

České vysoké učení technické v Praze  
Fakulta strojní  
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Bakalářská práce

**Návrh na konstrukci 4-válcového zážehového motoru**

*Josef Jarolímek*

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Antonín Mikulec

Praha 2018

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval(a) samostatně s použitím literárních pramenů a informací, které cituji a uvádím v seznamu použité literatury a zdrojů informací.

Datum: .....

.....  
podpis

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jarolímek** Jméno: **Josef** Osobní číslo: **437236**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Návrh na konstrukci 4-válcového zážehového motoru**

Název bakalářské práce anglicky:

**Concept Design of 4-Cylinder Spark Ignition Engine**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte rešerši o funkci podobných motorů. Navrhněte základní konstrukční návrh 4-válcového 4-dobého zážehového automobilového motoru. Pracovní postup konstrukce a základní informace o motoru budou dodány zadavatelem projektu. Parametrický 3D model motoru vytvořte v prostředí CAD programu (CATIA, CREO, Inventor a pod.). Proveďte základní pevnostní analýzu zvolených součástí nebo systému motoru.

Seznam doporučené literatury:

Spalovací motory I, Prof. Ing. Jan Macek, DrSc,  
KONSTRUKCE MOTORŮ, L. Kovařík a spol.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Antonín Mikulec, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2018**

Termín odevzdání bakalářské práce: **11.07.2018**

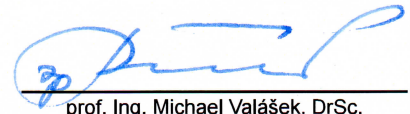
Platnost zadání bakalářské práce: \_\_\_\_\_



Ing. Antonín Mikulec  
podpis vedoucí(ho) práce



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



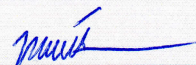
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

26. 04. 2018

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## Anotace

<b>Jméno autora:</b>	Josef Jarolímek
<b>Název:</b>	Návrh na konstrukci 4-válcového zážehového motoru
<b>Title:</b>	Concept Design of 4-Cylinder Spark Ignition Engine
<b>Akademický rok:</b>	2017/2018
<b>Program:</b>	Teoretický základ strojního inženýrství
<b>Obor:</b>	bez oboru
<b>Ústav:</b>	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
<b>Vedoucí práce:</b>	Ing. Antonín Mikulec
<b>Abstrakt:</b>	Obsahem této bakalářské práce je rešerše o funkci čtyřválcového čtyřdobého zážehového motoru v kontextu dalších možných konstrukčních řešení automobilových spalovacích motorů, jakož i konstrukční návrh takového motoru a jeho analýza v podobě kontrolních výpočtů. Vyhotovení tohoto návrhu představuje parametrický 3D model v prostředí programu Autodesk Inventor Professional 2015.
<b>Klíčová slova:</b>	zážehový, čtyřválcový, motor, parametrický model, Inventor
<b>Abstract:</b>	Content of this bachelor thesis is research about the function of four-cylinder four-stroke spark-ignition engine in context of another possible automotive ICE designs, as well as concept design of this engine and its analysis in form of control calculations. This concept design is represented by parametric 3D model created in software Autodesk Inventor Professional 2015.
<b>Keywords:</b>	spark-ignition, four-cylinder, engine, parametric model, Inventor
<b>Počet stran:</b>	43
<b>Počet obrázků:</b>	23
<b>Počet tabulek:</b>	7

## Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mého oborového projektu a bakalářské práce Ing. Antonínu Mikulcovi za věnovaný čas, rady a podklady poskytnuté pro tvorbu této práce. Taktéž děkuji své rodině za podporu, kterou mi poskytovala po celou dobu mého dosavadního studia.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Varianty spalovacích motorů</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>Charakteristika zážehových motorů</b>	<b>9</b>
3.1	Termomechanika . . . . .	9
3.2	Mechanika . . . . .	12
3.2.1	Momentová a výkonová charakteristika . . . . .	13
3.2.2	Dynamické vyvážení . . . . .	14
<b>4</b>	<b>Konstrukční návrh motoru</b>	<b>16</b>
4.1	Součásti zážehového motoru . . . . .	16
4.1.1	Blok válců a kliková skříň . . . . .	17
4.1.2	Hlava válců . . . . .	18
4.1.3	Kliková skupina . . . . .	18
4.1.4	Pístní skupina . . . . .	19
4.1.5	Rozvodové ústrojí . . . . .	20
4.2	Použitý software . . . . .	22
4.2.1	Microsoft Office Excel 2007 . . . . .	22
4.2.2	Autodesk Inventor Professional 2015 . . . . .	23
4.2.3	TeX Live 2017 a TeXworks . . . . .	23
4.3	Postup konstrukce . . . . .	23
4.3.1	Zavedení parametrů . . . . .	24
4.3.2	Tvorba modelu . . . . .	25
4.3.3	Práce s parametry . . . . .	27
<b>5</b>	<b>Výpočty</b>	<b>29</b>
5.1	Termodynamika . . . . .	29
5.2	Pevnost . . . . .	31
5.2.1	Píst . . . . .	31
5.2.2	Pístní čep . . . . .	33
<b>6</b>	<b>Závěr</b>	<b>36</b>

# 1. Úvod

Tato práce se bude zkrájě věnovat spalovacím motorům obecně, z širšího kontextu plynule přejdeme ke čtyřdobému zážehovému automobilovému motoru se čtyřmi válci v řadě, na nějž odkazuje název práce. Úvodem se stručně zmíním o významu, historickém vývoji a perspektivě spalovacích motorů, v dalších kapitolách se pak zaměřím na rozdělení spalovacích motorů dle do současnosti představených variant konstrukce, popis funkce zážehového motoru a poté budu pojednávat o konstrukčním návrhu, jenž je projektem vázaným k této práci. Poslední kapitola bude věnována základní fyzikální analýze navržené konstrukce.

Spalovací motor je zařízení určené k přeměně chemické energie paliva na energii mechanickou, přičemž prostředníkem této přeměny je energie tepelná, která je zároveň nezanedbatelným vedlejším produktem funkce motoru. Požadovaná mechanická energie je odváděna k pohonu, energie tepelná pak opouští spalovací prostory s odpadními látkami chemické přeměny a je též odváděna skrze vlastní těleso či tepelné výměníky, čehož lze i využít k vytápění či jako zdroj energie pro tepelný generátor. Služeb spalovacího motoru je dodnes hojně využíváno především v dopravě, kde se uplatňuje jeho mobilita a relativní nezávislost na stacionárních energetických sítích. Spalovací motory lze dimenzovat v širokém rozsahu velikostí (především dle typu dopravy a tím požadovaného řádu výkonu), automobilové motory jsou obvykle rozměrově optimalizovány pro zástavbu do motorového prostoru pod kapotou vozidla.

Automobilové motory prošly od doby svého uplatnění více než stoletím vývoje, kdy značně vzrostla jejich účinnost, životnost, odolnost, mechanický projev či uživatelská jednoduchost, nicméně tématem jejich vývoje je hlavně v posledních desetiletích (ať už z vůle výrobců samotných, či pod nátlakem státních a nadstátních struktur) hledisko ekologické. Původní snaha o snížení emisí lidskému zdraví škodlivých látek do životního prostředí

byla však časem přesunuta k direktivám na snižování produkce netoxického oxidu uhličitého, jenž je přirozeným produktem spalování čistých uhlovodíkových sloučenin, pročež je dnes automobilový průmysl tlačěn k vývoji nízkoemisních (hybridních) či dokonce bezemisních alternativních pohonů vozidel. Další nátlak v této oblasti pak lze přičítat nedávnému mediálnímu skandálu ohledně obcházení emisní homologace vznětových motorů, jehož se údajně někteří výrobci dopouštějí, neboť plnění některých úředníky předepisovaných limitů je dostává na hranici technických možností. Vzhledem k současné dostupnosti, technickým možnostem, vyspělosti i faktickému ekologickému dopadu alternativ však lze se spalovacími motory v automobilové dopravě počítat i v následujících desetiletích, nestanou-li se obětí rostoucího útlaku, který je na ně vyvíjen politickými rozhodnutími mocností a vlivem lobby. S trochou optimismu můžeme další výzkum a inovace v oblasti spalovacích motorů nadále považovat za perspektivní.

Pozornost však bude v této práci věnována především konstrukčním řešením samotného motoru a příslušným mechanickým součástem, s nimiž se blíže obeznámit je účelem této práce. V rámci doprovodného projektu byl pak vypracován parametricky řízený 3D model motoru, respektive jeho charakteristických komponent.



## 2. Varianty spalovacích motorů

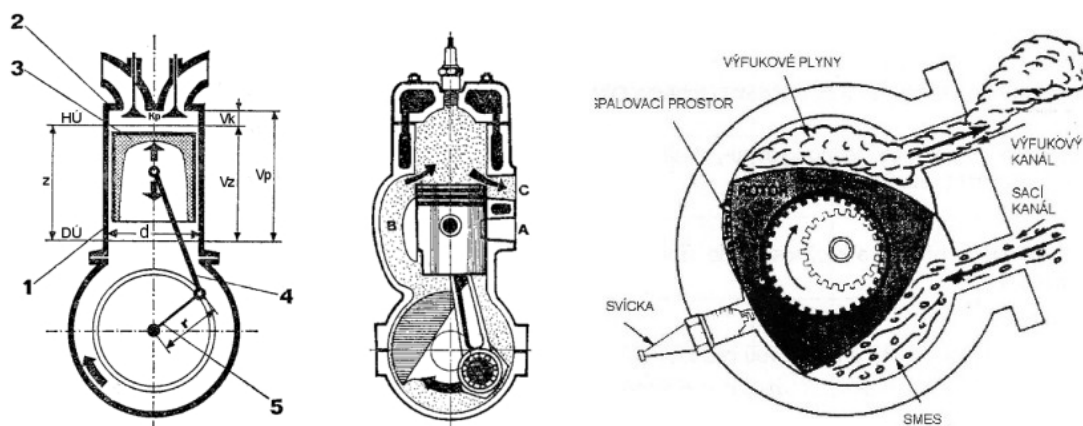
Od vynálezu spalovacího motoru a jeho implementace do vozidel vznikla rozmanitá řešení konstrukce, která lze rozlišovat dle různých kritérií. V následujícím rozdělení budou kritéria řazena od základních, která mohou odlišovat i samotný princip fungování, až po hlediska, jimiž jsou motory optimalizovány pro konkrétní použití v provozu.

Pod pojmem spalovací motor lze rozlišovat motory s vnějším spalováním a motory s vnitřním spalováním. Jak už pojmy napovídají, základním rozdílem jsou prostory, v nichž dochází ke spálení paliva a produkci tepla. Zatímco u vnitřního spalování je tekuté palivo složkou látky, jež koná práci, u vnějšího spalování dochází k ohřevu pracovní látky (např. vodní páry) z vnějšího zdroje tepla (kotle na libovolný druh paliva). Motorů se spalováním vnějším se pro pohon silničních vozidel především pro jejich nekompaktnost a vysokou hmotnost nepoužívá, dále se jimi tedy zabírat nebudeme. Taktéž můžeme motory rozlišovat dle původce síly – pístové (objemové), kde je síla vyvolávána přímým působením tlaku, a turbíny, v nichž sílu vytváří změna hybnosti proudu tekutiny. ([9] str. 10) Použití turbín je v silničních dopravních prostředcích též marginální, pozornost tedy bude věnována pístovým motorům s vnitřním spalováním.

Jedním ze základních hledisek, dle něžž motory s vnitřním spalováním rozdělujeme, je způsob zapálení směsi paliva se vzduchem. Rozlišujeme zde převážně dva základní typy, a to motory zážehové a motory vznětové (Diesel). U motorů vznětových dochází k zapálení samovolně působením vysoké komprese ve válci, u zážehových je směs uměle zažehnuta (zpravidla elektrickou jiskrou zapalovací svíčky) a samovznícení je zde naopak velmi nežádoucí. ([9] str. 110) Tepelný oběh by pak měl v zážehových motorech probíhat přibližně dle Ottova cyklu, vznětové bývají idealizovány cyklem Dieselovým; u moderních spalovacích motorů se lze nicméně setkat i s cykly kombinovanými (Sabatheův cyklus). Co se týče

vzájemných předností a nedostatků, zážehový motor vyniká vysokým měrným výkonem a nižší vlastní hmotností, oproti tomu lze u vznětových motorů vyzdvihnout vyšší účinnost a nižší spotřebu paliva.

