra, s.r.o.* [online]. Praha: Ripra, 2012 [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://pdms-help.webnode.cz/news/soucinitele-treni/>
- [67] Default value for Penetration Convergence Tolerance and Normal Stiffness of a contact?. *Ansys Innovation Space* [online]. USA: ANSYS, 2021 [cit. 2023-05-19]. Dostupné z: <https://forum.ansys.com/forums/topic/default-value-for-penetration-convergence-tolerance-and-normal-stiffness-of-a-contact/>
- [68] RAUSCHER, Jaroslav. Semestrální project, Studijní opory VUT v Brně, 2005
- [69] LAŠTOVICA, Karel. *Ojnice plynového vidlicového šestnáctiválce*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [70] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. (Přednáška) Aplikované metody řešení únavového poškození – část 1. Brno, 57 s. [cit. 2023-05-20]
- [71] SHIGLEY, J. E., MISCHKE C. R., BUDYNAS, R. G. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Nakladatelství VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-2
- [72] Fatigue Index page - Modifying factors. *RoyMech* [online]. Velká Británie: RoyMech [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: https://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Fatigue/Fatigue_index.html

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

BMEP		Brake mean effective pressure
CVT		Continuously variable transmission
CVVTS		Continuously variable valve timing control system
e-CVT		Electronic continuously variable transmission
DLC		Diamond like coating
DOHC		Double over head camshaft
EGR		Exhaust gas recirculation
EHR		Exhaust heat recovery
EPA		Enviromental protection agency
i-DCD		Intelligent dual clutch drive
i-MMD		Intelligent multi-mode drive
i-VTEC		Intelligent variable valve timing and lift electronic control
KH		Klikový hřídel
KM		Klikový mechanismus
LSA		Local strain approach
MKP		Metoda konečných prvků
NVH		Noise, vibration and harshness
PFI		Port fuel injection
PSA		Peugeot Société Anonyme
PSD		Power split device
PVD		Physical vapour deposition
S-VT		Sequential valve timing system
SM		Spalovací motor
VCT		Variable camshaft timing
VEA		Volvo enviromental architecture
VVT-i		Variable valve timing with intelligence
a	[mm]	Rozteč válců
a_{pist}	[m ² ·s ⁻¹]	Okamžit hodnota zrychlení pıstu
a_{η}	[-]	Součinitele pro výpočet součinitele vlivu zpracování povrchu
b	[mm]	Rameno klopného momentu
b_{η}	[-]	Součinitele pro výpočet součinitele vlivu zpracování povrchu
D	[mm]	Vrtání válce
$D_{hč}$	[mm]	Průměr hlavního čepu
$D_{oč}$	[mm]	Průměr ojnicního čepu
$D_{pč}$	[mm]	Průměr pıstního čepu
d_{vzorek}	[mm]	Průměr testovacího vzorku
e	[mm]	Excentricita klikového hřídele vůči ose válců
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
f_G	[MPa]	Korekční součinitele
F_n	[kN]	Normlov síla působící na pıst
$F_n^{“}$	[kN]	Průmět síly $F_o^{“}$ do směru kolmého k ose válce
F_o	[kN]	Síla prenšen v ose ojnice
$F_o^{“}$	[kN]	Síla působící v ose ojnice prenesen do hlavního čepu
F_{oc_c}	[kN]	Celkov síla působící na ojnicí čep

