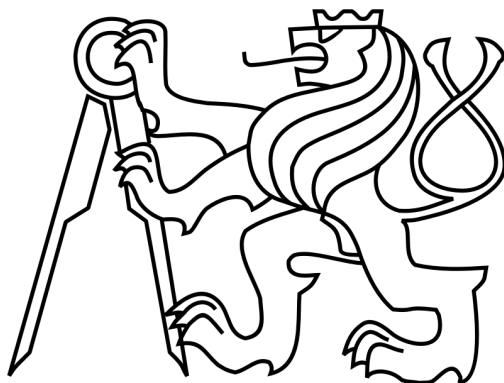


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Návrh na konstrukci 1-válcového zážehového motoru

Proposal for design of 1-cylinder spark-ignition engine

Studijní program: B 2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem

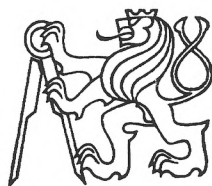
Vedoucí práce: Ing. Antonín Mikulec

BP 2015 - SM 08

Petr Woronycz

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta : **strojní**
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Akademický rok: **2014/2015**



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): **Petr Woronycz**

studijní program: **B 2341 Strojírenství**
studijní obor: **3901R051 Konstruování podporované počítačem**

Název tématu: **Návrh na konstrukci 1-válcového zážehového motoru**

Název tématu anglicky: **Proposal for Design of 1-Cylinder Spark-Ignition Engine**

Označení diplomové práce: **BP 2015 – SM 08**

Pokyny pro vypracování:

Vypracujte základní konstrukční návrh 1-válcového 2-dobého zážehového motoru o obsahu od 40 do 120 cm³. Pracovní postup konstrukce a základní informace o motoru budou dodány zadavatelem a konzultantem projektu. Parametrický 3D model motoru vytvořte v prostředí CATIA, CREO (Pro-E) nebo podobného programu. Proveďte základní pevnostní analýzu zvolených součástí nebo systému motoru.

Rozsah průvodní zprávy: min. 35 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací: CAD model

Doporučené podklady: Spalovací motory, Jan Macek

Vedoucí bakalářské práce: Antonín Mikulec, Ing.

Odborný konzultant: Sergii Bogomolov, Ing.

Datum zadání bakalářské práce: 30.4.2015

Datum odevzdání bakalářské práce: 19.6.2015

Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“

Diplomant 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.

Zadání bakalářské práce převzal dne:

.....
podpis diplomanta

Vítek

Doc. Ing. Oldřich VÍTEK, Ph.D.
vedoucí ústavu 12120



Michael Valášek
Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.
děkan fakulty strojní

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně pouze za odborného vedení vedoucího práce a konzultantů. Veškeré zdroje informací, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedené v seznamu literatury.

V Praze dne

.....

Petr Woronycz v. r.

Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem na konstrukci dvoudobého jednoválcového zážehového motoru pro motorovou řetězovou pilu. Tento motor je vytvořen jako parametrický 3D model v rozsahu zdvihového objemu 40 – 120 cm³. Model je zpracován v programu CATIA V5 a parametry řídí program Microsoft Excel 2013. Práce obsahuje obecný popis motoru motorové pily, proces parametrizování součástí a pevnostní výpočty vybraných součástí.

Abstract

This thesis deals with the proposal for design of single-cylinder spark-ignition engine for chainsaw. This engine is created as 3D parametric model in the range of engine displacement 40 – 120 ccm. Model is developed by program CATIA V5 and program Microsoft Excel 2013 controls parameters. Thesis contains general description of chainsaw engine, parameterization process of parts and static stress analysis of selected parts.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Antonínu Mikulcovi za všestrannou pomoc, vstřícnost, cenné rady a čas, který mi věnoval při přípravě mé bakalářské práce. Poděkování patří i rodině za morální a finanční podporu nejen při tvorbě bakalářské práce, ale i během celého studia.

OBSAH

Abstrakt	iii
Abstract	iv
Seznam obrázků	vii
Seznam tabulek	viii
Seznam použitých zkratk a symbolů	ix
1. ÚVOD	1
2. VÝPOČETNÍ SOFTWARE	2
2.1 Microsoft Excel 2013	2
2.2 CATIA STUDENT V5-6R2013	2
2.3 MATLAB R2013a	2
3. MOTOROVÁ ŘETĚZOVÁ PILA	3
3.1 Klasifikace motorových pil	3
3.2 Konstrukce motorových pil	3
3.2.1 Motorová část	4
4. CHARAKTERISTIKA POHONU MOTOROVÉ PILY.....	5
4.1 Pracovní cyklus dvoudobého motoru	5
4.2 Rozvod motoru a způsob vyplachování	6
4.3 Návrh hlavních charakteristických nezávislých parametrů motoru	6
4.4 Výpočet hlavních charakteristických závislých parametrů motoru	8
4.5 Kinematika klikového mechanismu	9
5. PARAMETRICKÉ MODELOVÁNÍ	11
5.1 Proces parametrizace	11
5.1.1 Návrhový proces parametrizace	11
5.1.2 Uživatelský proces parametrizace	12
5.2 Rozdělení parametrů	13
5.2.1 Dělení podle typu parametru	13
5.2.2 Dělení podle závislosti	13
5.2.3 Dělení podle navrhnuté funkce	14
5.3 Označování parametrů	17
5.4 Volba hlavního nezávislého parametru	20
5.5 Soubor parametry.xlsx	20
6. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	23
6.1 Pístní čep	24
6.1.1 Kontrola namáhání pístního čepu	24
6.1.2 Kontrola středního smykového napětí v pístním čepu	24
6.2 Klikový čep	25
6.3 Klikový hřídel	26
6.4 Píst	27
6.4.1 Kontrola měrného tlaku mezi pístem a stěnou válce	27
6.4.2 Kontrola tlakového napětí v místě pístního kroužku	27
6.4.3 Kontrola měrného tlaku v okách pístu pro pístní čep	28
6.4.4 Kontrola namáhání dna pístu	28
6.5 Ojnice	28
7. MODEL MOTORU	30
8. ZÁVĚR	35
9. LITERATURA	36
10. PŘÍLOHY	37

Seznam obrázků

Obr. 2.1 - Ukázka prostředí Microsoft Excel.....	2
Obr. 2.2 - Ukázka prostředí CATIA V5	2
Obr. 3.1 - Sestava motoru [11]	4
Obr. 4.1 - Pracovní cyklus jednoválcového dvoudobého motoru [1].....	5
Obr. 4.2 - Rozložení výfukového kanálu a páru přepouštěcích kanálů [4]	6
Obr. 4.3 - Vratné vyplachování Schnürle [12].....	6
Obr. 4.4 - Průběh dráhy pístu.....	9
Obr. 4.5 - Průběh rychlosti pístu.....	10
Obr. 4.6 - Průběh zrychlení pístu.....	10
Obr. 5.1 - Proces parametrizace.....	12
Obr. 5.2 - Detail uložení klikového hřídele	16
Obr. 5.3 - Kompresní prostor.....	17
Obr. 5.4 - Označování parametrů.....	18
Obr. 5.5 - Chybová hláška aplikovaná na buňku B2	21
Obr. 5.6 - Stanovení rozvodových úhlů pomocí Brixihho konstrukce [2]	21
Obr. 5.7 - Stanovení skutečného časového průřezu [2]	21
Obr. 5.8 - Ukázka zápisu parametrů pístního čepu na třetím listu.....	22
Obr. 5.9 - Podmíněné formátování pro odstranění duplicity	22
Obr. 6.1 - Ukázka čtvrtého listu PEVNOSTNÍ VÝPOČTY.....	23
Obr. 6.2 - Zatížení pístního čepu [6].....	24
Obr. 6.3 - Zatížení při horní úvrati [6].....	25
Obr. 6.4 - Geometrie pláště pístu.....	27
Obr. 6.5 - Profil dřívku ojnice.....	29
Obr. 7.1 - Řez modelem motoru motorové řetězové pily (sací a výfukový kanál).....	30
Obr. 7.2 - Řez modelem motoru motorové řetězové pily (přepouštěcí kanál)	31
Obr. 7.3 - Sestava pístu	31
Obr. 7.4 - Sestava ojnice	32
Obr. 7.5 - Sestava klikového hřídele.....	32
Obr. 7.6 - Rozměrová proměnlivost pístu (rozsah min/max)	33
Obr. 7.7 - Rozměrová proměnlivost ojnice (rozsah min/max)	33
Obr. 7.8 - Rozměrová proměnlivost klikového hřídele (rozsah min/max).....	33
Obr. 7.9 - Rozměrová proměnlivost pístního čepu (rozsah min/max).....	34
Obr. 7.10 - Rozměrová proměnlivost jehlového ložiska (rozsah min/max).....	34
Obr. 7.11 - Rozměrová proměnlivost kuličkového ložiska (rozsah min/max).....	34

Seznam tabulek

Tab. 3.1 - Orientační rozlišení pil do tříd dle hmotnosti a výkonu motoru [1].....	3
Tab. 4.1 - Rozvržení maximálních otáček	8
Tab. 5.1 - Rozvržení průměru uložení v kuličkových ložiskách	16
Tab. 5.2 - Použitá písmena (typ rozměru)	18
Tab. 5.3 - Použitá písmena (zkratky součástí)	19
Tab. 5.4 - Použitá písmena (doplňk)	19
Tab. 5.5 - Časové rozměry rozvodů.....	21

Seznam použitých zkratek a symbolů

B	[mm]	tloušťka dřívku ojnice
D	[mm]	vrtání válce
E	[N.mm ⁻²]	modul pružnosti v tahu
F _{pmax}	[N]	maximální síla na píst
H	[mm]	výška dřívku ojnice
J _x	[mm ⁴]	moment setrvačnosti profilu dřívku ojnice pro rovinu x
J _y	[mm ⁴]	moment setrvačnosti profilu dřívku ojnice pro rovinu y
KH	[mm]	korekční hodnota (Brixiho konstrukce)
L	[mm]	zdvih motoru
M _o	[N.mm]	ohybový moment
M _M	[N.m]	točivý moment
M ['] _M	[N.m]	navýšený točivý moment
N	[N]	kolmá složka síly F _{pmax}
P _T	[kW]	teoretický výkon
Re _{min}	[N.mm ⁻²]	dolní mez kluzu
Rp _{0,2min}	[N.mm ⁻²]	dolní mez kluzu určená z trvalé deformace
S _p	[mm ²]	plocha pístu
S _{min}	[mm ²]	minimální plocha průřezu dřívku ojnice
V	[cm ³]	objem
V _c	[cm ³]	objem kompresního prostoru
V _z	[cm ³]	zdvihový objem
W _k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
W _o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
a	[m.s ⁻²]	zrychlení
a _I , a _{II}	[mm]	rameno působící síly v místě I, II
b	[mm]	tloušťka vybrání dřívku ojnice
b _o	[mm]	šířka ojnicí hlavy pístové
b _s	[mm]	šířka otvorů pro sání
b _p	[mm]	šířka otvorů pro přepouštění
b _v	[mm]	šířka otvorů pro výfuk
c _s	[m.s ⁻¹]	střední pístová rychlost
d	[mm]	průměr pístu
d ₁	[mm]	vnější průměr klikového čepu
d ₂	[mm]	průměr uložení hlavních ložisek
d _ě	[mm]	vnější průměr pístního čepu
d ['] _ě	[mm]	vnitřní průměr pístního čepu
d _i	[mm]	vnitřní průměr pístu v místě drážky pro pístní kroužek
d _k	[mm]	vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek
e	[mm]	délka mezery mezi oky pístu
h	[mm]	výška vybrání dřívku ojnice
h _s	[mm]	výška otvoru pro sání
h _p	[mm]	otvoru pro přepouštění
h _v	[mm]	otvoru pro výfuk
k	[1]	bezpečnost
k _x	[1]	součinitel pro vzpěr v rovině kývání
k _y	[1]	součinitel pro vzpěr kolmo na rovinu kývání
l _ě	[mm]	délka pístního čepu

l_c	[mm]	vzdálenost osy pístního čepu od dna pístu (kompresní výška)
l_o	[mm]	vzdálenost os ojnicích čepů (délka ojnice)
l_p	[mm]	délka pláště pístu
$p_{\dot{e}}$	[N.mm ⁻²]	měrný tlak v okách pístu
$p_{\dot{e}dov}$	[N.mm ⁻²]	dovolený měrný tlak v okách pístu
p_e	[MPa]	střední užitečný tlak
p_{max}	[MPa]	maximální tlak na píst
p_N	[N.mm ⁻²]	měrný tlak mez pístem a stěnou válce
p_{Ndov}	[N.mm ⁻²]	dovolený měrný tlak
s_k	[mm]	tloušťka stěny v místě pístního kroužku
t	[mm]	tloušťka dna pístu
r	[mm]	délka ramena klikového hřídele
n	[min ⁻¹]	maximální otáčky klikového hřídele
v	[mm]	rychlost pístu
v_v	[mm]	výška výfukového otvoru
x	[mm]	dráha pístu
α_p	[°]	rozvodový úhel pro přepouštění
α_s	[°]	rozvodový úhel pro sání
α_v	[°]	rozvodový úhel pro výfuk
α_{vrub}	[1]	vrubový účinek
α_{τ}	[1]	tvarový součinitel
ε_g	[1]	geometrický kompresní poměr
ε_{sk}	[1]	skutečný kompresní poměr
λ	[1]	ojnicní poměr
ρ	[1]	poměr vrtání/zdvih
σ_d	[N.mm ⁻²]	napětí v tlaku
σ_{dx}	[N.mm ⁻²]	napětí v tlaku pro rovinu x
σ_{dy}	[N.mm ⁻²]	napětí v tlaku pro rovinu y
σ_{ddov}	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí v tlaku
σ_o	[N.mm ⁻²]	napětí v ohybu
σ_{odov}	[N.mm ⁻²]	dovolené napětí v ohybu
σ'_o	[N.mm ⁻²]	navýšené napětí v ohybu
σ_{red}	[N.mm ⁻²]	redukované napětí
σ_p	[%]	poměrná výška otvoru pro přepouštění
σ_s	[%]	poměrná výška otvoru pro sání
σ_v	[%]	poměrná výška otvoru pro výfuk
τ_2	[1]	počet užitečných zdvihů za sekundu
τ	[N.mm ⁻²]	smykové napětí
τ'	[N.mm ⁻²]	navýšené smykové napětí
τ_s	[N.mm ⁻²]	střední smykové napětí
φ	[°]	úhel natočení klikového hřídele
ψ_p	[%]	poměrná šířka otvoru pro přepouštění
ψ_s	[%]	poměrná šířka otvoru pro sání
ψ_v	[%]	poměrná šířka otvoru pro výfuk
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost

1. ÚVOD

Motorová řetězová pila je jedním z nejrozšířenějších pracovních přenosných strojů. Každý výrobce vyrábí několik typů motorových pil o různém výkonu. Dosáhnutí různých výkonů znamená, použít různě silné motory. Zde se přímo nabízí navrhnout parametrický model motoru. Firmy se snaží být lepší než konkurence, a tak se vývoj i výroba neustále zrychluje. Parametrický model motoru umožňuje ve velmi krátkém času kompletní přeměnu součástí. Můžeme tak ihned získat model motoru o požadovaném výkonu, zdvihovém objemu nebo třeba průměru vrtání. Záleží na konstruktérovi, jaký parametr zvolí, podle kterého se bude proměnlivost modelu řídit.

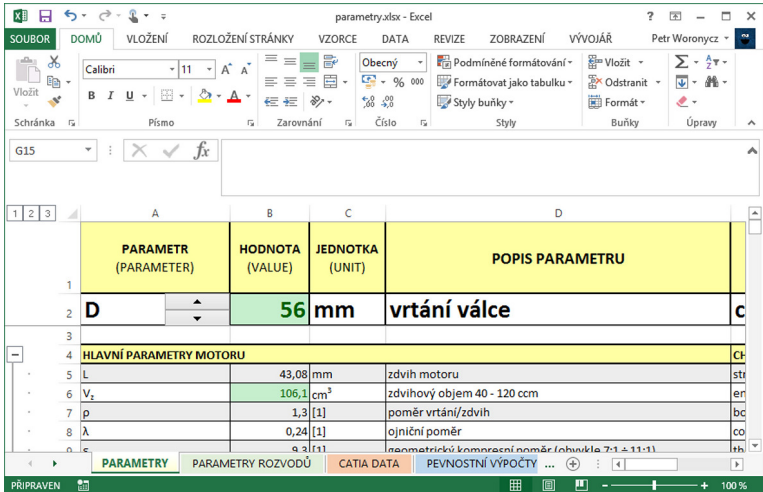
Cílem bakalářské práce je navrhnout motor používaný k pohonu motorové řetězové pily. Vytvořit 3D parametrický model, který se bude měnit v rozsahu hodnoty zdvihového objemu 40 až 120 cm³, a provést pevnostní analýzu vybraných součástí.

Téma této bakalářské práce jsem si vybral, protože jsem se chtěl naučit a prozkoumat možnosti parametrického modelování v programu CATIA V5. Motivací také bylo, naučit se základy konstrukce dvoudobých zážehových motorů. V práci se věnuji hlavně popisu procesu parametrizace, který následně ukazují na příkladech. V závěru práce některé vybrané součásti kontroluji z hlediska jejich pevnosti.

2. VÝPOČETNÍ SOFTWARE

2.1 Microsoft Excel 2013

Tabulkový procesor vyvinut firmou Microsoft Corporation. Jednotlivé virtuální listy obsahují buňky, do kterých se vkládají data. Program použit pro vytvoření souboru parametry.xlsx, který počítá a řídí parametry.

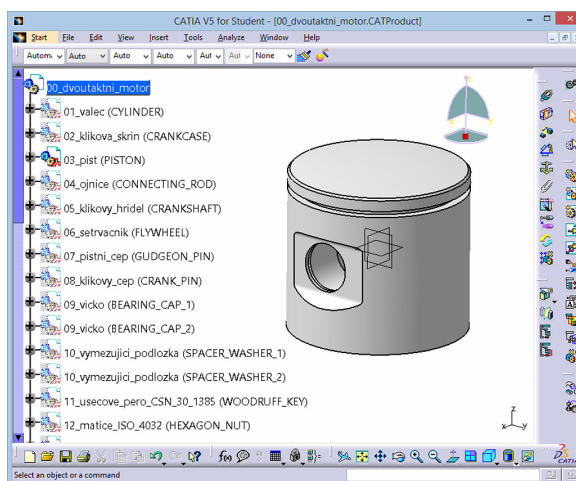


PARAMETR (PARAMETER)	HODNOTA (VALUE)	JEDNOTKA (UNIT)	POPIS PARAMETRU
D	56	mm	vrtání válce
HLAVNÍ PARAMETRY MOTORU			
L	43,08	mm	zdvih motoru
V _z	106,1	cm ³	zdvihový objem 40 - 120 ccm
p	1,3	[1]	poměr vrtání/zdvih
λ	0,24	[1]	ojní poměr
q	2,11		parametrický úvazovací rozměr (obrázky 7-1 a 11-1)

Obr. 2.1 - Ukázka prostředí Microsoft Excel

2.2 CATIA STUDENT V5-6R2013

Počítačový software pro 3D konstruování vyvinut firmou Dassault Systèmes, který je schopný pokrýt celý životní cyklus výrobku. Program použit pro vytvoření 3D parametrického modelu motoru, který je svázán s parametry.xlsx.



Obr. 2.2 - Ukázka prostředí CATIA V5

2.3 MATLAB R2013a

Interaktivní prostředí pro vědeckotechnické výpočty. Program použit k vytvoření skriptu kinematika.m, který vykresluje průběhy kinematických veličin.

3. MOTOROVÁ ŘETĚZOVÁ PILA

Motorová řetězová pila je přenosný ruční přenosný pracovní stroj obsluhovaný zpravidla jedním pracovníkem. Řezný nástroj je tvořen nekonečným pilovým řetězem vedeným ve vodící liště, který pohání spalovací či elektrický motor. Motorová pila se používá ke kácení stromů, k opracování dřeva a případně k záchranným akcím. Uplatnění najde v lesnictví, v dřevozpracujícím průmyslu, v sochařství, ale také v neprofesním prostředí k úpravě zahrad [1].

3.1 Klasifikace motorových pil

Pily můžeme rozdělit podle různých kritérií. Hlavní kategorie rozdělení jsou dle hmotností a výkonové třídy (tab. 3.1) a rozdělení dle užití.

Tab. 3.1 - Orientační rozlišení pil do tříd dle hmotnosti a výkonu motoru [1]

Třída	Hmotnost [kg]	Zdvihový objem [cm ³]	Výkon motoru [kW]
I. velmi lehké	4-5	30 – 40	1,1 – 1,9
II. lehké	6-7	50 – 60	1,9 – 2,6
III. středně těžké	8-10	60 – 80	2,6 – 3,4
IV. těžké	11-12	90 – 100	3,7 – 4,8
V. velmi těžké	>13	120 – 140	5,2 – 6,6

Do I. třídy spadají pily k údržbě dřevin. II. a III. třída to jsou pily určené pro lehkou práci (např. příprava palivového dříví, kácení slabších stromů). Poslední dvě třídy reprezentují pily pro náročnou těžbu dřeva a také speciální záchranné pily.

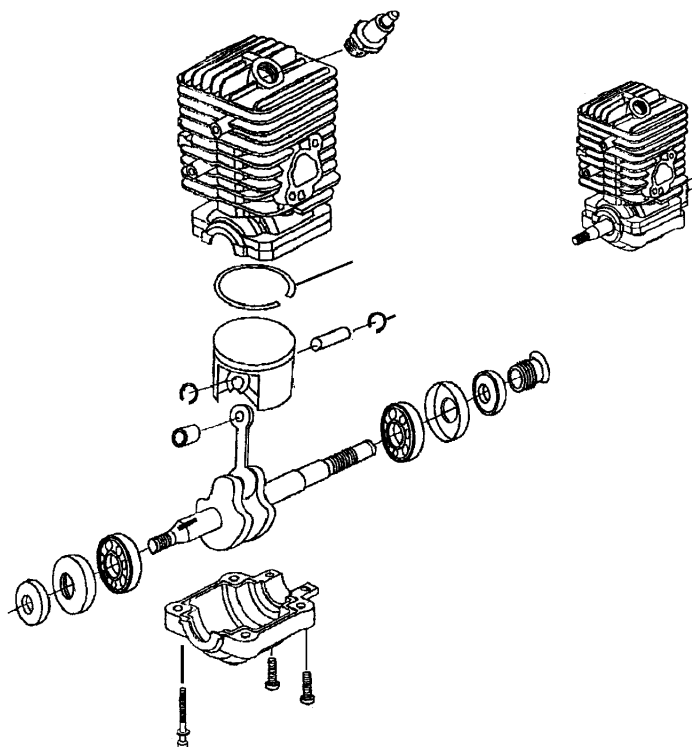
V kategorii dle užití rozlišujeme pily profesní a hobby. Rozdíly jsou v konstrukčním provedení. Profesní pily, které jsou určeny pro každodenní práci, nabízejí vyšší komfort obsluhy, vyšší spolehlivost a životnost. Hobby pily kladou důraz na nízkou pořizovací cenu, proto mají horší užitné vlastnosti, a tudíž nejsou určeny k intenzivnímu používání [1].