Z výše popsaných odlišných principů vyhovují a bývají u zážehových motorů používána jiná paliva než u vznětových. U motorů zážehových je obvykle vyžadován benzín jako palivo odolné vůči samovznícení (odolnost kvantifikována oktánovým číslem), pro pohon vznětových je pak určena motorová nafta (kvalita paliva analogicky vyjádřena číslem cetanovým). Z hlediska teorie i praxe však lze v motorech vznětových (především starších, jednodušší konstrukce bez komponent citlivých na kvalitu paliva) spalovat prakticky jakoukoli kapalnou organickou frakci, včetně potravinářských či topných olejů. [10] U konvenčních paliv ještě nelze nezmínit zážehové motory na plynná paliva, především propan-butan (LPG) a stlačený (CNG) či kapalný zemní plyn (LNG), jež jsou dnes poměrně rozšířenými alternativními pohony vozidel. V posledních letech jsou ve vývoji též motory spalující více druhů paliva zároveň (např. benzín i naftu) a kombinující výhody zážehu i samovznícení. [3]



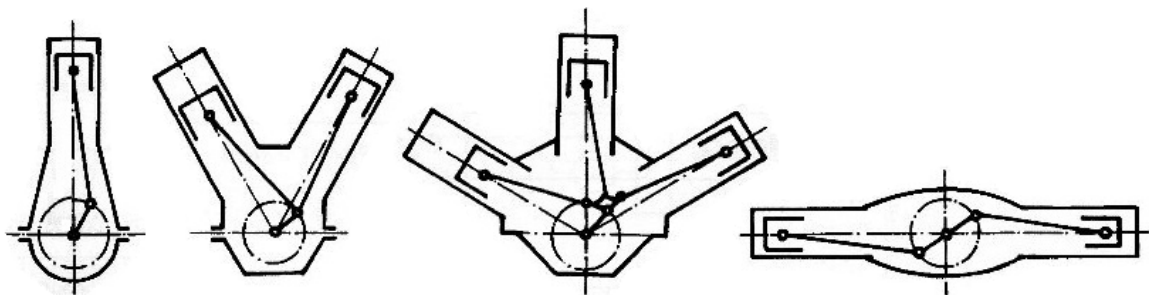
Obrázek 2.1: Scéma čtyřdobého, dvoudobého [1] a Wankelova motoru [9]

Motory pístové můžeme dále rozdělit dle pohybu pístu na posuvné (zdvihové) a rotační (Wankel). ([9] str. 113) Motory s posuvným pohybem pístu, kde je rotace klikové hřídele vyvolávána silou přenášenou prostřednictvím ojnice, tvoří většinu automobilových motorů používaných v minulosti i současnosti. Kompaktní konstrukce motoru s rotačním pístem je

vykoupena sníženou životností a vysokou spotřebou oleje, z těchto důvodů se s ním v současném automobilovém průmyslu prakticky nesetkáme. Ze sériové produkce automobilů s tzv. Wankelovým motorem lze jmenovat nemnoho značek a modelů z minulosti (např. NSU, model Ro 80) i současnosti (např. Mazda, modely RX).

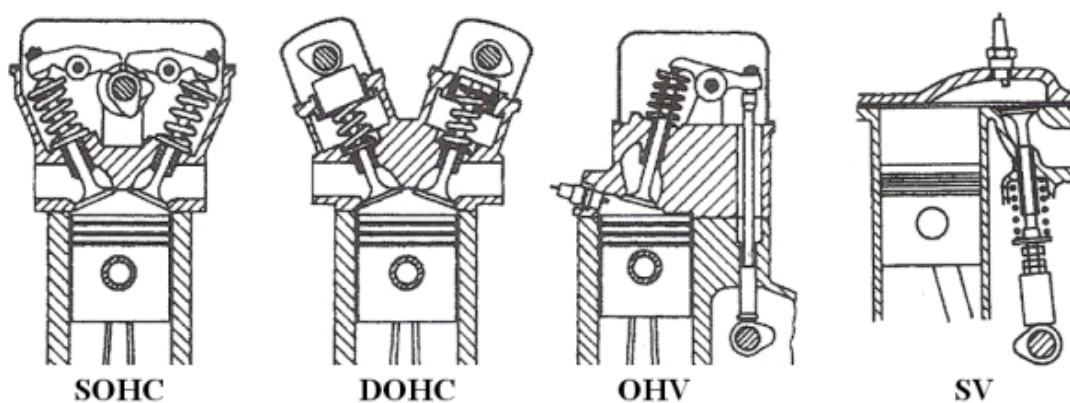
Motory s posuvnými písty lze dále dělit dle doby oběhu na motory dvoudobé (dvoutaktní) a čtyřdobé (čtyřtaktní). U motorů dvoudobých připadá jeden pracovní oběh na jednu otočku klikové hřídele, u čtyřtaktů je pak pro jeden pracovní oběh potřeba otoček dvou. U motorů čtyřdobých je mazací soustava striktně oddělena od spalovacích prostorů, u dvoutaktů probíhá mazání zároveň s výměnou pracovní látky. Přes vyšší hypotetickou účinnost je to právě vyšší spotřeba (odváděno bývá i nespálené palivo) a hlavně ekologická zátěž (spalování oleje), která dvoutaktní motory diskvalifikuje od uplatnění v současné produkci. Z uplatnění v minulosti je v našich končinách důvěrně známa východoněmecká produkce automobilů značek Trabant (VEB Sachsenring) a Wartburg (AW Eisenach).

Pro pohon klikové hřídele je zpravidla používáno více pístů s vlastními pracovními prostory (válcí). Počet válců je jednou základních charakteristik popisující pístové motory. U běžných vozidel se nejčastěji setkáváme s čtyřválcovými (a dnes stále častěji i tříválcovými) motory, mezi menšími vozy lze nalézt i dvouválcové, u automobilů vyšších tříd se pak počet válců pohybuje v širším rozmezí (5, 6, 8, 10, 12). Existují též supersporty s vyšším počtem válců (např. Bugatti Veyron, 16 válců), ale z hlediska běžného provozu jde opět o okrajovou záležitost.



Obrázek 2.2: Konfigurace válců [9]

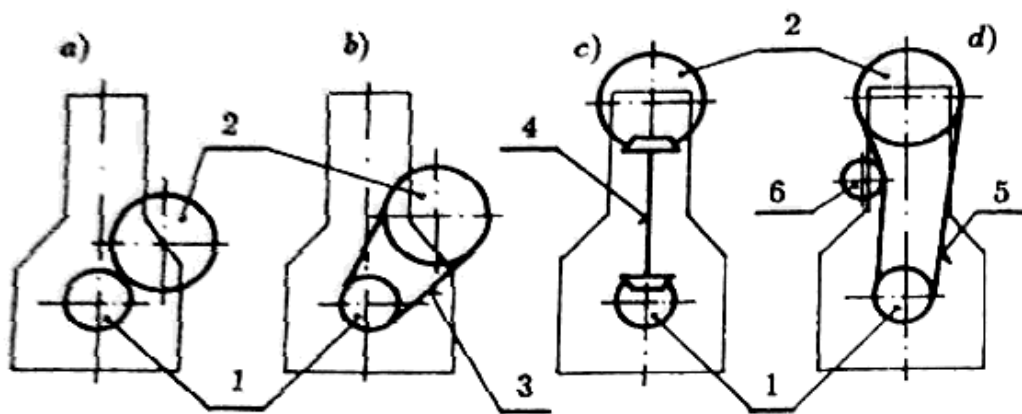
K ideálnímu využití prostorových dispozic mohou být válce různě uspořádány. Pro motory s počtem válců do šesti jsou obvyklé válce v jedné řadě (motory řadové), od šesti válců výše je vhodné válce symetricky rozdělit do dvou podélných rovin orientovaných pod určitým vzájemným úhlem a výrazně tak zredukovat celkovou délku motoru. Obecně pak mluvíme o motorech vidlicových (tvar V); jsou-li válce ve vzájemném úhlu 180°, tedy protilehlé, mluvíme o motoru plochém (tzv. boxer je jeho varianta s dvojitou klikou). ([9] str. 111) Hlavně z produkce pro náročnější zákazníky koncernu Volkswagen jsou též známy specifické varianty vidlicových motorů, jako je kompozice VR (rozevření pod malým úhlem, umožňující použití jednoho bloku jako u řadových motorů) a motory ve tvaru W (válce rozevřeny ve více rovinách). Boxery jsou pak proslulé například z produkce značek Porsche a Subaru.



Obrázek 2.3: Konstrukce rozvodů [11]

Čtyřdobé motory vyžadují ovládání ventilů sání a výfuku striktně korespondující s otáčkami klikové hřídele, jež bývá obvykle zajištěno vačkovým mechanismem. Dle konstrukce ventilového rozvodu můžeme mluvit o rozvodech SV, OHV či OHC. ([9] str. 114) Koncepti SV (side valve, tj. ventil na boku válce) lze označit za konstrukčně jednoduchou a bezúdržbovou, její velkou nevýhodou je však nevhodný tvar spalovacího prostoru. Tato varianta je považována za překonanou a v současné době se v automobilových rozvodech nepoužívá. S koncepcí OHV (over head valve, tj. ventil v hlavě válce) se dnes můžeme setkat

o něco častěji, i když je v posledních desetiletích taktéž na ústupu. Zde je vačková hřídel (umístěna v bloku v blízkosti hřídele klikové) propojena s ventily v hlavě prostřednictvím sady mechanických součástí (zdvihátka, vahadla,...), což je řešení poměrně robustní, ale mechanicky složité. Nejpoužívanější koncepcí u současných automobilových motorů je OHC (over head camshaft, tj. vačková hřídel v hlavě válců), potažmo její varianta DOHC (double over head camshaft) se dvěma vačkovými hřídeli (u varianty s jedním se lze též setkat s označením SOHC – single over head camshaft). Zde je mechanický převod mezi hřídeli veden vně bloku. Převod zde (ale i v předchozích případech) může být řešen vícero způsoby, nejčastěji řetězem či ozubeným řemenem. Ozubený řemen vyniká v porovnání s řetězem tišším chodem, v případě zanedbané údržby či výrobní vady však hrozí nenadálou fatální poruchou motoru. Variantou pro pohon rozvodů méně obvyklou, nicméně oproti řemeni i řetězu bezúdržbovou, je pak převod ozubeným soukolím. ([8] str. 269)



Obrázek 2.4: Pohonné mechanismy rozvodů [8]

V rozdělení dle přípravy směsi se bavíme o motorech karburáčních a vstříkových. Karburátor, směšovač vzduchu a paliva, byl klasickým řešením pro zážehové motory, vstříkování v různých modifikacích bylo vždy standardně využíváno u motorů vznětových. Vývojem na konci minulého století však již došlo na všeobecný přechod ke vstříkovacím tryskám, které v kombinaci s elektronickým řízením poskytují větší přesnost v množství směšovaného paliva, s karburátorem se tak dnes ani v zážehových motorech příliš často nesetkáme.

Vstřikování pak můžeme rozlišovat přímé (vstřik paliva do válce na konci komprese) a nepřímé (vstřik do sacího potrubí), jež lze dále koncipovat jako jednobodové (před škrtkou klapky), nebo vícebodové (v hlavě zvlášť pro každý válec). ([9] str. 129)

Pro správnou funkci motoru v tepelném oběhu je nezbytné chlazení tepelně namáhaných komponent. To může být zajišťováno buď přímo vzduchem z okolního prostředí, nebo prostřednictvím kapalného média (vody, potažmo její směsi s nemrznoucí kapalinou), jež je vzduchem ochlazováno v tepelném výměníku (chladiči). ([7] str. 269) Dnes můžeme mluvit o značné převaze motorů chlazených vodou, která plní svou těžko zastupitelnou funkci díky vysoké tepelné kapacitě, vzduchem chlazenými motory však v minulém století proslula například tuzemská automobilka Tatra v oblasti automobilů vyšší třídy.