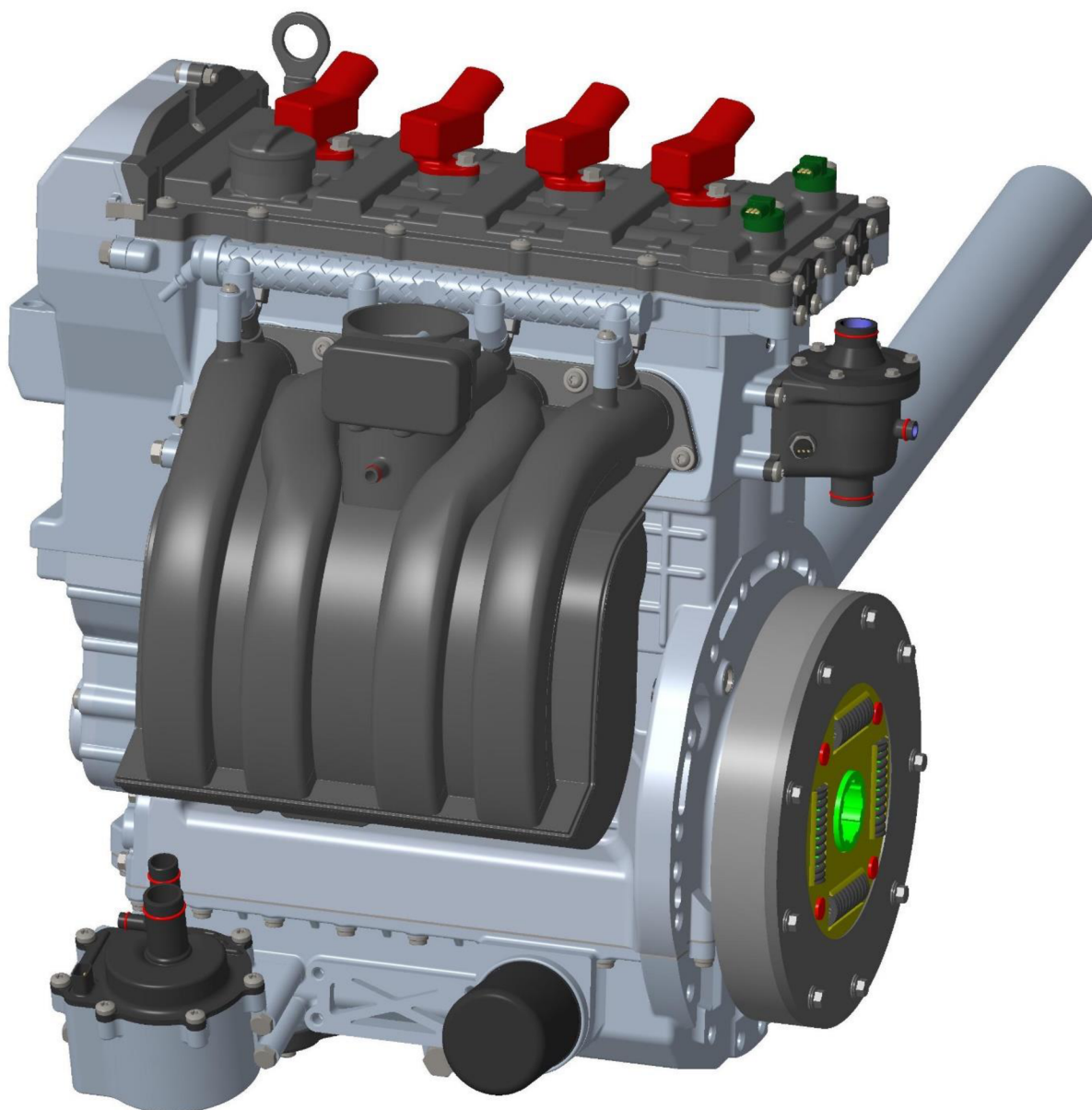
F_p	[kN]	Síla od tlaku plynů
F_{psk}	[kN]	Celková síla působící na pístní skupinu
F_r	[kN]	Radiální síla působící na ojniční čep
$F_{r\eta}$	[kN]	Setrvačná síla rotujících částí
F_{r_c}	[kN]	Celková radiální síla působící na ojniční čep
F_{s_c}	[kN]	Celková síla působící na pístní skupinu zahrnující posuvné části ojnice
$F_{s_c}{}^{\prime\prime}$	[kN]	Průmět síly F_o do osy válce
F_{s_p}	[kN]	Setrvačná síla posuvných částí
F_{s_pI}	[kN]	Setrvačná síla posuvných částí I. řádu
F_{s_pII}	[kN]	Setrvačná síla posuvných částí II. řádu
$F_{s_píst}$	[kN]	Setrvační síla posuvných částí působící na pístní skupinu
F_{s_rc}	[kN]	Celková setrvačná síla rotačních částí
F_{s_ro}	[kN]	Setrvačná síla rotačních částí ojnice
F_{s_rzal}	[kN]	Setrvačná síla rotace jednoho zalomení
F_t	[kN]	Tangenciální síla působící na ojniční čep
$F_t{}^{\prime}$	[kN]	Reakční tangenciální síla
$F_t{}^{\prime\prime}$	[kN]	Tangenciální síla přenesená na hlavní čep
k	[-]	Zdvihový poměr
l_{oj}	[mm]	Délka ojnice
l_T	[mm]	Vzdálenost těžiště ojnice od osy velkého oka
m_1	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí
m_2	[kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí
M_{kl}	[Nm]	Klopný moment
m_o	[kg]	Hmotnost ojnice
m_p	[kg]	Hmotnost posuvných částí
m_{psk}	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
M_r^i	[Nm]	Momenty setrvačných sil rotujících částí
M_{s_pI}	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu
M_{s_pII}	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu
m_{s_rot}	[kg]	Hmotnost rotujících částí vyvozující setrvačnou sílu rotačních částí
M_t	[Nm]	Točivý moment
m_v	[kg]	Hmotnost vývažku
m_{zal}	[kg]	Hmotnost jednoho zalomení klikového hřídele
n_e	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky
p	[bar]	Okamžitá hodnota tlaku ve spalovacím prostoru
p_0	[bar]	Atmosférický tlak
P_{max}	[kW]	Maximální výkon
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
r_k	[mm]	Poloměr klikového hřídele
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
r_v	[mm]	Vzdálenost těžiště vývažku od osy klikového hřídele
r_{T_zal}	[mm]	Vzdálenost těžiště zalomení od osy klikového hřídele
$S_{píst}$	[mm]	Plocha pístu

Z	[mm]	Zdvih pístu
α	[°]	Okamžitá hodnota úhlu natočení klikového hřídele
$\alpha_{DÚ}$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele při dolní úvrati pístu
$\alpha_{HÚ}$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele při horní úvrati pístu
β	[°]	Okamžitá hodnota úhlu odklonu ojnice od osy válce
ε_{oj}	[rad·s ⁻²]	Okamžitá hodnota úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice
η_p	[-]	Součinitel vlivu zpracování povrchu
λ	[-]	Směšovací poměr
λ_e	[-]	Excentrický poměr
λ_k	[-]	Klikový poměr
μ	[-]	Poissonova konstanta
ν	[-]	Součinitel vlivu pravděpodobnosti přežití
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota materiálu
σ_1	[MPa]	1. hlavní napětí
σ_3	[MPa]	3. hlavní napětí
σ_c	[MPa]	Mez únavy materiálu v tahu/tlaku
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy materiálu v ohybu
σ_e	[MPa]	Redukované napětí se znaménkem hlavního napětí
σ_{ea}	[MPa]	Amplituda napětí
σ_{em}	[MPa]	Střední napětí
σ_{emax}	[MPa]	Horní napětí
σ_{emin}	[MPa]	Dolní napětí
σ_{HMH}	[MPa]	Redukované napětí von Mises
χ_r	[mm ⁻¹]	Poměrný gradient napětí
ω	[s ⁻¹]	Okamžitá hodnota úhlové rychlosti klikového hřídele
ω_{oj}	[rad·s ⁻¹]	Okamžitá hodnota úhlové rychlosti výkyvného pohybu ojnice