3.2 Konstrukce motorových pil

Motorová pila se skládá ze tří částí (motorové, nosné a řezací). Řezací řetěz je poháněn řetězovým kolem. Kolo je spojeno pomocí odstředivé spojky přímo bez převodů s klikovou hřídelí motoru. Řetězové kolo má tak stejné otáčky jako kliková hřídel. Důležitou součástí každé pily jsou bezpečnostní prvky. Každá pila musí splňovat vyhlášku o zajištění bezpečnosti práce s motorovými řetězovými pilami. V rámci mé úlohy se věnuji pouze části motorové [1].

3.2.1 Motorová část

K řezání je potřeba velkých obvodových rychlostí řetězu až $25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, proto jsou pily vybaveny vysokootáčkovými motory. Nejčastějším druhem pohonu jsou spalovací dvoudobé jednoválcové zážehové motory s vratným pohybem pístu. [1].



Obr. 3.1 - Sestava motoru [11]

Válec motorové pily je odlit z lehkých slitin a jeho poloha je ve většině případech svislá. Chlazení válce je uskutečněno proudem vzduchu, který je nasáván z okolí lopatkami na kole setrvačnicku. Vzduch proudí přes otvory v krytu na soustavu chladicích žeber zajišťující odvod tepla [1].

Kliková skříň musí být dokonale utěsněna, protože vlivem přetlaku dochází k plnění pracovního prostoru válce. [2]

Píst je mírně zaoblený nebo plochý a osazen zpravidla jedním pístním kroužkem. Z hlediska rozměrů je průměr pístu větší než zdvih, tudíž je motor podčtvercový [1].

Klikový hřídel je skládaný a uložen ve dvou kuličkových ložiscích v klikové skříni. Tato součást je nejvíce namáhána. Musí snášet vysoké otáčky a vydržet velké rázy při zabrzdění bezpečnostní brzdou [1].

Ojnice je opatřena párem jehlových ložisek. Dolní oko se vyrábí nedělené. Vůle je vymezena dvěma podložkami na pístním čepu.

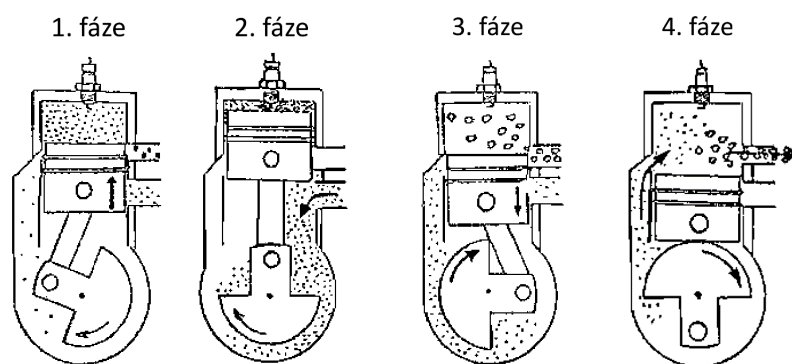
4. CHARAKTERISTIKA POHONU MOTOROVÉ PILY

V předchozí kapitole jsem stručně přiblížil, jaký motor se využívá k pohonu motorových řetězových pil. V této kapitole bych rád tento dvoudobý zážehový motor rozvedl podrobněji a navrhl základní charakteristické parametry, se kterými budu dále pracovat.

Dvoudobý nebo také dvoutaktní motor je tepelný stroj s vnitřním spalováním, který vykonává pracovní cyklus na jednu otáčku klikového hřídele. Stejně jako u čtyřdobého motoru musí být zajištěny 4 základní fáze (sání, komprese, expanze a výfuk). Rozdíl u dvoudobého motoru je, že vykonává dvě fáze na jeden zdvih pístu. Rozvod je tvořen kanály (sací, přepouštěcí a výfukový). Výměnu směsi vzduchu, paliva a oleje ve válci zajišťuje píst svým pohybem. Přidaný olej ve směsi, maže třecí plochy a ložiska.

Ve srovnání s čtyřdobým motorem mezi výhody dvoudobého motoru patří jednoduchá konstrukce, větší měrný výkon a menší váha na jednotku výkonu. Nevýhodou je menší účinnost, větší měrná spotřeba paliva, hluk výfuku a vyšší obsah škodlivin z důvodu spalování oleje (efekt modrého kouře) [3].

4.1 Pracovní cyklus dvoudobého motoru

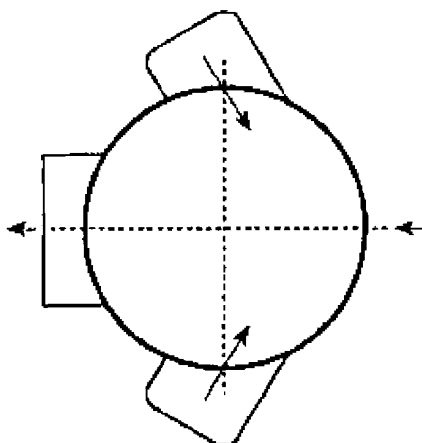


Obr. 4.1 - Pracovní cyklus jednoválcového dvoudobého motoru [1]

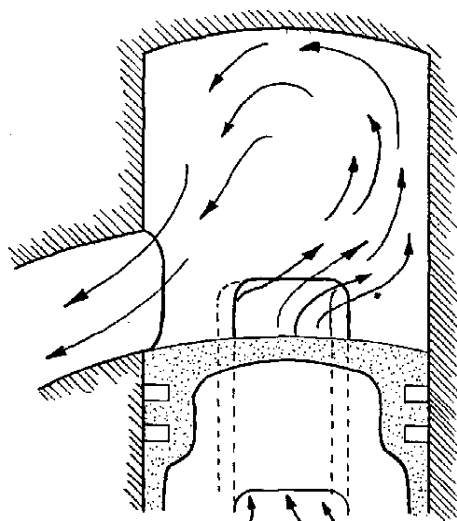
V první fázi se píst pohybuje z dolní úvratě (DÚ) do horní úvratě (HÚ), uzavírá přepouštěcí i výfukový kanál a stlačuje směs. Píst svým pohybem nahoru vytváří podtlak a po otevření sacího kanálu se začne nasávat čerstvá směs do prostoru klikové skříně. V druhé fázi dojde v předstihu před HÚ k zapálení stlačené směsi ve válci. Následuje expanze směsi a plyny tlačí píst směrem k DÚ. Ve třetí fázi píst, pohybující se dolů, otevírá v krátkém sledu nejdříve výfukový, poté přepouštěcí kanál a nakonec zavírá sací kanál. Čerstvá směs ve čtvrté fázi proudí vlivem přetlaku skrz přepouštěcí kanál nad píst a pomáhá vyplachovat zbytky výfukových plynů do atmosféry. Celý cyklus se opakuje.

4.2 Rozvod motoru a způsob vyplachování

U motorových pil se používá výhradně symetrický tříkanálový rozvod. Ve stěně válce jsou umístěny otvory kanálů. Kromě pracovní funkce píst zastává i funkci rozvodového ústrojí. Při pohybu zakrývají a odkrývají jednotlivé otvory horní a dolní hrany pístu. Na jedné straně se nachází sací otvor, kterým se přivádí čerstvá směs z karburátoru. Nad sacím otvorem se nachází výfukový kanál. Dva přepouštěcí kanály po stranách jsou proti sobě natočeny o $120^\circ \div 130^\circ$ a jejich otvory směřují mírně nahoru ke spalovacímu prostoru (obr. 4.2). To zapříčiní, že oba proudy směsi z přepouštěcích otvorů vystupují podél stěny vzhůru, spojí se, na konci hlavy se obrací a vytlačují spaliny směrem k výfukovému kanálu. Tento způsob se nazývá vratné vyplachování (obr. 4.3). Umožňuje dokonalou výměnu a použití pístu bez deflektoru. Nevýhodou je, že oba přepouštěcí kanály je nutno nastavit tak, aby nedocházelo k víření a úniku čerstvé směsi výfukovým kanálem dříve, než dojde k zážehu [1] [2] [3].



Obr. 4.2 - Rozložení výfukového kanálu a páru přepouštěcích kanálů [4]



Obr. 4.3 - Vratné vyplachování Schnürle [12]

4.3 Návrh hlavních charakteristických nezávislých parametrů motoru

Při návrhu základních parametrů jsem vycházel z literatury a katalogů výrobců. Snažil jsem se co nejvíce přiblížit ke skutečným hodnotám. Nicméně musím konstatovat, že tyto hodnoty bývají různé, protože záleží na typu motorové pily a výrobcu. Navržené parametry jsou vypsány na prvním listu v řídicím souboru `parametry.xlsx` a lze je podle potřeby změnit.

Poměr vrtání/zdvih

Motor motorové pily je podčtvercový. Poměr takových motorů musí být větší než jedna. Z toho vyplývá, že bude mít průměr vrtání větší než zdvih. Podle tabulky 1.21 v [4, s. 45], kde se autor přímo zmiňuje o motorových pilách, jsem zvolil poměr $\rho = 1,3$.

$$\rho = \frac{D}{L} = 1,3 \quad (4.1)$$

Ojniční poměr

Podle [5, s. 111] se v současných konstrukcích dvoudobého motoru poměr pohybuje od $\frac{1}{3,5}$ do $\frac{1}{4,5}$. Zvolil jsem ojniční poměr $\lambda = 0,24$.

$$\lambda = \frac{r}{l_o} = 0,24 \quad (4.2)$$

Kompresní poměr

U dvoudobých motorů je nutno zavést skutečný kompresní poměr ε_{sk} , který je definován takto

$$\varepsilon_{sk} = \frac{V_z + V_c - S_p \cdot v_v}{V_c} \quad [6]. \quad (4.3)$$

Tento kompresní poměr se u motorových pil podle [4, s. 536] pohybuje v rozmezí 6,5–8, standardně bývá roven 7.

Geometrický skutečný poměr ε_g je definován jako

$$\varepsilon_g = \frac{V_z + V_c}{V_c} \quad [6]. \quad (4.4)$$

Z rovnic (4.3) a (4.4) jsem vytvořil soustavu rovnic o dvou neznámých V_c , ε_g a vznikl výraz pro dopočítání ε_g

$$\varepsilon_g = \frac{\varepsilon_{sk} \cdot V_z - S_p \cdot v_v}{V_z - S_p \cdot v_v}, \quad (4.5)$$

do kterého jsem dosadil hodnoty referenčního průměru vrtání $D = 56$ mm

$$\varepsilon_g = \frac{7 \cdot 106,1 - \frac{\pi \cdot 5,6^2}{4} \cdot 1,19}{106,1 - \frac{\pi \cdot 5,6^2}{4} \cdot 1,19} = 9,29.$$

Proto jsem zvolil geometrický kompresní poměr $\varepsilon_g = 9,3 : 1$.

Střední užitečný tlak

Podle tabulky 1.21 v [4, s. 45] jsem zvolil $p_e = 0,45$ MPa.

Maximální otáčky

Maximální otáčky jsem volil podle katalogu výrobce motorových pil STIHL®. Zjistil jsem, že se otáčky mění v závislosti na zdvihovém objemu. Proto jsem navrhnul tři hodnoty maximálních otáček n , pro tři různá rozmezí zdvihového objemu (tab. 3.1).

Tab. 4.1 - Rozvržení maximálních otáček

V_z [cm ³]	n [min ⁻¹]
40 – 50	10 000
50 – 100	9 500
100 – 120	8 500

Toto bylo nutné vyřešit i v řídicím souboru `parametry.xlsx`. do buňky jsem zapsal vzorec `=KDYŽ (B6>100; 8500; KDYŽ (B6<=50; 10000; 9500))`, kde buňka B6 představuje hodnotu zdvihového objemu. V překladu jsem zapsal: „Když bude zdvihový objem větší než 100 cm³, zvol otáčky 8 500 min⁻¹, když nebude zdvihový objem větší než 100 cm³ a zároveň bude zdvihový objem menší nebo rovno 50 cm³, zvol otáčky 10 000 min⁻¹. Když nebude zdvihový objem menší nebo rovno 50 cm³ a ani větší než 100 cm³, zvol otáčky 9 500 min⁻¹.“

4.4 Výpočet hlavních charakteristických závislých parametrů motoru

Z výše uvedených parametrů jsem dopočítal další parametry, které dál využívám, nebo jsou pouze informativní. Pro ukázkou výpočtu jsem si vybral referenční průměr vrtání $D = 56$ mm, který do vzorců dosazuji. Vypočítané parametry jsou vypsány na prvním listu v řídicím souboru `parametry.xlsx` a jsou závislé na navržených parametrech motoru.

Zdvih motoru

$$L = \frac{D}{\rho} = \frac{56}{1,3} = 43,077 \text{ mm} \quad (4.6)$$

Zdvihový objem motoru

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 5,6^2}{4} \cdot 4,3077 = 106,1 \text{ cm}^3 \quad (4.7)$$

Objem kompresního prostoru

$$V_c = \frac{V_z}{\varepsilon_g - 1} = \frac{106,1}{9,3 - 1} = 12,8 \text{ cm}^3 \quad (4.8)$$

Maximální tlak na píst

$$p_{max} = 6,5 \cdot (\varepsilon_{sk} - 1) \quad [6] \quad (4.9)$$

$$p_{max} = 6,5 \cdot (7 - 1) = 39 \text{ kp} \cdot \text{cm}^{-2} \doteq 3,8 \text{ MPa}$$

Maximální síla na píst

$$Fp_{max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} = \frac{\pi \cdot 5,6^2}{4} \cdot 3,8 = 9\,359 \text{ N} \quad [6] \quad (4.10)$$

Střední pístová rychlost

$$c_s = \frac{L \cdot n}{30} = \frac{0,043077 \cdot 8\,500}{30} = 12,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad [7] \quad (4.11)$$

Teoretický výkon

$$P_T = \frac{V_z \cdot p_e \cdot n}{30 \cdot \tau_2} = \frac{106,1 \cdot 3,8 \cdot 8\,500}{30 \cdot 2} \cdot 10^{-3} = 6,8 \text{ kW} \quad [7] \quad (4.12)$$

Točivý moment

$$M_M = \frac{V_z \cdot p_e}{\pi \cdot \tau_2} = \frac{106,1 \cdot 0,45}{\pi \cdot 2} = 7,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad [7] \quad (4.13)$$

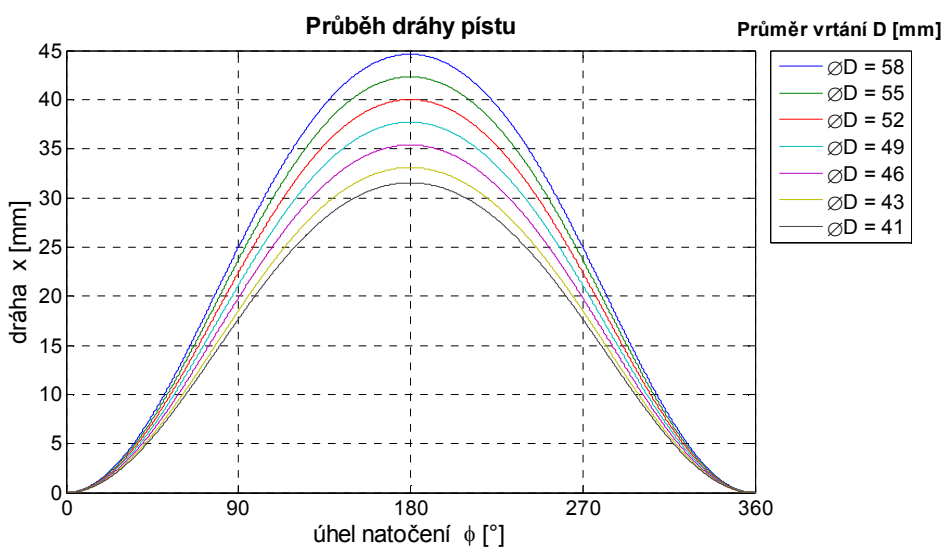
4.5 Kinematika klikového mechanismu

V programu MATLAB jsem vytvořil skript `kinematika.m`, který vykresluje průběhy (dráha, rychlost a zrychlení) kinematického pohybu klikového mechanismu v závislosti na úhlu natočení φ od 0° do 360° při maximálních otáčkách n . Skript umí načíst aktuální data ze souboru `parametry.xlsx`, konkrétně to jsou poměry ρ a λ . Maximální otáčky zmíněné v části 4.3 si skript řeší sám, příkazem `if`, podobně jako v souboru `parametry.xlsx`.

Pro přehlednost grafů jsem stanovil řadu referenčních průměrů vrtání $D = [58; 55; 52; 49; 46; 43; 41]$, kde ke každému průměru přísluší jedna barevně odlišená křivka.

Dráha pístu

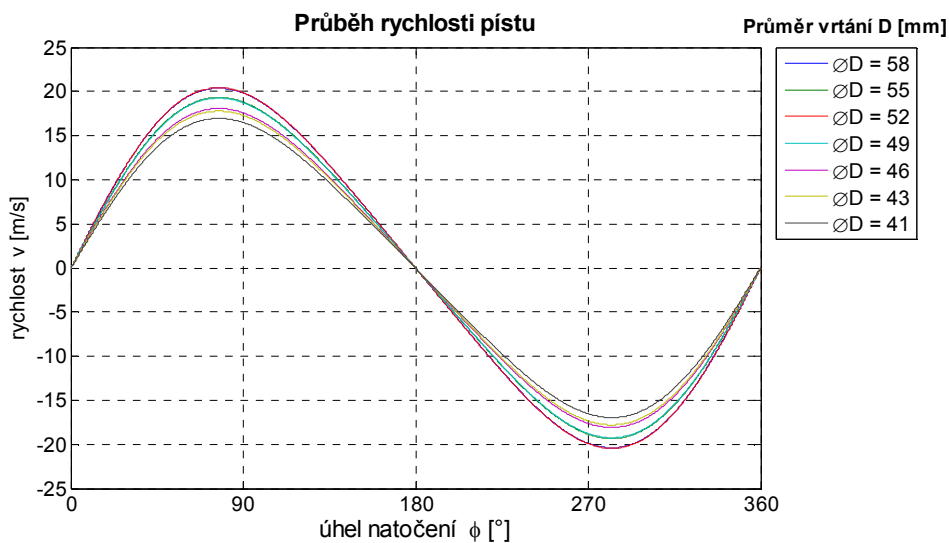
$$x(\varphi) = r \left[1 - \cos(\varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(2 \cdot \varphi)) \right] \quad (4.14)$$



Obr. 4.4 - Průběh dráhy pístu

Rychlost pístu

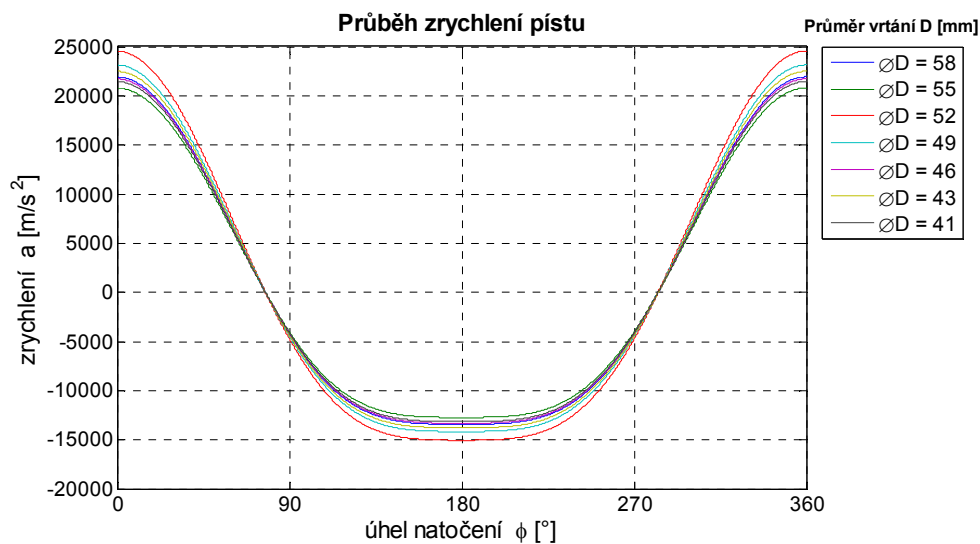
$$v(\varphi) = r \cdot \omega \left[\sin(\varphi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2 \cdot \varphi) \right] \quad (4.15)$$



Obr. 4.5 - Průběh rychlosti pístu

Zrychlení pístu

$$a(\varphi) = r \cdot \omega^2 [\cos(\varphi) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \varphi)] \quad (4.16)$$



Obr. 4.6 - Průběh zrychlení pístu

Výpis kódu skriptu naleznete v příloze č. 2.

5. PARAMETRICKÉ MODELOVÁNÍ

Dostávám se k hlavní náplni bakalářské práce, a to vypracování řídicího souboru `parametry.xlsx` a CAD parametrického modelu motoru. Nejprve bych rád vysvětlil některé pojmy týkající se 3D parametrického modelování.

Parametrické modelování je takové modelování, kde k dimenzování součástí nepoužíváme konkrétní reálná čísla, ale přiřazujeme parametr. Ze statického modelu se stává model závislý na parametru a podle toho jak se parametr mění, reaguje i model. Vytvořenému modelu touto metodou se říká parametrický.

Parametr v souvislosti s parametrickým modelováním má svůj unikátní název, typ a nabývá hodnoty, která je vyčíslena pomocí funkce. Rozeznáváme různé druhy parametrů.

5.1 Proces parametrizace

Popisují proces využitý v mé práci, kde se parametry přepočítávají podle toho, jak se mění hlavní nezávislý parametr.