Záležitostí masově se rozšiřující hlavně v posledních dvou desetiletích je v souvislosti s požadavky na zvýšení účinnosti takzvané přeplňování. To spočívá oproti klasickému (atmosférickému) plnění ve snaze dostat do spalovacího prostoru více vzduchu (zvýšit tlak), což umožňuje získat z každého cyklu více energie. Přeplňování může být zajištěno kompresorem mechanicky poháněným, největšímu uplatnění se nicméně těší turbodmychadlo, kompresor poháněný výfukovými plyny. ([9] str. 195) Prakticky samozřejmostí se turbodmychadlo stalo u vznětových motorů (tzv. turbodiesely), v současnosti na něj čím dál častěji narážíme i u motorů zážehových, kterým z principu vyšší tlaky ku prospěchu nejsou. Optimalizace je však dosahováno kombinací s přímým vstřikováním. Turbodmychadla a mechanismy přeplňování obecně stále patří mezi komponenty s perspektivou vývoje, jímž budou odbourávány či zmenšovány jejich nevýhody a nedostatky.

Ač lze jistě najít i další rozlišovací kritéria spalovacích motorů, tímto bych výčet variant završil. Pokud shrneme a aplikujeme výše zmíněná kritéria dohromady, v dalším obsahu práce bude pozornost soustředěna na atmosféricky plněný kapalinou chlazený čtyřtaktní zážehový řadový čtyřválec s rozvodem OHC a nepřímým vstřikováním paliva.

## 3. Charakteristika zážehových motorů

Ve funkci spalovacích motorů můžeme po fyzikální stránce nalézt značné množství jevů, jež lze podrobit vědeckému popisu. Vzhledem k rozsahu této práce není žádoucí obsáhnout je všechny do hloubky, omezíme se tedy hlavně na základ teorie funkce motoru, jímž je termomechanický popis pracovního oběhu a dále se též zmíním v základních souvislostech o některých jeho projevech z pohledu mechaniky.

### 3.1 Termomechanika

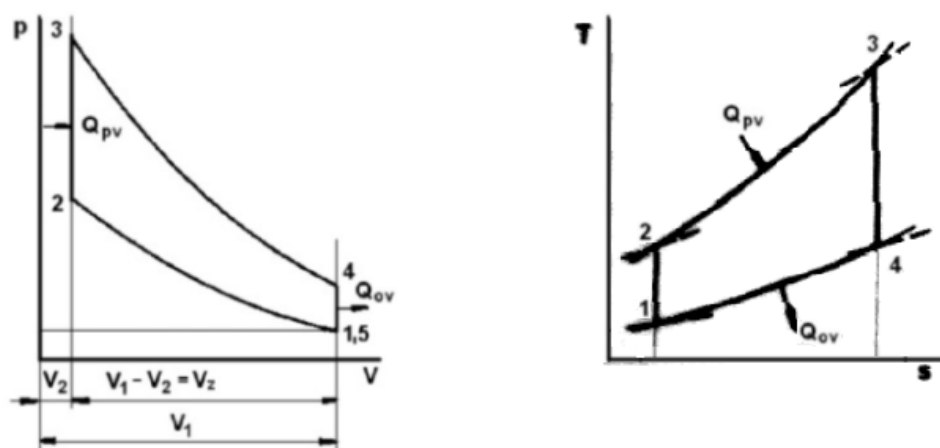
Jak již bylo nastíněno v úvodu, ve spalovacím motoru probíhá přeměna chemické energie na mechanickou práci prostřednictvím tepelných procesů (spalovací motor je druh tepelného stroje). Tyto procesy nazýváme tepelnými oběhy (cykly). Jelikož reálný cyklus, který bychom u konkrétního motoru mohli zaznamenat měřicími přístroji, je zatížen řadou vedlejších účinků a nežádoucích jevů komplikujících či znemožňujících názorný matematický popis, zavádí termomechanika k tomuto účelu v různé míře idealizované modely.

Začneme-li od modelu nejjednoduššího, je jím takzvaný oběh ideální ([7] str. 45), v případě motorů zážehových (jak již krátce poznamenáno v předchozí kapitole) konkrétně oběh Ottův. Ten je v  $p$ - $V$  diagramu (ostatně i v  $T$ - $s$  diagramu; viz obrázek 3.1) popsán čtyřmi charakteristickými křivkami protínajícími se ve čtyřech základních bodech, přičemž pracuje s následujícími předpoklady:

- neprobíhá výměna pracovní látky, náplň je tedy konstantní a oběh uzavřený
- platí tlaková i teplotní rovnováha, změny jsou dokonale vratné
- nedochází k tepelným ani hmotnostním ztrátám

- pracovní látku v celém oběhu zastupuje ideální dvouatomový plyn s konstantními látkovými veličinami, platí stavová rovnice 3.1
- přívod i odvod tepla probíhá za konstantního objemu (izochoricky)
- nedochází k přestupu tepla z okolního prostředí (stěn pracovního prostoru), komprese i expanze je adiabatická s Poissonovou konstantou  $\kappa = 1,4$

$$p \cdot v = r \cdot T \quad (3.1)$$

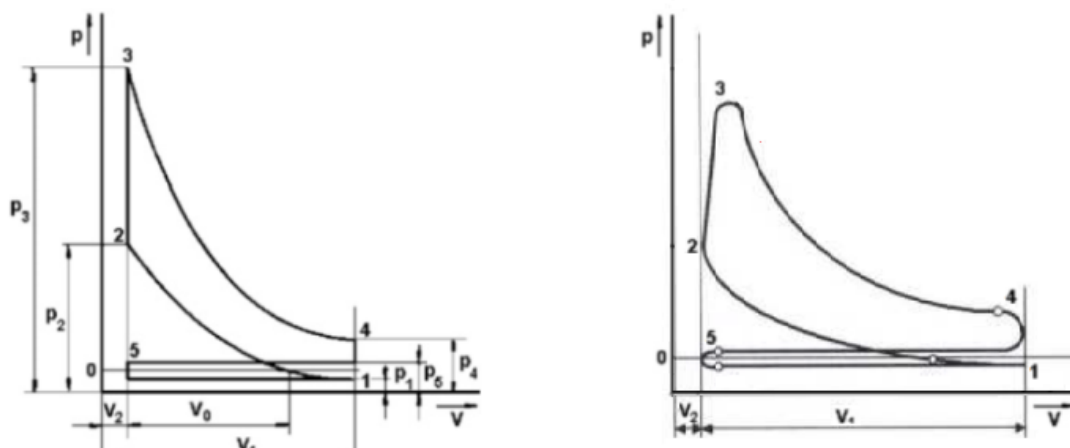


Obrázek 3.1: Diagramy ideálního oběhu zážehového motoru [7]

Určitý kompromis mezi ideálním a skutečným cyklem pak představuje oběh teoretický ([7] str. 46), jenž oproti výše popsanému oběhu ideálnímu zohledňuje následující faktory:

- k výměně pracovní látky dochází, lze tak rozeznat dvoutaktní a čtyřtaktní cyklus
- pracovní látkou je skutečný plyn či směs s konstantními nebo proměnnými látkovými veličinami
- komprese i expanze je polytropická s exponentem  $n$ , jehož hodnota vychází z parametrů daného motoru (obvykle je určena empiricky)





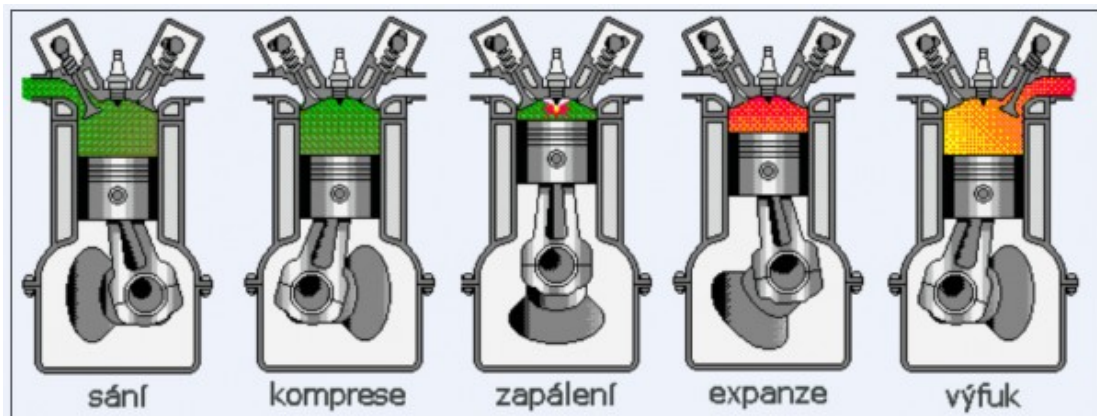
Obrázek 3.2: Diagram teoretického a skutečného oběhu zážehového motoru [7]

Jak je zřejmé z vyobrazeného diagramu 3.2, teoretický oběh vlivem čtyřtaktní charakteristiky motoru navyšuje množství charakteristických bodů z ideálního oběhu izobarickou výměnou pracovní látky, přičemž jsou tyto body vyneseny v souřadnicích objemu do horní a dolní úvrati a indikují tak počátky a konce jednotlivých dob oběhu. Jedná se (jak už pojem čtyřdobý motor napovídá) o doby celkem čtyři, a to:

1. sání – se zavíráním výfukového ventilu se otevře ventil sací; z horní úvrati (bod 0) se píst pohybuje směrem k dolní úvrati (bod 1), dochází k nasávání směsi paliva se vzduchem za konstantního tlaku; sací ventil se zavírá
2. komprese (stlačení) – oba ventily jsou uzavřené; píst se z dolní úvrati vrací za polytropické komprese směsi do horní úvrati (bod 2); těsně před jejím dosažením je stlačená směs zažehnuta jiskrou zapalovací svíčky
3. expanze (výbuch) – vlivem hořící směsi prudce roste teplota i tlak, dochází k izochorickému hoření (bod 3); vyvinutým tlakem se píst za polytropie pohybuje směrem k dolní úvrati (bod 4); na konci expanze se otevírá výfukový ventil

4. výfuk – spaliny jsou vlastním tlakem a pístem směřujícím k horní úvrti (bod 5) vytlačovány ven otevřeným výfukovým ventilem; výfukový ventil se zavírá, otevírá se sací ventil, cyklus se opakuje

Výše uvedený popis jednotlivých dob se vztahuje konkrétně k teoretickému cyklu zážehového motoru s nepřímým vstřikováním, teoretický cyklus motoru s přímým vstřikem paliva bychom odlišili především odlišným načasováním tvorby směsi, motory vznětové by pak vedle tvorby směsi a absence zapalování odlišoval i odlišný termodynamický průběh spalování.



Obrázek 3.3: Fáze čtyřdobého zážehového motoru [6]

K termodynamickému oběhu se ještě vrátíme v kapitole 5, kde z výchozích dat určíme konkrétní charakteristické hodnoty diagramu pro navrhovaný motor.

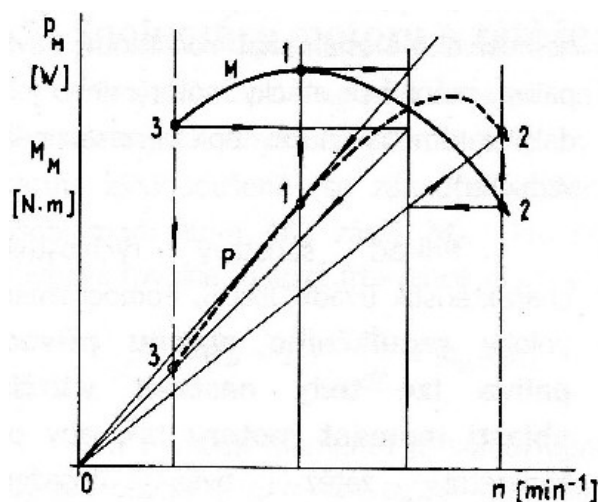
## 3.2 Mechanika

Funkci motoru lze z pohledu mechaniky podrobit dlouhému rozboru v mnoha jejích disciplínách, ať už jde o kinematiku, dynamiku či mechaniku poddajných těles. Pevnosti bude věnována pozornost taktéž v kapitole 5, zde se teoreticky zaměříme na dynamiku, konkrétně se zmíním o rychlostních charakteristikách a problematice sil působících v pístových spalovacích motorech.