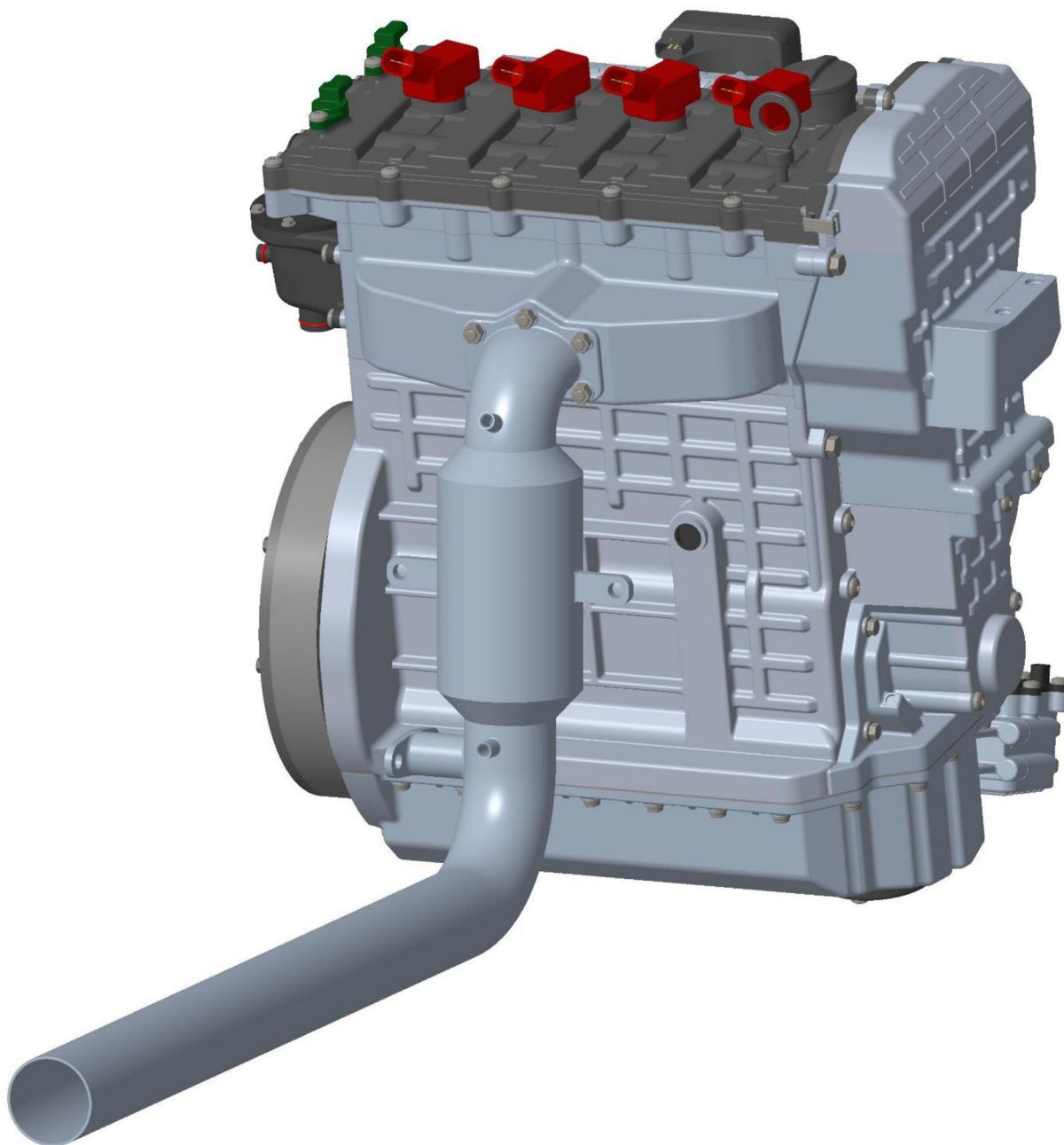
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Grafická příloha konstrukčního návrhu motoru	I
Příloha 2 – Porovnání výsledků výpočtu ojnice pro určení otáčkového režimu.....	V
Příloha 3 – Výpočet bezpečností v ostatních kritických místech.....	IX

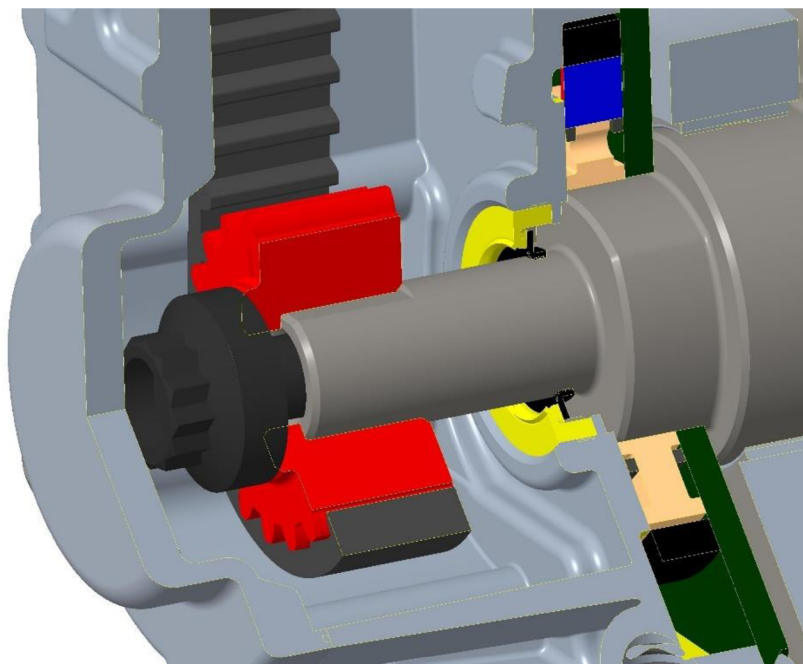
PŘÍLOHA 1 – GRAFICKÁ PŘÍLOHA KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU MOTORU