5.1.1 Návrhový proces parametrizace

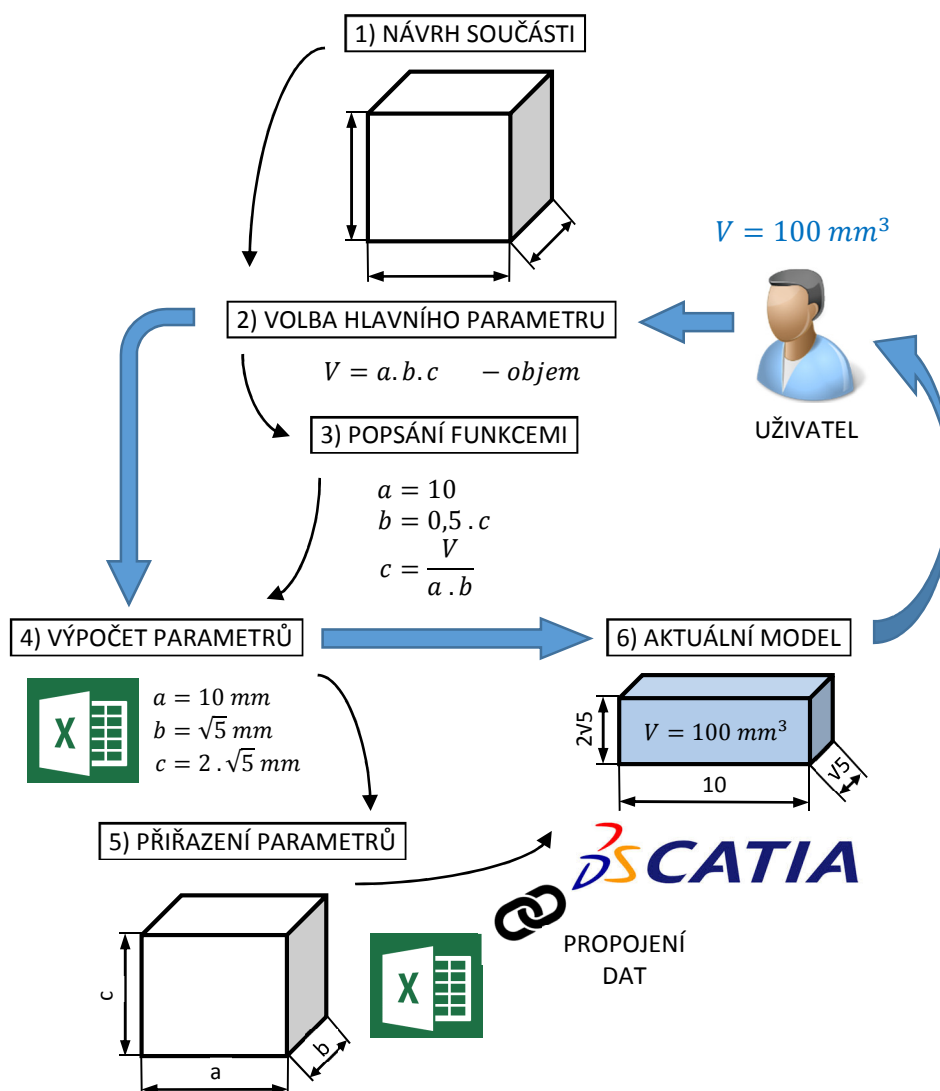
Proces parametrizace (obr. 5.1 černé šipky) začíná u návrhu součásti. Nejvhodnější je udělat si skicu a vyznačit rozměry, které chceme parametricky měnit. Druhým bodem je volba hlavního, nezávislého parametru, podle kterého chceme součást měnit. Hlavních parametrů může být i více, záleží na tom, jakou volnost parametrickému modelu dáme. Třetím bodem je popsání rozměrů podle toho, jak chceme součást měnit. To znamená, že ke každému rozměru vytvoříme unikátní parametr a k němu navrhne funkci, která ho bude řídit. Taková funkce může být různá. Ve čtvrtém bodu je proveden výpočet parametrů podle funkcí ze třetího bodu. V pátém bodě je třeba provést propojení dat. Ke každému z vyznačených rozměrů v bodě jedna, přiřadíme jeden unikátní parametr ve vytvořeném modelu. V šestém bodě získáme parametrický model, který se mění v závislosti na hlavním nezávislém parametru buď přímo, nebo nepřímo. O tom jaká to je závislost rozhoduje charakter navrhnutých funkcí v bodě tři.

V rámci této práce jsem vytvořil soubor `parametry.xlsx` pomocí tabulkového procesoru Excel. V tomto souboru jsou zapsány navrhnuté funkce a probíhá v něm výpočet parametrů. Soubor je posléze propojen s modelem v CAD systému CATIA. Tím je zaručeno načítání aktuálních hodnot parametrů.

5.1.2 Uživatelský proces parametrizace

Uživatel pracuje s hotovým parametrickým modelem (obr. 5.1 uživatel a modré šipky). Uživatel se nezajímá o to, jak jsou definovány funkce parametrů. Nestará se ani o přiřazování parametrů k rozměrům. Uživatel chce získat výsledný model, jehož aktuální rozměry odpovídají vlastnosti, kterou na začátku procesu zvolil.

Podle toho jakou návrhář dá modelu volnost, uživatel zvolí požadovanou hodnotu hlavního nezávislého parametru (např. $V = 100 \text{ mm}^3$). Poté je proveden výpočet nových hodnot parametrů. CAD systém zareaguje na vyčíslené parametry a podle nich re-generuje model. Rozměry v aktualizovaném modelu mají nové hodnoty. Uživatel tak získá model, který odpovídá volbě ($V = 100 \text{ mm}^3$) na začátku procesu.



Obr. 5.1 - Proces parametrizace

5.2 Rozdělení parametrů

Rozlišuji různé typy parametrů, které mají různé vlastnosti. Roztřídil jsem je do několika kategorií. Pro názornost jsem přidal příklady využitých v mé práci.

5.2.1 Dělení podle typu parametru

Parametr nemusí vždy zastupovat délkový rozměr, jako bylo ukázáno na obr. 5.1. Typů parametrů je mnoho, např. program CATIA nabízí přes 250 různých typů. K jednotlivým typům se dá přiřadit jednotka, ale existují i parametry bezrozměrné.

Uvedl jsem některé základní typy parametrů [8]:

- Real – reálné číslo (desetinné)
- Integer – celé číslo, např. počet prvků v řadě
- Boolean – logická hodnota, nabývá hodnoty „TRUE“ nebo „FALSE“, např. řešení aktivity objektu
- String – řetězec, např. pro název materiálu
- Length [mm] – délkový rozměr
- Angle [deg] – úhel ve stupních
- Volume [m³], Mass [kg], Force [N] a další fyzikální veličiny

Při návrhu modelu jsem využil hlavně parametr typu Length, pro zastoupení rozměrů (délka, výška, šířka, tloušťka atd.).

5.2.2 Dělení podle závislosti

a) *nezávislé*

Nezávislý parametr, je takový parametr, jehož hodnota se nemění, ať už zvolíme jakoukoliv hodnotu hlavního nezávislého parametru. Takového parametru docílíme například konstantní funkcí (např. parametr „a“ na obr. 5.1). Svým způsobem ztrácí smysl tento parametr vytvářet, protože můžeme rovnou rozměru v modelu přiřadit požadované reálné číslo, které bude neměnné. Přesto je nutno pojem „nezávislý parametr“ zavést, protože speciálním případem tohoto parametru je zmíněný hlavní nezávislý parametr. Uživatel modelu volí podle své potřeby hodnotu hlavního nezávislého parametru. Tato volba je zpravidla omezena intervalem, ve kterém parametr dává smysl (např. objem tělesa nemůže nabývat záporné hodnoty). Podle zvoleného hlavního nezávislého parametru, se řídí ostatní závislé parametry. V mé práci jsem zvolil hlavním nezávislým parametrem rozměr D – průměr vrtání válce.

b) *závislé*

Hodnota závislých parametrů se mění v závislosti na zvoleném parametru. Závislost je popsána funkcemi.

Závislé parametry dělím dál na:

- přímé
- nepřímé

Přímý závislý parametr, je takový parametr, jehož navržená funkce obsahuje hlavní nezávislý parametr. Existuje přímá závislost mezi parametrem a hlavním nezávislým parametrem. Např. parametr zastupující vnější průměr dutého pístního čepu

$$DGPO = 0,284 \cdot D, \quad (5.1)$$

kde D (průměr vrtání pístu) je hlavní nezávislý parametr.

Nepřímý závislý parametr, je takový parametr, jehož funkce neobsahuje hlavní nezávislý parametr. Neexistuje přímá závislost mezi parametrem a hlavním nezávislým parametrem. Např. parametr zastupující vnitřní průměr dutého pístního čepu

$$DGPI = 0,5 \cdot DGPO, \quad (5.2)$$

kde DGPO je parametr zastupující vnější průměr pístního čepu definovaného v (5.1).

5.2.3 Dělení podle navržené funkce

Funkce jsou rovnice nebo pravidla, popisující chování parametru. Parametrům navrhujeme funkce podle toho, jaké hodnoty má parametr nabývat, respektive jak se má parametr měnit. Uvedl jsem zde funkce, které jsem použil ať už v základním tvaru, nebo častěji v kombinaci dvou i více funkcí.

a) funkce konstantní

Funkci konstantní nalezneme pouze u nezávislých parametrů. Konstantní funkci jsem navrhnul, když jsem potřeboval, aby parametr nabýval stále stejné hodnoty. Příkladem je parametr zastupující výšku pístního kroužku

$$HPR = 2 \text{ mm}. \quad (5.3)$$

b) funkce lineární

Funkce lineární představuje nejjednodušší formu parametrizace. Její předpis umožňuje měnit hodnotu parametru „x“ v závislosti na parametru „y“.

$$y = k \cdot x \quad (5.4)$$

Koeficient k určuje poměr mezi parametry „y“ a „x“

$$k = \frac{y}{x}.$$

Koeficient k můžeme znát z literatury (např. poměr mezi délkou zdvihu motoru a délkou ramene klikového hřídele se rovná 0,5) nebo ho musíme nalézt. Pro nalezení koeficientu jsem použil jednoduchý postup. Určil jsem si parametr „x“, což pro mě byl průměr vrtání válce D (např. D = 56 mm). Vymodeloval jsem součást odpovídající velikosti a s rozměry obsahující reálná čísla. Hodnotu rozměru, který se měl lineárně měnit, jsem vydělil průměrem vrtání D, a tím jsem získal koeficient k.

Příklad: Tloušťku stěny válce (TCYCYW) při průměru vrtání válce $D = 56$ mm, jsem navrhl rovno 7 mm a chci, aby poměrná tloušťka zůstala zachována v celém rozsahu intervalu parametrizace.

Navrhnutá funkce parametru

$$TCYCYW = k \cdot D . \quad (5.5)$$

Zjištěný koeficient

$$k = \frac{TCYCYW}{D} = \frac{7}{56} = 0,125 .$$

Zápis parametru

$$TCYCYW = 0,125 \cdot D . \quad (5.6)$$

Zápis vzorce do buňky, představující parametr TCYCYW v souboru parametry.xlsx,
=0,125*B2 ,

kde buňka B2 představuje parametr D.

Speciální případ lineární funkce je, když se koeficient k rovná jedné. Mezi parametry zůstává pouze rovnost, a tak se parametr „y“ rovná parametru „x“. Tuto vlastnost jsem například použil u parametru s názvem DPIGP, který zastupuje průměr díry v pístu pro pístní čep. Chtěl jsem, aby se parametr DPIGP rovnal parametru DGPO, který naopak představuje vnější průměr pístního čepu. Výhodou je, že když jsem chtěl změnit funkci na parametru DGPO, nemusel jsem dělat to samé i na parametru DPIGP.

c) funkce „ZAOKROUHLIT“

Při vytváření modelu jsem pamatoval na to, že výroba motoru nemůže dosáhnout přesnosti na několik desetinných míst jako při výpočtu parametru Excelem. Zaokrouhlování používám nejčastěji v kombinaci s lineární funkcí. U některých parametrů jsem využil i zaokrouhlování na sudá nebo lichá čísla, když jsem potřeboval vytvořit sudou nebo lichou řadu.

V příkladu se vracím k parametru s názvem TCYCYW a chci, aby jeho hodnota byla zaokrouhlená na celé číslo. Zápis vzorce do buňky je následující

$$=ZAOKROUHLIT(0,125*B2;0) ,$$

kde číslice za středníkem určuje, na kolik desetinných míst chceme zaokrouhlovat.

d) funkce „KDYŽ“

Funkce když je logická funkce, která řeší jednoduchá rozhodování. Tato funkce je zahrnuta v programu Excel a její syntaxe je

$$=KDYŽ(\text{podmínka}; \text{PRAVDA}; \text{NEPRAVDA}) .$$

To znamená, že funkce vrátí zadanou hodnotu (PRAVDA), pokud je podmínka vyhodnocena jako pravda, a jinou zadanou hodnotu (NEPRAVDA), pokud je zadaná podmínka vyhodnocena jako nepravda (viz nápověda v programu Excel). Tato funkce se mi velmi osvědčila při návrhu normalizovaných součástí, nebo zkrátka když jsem chtěl, aby v různých intervalech parametru „x“ měl parametr „y“ různé hodnoty. Tuto aplikaci jsem již využil při návrhu maximálních otáček motoru v části 4.3, ale rád bych jí ukázal ještě na tomto příkladu.

Potřeboval jsem, aby se hodnota průměru uložení v hlavních kuličkových ložiskách na klikovém hřídeli (parametr DCSMJ) rovnala normalizované hodnotě, kterou jsem vyhledal v [9, s. 476]. Nemohl jsem si vymýšlet jiné vnitřní průměry vnitřních kroužků ložisek, než které se nabízejí. V úvahu padly hodnoty 15, 17 a 20 mm. Z pevnostních výpočtů jsem pak stanovil rozsahy působení těchto hodnot parametru DCSMJ v závislosti na parametru D (viz tab. 5.1).

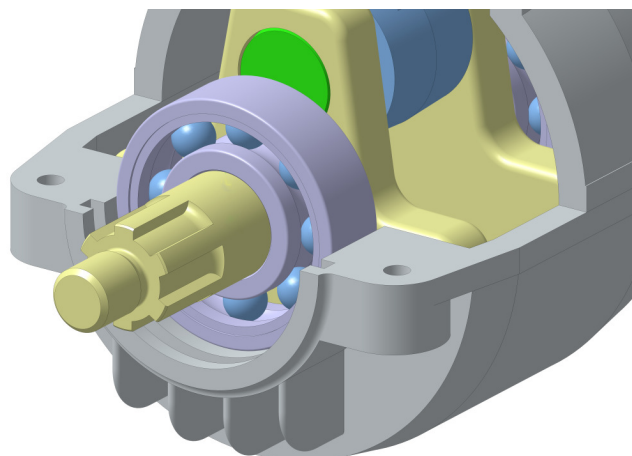
Tab. 5.1 - Rozvržení průměru uložení v kuličkových ložiskách

D [mm]	DCSMJ [mm]
40 – 45	15
45 – 52	17
52 – 58	20

Takto stanovenou závislost jsem zapsal do buňky, představující parametr DCSMJ, pomocí vzorce

$$=KDYŽ (B2 \leq 45 ; 15 ; KDYŽ (B2 > 52 ; 20 ; 17)) .$$

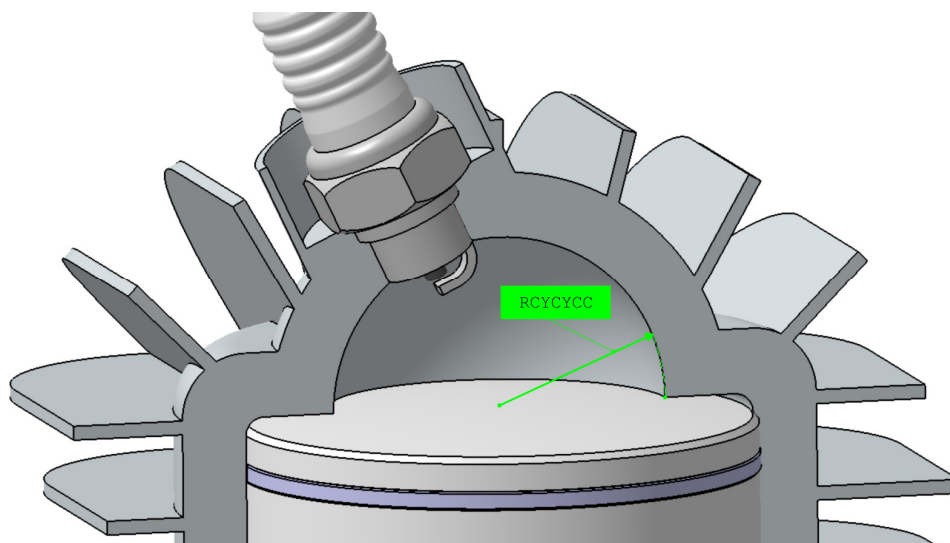
Parametr DBBIRI, který zastupuje vnitřní průměr vnitřního kroužku se pochopitelně rovná parametru DCSMJ.



Obr. 5.2 - Detail uložení klikového hřídele

e) funkce vyplývající z výpočtu

Tato funkce vyplývá z návrhového výpočtu, který lze definovat určitým vzorcem. Toto jsem použil při návrhu kompresního prostoru ve válci motoru.



Obr. 5.3 - Kompresní prostor

Kompresní prostor jsem navrhl ve tvaru polokoule. Objem polokoule lze definovat vzorcem

$$V = \frac{4}{6} \cdot \pi \cdot r^3 . \quad (5.7)$$

V této fázi jsem si návrh zjednodušil a rozhodl jsem se, že se objem polokoule V bude rovnat kompresnímu objemu V_c . Dovolil jsem si tak zanedbat vliv zaoblení pístu, vliv prostoru nad pístem a vliv konstrukce zapalovací svíčky. Objem kompresního prostoru byl pro mě již známý, vztah jsem uvedl rovnicí (4.8) v části 4.4, a tak už jen stačilo z rovnice (5.7) vyvodit poloměr r a dosadit V_c . Vznikl tak vztah

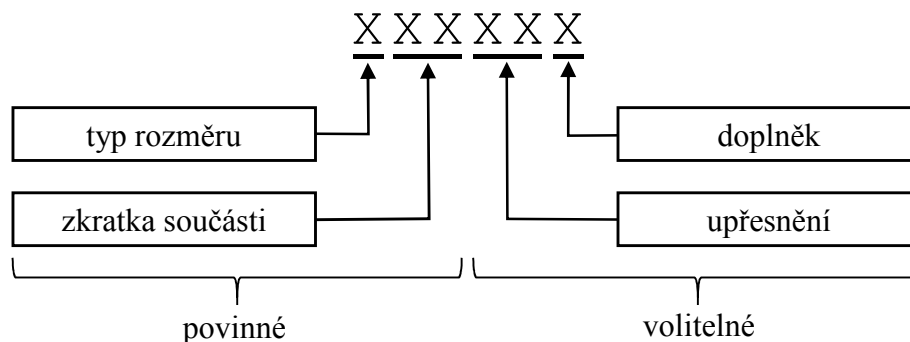
$$r = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_c}{4 \cdot \pi}} . \quad (5.8)$$

Poloměru polokoule r jsem nakonec přiřadil parametr RCYCYCC s touto získanou funkcí, která vyplývá z výpočtu objemu polokoule.

5.3 Označování parametrů

Označování parametrů je velmi důležité a je tomu potřeba věnovat pozornost, protože každý parametr musí mít svůj unikátní název. Pokud parametr nemá svůj vlastní název, program CATIA s tím má po propojení dat problém, a neví jak to řešit. Zavedl jsem proto systém označování parametrů.

K označování záměrně používám zkratky odvozené z anglického popisu rozměru, protože diakritika češtiny byla dalším problémem, se kterým jsem se setkal. Zkratky názvů parametrů jsou navíc napsány velkými písmeny, abych se odlišil od interního zápisu různých jiných parametrů v programu CATIA.



Obr. 5.4 - Označování parametrů

Značení parametru jsem pomyslně rozdělil na část povinnou a část volitelnou. Povinná část zkratky je zapsána vždy, zatímco volitelná, jen když bylo potřeba.

Typ rozměru

První písmeno zkratky vždy označuje typ rozměru na součásti. Použitá písmena jsou zapsána v následující tabulce.

Tab. 5.2 - Použitá písmena (typ rozměru)

Písmeno	Anglický název	Český název
L	length	délka
D	diameter	průměr
R	radius	poloměr
H	height	výška
W	width	šířka
T	thickness	tloušťka
M	metric thread	metrický závit
A	angle	úhel
P	pitch	rozteč

Zkratka součásti

Zkratku součásti jsem volil na dvě písmena (viz tab. 5.3), ale v jednom případě jsem toto pravidlo bohužel musel porušit. Jelikož používám dvě různě velká jehlová ložiska, musel jsem použít čtyřpísmennou zkratku, abych je rozlišil.

Tab. 5.3 - Použitá písmena (zkratky součásti)

Zkratka součásti	Anglický název součásti	Český název součásti
CY	cylinder	válec
CC	crankcase	kliková skříň
PI	piston	píst
CR	connecting rod	ojnice
CS	crankshaft	klikový hřídel
FW	flywheel	setrvačnick
GP	gudgeon pin	pístní čep
CP	crank pin	klikový čep
BC	bearing cap	víčko ložiska
SW	spacer washer	vymezuující podložka
WK	woodruff key	úsečové pero
NF	hexagon nut of flywheel	matice setrvačnicku
WF	washer of flywheel	podložka setrvačnicku
SS	socket head screw	šroub s vnitřním šestihranem
HW	helical spring washer	pružná podložka
PR	piston ring	pístní kroužek
PC	pin clip	pojistný kroužek
NBGP	needle bearing (gudgeon pin)	jehlové ložisko (pístní čep)
NBCP	needle bearing (crank pin)	jehlové ložisko (klikový čep)
BB	ball bearing	kuličkové ložisko
OS	oil seal	gufero

Upřesnění

Upřesnění jsem použil, když se parametr týkal konkrétní části na součásti. Například LCSSC – délka drážkování na klikovém hřídeli, kde poslední písmena SC znamenají zkratku anglického názvu (spline coupling). Rád bych upozornil, že v této části značení není specifikován počet užitých písmen.

Doplňk

Doplňk doplňuje první písmeno ve zkratce (typ rozměru). Používám písmena uvedené v následující tabulce.

Tab. 5.4 - Použitá písmena (doplňk)

Písmeno	Anglický název	Český název
I	inner	vnitřní
O	outer	vnější
G	gap, groove	mezera, drážka
W	wall	stěna

5.4 Volba hlavního nezávislého parametru

K tomu abych mohl provést parametrizaci, bylo potřeba zvolit parametr, podle kterého se budou parametry přepočítávat. Za hlavní nezávislý parametr jsem si zvolil průměr vrtání válce D . Ze zadání jsem věděl, že model motoru se má měnit v rozsahu zdvihového objemu $40 - 120 \text{ cm}^3$. Z rovnic (4.6) a (4.7) jsem sestavil vztah pro nalezení mezi průměru D v závislosti na rozsahu V_z .

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_z \cdot \rho}{\pi}} \quad (5.9)$$

Pro dolní mez $V_z = 40 \text{ cm}^3$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 40 \cdot 1,3}{\pi}} = 4,045 \text{ cm} = 40,45 \text{ mm},$$

pro horní mez $V_z = 120 \text{ cm}^3$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 120 \cdot 1,3}{\pi}} = 5,834 \text{ cm} = 58,34 \text{ mm}.$$

Na základě takto zjištěných mezí jsem se rozhodl, že rozsah rozměru D , který má možnost uživatel parametrického modelu zvolit, bude 41 mm až 58 mm. Takto jsem omezil volnost parametrického modelu.

5.5 Soubor parametry.xlsx

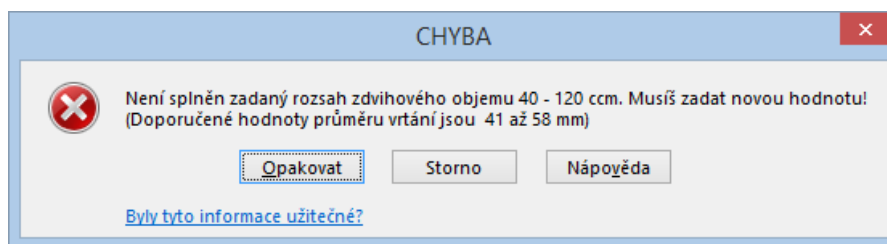
Tento soubor představuje prostředí, kde dochází k výpočtu parametrů, ale také kde si uživatel modelu volí svojí hodnotu průměru D . Snažil jsem se tento soubor vytvořit tak, aby byl pro obsluhu přívětivý a intuitivní. Soubor je rozdělen na čtyři listy, které bych rád přiblížil. Soubor je poskytnut k nahlédnutí v příloze č. 1 nebo elektronicky na DVD.