### 3.2.1 Momentová a výkonová charakteristika

Smyslem použití motoru je pohon zatěžujícího stroje, v případě automobilového motoru je tímto strojem automobil překonávající valivý odpor na všech svých kolech dotýkajících se vozovky, přičemž je zatížen jednak hmotností sebe sama (včetně vlastního motoru) a v neposlední řadě také hmotností přepravovaných břemen (osoby, náklad). ([9] str. 12) K překonání tohoto odporu je třeba vyvolávat motorem určitý točivý moment, který lze obvykle pro dané provozní podmínky redukovat prostřednictvím převodových stupňů. Jelikož je však středem zájmu v této práci motor, převodové ústrojí a tedy i reálnou rychlost pohybu vozidla necháme stranou.

Ekvivalentní rychlosti vozidla jsou pro motor otáčky klikové hřídele, na níž právě rychlostní skříň a další mechanické elementy pohonného ústrojí navazují. Tyto otáčky lze u automobilových motorů (zpravidla pomocí škrticí klapky ovládané plynovým pedálem) regulovat v poměrně širokém spektru od nejnižších stabilních (řádově několik set za minutu) až po nejvyšší technicky přípustné (dle použitých materiálů či požadované životnosti tisíce až desetitisíce za minutu), přičemž v různých otáčkách vykazuje motor různou hodnotu točivého momentu. Tento jev je popisován momentovou charakteristikou, grafickou závislostí točivého momentu na otáčkách.



Obrázek 3.4: Graf rychlostních charakteristik [9]

Obdobnou závislost na otáčkách lze též vypočítat pro výkon motoru. Vzhledem k obecné platnosti rovnice 3.2 je patrné, že mezi momentovou a výkonovou charakteristikou funguje přímá úměrnost. Obě charakteristiky bývají často vynášeny do grafu současně, s vertikální osou o dvou měřítkách pro jednotky dané veličiny.

$$P = M_k \cdot \omega \quad (3.2)$$

### 3.2.2 Dynamické vyvážení

Krom účinku žádoucího, jímž točivý moment na klikové hřídeli bezesporu je, má periodický posuvný pohyb pístů ve válcích účinky vedlejší, které natolik žádoucí již být nemusí. Jedním z takových účinků jsou vibrace v důsledku vznikajících a na písty působících sil, primárních a sekundárních. ([7] str. 84)

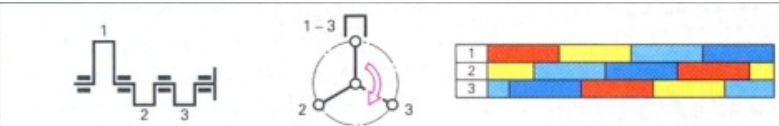
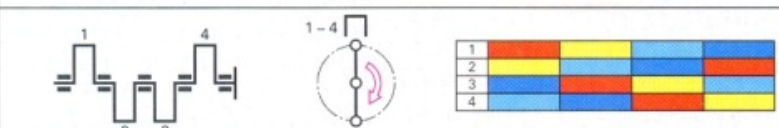
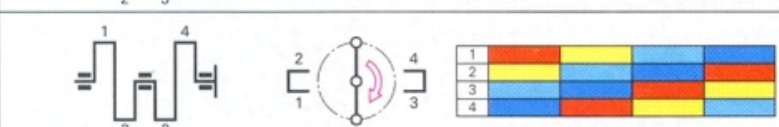

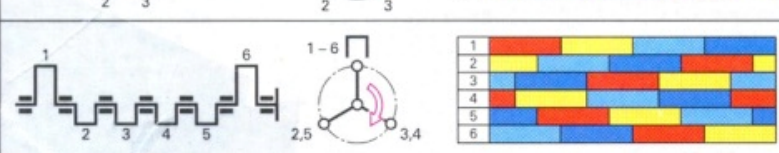
Primárními silami jsou nazývány síly vyvolané tlakem plynů ve spalovacím prostoru, jejichž hodnotu můžeme určit ze vzorce 3.3. Silami sekundárními jsou potom myšleny síly setrvačné (výpočet z rovnice 3.4), vznikající v důsledku nerovnoměrného pohybu pístu ve válci. Účinky a případné vyvážení těchto sil se liší dle počtu válců a typu jejich uspořádání. U jednotlivých koncepcí existují zavedená schémata pro tvar klikové hřídele a pořadí zapalování (viz obrázek 3.5), jimiž vzniku nerovnováhy předcházíme, nicméně tam, kde není zbytků, lze dosáhnout kompenzace vyvažovacími hřídeli.

$$F_p = S_p \cdot (p - p_0) \quad (3.3)$$

$$F_s = m_{sp} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot [\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi)] \quad (3.4)$$

Z konkrétních příkladů můžeme začít u řadového čtyřválcce, jenž je jmenovitě v zadání této práce. Ten je díky zavedenému tvaru klikové hřídele a pořadí zapalování 1-3-4-2 vyvážen po stránce primárních sil, žel síly sekundární v rovnováze nejsou. Oproti němu například čtyřválec v ploché konfiguraci zapaluje ve válcích v pořadí 1-3-2-4 a vyvažuje i setrvačné síly (vibrovat však může kolem svislé osy v důsledku podélného odsazení proti-

lehlých válců). Příkladem dokonale vyváženého motoru může být řadový šestiválec, jenž se však kvůli svým prostorovým dispozicím z automobilů pomalu vytrácí. Dokonalé dynamické vyvážení též vysvětluje oblibu vidlicových dvanáctiválců u velkoobjemových motorů, neboť se z pohledu silových účinků jedná o zdvojený řadový šestiválec. [2]

tříválec řadový, čtyřlůžiskový		<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">odstup zážehů 240°</div> pořadí zapalování 1-3-2
čtyřválec řadový, pětilůžiskový		<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">odstup zážehů 180°</div> pořadí zapalování 1-3-4-2 1-2-4-3
čtyřválec plochý s písty proti sobě (V 180°), třilůžiskový		<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">odstup zážehů 180°</div> pořadí zapalování 1-4-3-2
pětiválec řadový, šestilůžiskový		<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">odstup zážehů 144°</div> pořadí zapalování 1-2-4-5-3
šestiválec řadový, sedmilůžiskový		<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">odstup zážehů 120°</div> pořadí zapalování 1-5-3-6-2-4 (nebo 1-2-4-6-5-3) (nebo 1-5-4-6-2-3)

Obrázek 3.5: Příklad tvarování klikových hřídelů a pořadí zapalování [5]

## 4. Konstrukční návrh motoru

Dostáváme se k samotnému konstrukčnímu návrhu. Tato kapitola je úzce spjata s projektem uvedeným v zadání práce, jímž je parametrický model motoru vytvořený v CAD prostředí. V praxi lze užít takových modelů pro softwarové simulace fyzikálního chování či případně pro potřeby 3D tisku, přičemž parametrické řízení umožňuje optimalizovat rozměry celého modelu pouze úpravou vstupních proměnných.

Mnou vypracovaný konstrukční návrh je nicméně oproti reálným motorům značně zjednodušený, soustředěný především na komponenty zajišťující mechanickou funkci. Zcela zanedbány jsou zde komponenty palivové (přívod paliva, vstřikovače), chladičí (vodní pumpa, chladičí kanály), mazací (olejové čerpadlo, mazací kanály) i zapalovací soustavy (svíčky), návrh rovněž neobsahuje ložiskové a těsnící jednotky či spojovací materiál, ač je na jejich umístění brán určitý ohled v tvarování modelu. Řemenový mechanismus byl zde jako převod otáček k ventilovému rozvodu též zanedbán s ohledem na složitost realizace.

Abychom získali lepší přehled o součástech, které návrh obsahuje, jejich významu a funkci, provedeme nejprve stručný rozbor mechanických komponent zážehového motoru. V dalším pokračování kapitoly pak poreferuji o tvorbě modelu a možnostech práce s jeho parametry.

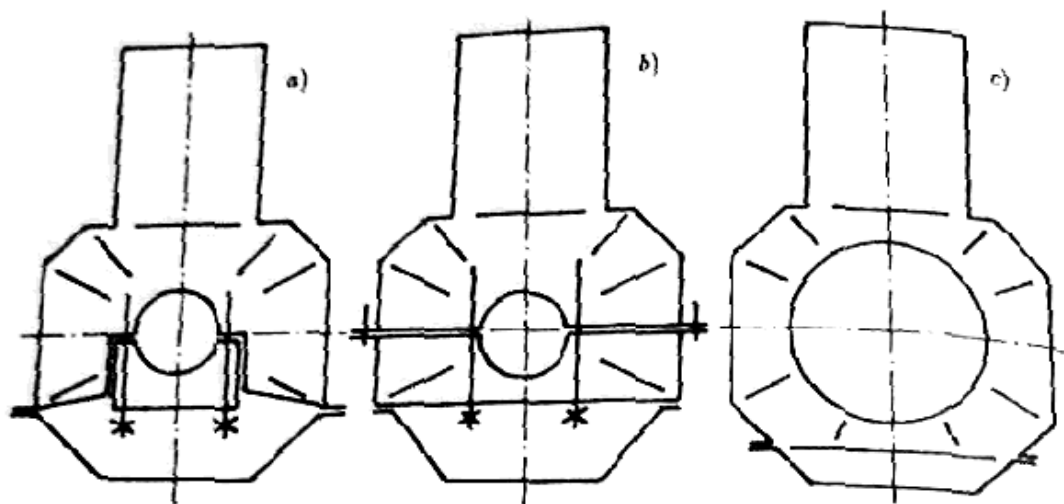
### 4.1 Součásti zážehového motoru

Čtyřdobý zážehový motor lze jako stroj rozdělit na skupiny součástí popsatelné jako jednotlivé mechanismy, jež dohromady zajišťují správnou funkci celku. V těchto skupinách můžeme dále identifikovat jednotlivé díly, z jejichž schematických parametrických modelů je složen řešený 3D model.

### 4.1.1 Blok válců a kliková skříň

Kvádrový odlitek, jenž je krom chladících a mazacích kanálů protnut válcovými otvory pro pohyb pístu, nazýváme blokem válců. Válcové otvory zde mohou být buď pevnou součástí bloku, nebo jsou pro tento účel používány samostatné válcové vložky. Kliková skříň je pak těleso uzpůsobené k uložení klikového hřídele a jeho rotačnímu pohybu uvnitř skříňe.

Ač se můžeme setkat i s případy (např. motorů chlazených vzduchem), u nichž je kliková skříň samostatným dílem k bloku válců připevněným prostřednictvím šroubů, je pro konvenční motory v současnosti nejpoužívanějším řešením kliková skříň v jednom odlitku s blokem, dohromady tvořící takzvaný motorový blok, základní nosný prvek, na nějž jsou upevněny další komponenty motoru. I tuto koncepci lze řešit vícero způsoby, jak naznačuje obrázek 4.1. Pro náš model byla zvolena varianta b) s klikovou skříňí dělenou na horní část s blokem a spodní část, k níž přiléhá olejová vana (v modelu coby spodní kryt motoru).



Obrázek 4.1: Typy konstrukce klikové skříňe [8]

Co se týče používaných materiálů, běžně se setkáváme s odlitky z šedé litiny, odlitky z hliníkové slitiny pak představují cenově nákladnější alternativu, jež oproti litině vyniká nižší hmotností a vyšší tepelnou vodivostí. ([7] str. 100)

### 4.1.2 Hlava válců

Motorová hlava je jednou ze základních součástí pro většinu variant spalovacího motoru, u nichž plní základní funkci jako horní část pevné stěny spalovacího prostoru, kterou je odváděna část odpadního tepla do chladicího média. Konkrétně u čtyřdobých zážehových motorů s ventilovým rozvodem OHC je však zároveň uzpůsobena pro instalaci mnoha dalších, pro správnou funkci nezbytných prvků. Krom sacích a výfukových kanálů a komponent ventilového ústrojí (u OHC včetně vačkového hřídele) jsou v hlavě umístěny také zapalovací svíčky a vstřikovače paliva (dle typu vstřikování buď v sacím potrubí, nebo ve spalovacím prostoru).