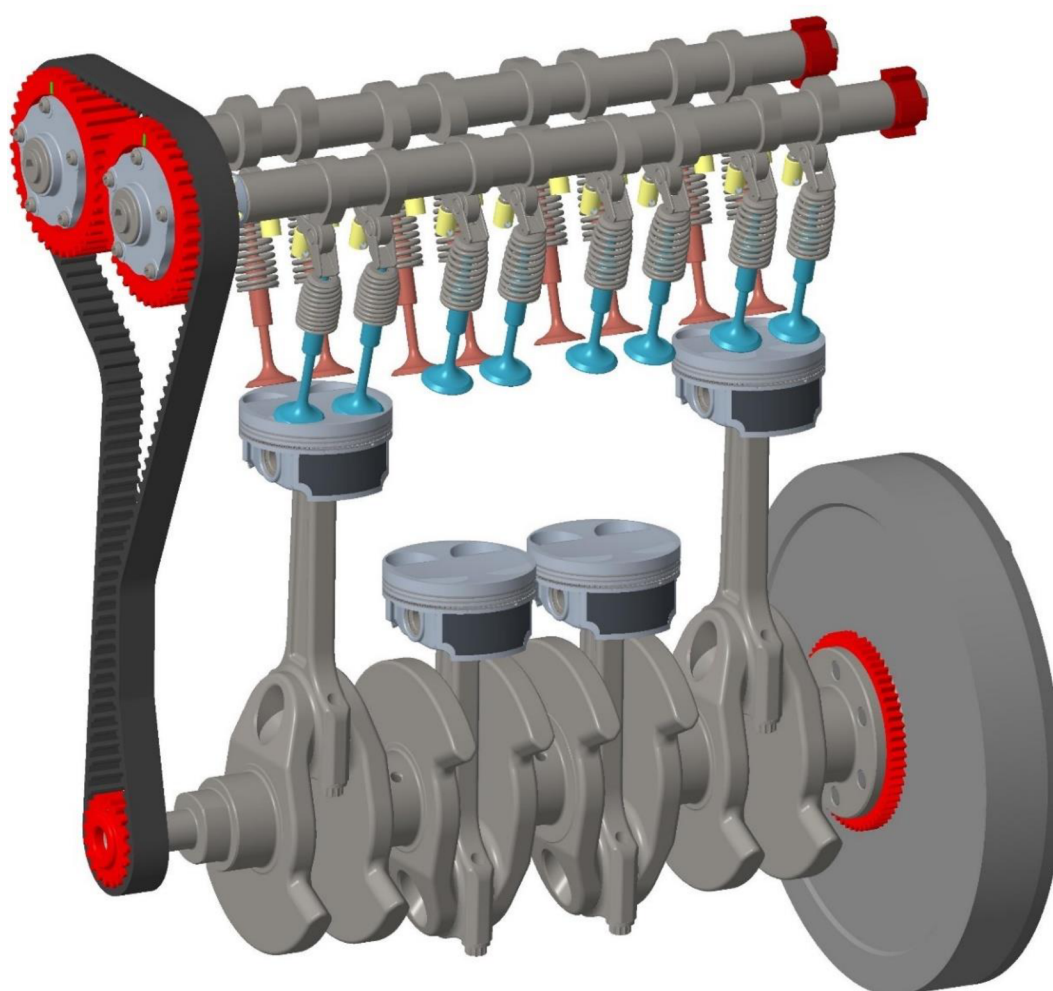
Obr. P1 Pohled na motor ze strany sání



Obr. P2 Pohled na motor ze strany výfuku

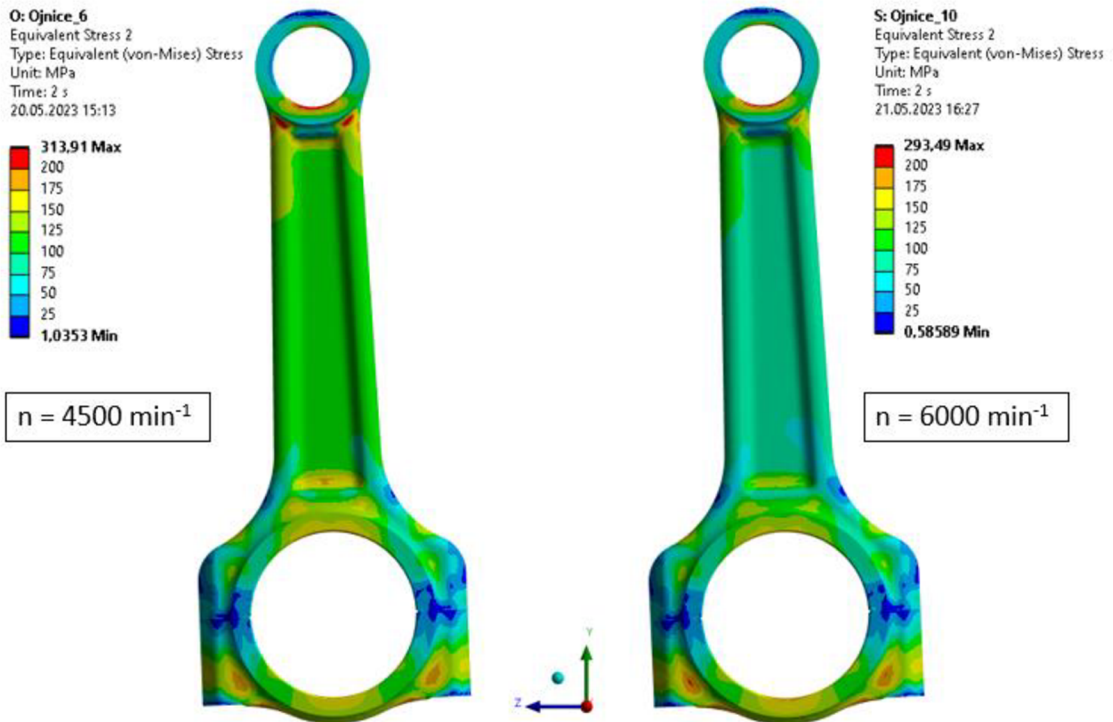


Obr. P4 Detail předního konce klikového hřídele v částečném řezu