List první - PARAMETRY

První list je strukturovaný do tří úrovní. Úrovně se ovládají se pomocí rozbalovacího nebo vlevo nahoře pomocí čísel

1	2	3
---	---	---

. Jsou zde vypsány součásti a k nim příslušné parametry. Návrhář nebo uživatel má na tomto listu kontrolu nad tím, jak je parametr nazván, jakou má jednotku, jakou má právě aktuální hodnotu a jaký je jeho popis. Do buňky B2 se zadává požadovaná hodnota průměru vrtání D . Ta se může zvolit pomocí posuvníku, nebo zadat ručně. Abych zamezil zadání nesprávné hodnoty, která není v rozsahu 41 mm až 58 mm, musel jsem na buňku B2 aplikovat funkci „Ověření dat“. Pokud uživatel zvolí špatnou hodnotu, na obrazovce se mu objeví chybová hláška (obr. 5.5).



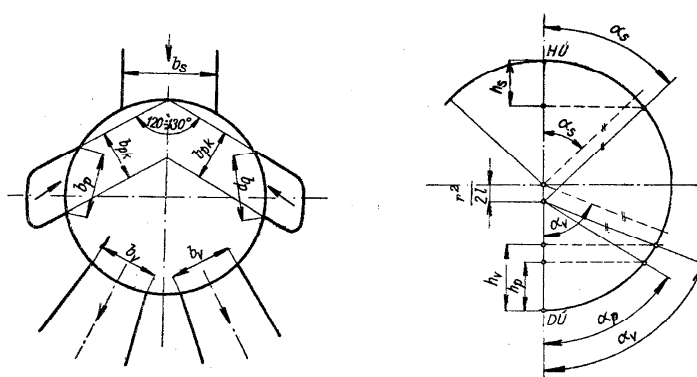
Obr. 5.5 - Chybová hláška aplikovaná na buňku B2

List druhý - PARAMETRY ROZVODŮ

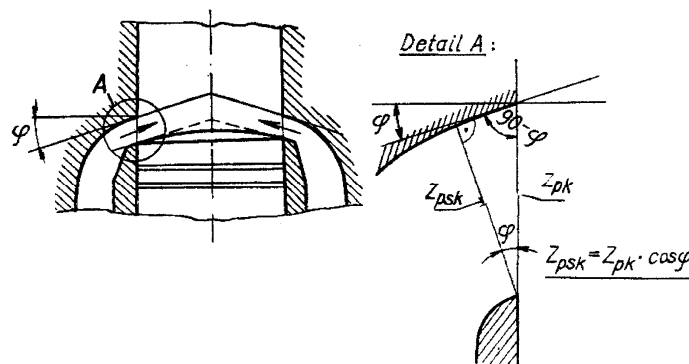
Druhý list obsahuje parametry pro vymodelování rozvodů (šířky, výšky a úhly kanálů). Je zde proveden návrhový výpočet pomocí Brixiho konstrukce [2, s. 15]. Tato část konstrukce je velice náročná, a proto jsem ji umístil na zvláštní list, abych jí odlišil.

Tab. 5.5 - Časové rozměry rozvodů (celý druhý list v příloze č. 1)

ČASOVÉ ROZMĚRY ROZVODŮ (BRIXIHO KONSTRUKCE) [2]				
KH	2,58 mm		korekční hodnota	
	s - SÁNÍ	p - PŘEPOUŠTĚNÍ	v - VÝFUK	JEDNOTKA
Úhly rozvodu α	65	58		70°
Výška otvorů h	14,6	8,3		11,9 mm
Šířka otvorů b	35,2	22,9		31,7 mm
Poměrné výšky otvorů σ	0,34	0,19		0,28 %
Poměrné šířky otvorů ψ	0,2	0,26		0,18 %



Obr. 5.6 - Stanovení rozvodových úhlů pomocí Brixiho konstrukce [2]



Obr. 5.7 - Stanovení skutečného časového průřezu [2]

List třetí - CATIA DATA

V třetím listu jsou nakopírované všechny parametry z prvního a druhého listu. Kopírování je provedeno propojením buněk. Na tomto listu jsem musel dbát správné syntaxe zápisu parametru, protože tento celý list je propojen s programem CATIA. Propojení je provedeno asociací stejnojmenných parametrů s příslušnými buňkami v Excelu. Tímto způsobem je zajištěno načítání (synchronizace) aktuálních hodnot parametrů zastupující jednotlivé rozměry. Pro správnou synchronizaci dat je zapotřebí, aby v prvním sloupci byly zapsány pouze názvy parametrů ve tvaru „NAME (unit)“ a v druhém sloupci pouze číselné hodnoty „VALUE“ (viz obr. 5.8).

DGPO (mm)	16,000
DGPI (mm)	8,000
LGP (mm)	46,000

Obr. 5.8 - Ukázka zápisu parametrů pístního čepu na třetím listu

V prvním sloupci jsem také zavedl kontrolu unikátního názvu parametru. Provedl jsem to známou funkcí s názvem „podmíněné formátování“. Když se objeví ve sloupci duplicitní hodnota, tak se inkriminované buňky podbarví červeně a lze je snáze dohledat.

DCSMJ (mm)	20,000
LCSMJ (mm)	28,000
DCSMJSS (mm)	24,000
LCSMJSS (mm)	4,000
WCSA (mm)	12,000
DCSCW (mm)	81,000
LCSMJ (mm)	24,500
LCSCWB (mm)	37,700
DCSPIN (mm)	20,000

Obr. 5.9 - Podmíněné formátování pro odstranění duplicity

List čtvrtý - PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Zde jsou provedeny pevnostní výpočty jednotlivých součástí. Více o tomto listu naleznete v následující kapitole 6.

6. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

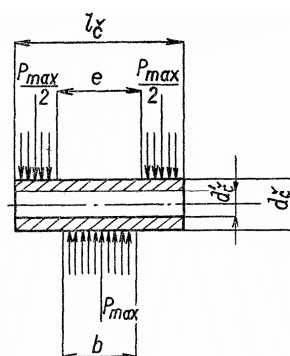
Součástí této práce je základní pevnostní kontrola vybraných součástí. Na základě výpočtů jsem v konečné fázi modelování motoru upravoval parametry motoru, tak aby konkrétní součást vyhovovala bezpečnosti. Pevnostní kontrolu jsem vytvořil na čtvrtém listu PEVNOSTNÍ VÝPOČTY v souboru `parametry.xlsx` (obr. 6.1). Řádky označené žlutou výplní jsou propojené s parametry z prvního listu, tudíž se mění v závislosti na zvoleném průměru vrtání D. Hodnoty, potřebné ke stanovení bezpečnosti, jsou bez vybarvení a mění se v závislosti na žlutě podbarvených buňkách. Řádky vybarvené oranžovou barvou jsou konstanty (součinitelé, materiálové vlastnosti atd.). Buňky, které zobrazují výslednou bezpečnost, jsou naformátovány podmíněně. Červená barva znamená, že je bezpečnost nepřijatelná. Zelená barva znamená, že je bezpečnost v pořádku a tmavě žlutá barva znamená, že je bezpečnost až příliš vysoká. Takto snadno můžeme zkontrolovat vybrané součásti v celém rozsahu zadaného zdvihového objemu, respektive v rozsahu zvolených průměrů vrtání. Pro ukázkou kontrolních výpočtů jsem si zvolil referenční průměr vrtání $D = 56$ mm, s kterým dále počítám.

PEVNOSTNÍ VÝPOČTY			
PARAMETR (PARAMETER)	HODNOTA (VALUE)	JEDNOTKA (UNIT)	POPIS PARAMETRU
D	56	mm	vrtání válce
PÍSTNÍ ČEP		materiál: 16MnCr5 ČSN EN 10084	
$F_{p_{max}}$	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
DGPO (d_e)	16	mm	vnější průměr pístního čepu
DGPI (d'_e)	8	mm	vnitřní průměr pístního čepu
LGP (l_e)	45	mm	délka pístního čepu
LPICRG (e)	19	mm	délka mezery mezi oky pístu
WCRPT (b_o)	17	mm	šířka ojnicí hlavy pístové
a) Kontrola namáhání pístního čepu			
M_o	54984	N.mm	ohybový moment
W_o	377	mm ³	průřezový modul v ohybu
σ_o	146	N.mm ⁻²	napětí v ohybu
Re_{min}	540	N.mm ⁻²	dolní mez kluzu
k	3,7	[1]	bezpečnost (2 ÷ 3,5)
b) Kontrola středního smykového napětí v pístním čepu			
τ_s	31	N.mm	střední smykové napětí (30 ÷ 50 N.mm ⁻²)

Obr. 6.1 - Ukázka čtvrtého listu PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

6.1 Pístní čep

6.1.1 Kontrola namáhání pístního čepu



Obr. 6.2 - Zatížení pístního čepu [6]

Maximální ohybový moment se nachází uprostřed čepu a jeho velikost se vypočítá ze vztahu

$$M_o = \frac{Fp_{max}}{4} \cdot \left(\frac{l_{\check{c}} + e}{2} - \frac{b_o}{2} \right) \quad [6], \quad (6.1)$$

kde $Fp_{max} = 9\,359\text{ N}$ – maximální síla od tlaků plynů,
 $l_{\check{c}} = 45\text{ mm}$ – délka pístního čepu (parametr LGP),
 $e = 19\text{ mm}$ – délka mezery mezi oky pístu (parametr LPICRG),
 $b_o = 17\text{ mm}$ – šířka ojniční hlavy pístové (parametr WCRPT).

Po dosazení jsem vypočítal ohybový moment

$$M_o = \frac{9\,359}{4} \cdot \left(\frac{45 + 19}{2} - \frac{17}{2} \right) = 54\,984\text{ N}\cdot\text{mm},$$

průřezový modul v ohybu pístního čepu

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{\check{c}}^4 - d'_{\check{c}}{}^4}{d_{\check{c}}} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{16^4 - 8^4}{16} = 377\text{ mm}^3 \quad (6.2)$$

a výsledné napětí v ohybu se pak rovná

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{54\,987}{377} = 146\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}. \quad (6.3)$$

Bezpečnost jsem stanovil vzhledem k dolní mezi kluzu Re_{min} materiálu 16MnCr5 ČSN EN 10084 [10]

$$k = \frac{Re_{min}}{\sigma_o} = \frac{540}{146} = 3,7. \quad (6.4)$$

Bezpečnost optimálně v rozmezí $2 \div 3,5$.

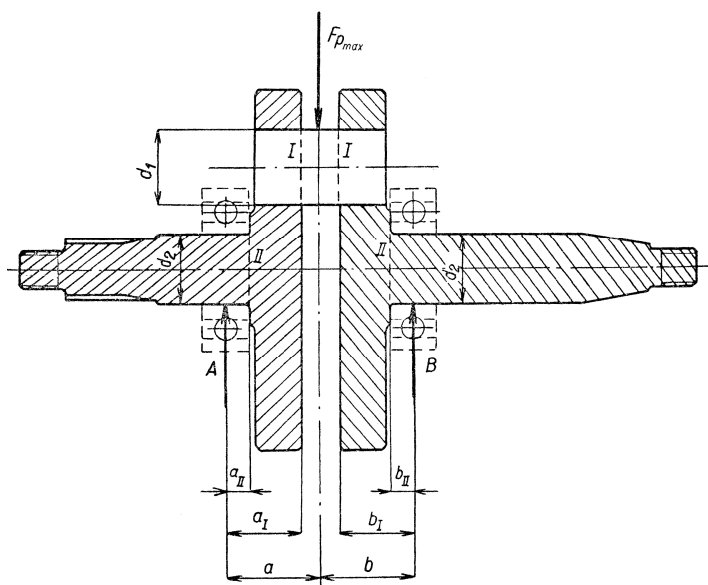
6.1.2 Kontrola středního smykového napětí v pístním čepu

$$\tau_s = \frac{2 \cdot Fp_{max}}{\pi \cdot (d_{\check{c}}^2 - d'_{\check{c}}{}^2)} = \frac{2 \cdot 9\,359}{\pi \cdot (16^2 - 8^2)} = 31\text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad [6] \quad (6.5)$$

Toto napětí smí dosahovat 30 až 50 $\text{N}\cdot\text{mm}^{-2}$. Pístní čep vyhovuje.

6.2 Klikový čep

Při kontrole klikového čepu se uvažuje zatěžující síla $F_{p_{max}}$, která působí v horní úvrati pístu. S rostoucím počtem otáček se síla $F_{p_{max}}$ zmenšuje. Nejnepriznivější stav nastane při velmi nízkém počtu otáček [6].



Obr. 6.3 - Zatížení při horní úvrati [6]

Vlivem vrubového účinku je čep nejvíce namáhán v místě I (obr. 6.3), kde rozměr

$$a_I = \frac{LBB}{2} + LCSMJSS + WCSA = \frac{14}{2} + 4 + 11 = 22 \text{ mm.} \quad (6.6)$$

Poté jsem vypočítal ohybový moment v místě I

$$M_{oI} = \frac{F_{p_{max}}}{2} \cdot a_I = \frac{9\,359}{2} \cdot 22 = 102\,949 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad [6]. \quad (6.7)$$

Ohybové napětí klikového čepu o průměru $d_1 = 20 \text{ mm}$ v místě I

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}} = \frac{M_{oI} \cdot 32}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{102\,949 \cdot 32}{\pi \cdot 20^3} = 131 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad (6.8)$$

jsem navýšil o vrubový účinek zalisovaného čepu

$$\sigma'_{oI} = \alpha_{vrub} \cdot \sigma_{oI} = 2,2 \cdot 131 = 288 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2} \quad [6]. \quad (6.9)$$

Bezpečnost jsem stanovil vzhledem k dolní mezi kluzu určené z trvalé deformace $R_{p0,2min}$ materiálu 17CrNi6-6 ČSN EN 10084 [10]

$$k = \frac{R_{p0,2min}}{\sigma'_{oI}} = \frac{840}{288} = 2,9. \quad (6.10)$$

Doporučená bezpečnost je v rozmezí $2,5 \div 4$. Klikový čep vyhovuje.

6.3 Klikový hřídel

Kontrola klikového hřídele se provádí na průměru hlavních ložisek. Nejvíce namáhané je místo II (obr. 6.3). Nejnepříznivější stav nastane při velmi nízkých otáčkách, identicky jako při kontrole pístního čepu. Hřídel je namáhán na ohyb a vlivem přenosu točivého momentu i na krut [6]. Rozměr a_{II} jsem určil jako polovinu šířky ložiska

$$a_{II} = \frac{LBB}{2} = \frac{14}{2} = 7 \text{ mm.} \quad (6.11)$$

Poté jsem vypočítal ohybový moment v místě II

$$M_{oII} = \frac{Fp_{max}}{2} \cdot a_{II} = \frac{9\,359}{2} \cdot 7 = 32\,757 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad [6]. \quad (6.12)$$

Ohybové napětí klikového hřídele o průměru $d_2 = 20$ mm v místě II při horní úvrati

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{M_{oII} \cdot 32}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32\,757 \cdot 32}{\pi \cdot 20^3} = 42 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (6.13)$$

jsem navýšil o vrubový účinek

$$\sigma'_{oII} = \alpha_{vrub} \cdot \sigma_{oII} = 4 \cdot 42 = 168 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad [6]. \quad (6.14)$$

Hodnota točivého momentu jsem navýšil s ohledem na nerovnoměrnost chodu motoru

$$M'_M = 2 \cdot M_M = 2 \cdot 7\,600 = 15\,200 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad [6]. \quad (6.15)$$

Smykové napětí klikového hřídele o průměru $d_2 = 20$ mm při krutu jsem vypočítal jako

$$\tau = \frac{M'_M}{W_{kII}} = \frac{M'_M \cdot 16}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{15\,200 \cdot 16}{\pi \cdot 20^3} = 9,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (6.16)$$

a vynásobil tvarovým součinitelem α_τ

$$\tau' = \alpha_\tau \cdot \tau = 3 \cdot 9,7 = 29 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad [6]. \quad (6.17)$$

Napětí ohybové a smykové jsem sečetl pomocí teorie HMM (deformační energie změny tvaru)

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma'_{oII}{}^2 + 3 \cdot \tau'^2} = \sqrt{168^2 + 3 \cdot 29^2} = 175 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}. \quad (6.18)$$

Bezpečnost jsem stanovil vzhledem k dolní mezi kluzu určené z trvalé deformace $Rp_{0,2min}$ materiálu 16MnCr5 ČSN EN 10084 [10]

$$k = \frac{Rp_{0,2min}}{\sigma_{red}} = \frac{540}{175} = 3. \quad (6.19)$$

Doporučená bezpečnost je v rozmezí 2,5 až 4. Klikový hřídel vyhovuje.

6.4 Píst

6.4.1 Kontrola měrného tlaku mezi pístem a stěnou válce

Velikost složky síly $F_{p_{max}}$ kolmé ke stěně udává vztah

$$N = 0,1 \cdot F_{p_{max}} = 0,1 \cdot 9\,359 = 936 \text{ N} \quad [6], \quad (6.20)$$

Měrný tlak jsem vypočítal bez ohledu na vybrání v plášti pístu

$$p_N = \frac{N}{d \cdot l_p} = \frac{936}{55,73 \cdot 49,5} = 0,34 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad [6], \quad (6.21)$$

kde d – průměr pístu (parametr DPI),
 l_p – délka pláště pístu (parametr LPI).

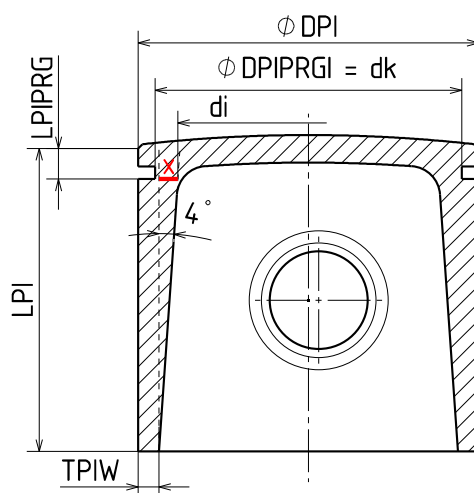
Dovolený měrný tlak u dvoudobých motorů je $0,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

6.4.2 Kontrola tlakového napětí v místě pístního kroužku

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot F_{p_{max}}}{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)} \quad [6], \quad (6.22)$$

kde d_k – vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek,
 d_i – vnitřní průměr pístu v místě drážky pro pístní kroužek.

Rozměr d_k v modelu zastupuje parametr DPIPRGI a ten se rovná $50,2 \text{ mm}$. Rozměr d_i jsem určil z geometrie pláště pístu (obr. 6.4).



Obr. 6.4 - Geometrie pláště pístu

$$x = \tan 4 \cdot (LPI - LPIPRG) = \tan(4) \cdot (49,5 - 5) = 3,11 \text{ mm} \quad (6.23)$$

$$d_i = DPI - 2 \cdot (TPIW + x) \quad (6.24)$$

$$d_i = 55,73 - 2 \cdot (3,4 + 3,11) = 42,71 \text{ mm}$$

Po dosazení do (6.22)

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot F_{p_{max}}}{\pi \cdot (d_k^2 - d_i^2)} = \frac{4 \cdot 9\,359}{\pi \cdot (50,2^2 - 42,71^2)} = 17,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Dovolená hodnota napětí v tlaku je $20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

6.4.3 Kontrola měrného tlaku v okách pístu pro pístní čep

Dáno vztahem

$$p_{\check{c}} = \frac{Fp_{max}}{d_{\check{c}} \cdot (l_{\check{c}} - e)} \quad [6], \quad (6.25)$$

kde $d_{\check{c}} = 16 \text{ mm}$ – vnější průměr pístního čepu (parametr DGPO),
 $l_{\check{c}} = 45 \text{ mm}$ – délka pístního čepu (parametr LGP),
 $e = 14 \text{ mm}$ – délka mezery mezi oky pístu (parametr LPICRG).

Po dosazení

$$p_{\check{c}} = \frac{Fp_{max}}{d_{\check{c}} \cdot (l_{\check{c}} - e)} = \frac{9\,359}{16 \cdot (45 - 19)} = 22,5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Dovolená hodnota měrného tlaku je $25 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$.

6.4.4 Kontrola namáhání dna pístu

Dáno vztahem

$$\sigma_o = \frac{(d - 2 \cdot s_k) \cdot p_{max}}{4 \cdot t} \quad [6], \quad (6.26)$$

kde $d = 55,73 \text{ mm}$ – průměr pístního čepu (parametr DPI),
 $t = 4,5 \text{ mm}$ – tloušťka dna pístu (parametr TPI).

Rozměr s_k je tloušťka stěny v místě pístních kroužků a určil jsem ho pomocí zjištěných hodnot v části 6.4.2.

$$s_k = \frac{(d_k - d_i)}{2} = \frac{(50,2 - 42,71)}{2} = 3,745 \quad (6.27)$$

Po dosazení do (6.26)

$$\sigma_o = \frac{(55,73 - 2 \cdot 3,745) \cdot 3,8}{4 \cdot 4,5} = 10,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}.$$

Materiál pístu jsem zvolil slitinu AlSi12NiCuMg ČSN 42 4336, která má dovolenou pevnost v ohybu $20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$. Píst vyhovuje.