Vzhledem k výše zmíněným tepelným vlastnostem se jako materiál hlavy často uplatňuje hliníková slitina. ([7] str. 101) Ta je jako materiál hlavy běžná i v kombinaci s litinovým blokem, nicméně v tak širokém oboru, jakým zážehové motory jsou, se lze setkat prakticky s libovolnou kombinací litiny a hliníku jako materiálů hlavy, respektive bloku.

### 4.1.3 Kliková skupina

Do skupiny klikové řadíme ojnice, klikový hřídel, příslušná ložiska a těsnění, v širším chápání bychom do této skupiny mohli řadit i komponenty na výstupu do převodovky, jako je setrvačnický nebo torzní tlumiče.

Klikový hřídel bývá uložen v hlavních ložiskách klikové skříně. Tvarově je uzpůsoben počtu válců a pořadí jejich zapalování, k redukci nerovnoměrného rozložení hmoty v důsledku excentricky umístěných ojnicích čepů slouží vývažky na ramenech hřídele. U motorů se čtyřmi válci se můžeme setkat s klikovou hřídelí uloženou ve třech, v současnosti však častěji v pěti ložiskách. Jedná se o základní pohyblivou součást motoru, právě z něj jsou odváděny otáčky a točivý moment žádoucí k rozpohybování vozidla. Jelikož původcem síly je tlak ve spalovacím prostoru, který působí na píst (viz dále pístní skupina), je třeba tuto posuvnou sílu převést na požadovanou rotaci, což se děje za pomoci ojnice.

Ojnice je tyč spojující osu pístu a kliku hřídele, díky čemuž je zdvih pístu roven průměru kliky. V místě připojení ojnice k pístu se nachází ojnicí oko s ložiskem, jímž prochází



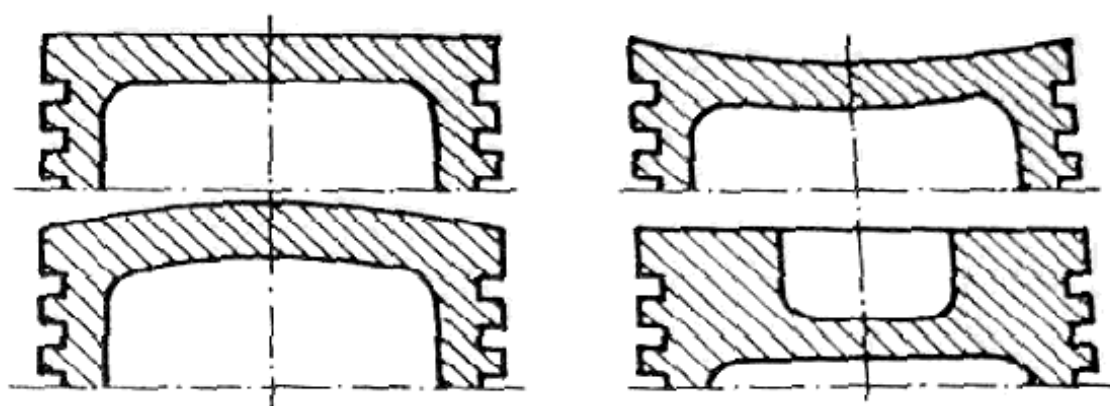
pístní čep. Na druhé straně ojnice nalezneme ojniční hlavu, jež u čtyřdobých motorů bývá obvykle za účelem smontovatelnosti dělená, s protikusem připevněným závitovou dvojicí. Skrz dělené ložisko ojniční hlavy a jejího víka pak prochází ojniční čep klikového hřídele.

Klikové hřídele i ojnice bývají z důvodu velkého namáhání nejčastěji kovány z ušlechtilých ocelí. Setkat se však lze i s klikovými hřídeli odlévanými nebo s ojnicemi z neželezných slitin. ([7] str. 93)

#### 4.1.4 Pístní skupina

V pístní skupině identifikujeme společně s pístem také pístní kroužky, pístní čep a jeho axiální pojištění. Tato skupina lze charakterizovat jako součásti s největším rázovým a hlavně tepelným namáháním.

Píst je v klasických motorech pohyblivá součást válcového tvaru, jejímž účelem je stlačování pracovní látky ve válci a následná transformace vzniklého přetlaku na posuvný pohyb, který je dále zachycován ojnicí a převáděn na otáčivý pohyb klikového hřídele. Část pístu, která tvoří pohyblivou stěnu spalovacího prostoru a je tak v přímém kontaktu se spaliny, nazýváme dnem pístu. Jak si lze všimnout na obrázku 4.2 s tvary pístu pro zážehové motory, dno lze tvarově přizpůsobovat požadavkům na průběh spalování či chlazení, v modelu zůstáváme u nejjednoduššího řešení s rovným dnem.



Obrázek 4.2: Tvary dna pístu zážehových motorů [8]

Pístní kroužky jsou sada těsnění uložených v drážkách po obvodu stěny pístu. Dle funkce můžeme rozlišovat kroužky těsnící, jež mají eliminovat únik tlaku spalín šterbinou mezi stěnou válce a pístem, a kroužky stírací, jejichž úkolem je zabraňovat ulpívání maziva nad pístem ve spalovacím prostoru a zároveň udržovat vhodnou tloušťku mazací vrstvy oleje. Jakožto kontaktní plocha se pístní kroužky též podílejí na odvodu tepla z pístu do bloku motoru.

Pístní čep je trubka kruhového průřezu zajišťující spojení pístu s ojnicí. Jde o součást velice namáhanou dynamicky, neboť v důsledku své funkce přenáší vzájemné silové účinky ojnice a pístu. Proti možnému pohybu ve směru své vlastní osy je ho třeba opatřit axiálním pojištěním.

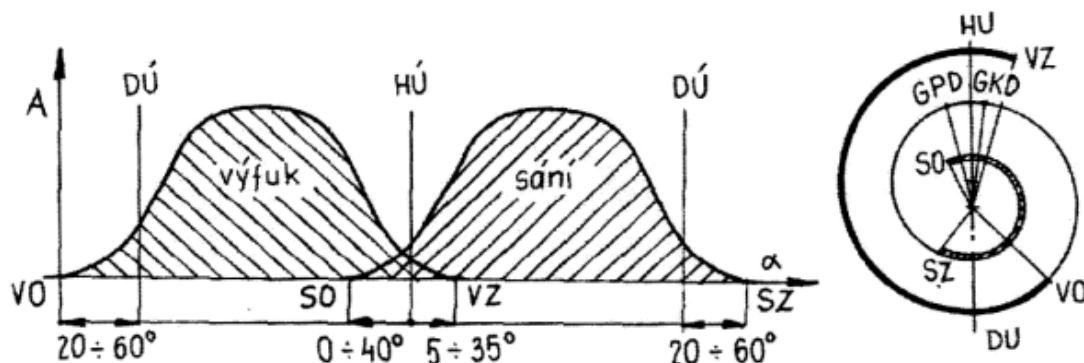
Požadavkem na píst je s ohledem na snížení setrvačných účinků nízká hmotnost, proto se na jeho výrobu hojně používají hliníkové slitiny. Je-li jako materiál použita železná litina, je snaha omezit hmotnost konstrukční redukcí materiálu. Pístní čep má pro materiál vysoké požadavky zvláště na tvrdost povrchu a houževnatost, uplatňují se hlavně tvrzené a legované oceli. ([8] str. 184)

#### 4.1.5 Rozvodové ústrojí

Mechanismus zajišťující výměnu pracovní látky ve válci může být tvořen různým množstvím a uspořádáním součástí, v závislosti nejen na zvoleném typu rozvodu, o němž jsem se v širším kontextu zmínil již v kapitole 2.

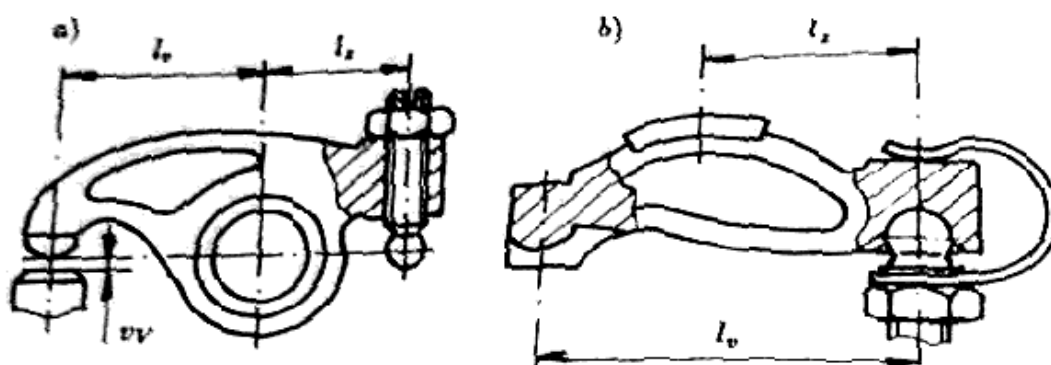
Základ rozvodového systému tvoří u čtyřdobých motorů vačkový hřídel, u typu OHC umístěný v hlavě. Ten je prostřednictvím soustavy ozubeného řemenu a řemenic roztáčen na polovinu otáček klikového hřídele, jedno otočení tedy připadá na jeden pracovní oběh. Nebavíme-li se o variantě DOHC, která má v hlavě vačkové hřídele dva (jeden zvláště pro sací, druhý zvláště pro výfukové ventily), sdílejí vačky sací i výfukové hřídel jeden, na němž jsou rozmístěny dle uspořádání ventilů v hlavě. Každá vačka je orientována tak, aby otevírala ventil ve správný okamžik pracovního oběhu, chyba v načasování (v důsledku

prokluzu, přeskočení, přetržení řemenu) by mohla vést závažné poruše, jako je střetnutí ventilů s pístem.



Obrázek 4.3: Diagram časování ventilů [9]

Jak jsem již uvedl, tato oblast je co do koncepcí poměrně variabilní. Další součástí, kterou tak v mechanismu můžeme (ale také nemusíme) nalézt, je vahadlo. Smyslem vahadla je přenos síly vyvolané palcem vačky na ventil, aby došlo k jeho otevření. Použití vahadel je samozřejmostí u koncepce OHV, kde jsou s vačkami v kontaktu prostřednictvím rozvodových tyček, u námi rozebíraného OHC již spíše záleží na prioritách a požadavcích konstruktéra (prostorové dispozice, redukce pohyblivých součástí a hmoty,...). Náš konstrukční návrh obsahuje jednoramenná vahadla bez vahadlového čepu (obrázek 4.4 b).



Obrázek 4.4: Základní tvary vahadel [8]

Ventil spočívá svým talířem ve ventilovém sedle na hlavě válců uzavíraje tak prostor válce, není-li vačkou nucen otevřít příslušný kanál (sací, výfukový). Opisování tvaru vačky do zdvihu ventilu zajišťuje pružina opřená v sedle pružiny v hlavě motoru na straně jedné, o opěrnou miskou ventilu pak na straně druhé. Dřík ventilu prochází vedením, které udržuje ventil ve správné poloze a odvádí z něj teplo do tělesa hlavy. Seřizování ventilové vůle (proti nadměrnému odírání plochy vaček), jež dříve patřilo k pravidelné uživatelské mechanické údržbě motoru, mají dnes většinou na starosti mazivem plněná hydraulická zdvihátka. Ta mohou vůli vymezovat pod vahadly, v případě jejich absence bychom pak našli hydraulické zdvihátko mezi vačkou a ventilem.

Vzhledem k množství opěrných ploch je podstatnou vlastností materiálů rozvodových součástek tvrdost povrchu, většinou se jedná o tvrzené oceli. Ventily patřící mezi součásti, které se dostávají do přímého kontaktu s horkými plyny, zároveň kladou značné nároky na odvod tepla. Jedním z řešení tohoto požadavku jsou ventily s dutinou plněnou sodíkem. ([8] str. 258)

## 4.2 Použitý software

Parametrický model i text této práce samotné byly publikovány za pomoci softwarového vybavení. Ač by bylo i dnes možné vysázet text práce bez použití elektroniky, tvorba parametrického modelu se bez výpočetní techniky zcela jistě neobejde. Práce ve virtuálním prostředí ostatně v současnosti patří mezi základní pracovní dovednosti.