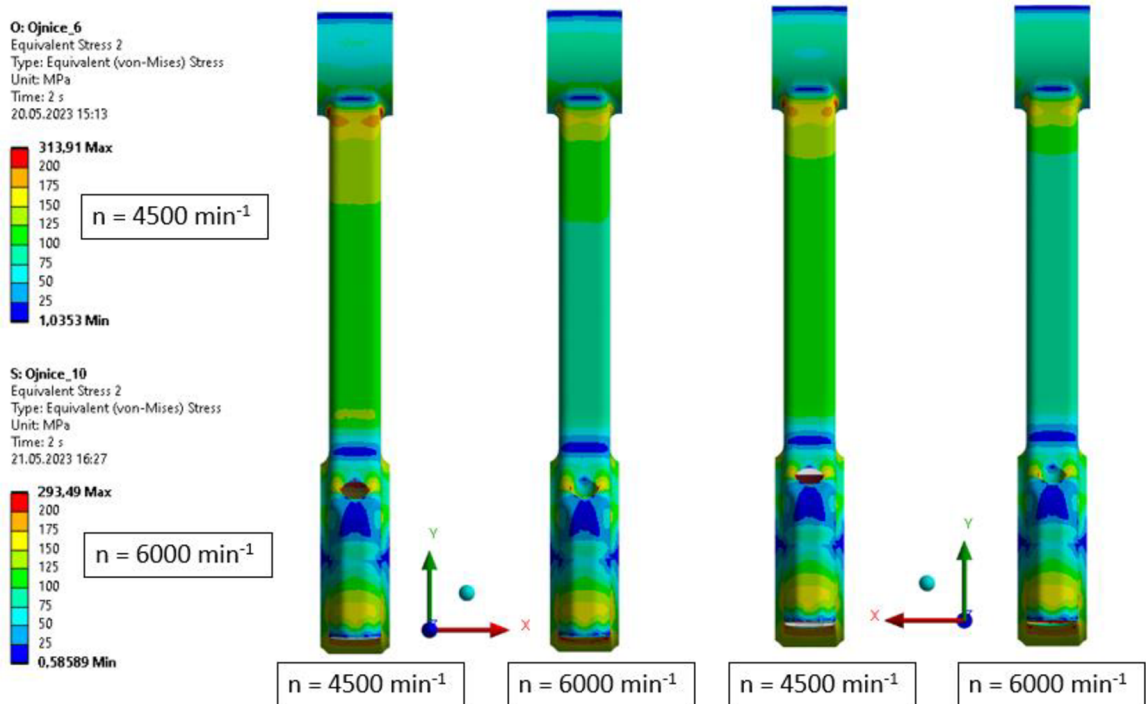


Obr. P5 Rozvodový a klikový mechanismus

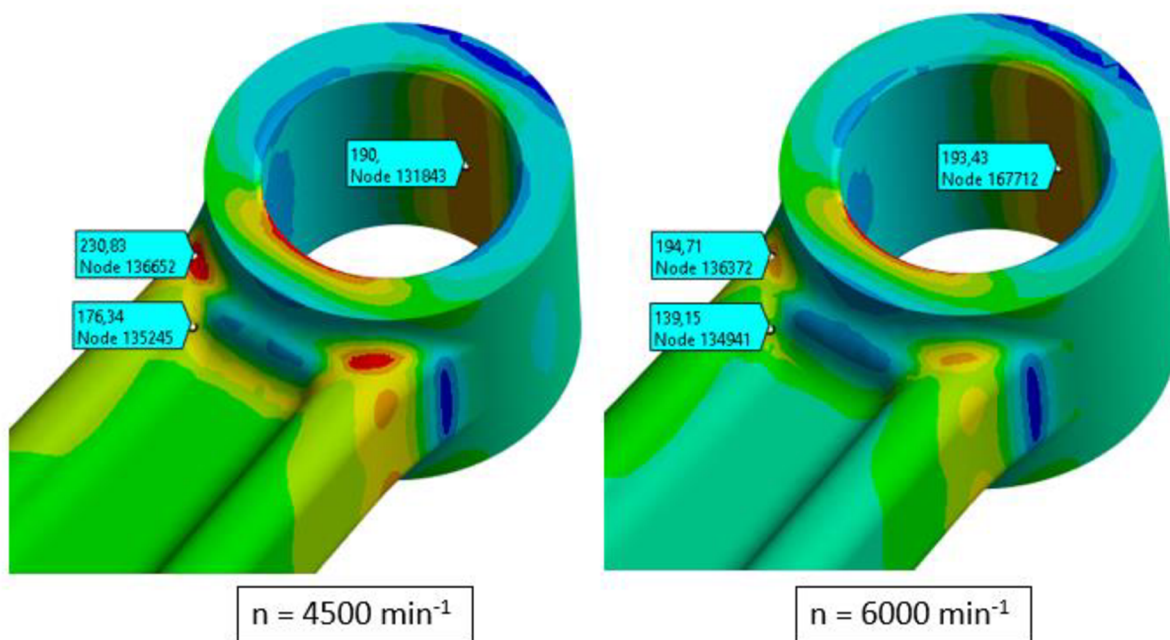
PŘÍLOHA 2 – POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTU OJNICE PRO URČENÍ OTÁČKOVÉHO REŽIMU