6.5 Ojnice

V horní úvrati působí pouze síla Fp_{max} , v dolní úvrati je ojnice nezatížena. Jelikož je ojnice krátká, nenastává čistý vzpěr. Nejvíce namáhané je místo, které má minimální plochu průřezu. Takové místo se nachází v blízkosti oka pro pístní čep. [6]

Tlakové napětí se spočítá podle vzorce

$$\sigma_d = Fp_{max} \cdot \left(\frac{1}{S_{min}} + Re_{min} \cdot \frac{l_o^2}{k \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J} \right) \quad [6], \quad (6.28)$$

kde S_{min} – plocha kontrolovaného průřezu,
 Re_{min} – dolní mez kluzu materiálu C15E ČSN EN 10084 [10],
 $l_o = LCR = 90 \text{ mm}$ – vzdálenost os ojnicních čepů (délka ojnice),

$$\begin{aligned}
 k_x &= 1 \text{ pro vzpěr v rovině kývání,} \\
 k_y &= 4 \text{ pro vzpěr kolmo na rovinu kývání,} \\
 E &= 2,06 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}, \\
 J &- \text{ moment setrvačnosti.}
 \end{aligned}$$

Určil jsem rozměry

$$\begin{aligned}
 b &= 3,75 \text{ mm,} \\
 B &= 7,50 \text{ mm,} \\
 h &= 7,34 \text{ mm,} \\
 H &= 12,34 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Pro profil typu I se setrvačný moment vypočítá jako

$$J = \frac{1}{12} \cdot (B \cdot H^3 - b \cdot h^3). \quad (6.29)$$

Pro rovinu x

$$J_x = \frac{1}{12} \cdot (B \cdot H^3 - b \cdot h^3) = \frac{1}{12} \cdot (7,5 \cdot 12,34^3 - 3,75 \cdot 7,34^3) = 1\,051 \text{ mm}^4,$$

pro rovinu y

$$J_y = \frac{1}{12} \cdot (B^3 \cdot H - b^3 \cdot h) = \frac{1}{12} \cdot (7,5^3 \cdot 12,34 - 3,75^3 \cdot 7,34) = 402 \text{ mm}^4.$$

Plocha průřezu

$$S_{min} = B \cdot H - b \cdot h = 7,5 \cdot 12,34 - 3,75 \cdot 7,34 = 65 \text{ mm}^2. \quad (6.30)$$

Po dosazení do (6.28) jsem vypočítal napětí v tlaku pro rovinu x

$$\sigma_{dx} = 9\,359 \cdot \left(\frac{1}{65} + 345 \cdot \frac{90^2}{1 \cdot \pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 1\,051} \right) = 156 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2},$$

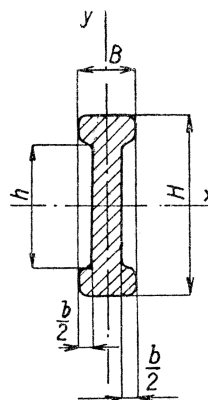
a pro rovinu y

$$\sigma_{dy} = 9\,359 \cdot \left(\frac{1}{65} + 345 \cdot \frac{90^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 402} \right) = 152 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2},$$

Pro určení bezpečnosti jsem vybral napětí s vyšší hodnotou

$$k = \frac{Re_{min}}{\sigma_{dx}} = \frac{345}{156} = 2,2. \quad (6.31)$$

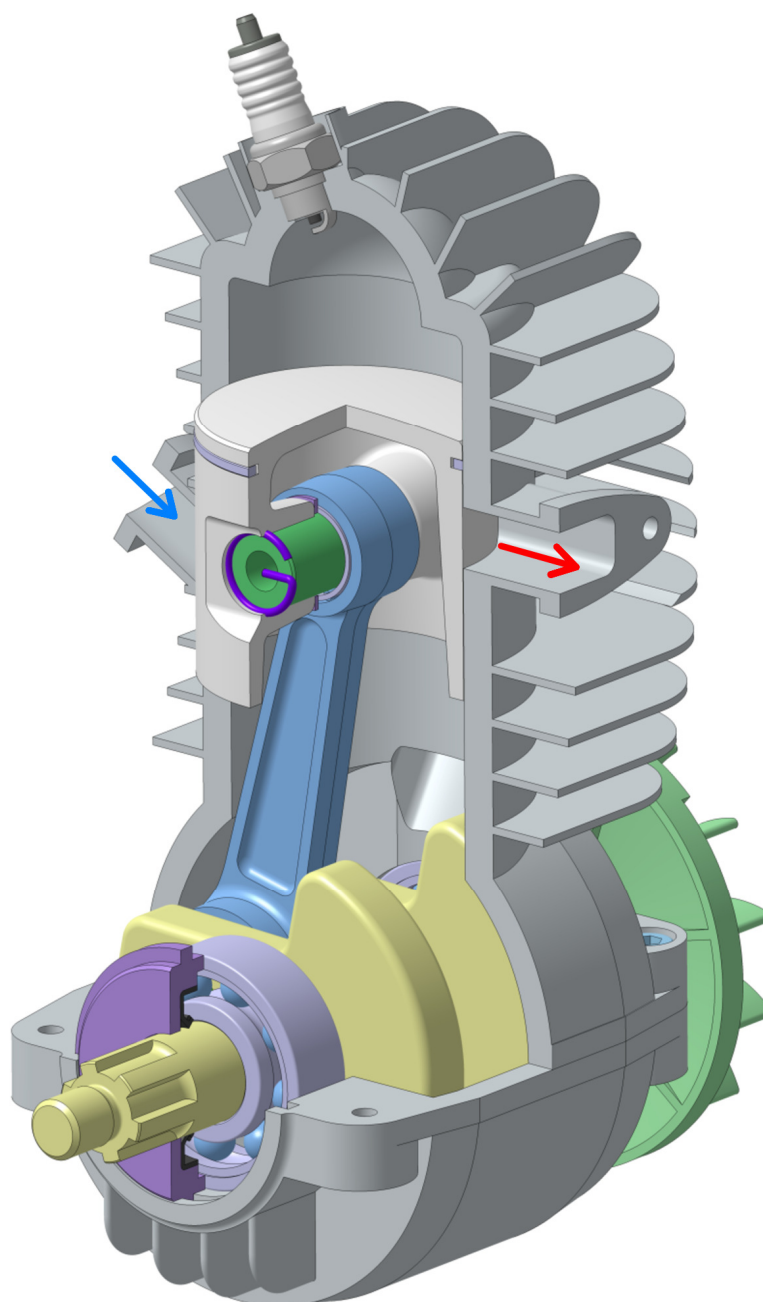
Doporučená bezpečnost je v rozmezí $2 \div 2,5$. Ojnice vyhovuje.



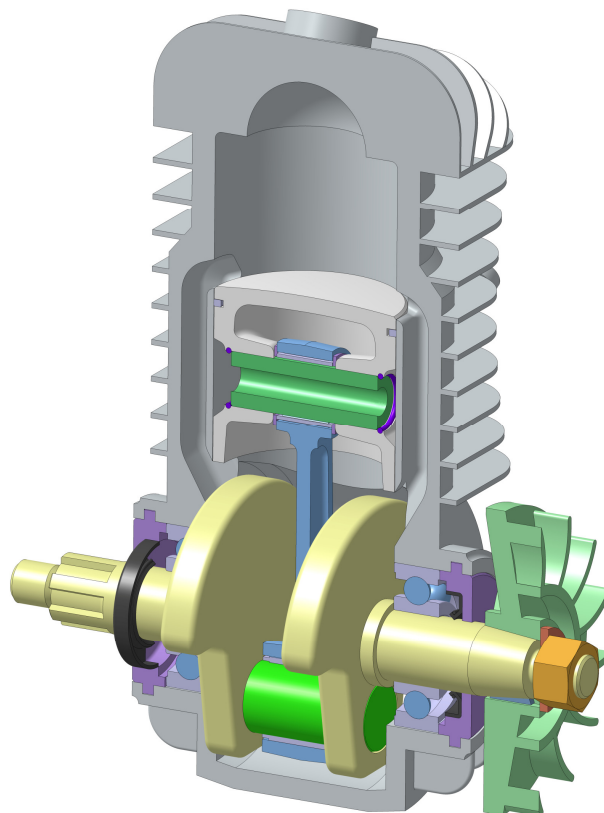
Obr. 6.5 - Profil dřívku ojnice

7. MODEL MOTORU

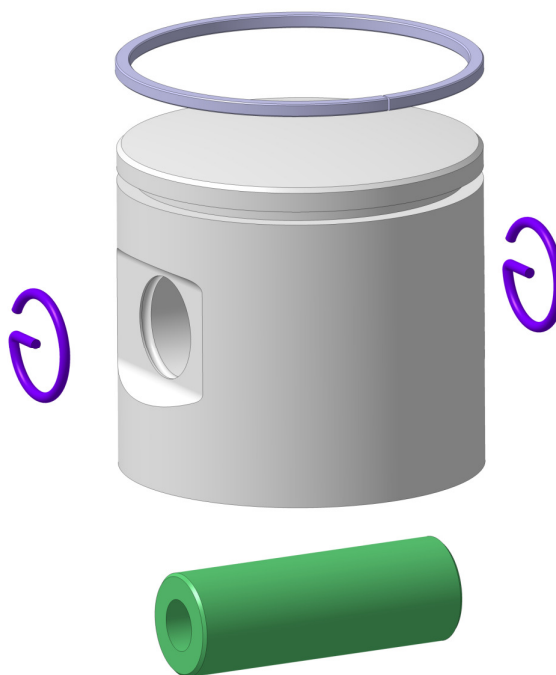
Model se skládá z 22 součástí (respektive z 33, některé se opakují). Z toho 21 jsem sám parametricky vymodeloval. Poslední 22. součástí je zapalovací svíčka, kterou jsem si dovolil převzít z webové stránky GrabCAD.com, a tudíž není rozměrově proměnlivá. V příloze č. 3 naleznete skici jednotlivých součástí se zakótovanými parametrickými rozměry. Normalizované součásti (šrouby, matice, podložky atd.) jsem navrhoval v souladu s normami. Použité normy jsou uvedeny na skicích pod názvem součásti.



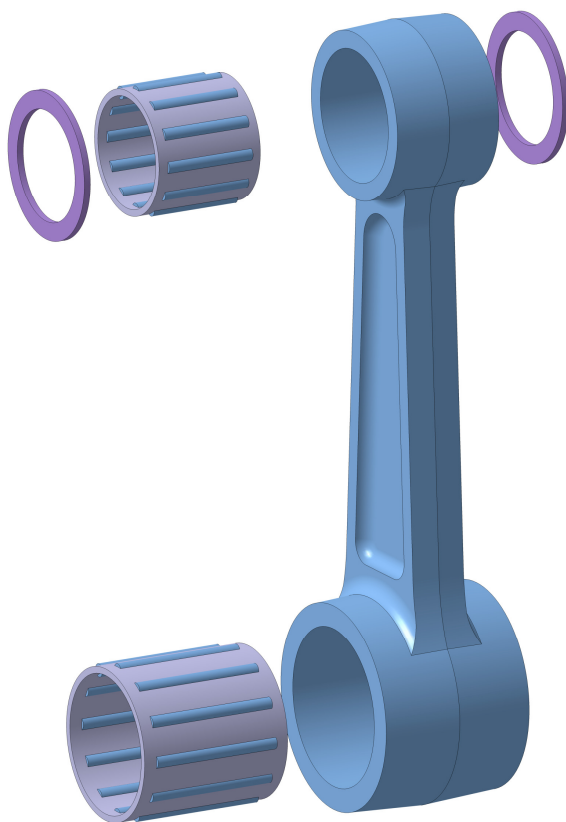
Obr. 7.1 - Řez modelem motoru motorové řetězové pily (sací a výfukový kanál)



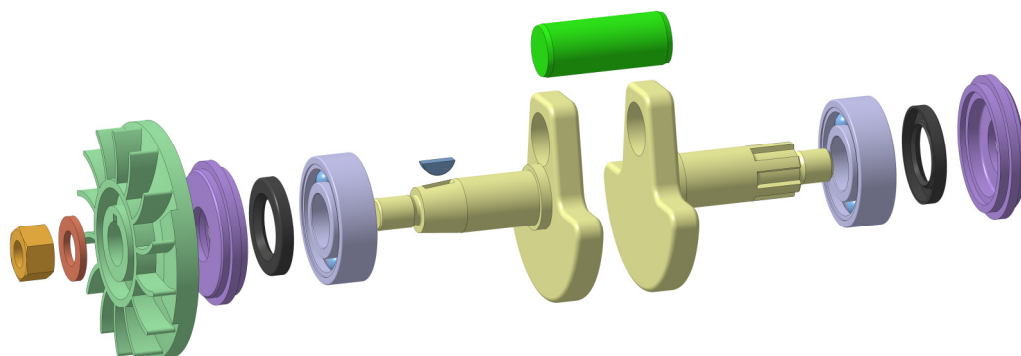
Obr. 7.2 - Řez modelem motoru motorové řetězové pily (přepouštěcí kanál)



Obr. 7.3 - Sestava pístu



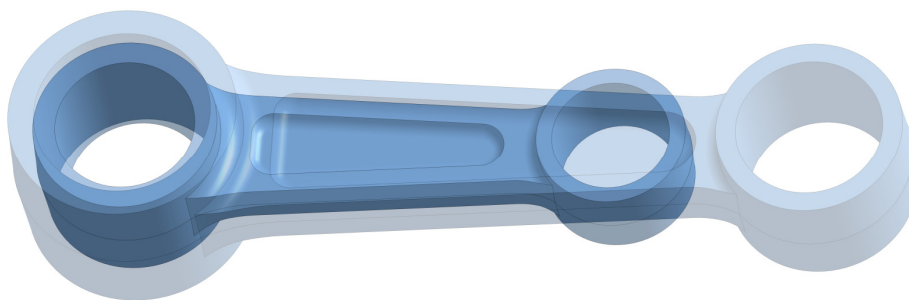
Obr. 7.4 - Sestava ojnice



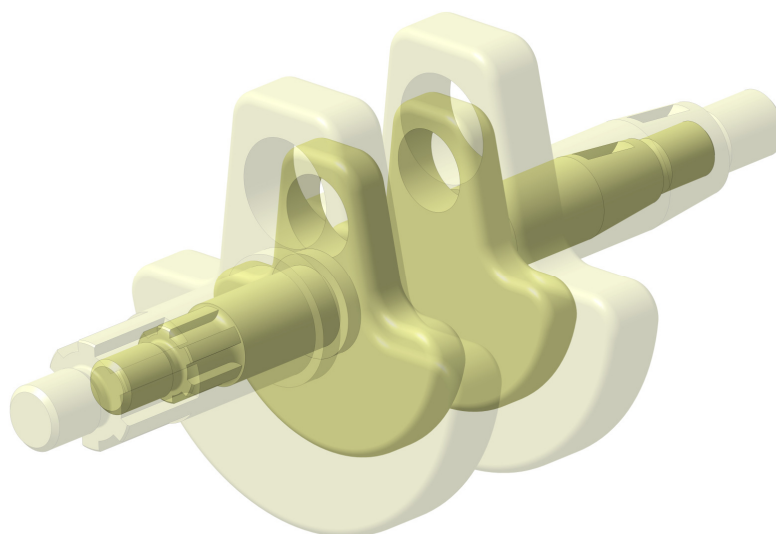
Obr. 7.5 - Sestava klikového hřídele



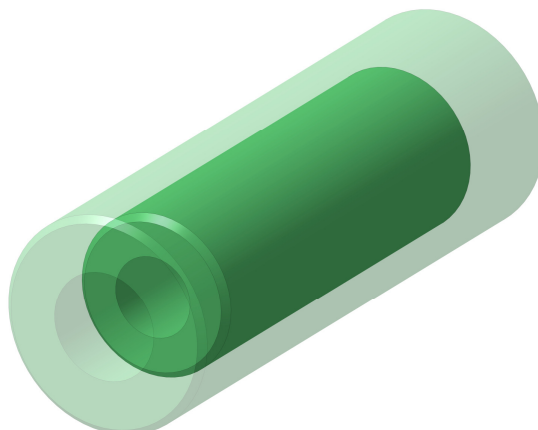
Obr. 7.6 - Rozměrová proměnlivost pístu (rozsah min/max)



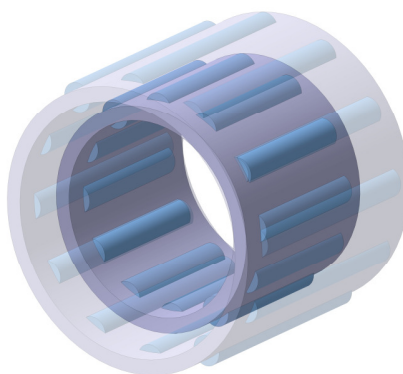
Obr. 7.7 - Rozměrová proměnlivost ojnice (rozsah min/max)



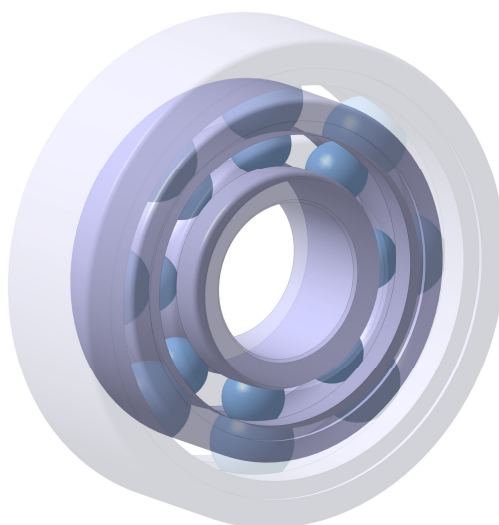
Obr. 7.8 - Rozměrová proměnlivost klikového hřídele (rozsah min/max)



Obr. 7.9 - Rozměrová proměnlivost pístního čepu (rozsah min/max)



Obr. 7.10 - Rozměrová proměnlivost jehlového ložiska (rozsah min/max)



Obr. 7.11 - Rozměrová proměnlivost kuličkového ložiska (rozsah min/max)

8. ZÁVĚR

Práce na modelu motoru započala již na začátku akademického roku 2014/2015 v rámci předmětu Oborový projekt (2212092). V rámci bakalářské práce jsem na projektu pokračoval dále. Vytvořenému parametrickému modelu a také řídicímu souboru `parametry.xlsx` jsem věnoval spoustu času. Největším úskalím bylo vymodelovat odlitky válce a skříně. Setkal jsem se s řadou chyb při re-generaci modelu na aktuální hodnoty. Velice tvarově složitý válec s žebrováním, se skládá se z osmi „PartBody“, které bylo nutno pomocí booleovských operací pospojovat. Musel jsem zařídit, aby se žebrování správně „ořezávalo“ a nezasahovalo do rozvodů. Nakonec se mi vše podařilo vyřešit a vznikl tak parametrický model, který splňuje zadání. Model je zjednodušený, uvědomuji si, že reálný motor je propracován do mnohem větších detailů. Neřešil jsem například technologičnost konstrukce výkovek a odlitek. Vytvořený model může dobře posloužit k vyměření zástavbových rozměrů právě proto, že je parametrický a dokáže se rozměrově měnit. Může se tak zařadit do knihovny modelů motorů a v případě potřeby ho využít.

Chtěl bych každého, kdo čtl tuto bakalářskou práci, odkázat na přiložené DVD, kde najde vytvořený model, související soubory a další obrázky. Využijte prosím výpočetní techniky a otevřete si model a také soubor `parametry.xlsx`. Vyzkoušejte si, jak se parametrický model chová. Ve složce „NÁVOD“ naleznete stručný popis spuštění modelu.

9. LITERATURA

- [1] NERUDA, Jindřich a Zdeněk ČERNÝ. *Motorová řetězová pila a křovinořez*. 1. vyd. Praha: Ústav zemědělských a potravinářských informací, 2006, 91 s. ISBN 80-727-1175-X.
- [2] KAMEŠ, Josef. *Speciální motorová vozidla*. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, Technická fakulta, 2002. ISBN 80-213-0895-8.
- [3] VYKOUKAL, Rudolf. *Dvoudobé motory vozidlové: teorie, výpočet a konstrukce*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1957, s. 342.
- [4] BLAIR, Gordon P. *Design and simulation of two-stroke engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1996, xxiii, 623 p. ISBN 15-609-1685-0.
- [5] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 169 s. ISBN 80-010-3205-1.
- [6] RÁFL, Jan a Evžen RITSCHL. *Dvoudobý benzínový motor: Sbíрка grafických úloh*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1964, s. 25.
- [7] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 2007, 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [8] CINERT, Jan. Pracujeme s parametry I. *CATIA fórum* [online]. 2011 [cit. 2015-06-07]. Dostupné z: http://www.catia-forum.cz/articles/?article_id=32
- [9] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [10] Materiálové listy. *Bohdan Bolzano, s.r.o.* [online] © 2015 [cit. 2015-06-10]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/sortiment-a-sluzby/nastrojove-oceli/technicke-informace/materialove-listy>
- [11] Sestava motoru. *Sears PARTSDIRECT* [online]. b.r. [cit. 2015-05-27]. Dostupné z: <http://www.searspartsdirect.com/homelite-chainsaw-parts/model-UT10901/1518/1503220/P0505112/00002.html>
- [12] JENNINGS, Gordon. *Two-stroke tuner's handbook*. Tucson, AZ: HP Books, c1973, iv, 156 p. ISBN 09-126-5641-7.