Některé z programů použitých k tvorbě práce jsem využil na základě placené nebo studentské licence, abych tedy neopomenul jejich přínos, před popisem postupu se zmíním o programech, s jejichž použitím práce vznikala.

### 4.2.1 Microsoft Office Excel 2007

Tabulkový procesor ze sady Microsoft Office posloužil hned ve dvou oblastech práce. Vytvořený sešit jednak obsahuje list se zadáním a výpočty rozměrových parametrů, z nějž

čerpá údaje model. Druhý list pak zadané údaje využívá pro termodynamické a kontrolní pevnostní výpočty, z nichž vychází kapitola 5.

## 4.2.2 Autodesk Inventor Professional 2015

Inventor je 3D CAD aplikace od společnosti Autodesk. V jeho prostředí byl vytvořeny součásti modelu a jeho sestava. Dále tento software umožňuje provedení numerické pevnostní analýzy nástrojem Stress Analysis, čehož jsem využil pro porovnání s teorií.

## 4.2.3 TeX Live 2017 a TeXworks

Obsah práce byl zpracován do formátu pro LaTeX, k vytvoření dokumentu bylo nutné použít odpovídající software. TeX Live je svobodná softwarová distribuce sázečního systému TeX, TeXworks je pak uživatelské rozhraní pro editaci dokumentu.

## 4.3 Postup konstrukce

Ani parametrický model nelze vytvořit pro univerzální konstrukční řešení, před modelováním jsem si tedy musel udělat obrázek o možných koncepcích součástí a rozhlédnout se v oblasti existujících motorů. Podoba některých méně unifikovaných komponent tak může pocházet z reálných předloh.

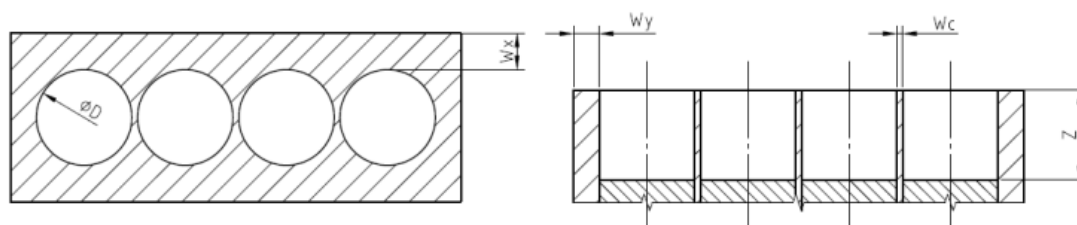
Z konkrétní reálné předlohy vychází krom některých konstrukčních řešení i vstupní parametry. Jedná se o motor BMW M40 (viz tabulka 4.1), který se v letech 1987–1995 montoval do automobilů BMW řady 3 (generace E30 a E36) a řady 5 (generace E34). Ve své době šlo o poměrně moderní agregát s řemenovým rozvodem a hydraulickým vymezováním vůle ventilů, přičemž ani dnes u něj nelze v kontextu motorů podobné koncepce (atmosféricky plněných, s nepřímým vstřikováním) mluvit o zastaralosti konstrukce. K volbě předlohy mě vedlo vlastnictví této pohonné jednotky, díky němuž jsem si mohl některé součásti osobně prohlédnout i přeměřit.

<b>Motor</b>	BMW M40B18
<b>Konstrukce</b>	R4 SOHC
<b>Ventilů na válec</b>	2
<b>Objem</b>	1796 cm <sup>3</sup>
<b>Vrtání</b>	84 mm
<b>Zdvih</b>	81 mm
<b>Kompresní poměr</b>	8,8 : 1
<b>Výkon</b>	85 kW / 5500 min <sup>-1</sup>
<b>Točivý moment</b>	165 Nm / 4250 min <sup>-1</sup>

Tabulka 4.1: Parametry výchozího motoru [4]

### 4.3.1 Zavedení parametrů

Nejdříve jsem zvolil vstupní nezávislé parametry modelu, konkrétně vrtání válce ( $D$ ), zdvih pístu ( $Z$ ) a tloušťky stěn bloku ( $W_x$ ,  $W_y$ ,  $W_c$ ). Půdorys bloku jsem v rámci zjednodušení řešil jako symetrický v obou směrech.



PARAMETRY MOTORU		ENGINE PARAMETERS	
<b>Vstup</b>			<b>Input</b>
D	84 mm	vrtání válce	bore diameter
Z	81 mm	zdvih pístu	piston stroke
$W_x$	33 mm	tloušťka příčné stěny	transverse wall thickness
$W_y$	23 mm	tloušťka podélné stěny	longitudinal wall thickness
$W_c$	6 mm	tloušťka stěny mezi válci	inner wall thickness

Obrázek 4.5: Vstupní parametry v programu Excel

Pro zavedení závislých parametrů jsem si dále vytvořil hrubé náčrty součástí s parametrickými kótami. V názvech těchto parametrů jsem se pro přehlednost snažil držet určitý

system (dle součásti, typu a směru kóty), řešené parametry jsem pak s vysvětlivkami vypsals do sešitu aplikace Excel. Závislost parametrů byla vytvářena z části za pomoci literárních pramenů [8] a podkladů k práci, částečně na základě logických úvah a výpočtů.

Klikový hřídel				Crankshaft
CS_D1	50,4 mm	průměr čepu hlavního ložiska		diameter of main journal
CS_D3	42,8 mm	průměr čepu ojnice		diameter of connecting rod journal
CS_Df	37,8 mm	průměr hřídele pod řemenicí		diameter under pulley
CS_Dp	52,9 mm	průměr osazení		mounting diameter
CS_Dr	88,2 mm	průměr příruby setrvačnicku		diameter of flange for flywheel
CS_H0	50,4 mm	délka vývažku hřídele		length of counterweight
CS_L0	90,0 mm	kliková rozteč		crank spacing
CS_L1	27,0 mm	délka čepu hlavního ložiska		length of main journal
CS_L2	16,8 mm	tloušťka ramena kliky		thickness of crank arm
CS_L3	29,4 mm	délka čepu ojnice		length of connecting rod journal
CS_Lf	40,0 mm	délka hřídele pod řemenicí		length under pulley
CS_Lp	6,5 mm	délka osazení		length of mounting
CS_Lr	20,0 mm	tloušťka příruby setrvačnicku		thickness of flange for flywheel
CS_R	40,5 mm	poloměr kliky		radius of crank
CS_W	65,5 mm	šířka ramena kliky		width of crank arm

Obrázek 4.6: Závislé parametry modelu v programu Excel

### 4.3.2 Tvorba modelu

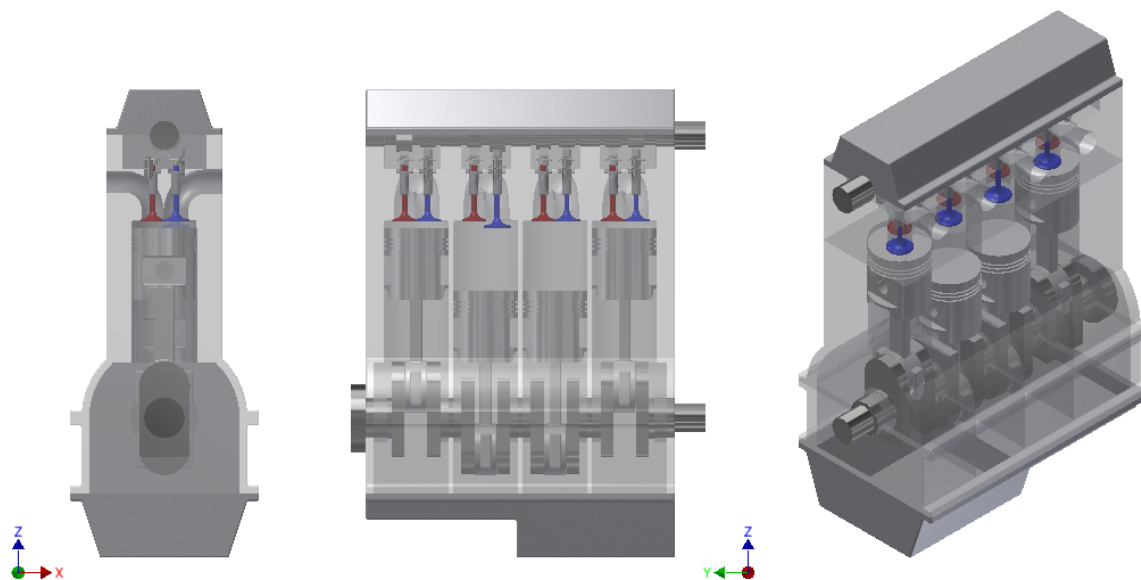
Z dokumentu tabulkového procesoru jsem parametry exportoval do programu Inventor, díky čemuž se model může přizpůsobit případným dodatečným a budoucím změnám číselných hodnot.

Název parametru	Jedn	Výraz	Nominální hodnota	Tol.	Hodnota modelu	Klíč	Expc	Komentář
CS_Dr	mm	88,2 mm	88,200000	●	88,200000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	průměr příruby setrvačnicku
CS_L2	mm	16,8 mm	16,800000	●	16,800000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	tloušťka ramena kliky
CS_L3	mm	29,4 mm	29,400000	●	29,400000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	délka čepu ojnice
CS_L0	mm	90 mm	90,000000	●	90,000000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	kliková rozteč
CS_H0	mm	50,4 mm	50,400000	●	50,400000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	délka vývažku hřídele
CS_L1	mm	27 mm	27,000000	●	27,000000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	délka čepu hlavního ložiska
CS_R	mm	40,5 mm	40,500000	●	40,500000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	poloměr kliky
CS_D3	mm	42,84 mm	42,840000	●	42,840000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	průměr čepu ojnice
CS_Lr	mm	20 mm	20,000000	●	20,000000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	tloušťka příruby setrvačnicku
CS_Dp	mm	52,92 mm	52,920000	●	52,920000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	průměr osazení
CS_Df	mm	37,8 mm	37,800000	●	37,800000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	průměr hřídele pod řemenicí
CS_Lf	mm	40 mm	40,000000	●	40,000000	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	délka hřídele pod řemenicí

Obrázek 4.7: Parametry modelu nahrané do programu Inventor





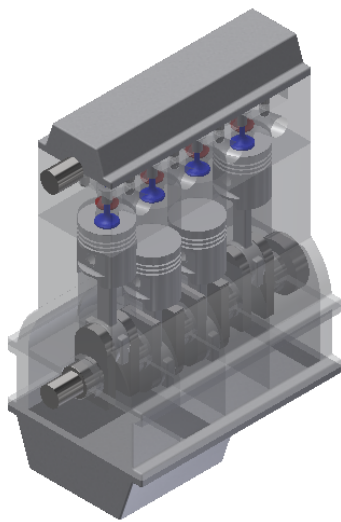


Obrázek 4.10: Výsledný 3D model motoru

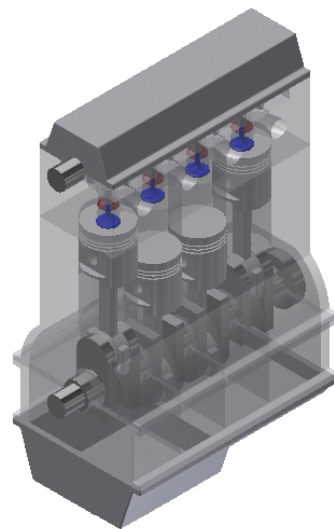
### 4.3.3 Práce s parametry

O smyslu parametrického zadání jsem se zmínil na začátku kapitoly, na hotovém modelu mohu demonstrovat jeho použití s důsledky. Jelikož závislost všech parametrů není vzájemně lineární, není vhodné měnit vstupní parametry v libovolném rozsahu (příliš malé či výrazně nepoměrné hodnoty by mohly způsobit chyby modelu). Model je uzpůsoben k práci s rozměry běžných automobilových čtyřválců (1 až 3 litry zdvihového objemu), zároveň je vhodné držet se zdvihových poměrů v rozsahu 0,85 až 1,1 a smysluplných rozměrů stěn.