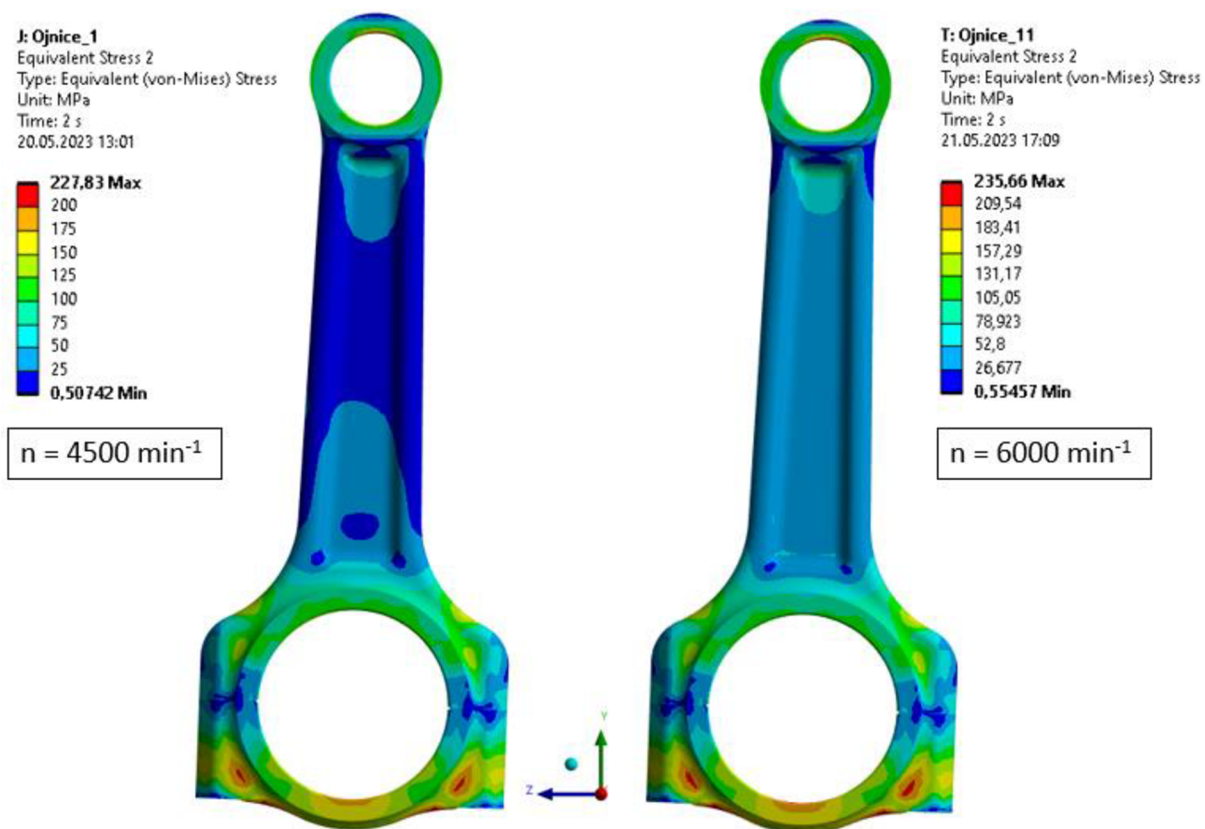
Obr. P6 Porovnání zátěžných stavů 6 a 11



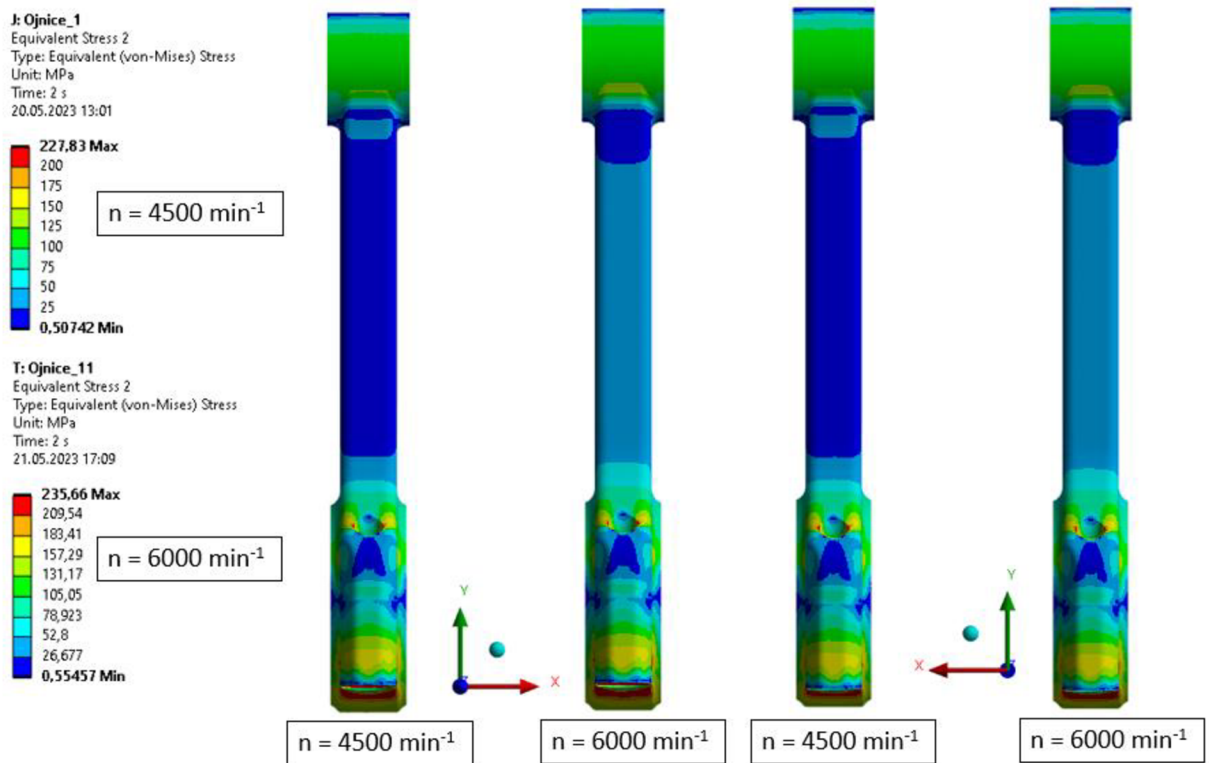
Obr. P7 Porovnání zátěžných stavů 6 a 11