10. PŘÍLOHY

Příloha č. 1 – Výtisk ze souboru parametry.xlsx

- První list

PARAMETR (PARAMETER)	HODNOTA (VALUE)	JEDNOTKA (UNIT)	POPIS PARAMETRU	PARAMETER DESCRIPTION
D	56	mm	vrtání válce	cylinder bore diameter
HLAVNÍ PARAMETRY MOTORU				
CHARACTERISTIC PARAMETERS OF ENGINE				
L	43,08	mm	zdvih motoru	stroke of engine
V _e	106,1	cm ³	zdvihový objem 40 - 120 cm ³	engine displacement 40 - 120 ccm (swept volume)
ρ	1,3	[1]	poměr vrtání/zdvih	bore/stroke ratio
λ	0,24	[1]	ojniční poměr	connecting rod ratio
E _g	9,3	[1]	geometrický kompresní poměr	the geometric compression ratio
E _{sk}	7	[1]	skutečný kompresní poměr	the trapped compression ratio
V _c	12,8	cm ³	objem kompresního prostoru	clearance volume
p _e	0,45	MPa	střední užitečný tlak	mean effective pressure
p _{max}	3,8	MPa	maximální tlak na píst	maximal pressure
Fp _{max}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů	maximal force of gas pressure
c _i	12,21	m/s	střední pístová rychlost	mean piston speed
n	8500	min ⁻¹	maximální otáčky hřídele	maximal rpm of crankshaft
P _t	6,8	kW	teoretický výkon	theoretical power
P _t [hp]	9,1	hp	teoretický výkon v koních	theoretical power in hp
M _{st}	7,6	N.m	točivý moment	torque at maximal rpm
VÁLEC				
[01]				
CYLINDER (CY)				
tělo válce				cylinder (CY)
DCYCY	56	mm	průměr vrtání válce	diameter of bore of cylinder
HCYCY	138,10	mm	výška válce	height of cylinder
TCYCYW	7,0	mm	tloušťka stěny válce	thickness of wall of cylinder
RCYCYC	18,3	mm	poloměr kompresního prostoru (tvar polokoule)	radius of combustion chamber
TCYCYSE	6,9	mm	tloušťka zesílení pro přepouštěcí kanál	thickness of side extension for transfer port
tělo skříně				crankcase (CC)
WCYCC	104	mm	celková šířka skříně	overall width of crankcase
WCYCCI	52	mm	vnitřní šířka prostoru pro klikovou hřídel	inner width of space for crankshaft
DCYCCI	86	mm	vnitřní průměr skříně	inner diameter of crankcase
TCYCCW	6	mm	tloušťka stěny skříně	thickness of wall crankcase
DCYCCBB	47	mm	ložiskový průměr	diameter of ball bearing
TCYCCWBB	6	mm	tloušťka stěny pro ložiska	thickness of wall for ball bearings
TCYCCF	5	mm	tloušťka příruby (základny)	thickness of flange (base)
WCYCCF	6	mm	šířka příruby (základny)	width of flange (base)
HCYCCF	13,3	mm	výška nálitku	height of extension
RCYCCF	10	mm	zaoblení nálitku	radius of extension
DCYCCH	6,4	mm	díra pro šroub	diameter of hole for socket head crew
DCYCCCH	11	mm	průměr zahloubení pro šroub	diameter of counterbored of socket head screw
LCYCCCH	8,3	mm	délka zahloubení pro šroub	length of counterbored for socket head screw
LCYCCXH	37,5	mm	x-souřadnice díry	x-coordinate of the hole
LCYCCHY	42	mm	y-souřadnice díry	y-coordinate of the hole
LCYCCG	19,4	mm	vzdálenost drážky od vnitřní hrany	length of groove for cover cap of inner edge
HCYCCG	3	mm	výška drážky pro víčko	height of groove for cover cap
WCYCCG	3,4	mm	šířka drážky pro víčko	width of groove for cover cap
sací kanál	HLAVNÍ PARAMETRY: LISTPARAMETRYROZVODŮ			inlet port (IP)
LCYIP	25	mm	délka sacího kanálu	length of inlet port
TCYIPW	2	mm	tloušťka stěny sacího kanálu	thickness of wall of inlet port
WCYIPF	67	mm	šířka příruby sacího kanálu	width of flange of inlet port
HCYIPF	25	mm	výška příruby sacího kanálu	height of flange of inlet port
TCYIPF	4	mm	tloušťka příruby sacího kanálu	thickness of flange of inlet port
PCYIPH	55,1	mm	rozteč přípojovacích děr	pitch of connecting holes
DCYIPH	4,5	mm	průměr díry pro připojení karburátoru	diameter of hole for connecting the carburettor
přepouštěcí kanál	HLAVNÍ PARAMETRY: LISTPARAMETRYROZVODŮ			transfer port (TP)
TCYTPW	2,1	mm	tloušťka stěny přepouštěcího kanálu	thickness of wall of transfer port
výfukový kanál	HLAVNÍ PARAMETRY: LISTPARAMETRYROZVODŮ			exhaust port (EP)
LCYEP	23	mm	délka výfukového kanálu	length of exhaust port
TCYEPW	2	mm	tloušťka stěny výfukového kanálu	thickness of wall of exhaust port
WCYEPF	63	mm	šířka příruby výfukového kanálu	width of flange of exhaust port
HCYEPF	21	mm	výška příruby výfukového kanálu	height of flange of exhaust port
TCYEPF	4	mm	tloušťka příruby výfukového kanálu	thickness of flange of exhaust port
PCYEPH	51,2	mm	rozteč přípojovacích děr	pitch of connecting holes
DCYEPH	4,5	mm	průměr díry pro připojení výfuku	diameter of hole for exhaust
chladič žebra na válci				cylinder cooling fins (CF)
LCYCF	94	mm	délka rozmístění žeber	length of placement cooling fins
PCYCF	10,4	mm	rozteč žeber	pitch of cooling fins
RCYCFCC	129	mm	prohnuti vodící čáry	radius of centre curve
LCYCFCS	94	mm	délka strany žeber	length of side of cooling fins
RCYCF	21	mm	zaoblení žeber	radius of cooling fins
TCYCF	1,5	mm	tloušťka žeber	thickness of cooling fins
chladič žebra na hlavě				head cooling fins (HF)
LCYHF	94	mm	délka žebra	length of cooling fins
HCYHF	31	mm	výška žebra	height of cooling fins
RCYHF	21	mm	zaoblení žebra	radius of cooling fins
TCYHF	1,5	mm	tloušťka žebra	thickness of cooling fins
RCYHFCP	57	mm	poloměr zaoblení kruhového pole	radius for circular pattern
svíčka				spark plug (SP)
LCYSPE	25,3	mm	délka umístění nálitku pro svíčku	length of position of extension for spark plug

KLIKOVÁ SKŘÍŇ	[02]		CRANKCASE (CC)
WCC	104	mm	celková šířka skříně
WCCI	52	mm	vnitřní šířka prostoru pro klikovou hřídel
DCCI	86	mm	vnitřní průměr skříně
TCW	6	mm	tloušťka stěny skříně
DCCBB	47	mm	ložiskový průměr
TCWBB	6	mm	tloušťka stěny pro ložiska
TCF	5	mm	tloušťka příruby (základny)
WCCF	6	mm	šířka příruby (základny)
HCCE	13,3	mm	výška nálitku
RCCE	10	mm	zaoblení nálitku
LCCHX	37,5	mm	x-souřadnice díry
LCCHY	42	mm	y-souřadnice díry
MCCT	6	M	díra s metrickým závitem
PCCT	5	mm	rozteč závitu
D1CC	4,917	mm	průměr D1 závitu
LCCG	19,4	mm	vzdálenost drážky od vnitřní hrany
HCCG	3	mm	výška drážky pro víčko
WCCG	3,4	mm	šířka drážky pro víčko
DCCCF	86	mm	průměr rozteče žeber
WCCCF	2	mm	šířka chladičích žeber
RCCCF	10	mm	zaoblení chladičích žeber

PIST	[03]		PISTON (PI)
DPI	55,73	mm	průměr pístu
LPIM	1,68	mm	vyosení pístu
LPI	49,5	mm	délka pláště pístu
LPIPIB	24,8	mm	vzdálenost osy pístního čepu od dna pístu (kompresní výška)
TPI	4,5	mm	tloušťka dna pístu
TPIW	3,4	mm	tloušťka pláště pístu
DPIGP	16	mm	průměr díry pro pístní čep
DPIGPE	22,4	mm	průměr nálitku pístního čepu
LPICRG	19	mm	délka mezery mezi oky pístu
LPIPRG	5	mm	vzdálenost drážky pro pístní kroužek
DPIPRGI	50,2	mm	vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek
WPIPRG	2,05	mm	šířka drážky pro pístní kroužek
DPIPCO	17,7	mm	vnější průměr pojistného kroužku
LPIPC	22,5	mm	vzdálenost pozice pojistného kroužku
LPIPCG	1	mm	délka mezery pro pojistný kroužek
LPIISR	22,4	mm	délka bočního vybrání
HPISR	3,4	mm	výška bočního vybrání

OJNICE	[04]		CONNECTING ROD (CR)
LCR	90	mm	vzdálenost os ojničních čepů (délka ojnice)
DCRSEI	20	mm	průměr ložiska pístového čepu
DCRSEO	25	mm	průměr ojniční hlavy pístové
WCRSE	17	mm	šířka ojniční hlavy pístové
DCRBEI	24	mm	průměr ložiska klikového čepu
DCRBEO	31	mm	průměr ojniční hlavy klikové
WCRBE	24	mm	šířka ojniční hlavy klikové
HCRR	17	mm	výška díku ojnice
TCR	8,5	mm	tloušťka díku ojnice
TCRR	4,25	mm	tloušťka vybrání díku ojnice
HCRR	12	mm	výška vybrání díku ojnice

KLIKOVÝ HŘÍDEL	[05]		CRANKSHAFT (CS)
LCSARM	21,54	mm	délka ramena klikového hřídele
DCSMJ	20	mm	průměr uložení hlavních ložisek
LCSMJ	28	mm	délka uložení hlavních ložisek
DCSMJSS	24	mm	průměr osazení na hlavních ložiskách
LCSMJSS	4	mm	délka osazení na hlavních ložiskách
WCSCA	11	mm	šířka ramena kliky
DCSCW	78	mm	průměr vyvažující části kliky
LCSWCT	23,7	mm	délka vyvažující části kliky nahore
LCSWCB	36,4	mm	délka vyvažující části kliky dole
DCSPIN	20	mm	průměr čepu ojničního ložiska
LCSPIN	26	mm	délka mezery čepu ojničního ložiska
LCSCC	16	mm	délka kuželové části
LCSWKG	8	mm	pozice drážky pro pero
RCSWKG	6,5	mm	poloměr drážky pro pero
HCSWKG	3,5	mm	výška drážky pro pero
TCSWKG	4	mm	tloušťka drážky pro pero
MCSCC	12	M	závit kuželového konce hřídele
LCSMCE	16	mm	délka závitu kuželového konce hřídele
DCSSCS	16	mm	malý průměr rovnobokého drážkování
DCSSCB	20	mm	velký průměr rovnobokého drážkování
WCSSCT	4	mm	šířka zubu rovnobokého drážkování
LCSSC	17	mm	délka rovnobokého drážkování
MCSSC	12	M	závit drážkovaného konce
LCSMSC	14	mm	délka závitu drážkovaného konce

SETRVAČNÍK	[06]		FLYWHEEL (FW)
DFW	87	mm	průměr setrvačnicku
DFWH	28	mm	průměr náboje
DFWHH	20	mm	průměr díry náboje
LFW	17	mm	délka setrvačnicku
LFWB	6	mm	délka základny setrvačnicku
DFWPP	85	mm	max průměr lopatek
DFWSP	41	mm	průměr podpěry pro lopatky
FWWSPW	3	mm	šířka podpěry pro lopatky
FWFK	4	mm	šířka drážky pro úsečové pero
HFVK	11	mm	výška drážky pro úsečové pero

PISTNÍ ČEP	[07]		GUDGEON PIN (GP)
DGPO	16	mm	vnější průměr pístního čepu
DGPI	8	mm	vnitřní průměr pístního čepu
LGP	45	mm	délka pístního čepu

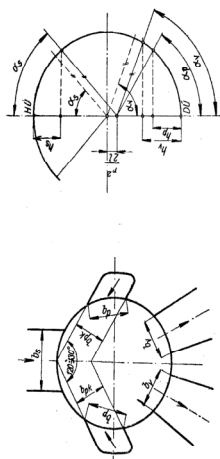
KLIKOVÝ ČEP		[08]		CRANK PIN (CP)
DCPO	20	mm	vnější průměr klikového čepu	outer diameter of crank pin
LCP	48	mm	délka klikového čepu	length of crank pin
VÍČKO		[09]	ČSN 01 3014	BEARING CAP (BC)
HBCAS	2,8	mm	výška opěrné plochy	height abutment surfaces
WBCAS	3,4	mm	šířka opěrné plochy	width abutment surfaces
WBC	10	mm	šířka víčka	width of cover cap
TBC	5,5	mm	tloušťka víčka	thickness of cover cap
DBCO	47	mm	vnější průměr víčka	outer diameter of cover cap
TBCOS	5	mm	tloušťka vloženého gufera	thickness of oil seal
DBCCS	20,4	mm	průměr díry pro klikový hřídel	diameter of hole for crank shaft
VYMEZUJÍCÍ PODLOŽKA		[10]		SPACER WASHER (SW)
DSWO	22,5	mm	vnější průměr vymezující podložky	outer diameter of spacer
DSWI	17	mm	vnitřní průměr vymezující podložky	inner diameter of spacer
TSW	1	mm	tloušťka vymezující podložky	thickness of spacer
ÚSEČOVÉ PERO		[11]	ČSN 30 1385.11	WOODRUFF KEY (WK)
DWK	13	mm	průměr úsečového pera	diameter of woodruff key
WVK	4	mm	šířka úsečového pera	width of woodruff key
HWK	5	mm	výška úsečového pera	height woodruff key
MATICE		[12]	ISO 4032	HEXAGON NUT OF FLYWHEEL (NF)
MNF	12	M	metrický závit matice	metric thread of nut
PNF	1,5	mm	rozteč závit matice	pitch of metric thread
D3NF	10,06	mm	průměr D3 matice	diameter of D3
HNF	10,8	mm	výška matice	height of nut
WNF	18	mm	šířka matice	width of nut
PODLOŽKA		[13]	ISO 7089	WASHER OF FLYWHEEL (WF)
MWF	12	M	podložka pro metrický závit	metric thread of washer
DWFI	13	mm	vnitřní průměr podložky	inner diameter of washer
DWFO	24	mm	vnější průměr podložky	outer diameter of washer
HWF	2,5	mm	výška podložky	height of washer
ŠROUB S VNITŘNÍM ŠESTIHRANEM		[14]	ISO 4762	SOCKET HEAD SCREW (SS)
MSS	6	M	metrický závit šroubu	metric thread of socket screw
PSS	1	mm	rozteč závit	pitch of metric thread
LSS	16	mm	délka šroubu	length of socket screw
DSSH	10	mm	průměr hlavy šroubu	diameter of head of socket screw
LSSH	6	mm	délka hlavy šroubu	length of head of socket screw
LSSS	5	mm	délka strany šestihranu	length of side of socket
HSSS	3	mm	hloubka šestihranu	height of socket
PODLOŽKA		[15]	ČSN 02 1740	HELICAL SPRING WASHER (HW)
MHW	6	M	podložka pro metrický závit	metric thread of washer
DHWI	6,1	mm	vnitřní průměr podložky	inner diameter of washer
DHWO	9,1	mm	vnější průměr podložky	outer diameter of washer
HHW	1,5	mm	výška podložky	height of washer
PISTNÍ KROUŽEK		[16]	ČSN 02 7011.00 ai	PISTON RING (PR)
DPRO	56	mm	vnější průměr pístního kroužku	outer diameter of piston ring
TPRI	2,2	mm	tloušťka pístního kroužku	thickness of piston ring
HPR	2	mm	výška pístního kroužku	height of piston ring
LPRG	0,35	mm	délka vůle zámku	distance of the gap on the piston ring
POJISTNÝ KROUŽEK		[17]	ČSN 02 2925.2	PIN CLIP (PC)
DPCI	14,5	mm	vnitřní průměr pojistného kroužku	inner diameter of pin clip
DPCW	1,6	mm	průměr drátu pojistného kroužku	diameter of wire pin clip
JEHLOVÉ LOŽISKO (PISTNÍ ČEP)		[18]	NKI	NEEDLE BEARING GUDGEON PIN (NBGP)
DNBGP0	20	mm	vnější průměr jehlového ložiska	outer diameter of needle bearing
DNBGPI	16	mm	vnitřní průměr jehlového ložiska	inner diameter of needle bearing
DNBGPN	2	mm	průměr jehly jehlového ložiska	diameter of needle
LNBP	17	mm	délka jehlového ložiska	length of needle bearing
TNBGR	1	mm	tloušťka kroužku	thickness of ring
LNBP	14	mm	délka jehly jehlového ložiska	length of needle bearing
JEHLOVÉ LOŽISKO (KLIKOVÝ ČEP)		[19]	NKI	NEEDLE BEARING CRANK PIN (NBCP)
DNBCPO	24	mm	vnější průměr jehlového ložiska	outer diameter of needle bearing
DNBCPI	20	mm	vnitřní průměr jehlového ložiska	inner diameter of needle bearing
DNBCPN	2	mm	průměr jehly jehlového ložiska	diameter of needle
LNBCP	24	mm	délka jehlového ložiska	length of needle bearing
TNBCR	1	mm	tloušťka kroužku	thickness of ring
LNBCPN	20	mm	délka jehly jehlového ložiska	length of needle bearing
KULÍČKOVÉ LOŽISKO		[20]		BALL BEARING (BB)
DBBORO	47	mm	vnější průměr vnějšího kroužku	outer diameter of outer ring
DBBORI	38	mm	vnitřní průměr vnějšího kroužku	inner diameter of outer ring
DBBIRO	28	mm	vnější průměr vnitřního kroužku	outer diameter of inner ring
DBBIRI	20	mm	vnitřní průměr vnitřního kroužku	inner diameter of inner ring
DBBB	8	mm	průměr kulíčky	diameter of the balls
LBB	14	mm	šířka ložiska	width of bearing
DBBASI	41,4	mm	maximální vnitřní průměr došedací plochy	the maximum inner diameter of abutment surfaces
GUFERO		[21]		OIL SEAL (OS)
DOSI	20	mm	vnitřní průměr gufera (průměr hřídele)	inner diameter of oil seal
DOSO	36	mm	vnější průměr gufera	outer diameter of oil seal
WOS	5	mm	šířka gufera	width of oil seal
TOS	1	mm	tloušťka gufera	thickness of oil seal
DOSW	1	mm	průměr drátu kroužku	diameter of wire of oil seal

- Druhý list

PARAMETRY ROZVODŮ			
PŘENESENÉ PARAMETRY Z LISTU 1 [PARAMETRY]			
PARAMETR MOTORU	HODNOTA	JEDNOTKA	POPIS PARAMETRU
D	56 mm		vrtání válce
L	43,08 mm		zdvih motoru
LCSARM	21,54 mm		délka ramena klikového hřídele
LCR	89,74 mm		vzdálenost os ojnících čepů (délka ojnice)
λ	0,24 [1]		ojníční poměr
LPPIB	24,8 mm		vzdálenost os pístního čepu od dna pístu (kompresní výška)
LPI	49,5 mm		délka pláště pístu

ČASOVÉ ROZMĚRY ROZVODŮ (BRIXIHO KONSTRUKCE) [Z]				
KH	s - SÁNÍ	p - PŘEPOUŠTĚNÍ	v - VÝFUK	JEDNOTKA
			korekční hodnota	
	65	58	70°	
Úhly rozvodů α	14,6	8,3	11,9 mm	
Výška otvorů h	35,2	22,9	31,7 mm	
Šířka otvorů b	0,34	0,19	0,28 %	
Poměrné výšky otvorů σ	0,2	0,26	0,18 %	
Poměrné šířky otvorů ψ				

VYPOČÍTANÉ PARAMETRY UMÍSTĚNÍ A VELIKOSTI OTVORŮ ROZVODŮ			
PARAMETR MOTORU	HODNOTA	JEDNOTKA	POPIS PARAMETRU
TDCS	136,08 mm		vzdálenost horní úvratě od osy klikového hřídele
BDCS	93,00 mm		vzdálenost dolní úvratě od osy klikového hřídele
HIPCR	79,30 mm		výška sacího otvoru od klikového hřídele
WIP	35,2 mm		šířka sacího otvoru
HIP	12,608 mm		výška sacího otvoru
AIP	60°		úhel sacího kanálu
HTPCRS	27,97 mm		výška začátku otvoru pro přeopuštění od klikového hřídele
HTPCRE	101,27 mm		výška konce otvoru pro přeopuštění od klikového hřídele
WTP	18,32 mm		šířka otvoru pro přeopuštění
HTP	7,767 mm		výška otvoru pro přeopuštění
ATPT	20°		úhel sklonu horního přeopuštěcího otvoru
ATPB	60°		úhel sklonu dolního přeopuštěcího otvoru
ATPH	124°		úhel natočení přeopuštěcích kanálů ve vodorovné rovině
HEPCR	98,946 mm		výška výfukového otvoru od klikového hřídele
WEP	31,7 mm		šířka výfukového otvoru
HEP	11,9 mm		výška výfukového otvoru



Obr. 5.5 - Stanovení rozvodových úhlů pomocí Brixiho konstrukce [Z]

- Třetí list – není uveden (pouze nakopírované data z prvního listu viz elektronický soubor parametry.xlsx na příloženém DVD)

- Čtvrtý list

PEVNOSTNÍ VÝPOČTY			
PARAMETR (PARAMETER)	HODNOTA (VALUE)	JEDNOTKA (UNIT)	POPIS PARAMETRU
D	56	mm	vrtání válce

PÍSTNÍ ČEP		materiál: 16MnCr5 ČSN EN 10084	
F _{Pmax}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
DGPO (d _e)	16	mm	vnější průměr pístního čepu
DGPI (d' _e)	8	mm	vnitřní průměr pístního čepu
LGP (l _e)	45	mm	délka pístního čepu
LPICRG (e)	19	mm	délka mezery mezi oky pístu
WCRPT (b _o)	17	mm	šířka ojnicí hlavy pístové
a) Kontrola namáhání pístního čepu			
M _o	54984	N.mm	ohybový moment
W _o	377	mm ³	průřezový modul v ohybu
σ _o	146	N.mm ⁻²	napětí v ohybu
Re _{min}	540	N.mm ⁻²	dolní mez kluzu
k	3,7	[1]	bezpečnost (2 ÷ 3,5)
b) Kontrola středního smykového napětí v pístním čepu			
τ _s	31	N.mm	střední smykové napětí (30 ÷ 50 N.mm ⁻²)

KLIKOVÝ ČEP		materiál: 17CrNi6-6 ČSN EN 10084	
Kontrola ojnicího čepu			
F _{Pmax}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
DCPO (d ₁)	20	mm	vnější průměr klikového čepu
a ₁	22	mm	rameno působící síly
M _{o1}	102949	N.mm	ohybový moment v místě I
W _o	785	mm ³	průřezový modul v ohybu
σ _{o1}	131	N.mm ⁻²	napětí v ohybu
α _{vrub}	2,2	[1]	vrubový účinek (zalisovaný čep)
σ' _{o1}	288	N.mm ⁻²	navýšené napětí v ohybu o vrubový účinek
Rp _{0,2min}	840	N.mm ⁻²	dolní mez kluzu
k	2,9	[1]	bezpečnost (2,5 ÷ 4)

KLIKOVÝ HŘÍDEL		materiál: 16MnCr5 ČSN EN 10084	
Kontrola klikového hřídele pod hlavními ložisky			
F _{Pmax}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
M _M	7,6	N.m	točivý moment
D _{CSMJ} (d ₂)	20	mm	průměr uložení hlavních ložisek
a _{II}	7	mm	rameno působící síly
M _{oII}	32757	N.mm	ohybový moment v místě II
W _o	785	mm ³	průřezový modul v ohybu
σ _{oII}	42	N.mm ⁻²	napětí v ohybu
α _{vrub}	4	[1]	vrubový účinek
σ' _{oII}	167	N.mm ⁻²	navýšené napětí v ohybu o vrubový účinek
M' _M	15,2	N.m	navýšený točivý moment
W _k	1571	mm ³	průřezový modul v krutu
τ	10	N.mm ⁻²	smykové napětí
α _τ	3	[1]	tvarový součinitel

τ'	29	N.mm ⁻²	navýšené smykové napětí
σ_{red}	174	N.mm ⁻²	redukované napětí
Re_{min}	540	N.mm ⁻²	dolní mez kluzu
k	3	[1]	bezpečnost (2,5 ÷ 4)

PÍST		materiál: ČSN 42 4336.5	
Kontrola měrného tlaku mezi pístem a stěnou válce			
F_{pmax}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
DPI (d)	55,73	mm	průměr pístu
LPI (l_p)	49,5	mm	délka pláště pístu
N	936	N	kolmá složka síly F_{pmax}
p_N	0,34	N.mm ⁻²	měrný tlak mezi pístem a stěnou válce
p_{Ndov}	0,45	N.mm ⁻²	dovolený měrný tlak
Kontrola tlakového napětí v místě pístního kroužku			
F_{pmax}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
DPIPRGI (d_k)	50,2	mm	vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek
d_i	42,71	mm	vnitřní průměr pístu v místě drážky
σ_d	17,1	N.mm ⁻²	napětí v tlaku
σ_{ddov}	20	N.mm ⁻²	dovolené napětí v tlaku
Kontrola měrného tlaku v okách pístu pro pístní čep			
F_{pmax}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
DGPO (d_c)	16	mm	vnější průměr pístního čepu
LGP (l_c)	45	mm	délka pístního čepu
LPICRG (e)	19	mm	délka mezery mezi oky pístu
p_c	22,5	N.mm ⁻²	měrný tlak v okách pístu
p_{cdov}	25	N.mm ⁻²	dovolený měrný tlak v okách pístu
Kontrola namáhání dna pístu			
p_{max}	3,8	MPa	maximální tlak na píst
DPI (d)	55,73	mm	průměr pístu
TPI (t)	4,5	mm	tloušťka dna pístu
DPIPRGI (d_k)	50,2	mm	vnitřní průměr drážky pro pístní kroužek
d_i	42,71	mm	vnitřní průměr pístu v místě drážky
s_k	3,747	mm	tloušťka stěny v místě pístního kroužku
σ_o	10,2	N.mm ⁻²	napětí v ohybu
σ_{odov}	20	N.mm ⁻²	dovolené napětí v ohybu