Na závěr kapitoly jako příklad práce s parametry přikládám několik ukázek.

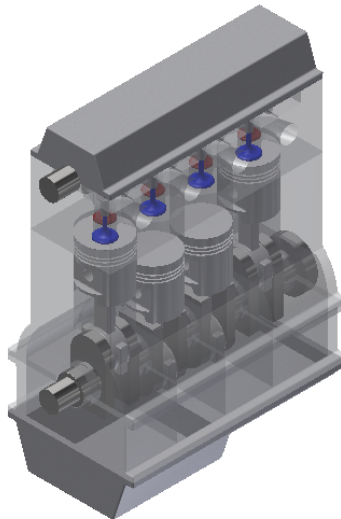


D	68 mm
Z	68 mm
Wx	26 mm
Wy	19 mm
Wc	5 mm

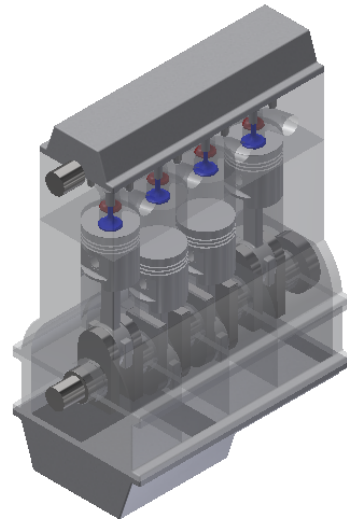


D	84 mm
Z	94 mm
Wx	33 mm
Wy	23 mm
Wc	6 mm

Obrázek 4.11: Modely čtvercového motoru o objemu 1 liter a motoru nadčtvercového



D	84 mm
Z	72 mm
Wx	33 mm
Wy	23 mm
Wc	6 mm



D	80 mm
Z	80 mm
Wx	30 mm
Wy	25 mm
Wc	10 mm

Obrázek 4.12: Modely motoru podčtvercového a motoru se zvětšenou roztečí válců

## 5. Výpočty

Se znalostí rozměrů a provozních vlastností (které odvozujeme z předlohy) můžeme motor podrobit fyzikální analýze. V rozsahu této práce však nemá valný smysl pouštět se do zevrubné analýzy celého modelu a vystačíme si tedy s diagramem ideálního pracovního oběhu a pevnostní analýzou součástí v pracovním cyklu nejvíce namáhaných, tedy pístu a čepu, kterým je píst spojen s ojnicí. Výsledky vyplývající z teorie mechaniky poddajných těles můžeme též porovnat s numerickou analýzou ze softwarového nástroje Stress Analysis.

### 5.1 Termodynamika

V této kapitole určíme charakteristické body diagramu 3.1 pro modelovaný motor. Pro tyto termodynamické výpočty jsem vycházel z literárního pramene [7] (strany 48–50) a parametrů výchozího motoru v tabulce 4.1.

$D$	$Z$	$\epsilon$	$\kappa$	$P$	$n$
84 mm	81 mm	8,8	1,4	85 kW	5500 min <sup>-1</sup>

Tabulka 5.1: Výchozí parametry pro termodynamickou analýzu

Nejprve určíme objem válce při nejvyšší a nejnižší poloze pístu (horní a dolní úvrať).

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z = 448,88 \text{ cm}^3 \quad (5.1)$$

$$V_k = V_2 = V_3 = \frac{V_z}{\epsilon - 1} = 57,55 \text{ cm}^3 \quad (5.2)$$

$$V_v = V_1 = V_4 = V_k + V_z = 506,43 \text{ cm}^3 \quad (5.3)$$

K získání dalších charakteristických hodnot potřebujeme znát teoretickou hodnotu tepelné účinnosti, středního efektivního tlaku ve válci a stupeň izochorického spalování.

$$\eta_t = 1 - \epsilon^{1-\kappa} = 58,1\% \quad (5.4)$$

$$p_{id} = \frac{2 \cdot P}{i \cdot V_z \cdot n} = 1,03 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

$$\theta = \frac{p_{id} \cdot (\kappa - 1) \cdot (\epsilon - 1)}{p_1 \cdot \epsilon^\kappa \cdot \eta_t} + 1 = 3,61 \quad (5.6)$$

Nyní můžeme určit charakteristické hodnoty tlaku a jim příslušné teploty.

$$p_1 = p_5 = p_0 = 101,33 \text{ kPa} \quad (5.7)$$

$$p_2 = p_1 \cdot \epsilon^\kappa = 2,13 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \theta = 7,67 \text{ MPa} \quad (5.9)$$

$$p_4 = p_1 \cdot \theta = 364,77 \text{ kPa} \quad (5.10)$$

$$T_1 = T_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C} = 293 \text{ K} \quad (5.11)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{\kappa-1} = 700 \text{ K} = 427 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.12)$$

$$T_3 = T_2 \cdot \theta = 2526 \text{ K} = 2250 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.13)$$

$$T_4 = T_1 \cdot \theta = 1058 \text{ K} = 784 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.14)$$

Výsledky jsou shrnuty v tabulce 5.2. Z hodnoty nejvyššího dosaženého tlaku  $p_3$  dle rovnice 5.9 dále vycházejí pevnostní výpočty.

#		Objem [cm <sup>3</sup> ]	Tlak [MPa]	Teplota [°C]
1	konec sání	506,43	0,101	20
2	konec komprese	57,55	2,128	427
3	konec hoření	57,55	7,675	2250
4	konec expanze	506,43	0,365	784

Tabulka 5.2: Výsledky termodynamické analýzy

## 5.2 Pevnost

Na součásti vystavené tak extrémním podmínkám, jako jsou vysoké tlaky, teploty, síly, momenty či otáčky, jsou z pochopitelných důvodů kladeny značné pevnostní požadavky. Ať už se bavíme o pevnosti statické či dynamické, je v zájmu konstruktéra automobilového motoru použití odolného a houževnatého materiálu při zachování rozumných provozních podmínek, odvíjejících se od vlastní hmotnosti použitých komponent. V systému motoru jsou v určité míře namáhány prakticky všechny díly (teploty, vibrace), zde se zaměříme pouze na statickou kontrolu součástí zatížených největšími silovými účinky.

### 5.2.1 Píst

V rámci pevnostní analýzy pístu se zaměřím na dno pístu, místo, které přichází do přímého kontaktu s vysokými tlaky ve válci. Vzorce pro tento pevnostní výpočet cituji z literatury [8] (strany 176–177). Předpokladem těchto výpočtů je definice dna pístu jako vetknuté kruhové desky, vzorce vycházejí z pružnostní teorie rotačních desek a nosníků namáhaných na ohyb.

$p_{max}$	$r_p$	$\delta$
7,67 MPa	36,7 mm	7,6 mm

Tabulka 5.3: Výchozí parametry pro pevnostní analýzu pístu

Výchozími parametry jsou pro nás nejvyšší tlak dosažený ve válci, poloměr desky (nepodpřené části dna pístu) a její tloušťka (výška dna pístu). Z nich snadno určíme maximální sílu působící na tuto plochu, stejně jako ohybový moment v jejím středu a velikost ohybového průřezového modulu.

$$F'_{pmax} = \pi \cdot r_p^2 \cdot p_{max} = 32,39 \text{ kN} \quad (5.15)$$

$$M_{omax} = p_{max} \cdot \frac{r_p^3}{3} = 125,94 \text{ Nm} \quad (5.16)$$

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot r_p \cdot \delta^2 = 698,23 \text{ mm}^3 \quad (5.17)$$

Výpočet největšího ohybového napětí ve středu desky se odvíjí od předpokladu, zda je deska podepřená či vetknutá. Je-li dno relativně silné, uvažuje se deska jako vetknutá a napětí počítáme s koeficientem 0,25.

$$\sigma_{omax} = 0,25 \cdot \frac{M_{omax}}{W_o} = 0,25 \cdot p_{max} \cdot \left(\frac{r_p}{\delta}\right)^2 = 45,09 \text{ MPa} \quad (5.18)$$

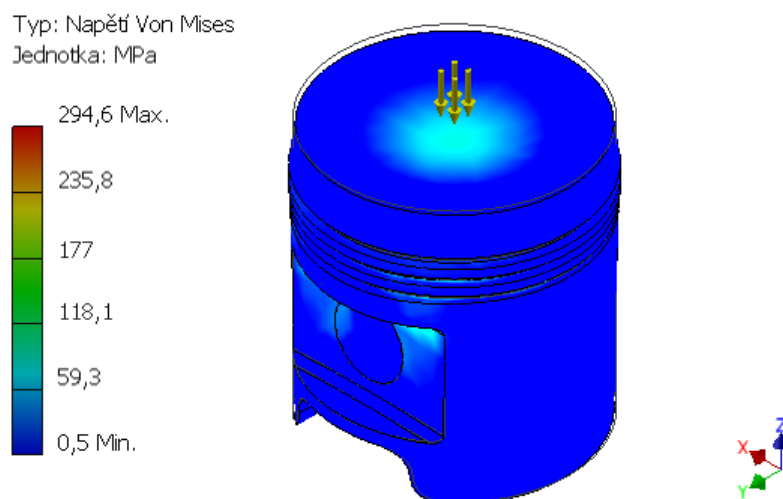
Získanou hodnotu napětí porovnáme s hodnotami přípustnými.

Materiál pístu	Dno bez žeber	Dno s nízkými žebry
Hliníková slitina	20–25 MPa	40–50 MPa
Litina	40–50 MPa	80–100 MPa

Tabulka 5.4: Přípustná mezní ohybová napětí ve dně pístu [8]

Dle tabulky 5.4 docházím k závěru, že by se stávajícími prostorovými dispozicemi a silovými poměry bylo zapotřebí použít jako materiál pístu železnou litinu. Trvali bychom-li na použití hliníkové slitiny, muselo by být dno opatřeno nízkými žebry.

Pro porovnání s výpočtem jsem také provedl pevnostní analýzu v programu Inventor. Zde bylo předpokladem pro generování napěťového modelu pevné uložení v místě pístního čepu.



Obrázek 5.1: Výstup pevnostní analýzy

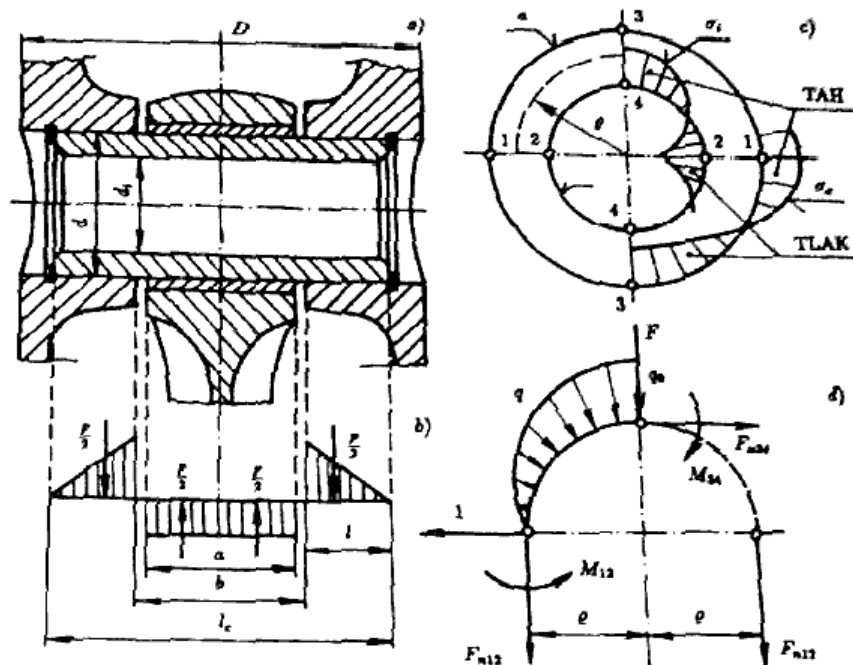
Jak je zřejmé ze zbarvení uprostřed dna na obrázku 5.1, softwarová analýza alespoň řádově odpovídá teorii. Nejvyšší napětí jsou lokalizována v hranách a záhybech uvnitř pístu a drážkách pro pístní kroužky. Tato místa by bylo též možné analyzovat klasickými výpočty, ty však vynechám a přejdu k analýze další části pístní skupiny.