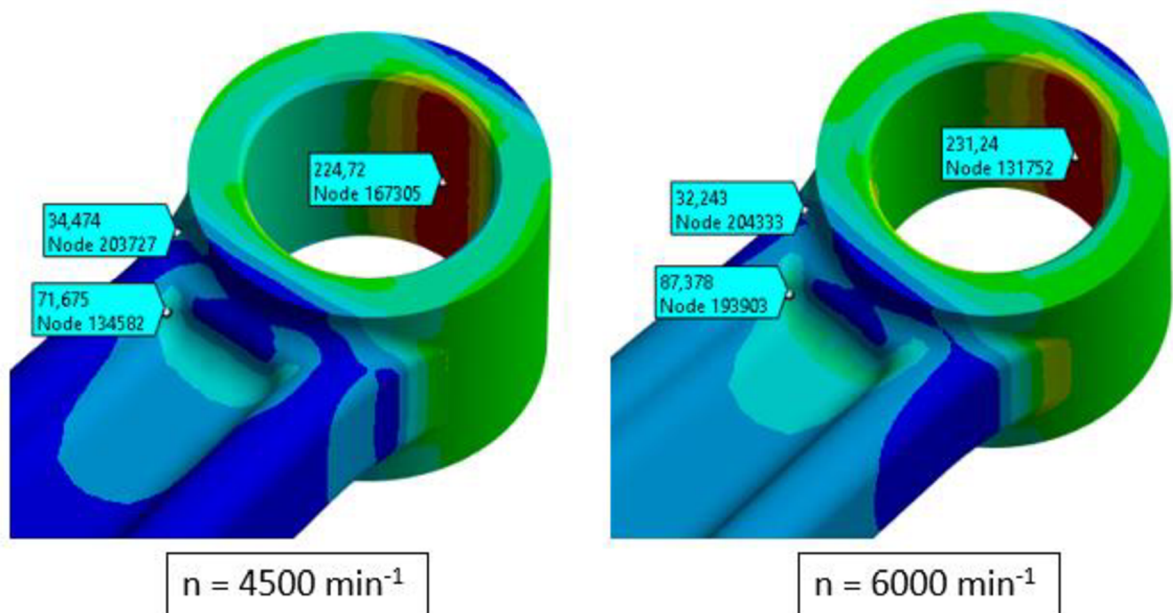
Obr. P8 Porovnání napjatosti v okolí kritického místa pro zátěžné stavy 6 a 11



Obr. P9 Porovnání zátěžných stavů 1 a 11



Obr. P10 Porovnání zátěžných stavů 1 a 11



Obr. P11 Porovnání napjatosti v okolí kritického místa pro zátěžné stavy 1 a 11

Tab. P1 Srovnání charakteristických parametrů cyklu kritické oblasti M4

Kritická oblast	n	σ_h	σ_n	σ_a	σ_m
	[min ⁻¹]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M4	4500	71,68	-176,34	124,01	-52,33
	6000	87,38	-139,15	113,265	-25,885

Tab. P2 Srovnání poměrných gradientů napětí kritické oblasti M4

Kritická oblast	n	σ_{HMH}	σ'_{HMH}	x	χ_r
	[min ⁻¹]	[MPa]	[MPa]	[mm]	[mm ⁻¹]
M4	4500	176,34	172,86	0,049505	0,399
	6000	139,15	136,58	0,049505	0,373

Tab. P3 Srovnání bezpečnosti kritické oblasti M4

Kritická oblast	n	f_G	β_k/α_k	k
	[min ⁻¹]	[-]	[-]	[-]
M4	4500	1,931168	1,059058	1,08
	6000	1,871464	1,057133	1,12

PŘÍLOHA 3 – VÝPOČET BEZPEČNOSTÍ V OSTATNÍCH KRITICKÝCH MÍSTECH

Tab. P4 Shrnutí napjatosti kritického místa M1

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M1	1	227,83	227,43	-17,48	227,83
	2	211,04	217,00	-9,57	211,04
	3	204,60	205,04	-14,94	204,60
	4	191,15	182,77	-24,52	191,15
	5	202,28	210,91	-4,40	202,28
	6	191,46	204,08	1,55	191,46
	7	189,09	180,66	-24,13	189,09
	8	204,61	205,06	-14,92	204,61
	9	220,24	223,45	-8,60	220,24

Tab. P5 Shrnutí napjatosti kritického místa M2

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M2	1	126,03	135,19	0,29	126,03
	2	99,07	107,21	0,21	99,07
	3	108,34	117,96	0,01	108,34
	4	109,83	119,36	0,03	109,83
	5	99,40	110,41	0,15	99,40
	6	99,22	111,91	0,18	99,22
	7	101,90	111,37	0,22	101,90
	8	108,30	117,93	0,01	108,30
	9	110,14	119,59	0,00	110,14