OJNICE		materiál: C15E ČSN EN 10084	
Kontrola namáhání ojnice na vzpěr			
F_{pmax}	9359	N	maximální síla od tlaků plynů
LCR (l_o)	90	mm	vzdálenost os ojnicích čepů (délka ojnice)
TCRR (b)	4,25	mm	tloušťka vybraní dřívku ojnice
TCR (B)	8,50	mm	tloušťka dřívku ojnice
h	9,45	mm	výška vybraní dřívku ojnice
H	14,45	mm	výška dřívku ojnice
S_{min}	82,644	mm ²	minimální plocha průřezu dřívku ojnice
J_x	1837	mm ⁴	moment setrvačnosti profilu dřívku pro rovinu x
J_y	679	mm ⁴	moment setrvačnosti profilu dřívku pro rovinu y
k_x	1	[1]	součinitel pro vzpěr v rovině kývání
k_y	4	[1]	součinitel pro vzpěr kolmo na rovinu kývání
E	206000	N.mm ⁻²	modul pružnosti v tahu
Re_{min}	345	N.mm ⁻²	dolní mez kluzu
σ_{dx}	120	N.mm ⁻²	napětí v tlaku pro rovinu x
σ_{dy}	118	N.mm ⁻²	napětí v tlaku pro rovinu y
k	2,9	[1]	bezpečnost (2-2,5)

Příloha č. 2 – Výpis kódu ze skriptu kinematika.m

```

close all; clear all; clear command; clc

%%% GRAFY KINEMATIKY DVOUDOBÉHO MOTORU %%%
D=[58 55 52 49 46 43 41]; %rada prumer vrtani

num = xlsread('parametry.xlsx','B7:B8'); %cteni xcel lambda a rho

rho=(num(1)); %pomer vrtani/zdvih
lambda=num(2); %ojnicni pomer

for i=1:length(D) %prumer vrtani [mm]
L(i)=D(i)/rho; %zdvih [mm]
V(i)=(((pi*D(i)^2)/4)*L(i))/1000; %zdvihovy objem [cm3]
r(i)=L(i)/2; %rameno kliky [mm]

if V(i)>100
n(i)=8500; %otacky [min-1]
elseif V(i)<=50
n(i)=10000;
else
n(i)=9500;
end
omega(i)=2*pi*n(i)/60; %uhlova rychlost [rad/s]
phi=[0:0.01:360]; %uhel natoceni 0-360°[rad]

for j=1:length(phi)

%dráha [mm]
x1_draha(j,i)=r(i)*(1-cos((pi/180)*phi(j)));
x2_draha(j,i)=r(i)*(1/4)*lambda*(1-cos(2*((pi/180)*phi(j))));
x_draha(j,i)=x1_draha(j,i)+x2_draha(j,i);

%rychlost [m/s]
v1_rychlost(j,i)=r(i)/1000*omega(i)*sin(((pi/180)*phi(j)));
v2_rychlost(j,i)=r(i)/1000*omega(i)*(lambda/2)*sin(2*((pi/180)*phi(j)));
v_rychlost(j,i)=v1_rychlost(j,i)+v2_rychlost(j,i);

%zrychleni [m/s2]
a1_zrychleni(j,i)=r(i)/1000*omega(i)^2*cos(((pi/180)*phi(j)));
a2_zrychleni(j,i)=r(i)/1000*omega(i)^2*lambda*cos(2*((pi/180)*phi(j)));
;
a_zrychleni(j,i)=a1_zrychleni(j,i)+a2_zrychleni(j,i);

end
end

hFig = figure(1);
plot(phi,x_draha);
title('Průběh dráhy pístu','fontWeight','bold','FontSize',16)
set(hFig,'Position',[50 400 900 500])
set(gca,'FontSize',14)
xlim([0 360]);
xlabel('úhel natočení \phi [°]','FontSize',16)
ylabel('dráha x [mm]','FontSize',16)
hleg=legend ('\0D = 58','\0D = 55','\0D = 52','\0D = 49','\0D = 46',
'\0D = 43','\0D = 41','Location','bestoutside','Orientation','vertical');

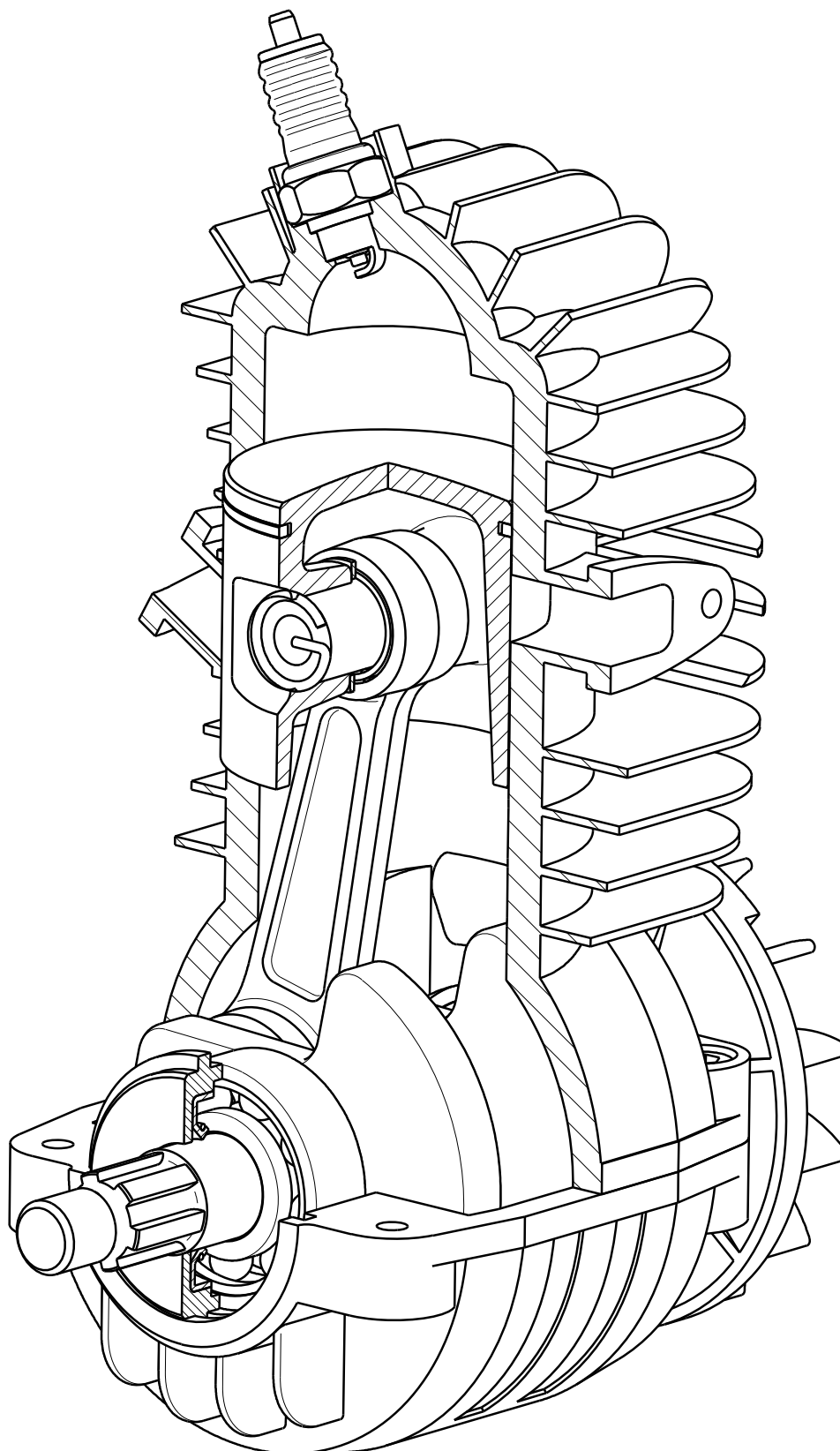
```

```
htitle = get(hleg, 'Title');
set(htitle, 'String', 'Průměr vrtání D
[mm]', 'FontSize', 14, 'fontWeight', 'bold')
xbounds = xlim;
set(gca, 'XTick', xbounds(1):90:xbounds(2));
set(gca, 'LineWidth', 1)
grid on

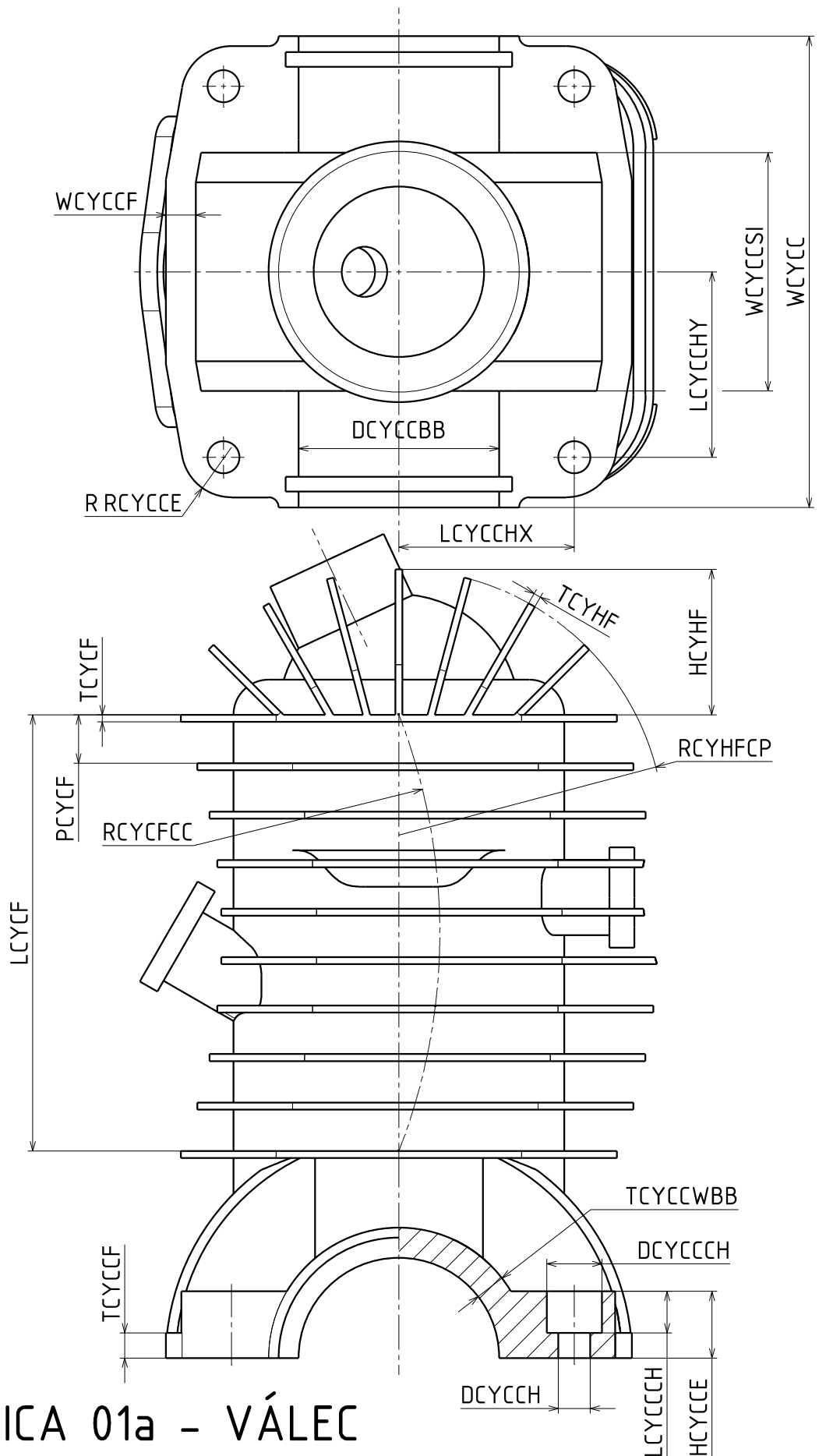
hFig = figure(2);
plot(phi, v_rychlost);
title('Průběh rychlosti pístu', 'fontWeight', 'bold', 'FontSize', 16)
set(hFig, 'Position', [1000 400 900 500])
set(gca, 'FontSize', 14)
xlim([0 360]);
ylim([-25 25]);
xlabel('úhel natočení \phi [°]', 'FontSize', 16)
ylabel('rychlost v [m/s]', 'FontSize', 14)
hleg=legend ('\OD = 58', '\OD = 55', '\OD = 52', '\OD = 49', '\OD =
46', '\OD = 43', '\OD =
41', 'Location', 'bestoutside', 'Orientation', 'vertical');
htitle = get(hleg, 'Title');
set(htitle, 'String', 'Průměr vrtání D
[mm]', 'FontSize', 14, 'fontWeight', 'bold')
xbounds = xlim;
set(gca, 'XTick', xbounds(1):90:xbounds(2));
set(gca, 'LineWidth', 1)
grid on

hFig = figure(3);
plot(phi, a_zrychleni);
title('Průběh zrychlení pístu', 'fontWeight', 'bold', 'FontSize', 16)
set(hFig, 'Position', [500 50 900 500])
set(gca, 'FontSize', 14)
xlim([0 360])
xlabel('úhel natočení \phi [°]', 'FontSize', 16)
ylabel('zrychlení a [m/s ^2]', 'FontSize', 16)
hleg=legend ('\OD = 58', '\OD = 55', '\OD = 52', '\OD = 49', '\OD =
46', '\OD = 43', '\OD =
41', 'Location', 'bestoutside', 'Orientation', 'vertical');
htitle = get(hleg, 'Title');
set(htitle, 'String', 'Průměr vrtání D
[mm]', 'FontSize', 12, 'fontWeight', 'bold')
xbounds = xlim;
set(gca, 'XTick', xbounds(1):90:xbounds(2));
set(gca, 'YTickLabel', num2str(get(gca, 'YTick').'))
set(gca, 'LineWidth', 1)
grid on
```

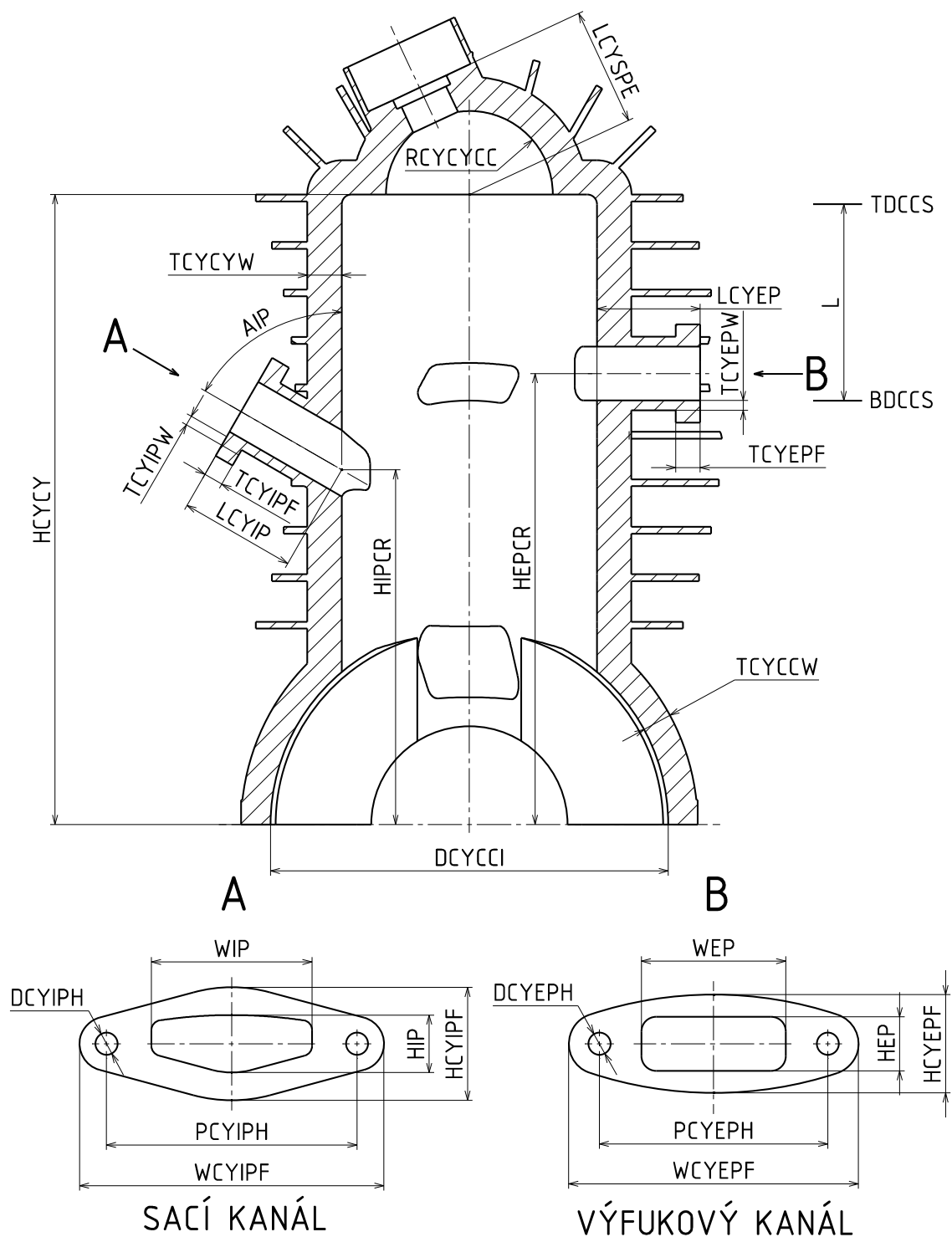

Příloha č. 3 – Skici součástí (zakótování parametrů)