### 5.2.2 Pístní čep

Pístní čep jako součást spočívající po stranách v tělese pístu a uprostřed v ojnicním oku musí snášet velká namáhání působící ve směru kolmo na její osu. Zde určíme výpočtem měrné tlaky, jimiž je charakterizována odolnost čepu proti opotřebení, a provedeme kontrolu ohybových a smykových napětí. Tyto výpočty vychází z [8] (strany 185–187).

$m_p$	$m_{pp}$	$d$	$a$	$l$	$R$	$L$
1,2 kg	0,1 kg	25,2 mm	25,2 mm	18,9 mm	40,5 mm	150 mm

Tabulka 5.5: Výchozí parametry pro kontrolu měrných tlaků



Obrázek 5.2: Schéma zatížení pístního čepu [8]

Pro určení měrných tlaků působících na pístní čep potřebujeme znát vnější silové poměry. Síly zde působící nejsou ničím jiným než těmi, o nichž se pojednává v sekci 3.2.2, tedy síly primární a sekundární, které v horní úvrati pístu působí proti sobě. Určení síly na píst působící vlivem tlaku plynu je poměrně triviální.

$$F_{pmax} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} = 42,33 \text{ kN} \quad (5.19)$$

Pro zjištění velikosti setrvačných sil posuvných hmotností nejprve určíme ojnicní poměr a celkovou hmotnost pístní skupiny.

$$\lambda = \frac{R}{L} = 0,27 \quad (5.20)$$

$$m_{sp} = m_p + m_{pp} = 1,30 \text{ kg} \quad (5.21)$$

Z obecné rovnice pro setrvačné síly jsme pak odvodili vztahy pro setrvačnou sílu v horní úvrati pístní skupiny celé a pístní skupiny bez čepu.

$$F'_{sp} = m_{sp} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = 22,20 \text{ kN} \quad (5.22)$$

$$F''_{sp} = m_p \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = 20,36 \text{ kN} \quad (5.23)$$

Získané hodnoty jsme spolu se známými rozměry dosadili do vzorců pro měrné tlaky na pístním čepu.

$$p_o = \frac{F_{pmax} - F'_{sp}}{a \cdot d} = 31,69 \text{ MPa} \quad (5.24)$$

$$p_p = \frac{F_{pmax} - F''_{sp}}{2 \cdot d \cdot l} = 23,06 \text{ MPa} \quad (5.25)$$

Výsledné tlaky odpovídají rozmezí uvedenému v literárních podkladech, tj. 20–39 MPa pro měrný tlak v oku ojnice a 15–34 MPa v okách pístu.



Pro výslednici sil nacházíme uplatnění i v dalších operacích.

$$F = F_{pmax} - F'_{sp} = 20,12 \text{ kN} \quad (5.26)$$

$F$	$d_i$	$l_{pp}$	$b$
20,1 kN	18,9 mm	63 mm	25,2 mm

Tabulka 5.6: Výchozí parametry pro výpočet napětí v čepu

Nyní zkontrolujeme, jakých hodnot dosahují napětí od sil působících mimo osu čepu, tedy napětí ohybové a napětí smykové. Pro zjištění nejvyšší hodnoty ohybového napětí potřebujeme znát maximální ohybový moment a průřezový modul.

$$M_{omax} = \frac{F}{12} \cdot (l_{pp} + 2 \cdot b - 1,5 \cdot a) = 126,78 \text{ Nm} \quad (5.27)$$

$$\alpha = \frac{d_i}{d} = 0,75 \quad (5.28)$$

$$W_o = \frac{1}{10} \cdot d^3 \cdot (1 - \alpha^4) = 1093,96 \text{ mm}^3 \quad (5.29)$$

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_o} = 115,89 \text{ MPa} \quad (5.30)$$

Maximální smykové napětí pak dostaneme ze vztahu s hodnotou posouvající síly, statického momentu poloviny mezikruží a momentem setrvačnosti celého průřezu čepu.

$$F_Q = \frac{F}{2} = 10,06 \text{ kN} \quad (5.31)$$

$$M_s = \frac{d^3}{12} \cdot (1 - \alpha^3) = 770,98 \text{ mm}^3 \quad (5.32)$$

$$I_n = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 \cdot (1 - \alpha^4) = 13532,25 \text{ mm}^4 \quad (5.33)$$

$$\tau_{max} = \frac{F_Q \cdot M_s}{I_n \cdot (d - d_i)} = 90,99 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

Literatura uvádí meze přípustného ohybového napětí kolem 250–500 MPa a smykového okolo 120–220 MPa. Dle uskutečněných výpočtů docházím k závěru, že je na tato napětí pístní čep dimenzován dostatečně.

## 6. Závěr

Cílem této mé bakalářské práce bylo shrnutí základních poznatků v oblasti spalovacích motorů, které zároveň posloužily k vypracování parametrického 3D modelu čtyřválcového zážehového motoru v CAD programu. Vytvořený model je uložen na disku v příloze této práce. Krom vypracování rešerše jsem též provedl na modelu termodynamickou a pevnostní analýzu a zhodnotil z ní plynoucí výrobní požadavky.

Jak již bylo v práci poznamenáno, model je značně zjednodušený a nezohledňuje mnoho pro praktickou funkci jinak nezbytných komponent. Jelikož se však zamýšlím spalovacím motorům blíže věnovat i v navazujícím studiu, není vyloučeno, že se případné zdokonalení stane obsahem další diplomové práce.

# Seznam zkratek a symbolů

Zkratka	Jednotka	Význam
$a$	[m]	délka pouzdra ojničního oka
$b$	[m]	délka mezery pro ojniční oko
$d$	[m]	vnější průměr pístního čepu
$D$	[m]	vrtání válce
$d_i$	[m]	průměr dutiny pístního čepu
$F$	[N]	síla
$F_p$	[N]	síla od tlaku plynů (primární)
$F_Q$	[N]	posouvající síla
$F_s$	[N]	setrvačná síla (sekundární)
$F'_{sp}$	[N]	setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny
$F''_{sp}$	[N]	setrvačná síla posuvné hmoty pístu
$i$	[-]	počet válců
$I_n$	[m <sup>4</sup> ]	moment setrvačnosti
$l$	[m]	délka uložení čepu v pístním oku

$L$	[m]	délka ojnice
$l_{pp}$	[m]	délka pístního čepu
$M_k$	[N·m]	krouťící (točivý) moment
$M_o$	[N·m]	ohybový moment
$m_p$	[kg]	hmotnost pístu
$m_{pp}$	[kg]	hmotnost pístního čepu
$M_s$	[m <sup>3</sup> ]	statický moment
$m_{sp}$	[kg]	hmotnost pístní skupiny
$n$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky
$p$	[Pa]	tlak
$P$	[W]	výkon
$p_0$	[Pa]	referenční tlak
$p_{id}$	[Pa]	střední efektivní tlak
$p_o$	[Pa]	měrný tlak v oku ojnice
$p_p$	[Pa]	měrný tlak v okách pístu
$r$	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná plynová konstanta
$r_p$	[m]	poloměr nepodepřené části dna pístu
$R$	[m]	poloměr kliky
$S_p$	[m <sup>2</sup> ]	plocha dna pístu

$T$	[K]	termodynamická teplota
$T_0$	[K]	referenční teplota
$v$	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrný objem
$V$	$[\text{m}^3]$	objem
$V_k$	$[\text{m}^3]$	objem kompresního prostoru
$V_v$	$[\text{m}^3]$	celkový objem válce
$V_z$	$[\text{m}^3]$	zdvihový objem válce
$Z$	[m]	zdvih pístu
$\alpha$	[-]	poměr průměrů mezikruží
$\delta$	[m]	tloušťka dna pístu
$\epsilon$	[-]	kompresní poměr
$\eta_t$	[-]	tepelná účinnost
$\theta$	[-]	stupeň izochorického hoření
$\kappa$	[-]	Poissonova konstanta
$\lambda$	[-]	ojniční poměr
$\sigma_o$	[Pa]	ohybové napětí
$\tau$	[Pa]	smykové napětí
$\varphi$	[rad]	úhel natočení kliky
$\omega$	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost

# Seznam obrázků

2.1	Scéma čtyřdobého, dvoudobého [1] a Wankelova motoru [9] . . . . .	4
2.2	Konfigurace válců [9] . . . . .	5
2.3	Konstrukce rozvodů [11] . . . . .	6
2.4	Pohonné mechanismy rozvodů [8] . . . . .	7
3.1	Diagramy ideálního oběhu zážehového motoru [7] . . . . .	10
3.2	Diagram teoretického a skutečného oběhu zážehového motoru [7] . . . . .	11
3.3	Fáze čtyřdobého zážehového motoru [6] . . . . .	12
3.4	Graf rychlostních charakteristik [9] . . . . .	13
3.5	Příklad tvarování klikových hřídelů a pořadí zapalování [5] . . . . .	15
4.1	Typy konstrukce klikové skříně [8] . . . . .	17
4.2	Tvary dna pístu zážehových motorů [8] . . . . .	19
4.3	Diagram časování ventilů [9] . . . . .	21
4.4	Základní tvary vahadel [8] . . . . .	21
4.5	Vstupní parametry v programu Excel . . . . .	24
4.6	Závislé parametry modelu v programu Excel . . . . .	25
4.7	Parametry modelu nahrané do programu Inventor . . . . .	25
4.8	2D náčrt klikového hřídele . . . . .	26
4.9	Výsledný 3D model klikového hřídele . . . . .	26
4.10	Výsledný 3D model motoru . . . . .	27
4.11	Modely čtvercového motoru o objemu 1 litr a motoru nadčtvercového . . . . .	28
4.12	Modely motoru podčtvercového a motoru se zvětšenou roztečí válců . . . . .	28

5.1	Výstup pevnostní analýzy . . . . .	32
5.2	Schéma zatížení pístního čepu [8] . . . . .	33

# Seznam tabulek

4.1	Parametry výchozího motoru [4] . . . . .	24
5.1	Výchozí parametry pro termodynamickou analýzu . . . . .	29
5.2	Výsledky termodynamické analýzy . . . . .	30
5.3	Výchozí parametry pro pevnostní analýzu pístu . . . . .	31
5.4	Přípustná mezní ohybová napětí ve dně pístu [8] . . . . .	32
5.5	Výchozí parametry pro kontrolu měrných tlaků . . . . .	33
5.6	Výchozí parametry pro výpočet napětí v čepu . . . . .	35



# Literatura

- [1] Oldřich BAMBULA. *Učebnice pro autoškoly*. Naše vojsko, 1978.
- [2] Marek BEDNÁŘ. Plochý vs. řadový motor: co je lepší? [online]. Dostupné z <http://www.autoforum.cz/technika/>, 2017-08-06.
- [3] Marek BEDNÁŘ. Nový motor spaluje benzín i naftu zároveň. [online]. Dostupné z <https://www.novinky.cz/auto/>, 2018-04-23.
- [4] Hans-Rüdiger ETZOLD. *BMW 3.. - Jak na to?* Kopp, 2002. ISBN: 80-7232-096-3.
- [5] Rolf GSCHEIDLE a kol. *Příručka pro automechanika*. Sobotáles, 2001. ISBN: 80-85920-76-X.
- [6] H-diag. Motory: základní rozdělení [online]. Dostupné z <https://www.h-diag.cz/news/motory-zakladni-rozdeleni-car/>, 2008-08-30.
- [7] Jan HROMÁDKO a kol. *Spalovací motory*. Grada Publishing, 2011. ISBN: 978-80-247-3475-0.
- [8] Ladislav KOVAŘÍK a kol. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Naše vojsko, 1992. ISBN: 28-073-92.05/169.
- [9] Jan MACEK. *Spalovací motory*. ČVUT, 2012. ISBN: 978-80-01-05015-6.
- [10] Martin VACULÍK. Seriál o spotřebě: Lze jezdit na rostlinný olej? [online]. Dostupné z <http://www.auto.cz/>, 2012-06-15.
- [11] František VLK. *Vozidlové spalovací motory*. Vlk, 2003. ISBN: 80-238-8756-4.