Tab. P6 Shrnutí napjatosti kritického místa M3

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M3	1	17,12	17,18	-0,19	17,12
	2	19,47	2,64	-18,06	-19,47
	3	61,151	19,64	-49,12	-61,151
	4	57,33	27,53	-38,40	-57,33
	5	142,64	6,32	-140,52	-142,64
	6	230,83	-2,07	-234,39	-230,83
	7	72,01	-1,06	-74,16	-72,01
	8	64,87	14,90	-56,32	-64,87
	9	59,93	19,79	-47,71	-59,93

Tab. P7 Shrnutí napjatosti kritického místa M5

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M5	1	66,54	71,18	3,94	66,54
	2	40,53	40,25	-1,93	40,53
	3	27,42	23,66	-6,67	27,42
	4	27,14	24,66	-4,92	27,14
	5	67,57	-4,52	-74,60	-67,57
	6	166,43	-5,77	-179,42	-166,43
	7	16,32	12,70	-5,89	16,32
	8	23,33	20,17	-5,83	23,33
	9	34,76	36,09	0,84	34,76

Tab. P8 Shrnutí napjatosti kritického místa M6

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M6	1	167,74	168,26	0,23	167,74
	2	172,84	178,90	-2,33	172,84
	3	170,5	159,68	-27,68	170,5
	4	165,58	165,27	-13,01	165,58
	5	253,25	181,34	-108,55	253,25
	6	313,91	240,84	-120,62	313,91
	7	177,96	171,95	-23,496	177,96
	8	175,22	179,38	-7,78	175,22
	9	161,9	161,34	-12,163	161,9

Tab. P9 Shrnutí napjatosti kritického místa V1

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
V1	1	126,34	107,55	-33,21	126,34
	2	160,99	108,99	-76,01	160,99
	3	167,79	132,43	-59,90	167,79
	4	161,00	121,79	-62,90	161,00
	5	190,69	141,7	-78,36	190,69
	6	235,92	149,07	-122,81	235,92
	7	165,67	142,72	-46,29	165,67
	8	168,29	129,95	-62,54	168,29
	9	152,75	134,28	-39,51	152,75

Tab. P10 Shrnutí napjatosti kritického místa V2

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
V2	1	219,22	224,01	1,76	219,22
	2	225,57	230,67	1,7	225,57
	3	218,24	221,1	-0,35	218,24
	4	211,16	216,08	1,63	211,16
	5	209,88	214,51	1,71	209,88
	6	208,84	213,24	0,80	208,84
	7	214,02	218,96	1,78	214,02
	8	218,22	221,07	-0,35	218,22
	9	211,36	216,28	1,63	211,36

Tab. P11 Shrnutí napjatosti kritického místa V3

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
V3	1	37,56	44,98	1,62	37,56
	2	57,59	41,88	-23,32	57,59
	3	70,43	41,92	-39,22	70,43
	4	66,24	41,45	-34,71	66,24
	5	125,46	31,54	-108,85	-125,46
	6	190,32	25,363	-181,02	-190,32
	7	80,25	40,26	-52,37	-80,25
	8	76,70	40,74	-47,83	-76,70
	9	64,01	41,74	-31,65	64,01

Tab. P12 Shrnutí napjatosti kritického místa V4

Kritická oblast	Zátěžný stav	σ_{HMH}	σ_1	σ_3	σ_e
		[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
V4	1	213,76	171,17	-59,83	213,76
	2	203,83	164,50	-55,83	203,83
	3	200,56	160,17	-57,18	200,56
	4	203,79	163,08	-58,285	203,79
	5	205,13	164,29	-57,35	205,13
	6	201,42	160,2	-57,36	201,42
	7	202,19	163,38	-55,07	202,19
	8	200,53	160,12	-57,19	200,53
	9	203,97	163,29	-58,29	203,97

Tab. P13 Přehled charakteristických parametrů cyklů kritických oblastí

Kritická oblast	σ_h	σ_n	σ_a	σ_m
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
M1	227,83	189,09	19,37	208,46
M2	126,03	99,07	13,48	112,55
M3	17,12	-230,83	123,98	-106,86
M5	66,54	-166,43	116,49	-49,95
M6	313,91	161,90	76,01	237,91
V1	235,92	126,34	54,79	181,13
V2	225,57	208,84	8,36	217,21
V3	70,43	-190,32	130,38	-59,95
V4	213,76	200,53	6,61	207,15

Tab. P14 Přehled poměrných gradientů napětí kritických oblastí

Kritická oblast	σ_{HMH}	σ'_{HMH}	x	χ_r
	[MPa]	[MPa]	[mm]	[mm ⁻¹]
M1	227,83	223,54	0,049505	0,380
M2	126,03	124,41	0,049505	0,260
M3	230,83	224,50	0,049505	0,554
M5	166,43	163,00	0,049505	0,416
M6	313,91	307,81	0,049505	0,393
V1	235,92	233,85	0,049505	0,177
V2	225,57	222,12	0,049505	0,309
V3	190,32	186,12	0,049505	0,446
V4	213,76	212,78	0,049505	0,093

Tab. P15 Přehled modifikačních faktorů a vypočtených bezpečností kritických oblastí

Kritická oblast	η_p	ν	f_G	β_k/α_k	k
	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
M1	0,714	0,753	1,888	1,058	3,89
M2	0,268		1,607	1,048	4,29
M3	0,268		2,294	1,070	1,37
M5	0,268		1,972	1,060	1,17
M6	0,714		1,917	1,059	2,21
V1	0,714		1,414	1,039	2,57
V2	0,268		1,722	1,052	3,57
V3	0,268		2,041	1,062	1,09
V4	0,714		1,216	1,028	4,40