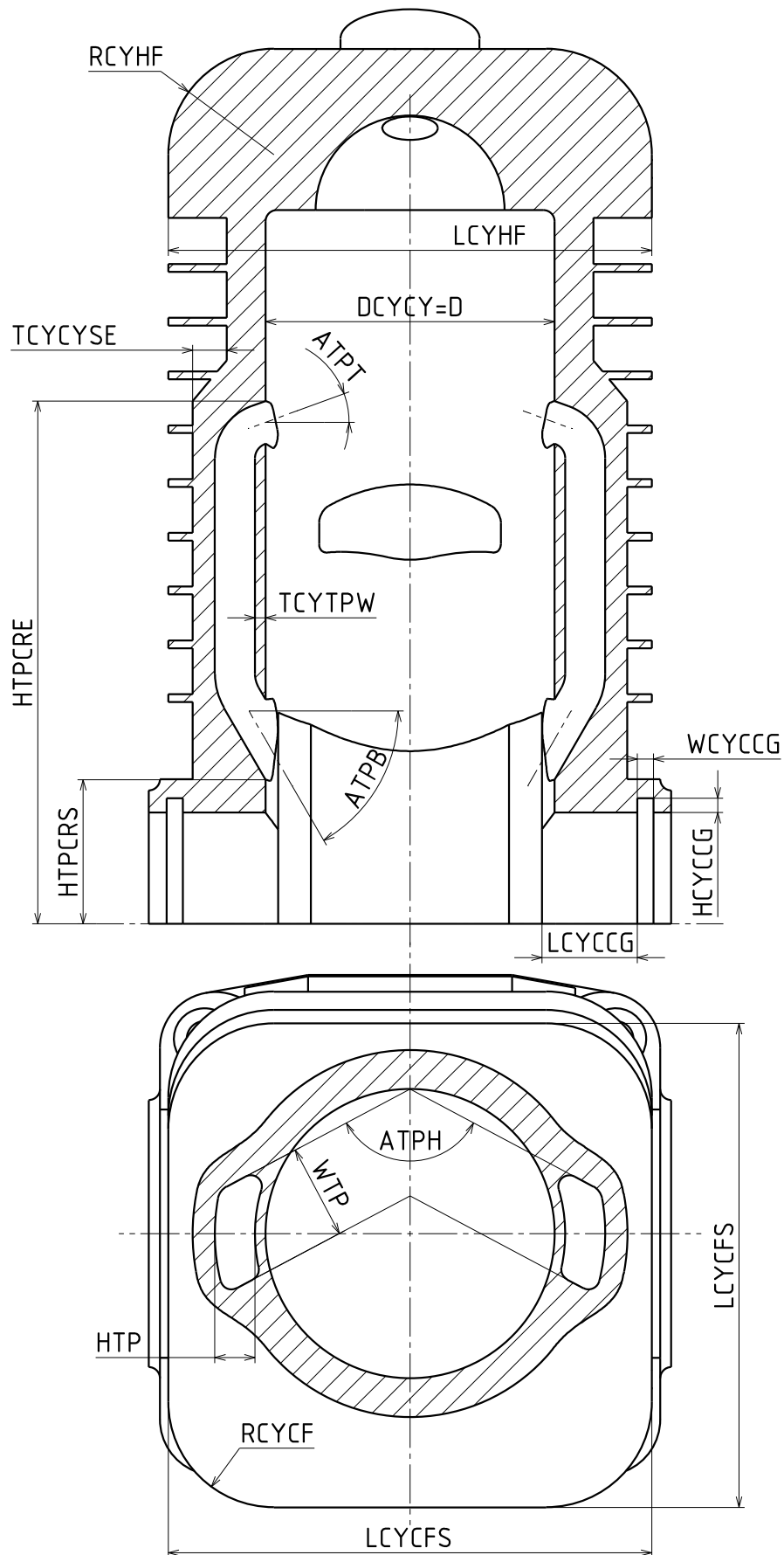
SKICA 00 - SESTAVA MOTORU



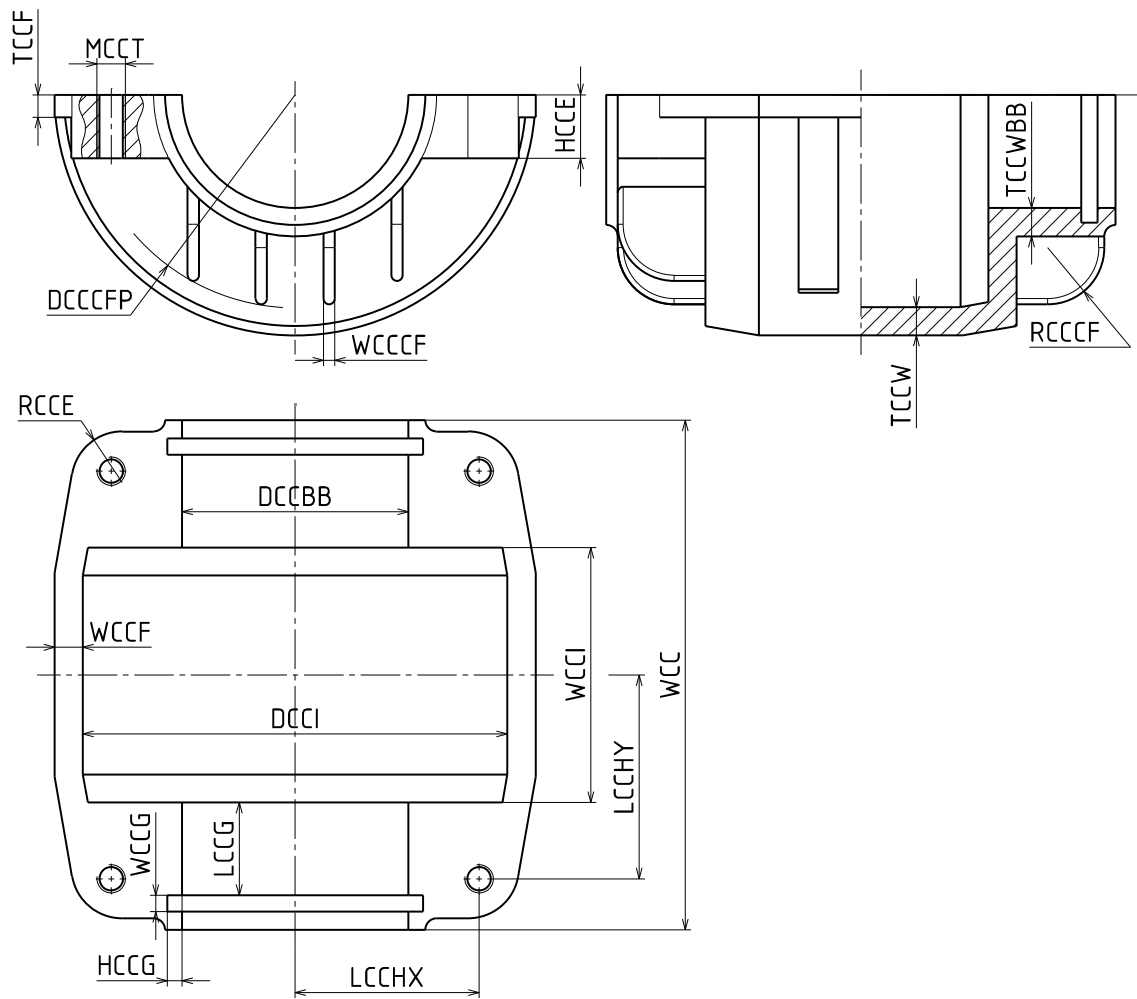
SKICA 01a - VÁLEC



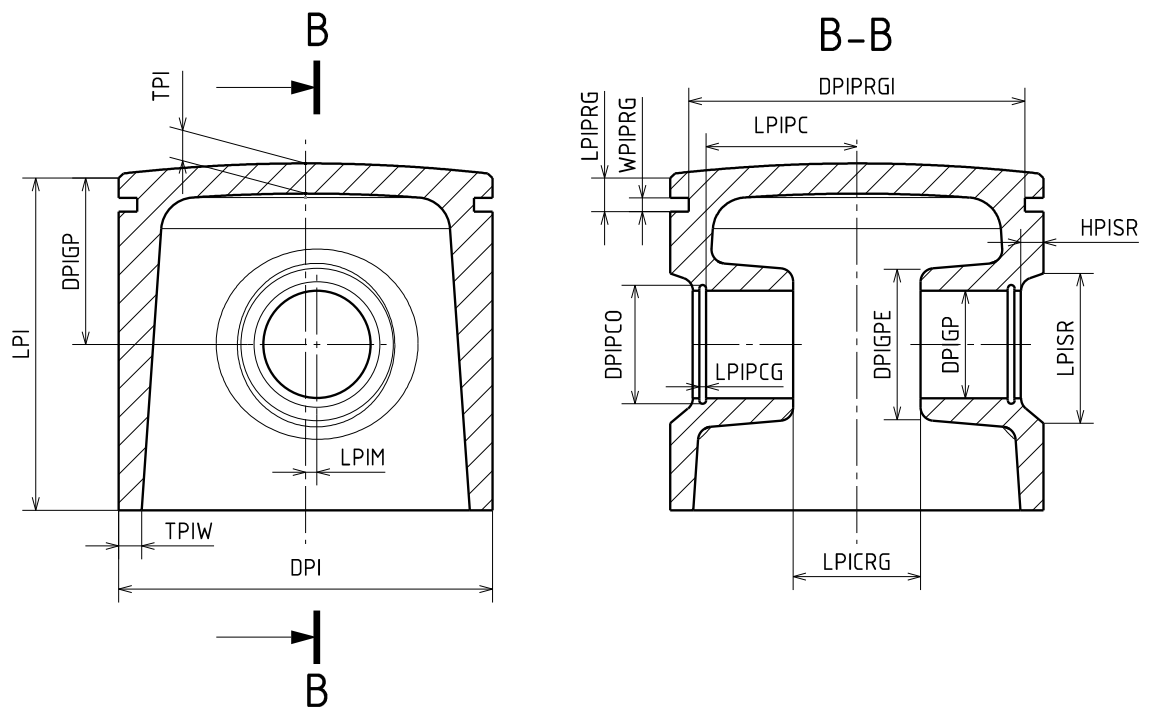
SKICA 01b - VÁLEC



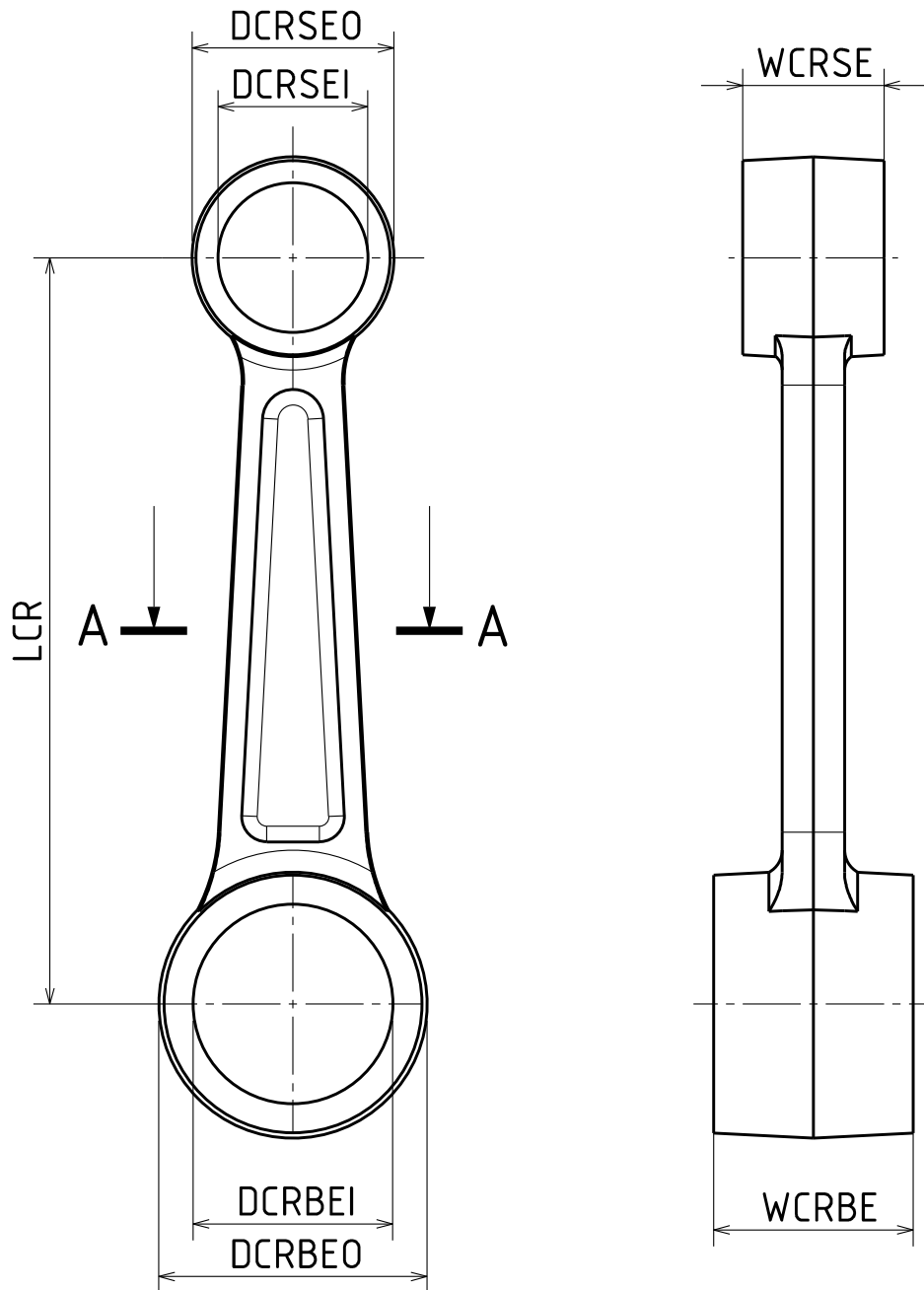
SKICA 01c - VÁLEC



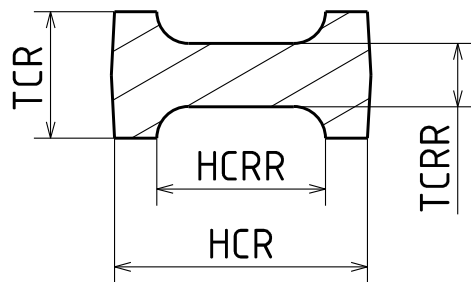
SKICA 02 - KLIKOVÁ SKŘÍŇ



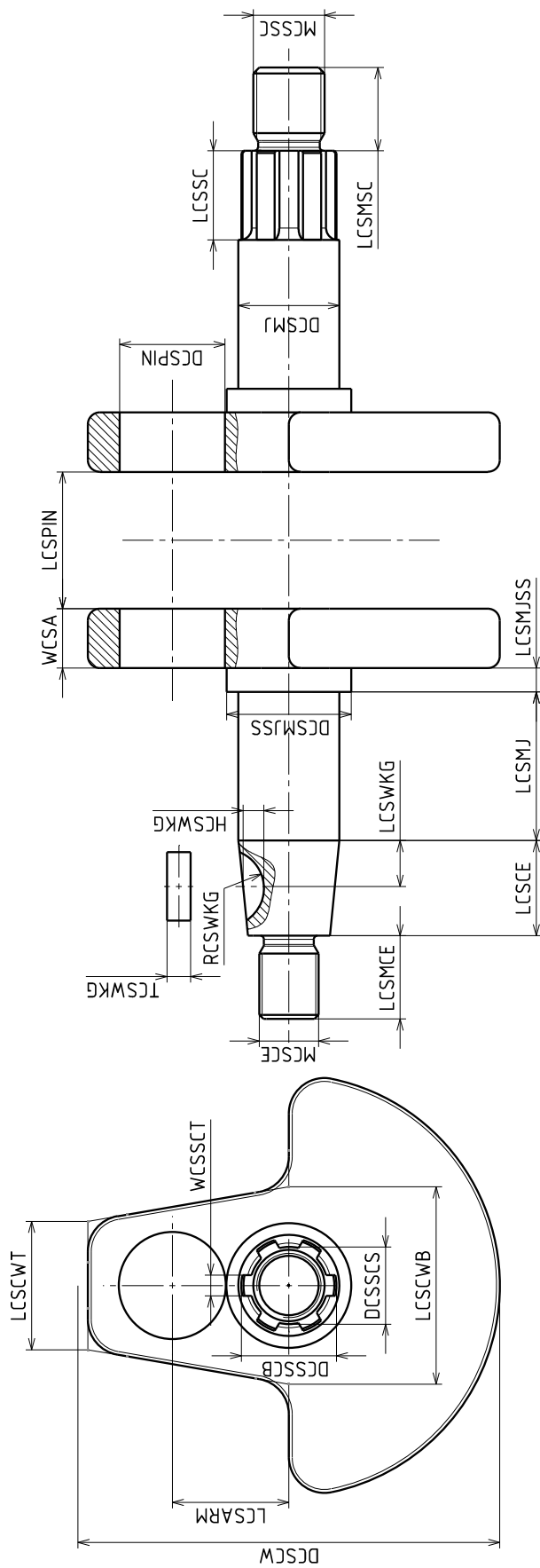
SKICA 03 - PÍST



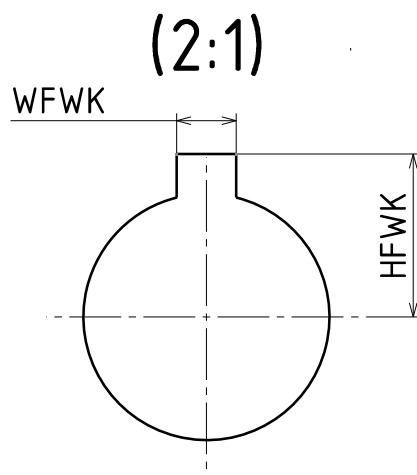
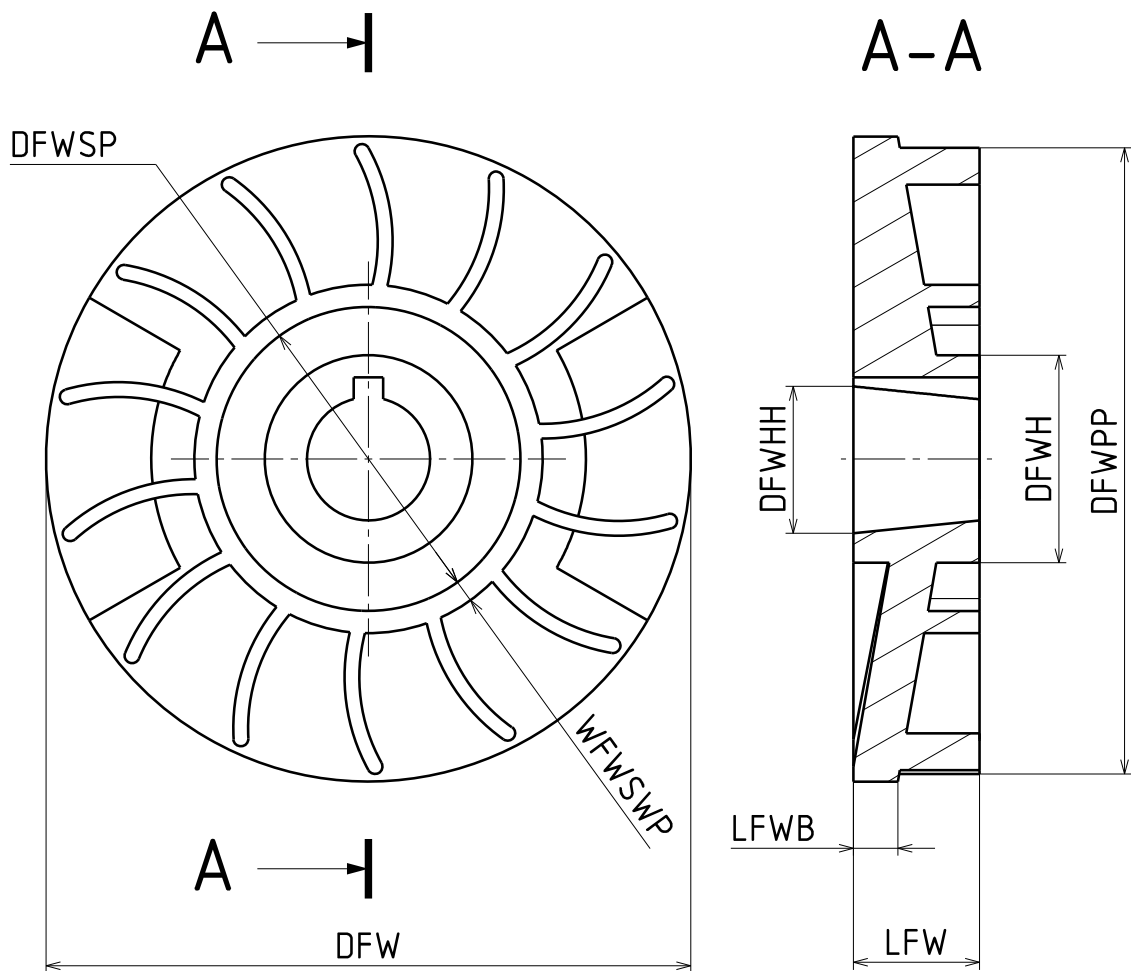
A-A (2:1)



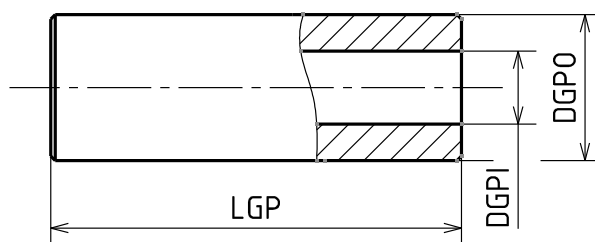
SKICA 04 - OJNICE



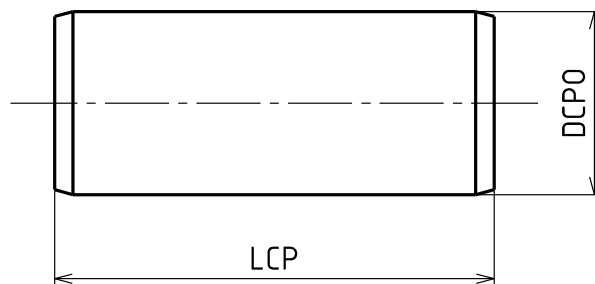
SKICA 05 - KLIKOVÝ HRÍDEL



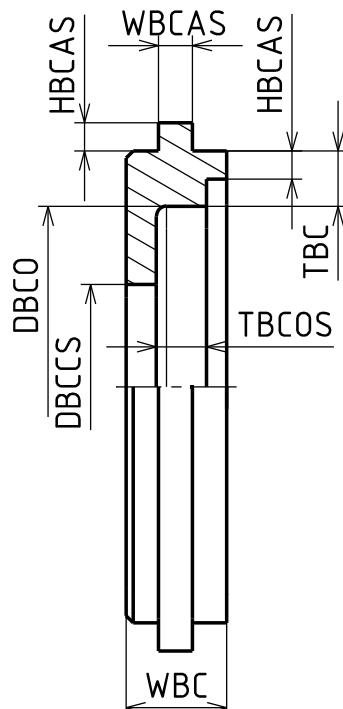
SKICA 06 - SETRVAČNÍK



SKICA 07 - PÍSTNÍ ČEP

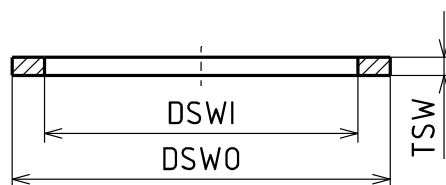


SKICA 08 - KLIKOVÝ ČEP

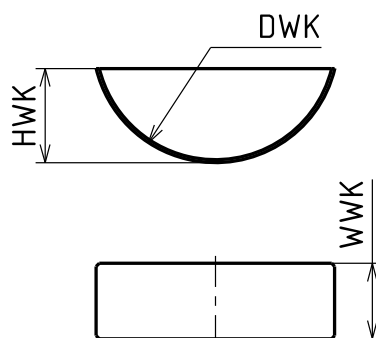
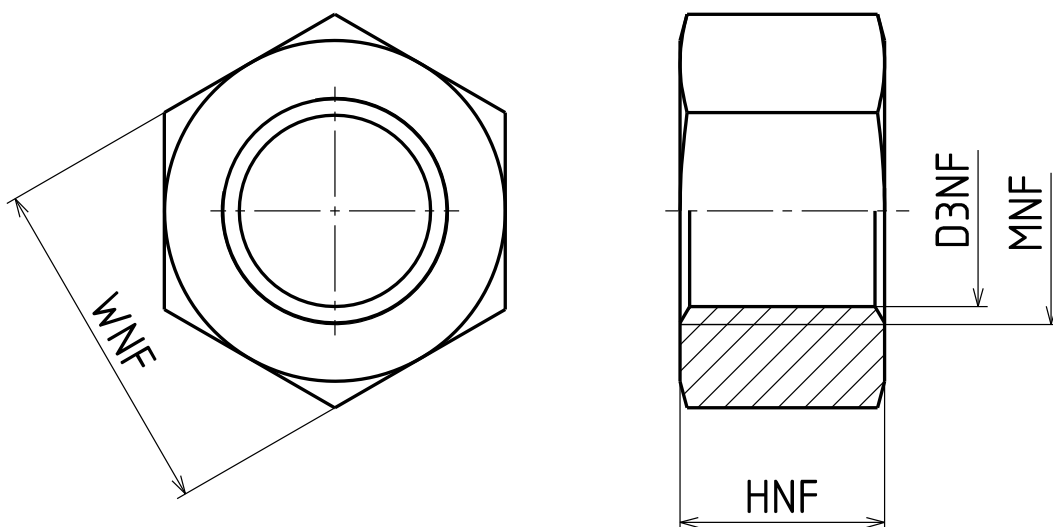


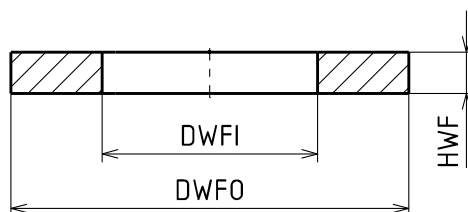
SKICA 09 - VÍČKO

ČSN 01 3014



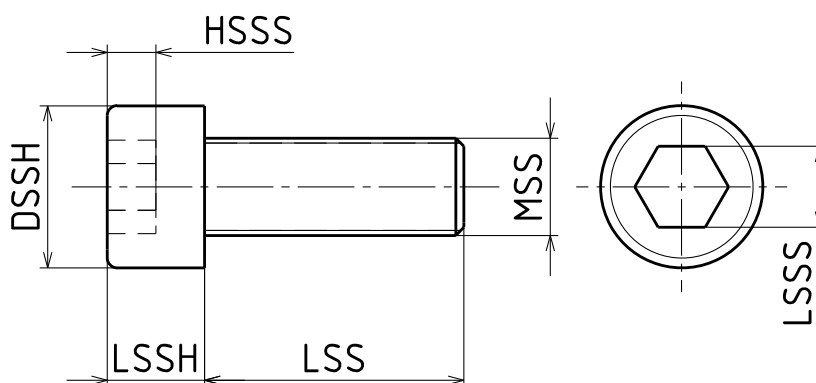
SKICA 10 - VYMEZUJÍCÍ PODLOŽKA

SKICA 11 - ÚSEČOVÉ PERO
ČSN 30 1385.11SKICA 12 - MATICE SETRVAČNÍKU
ISO 4032



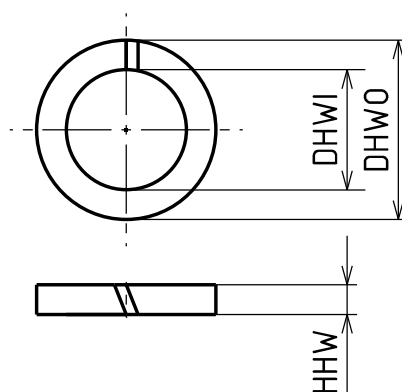
SKICA 13 - PODLOŽKA SETRVAČNÍKU

ISO 7089



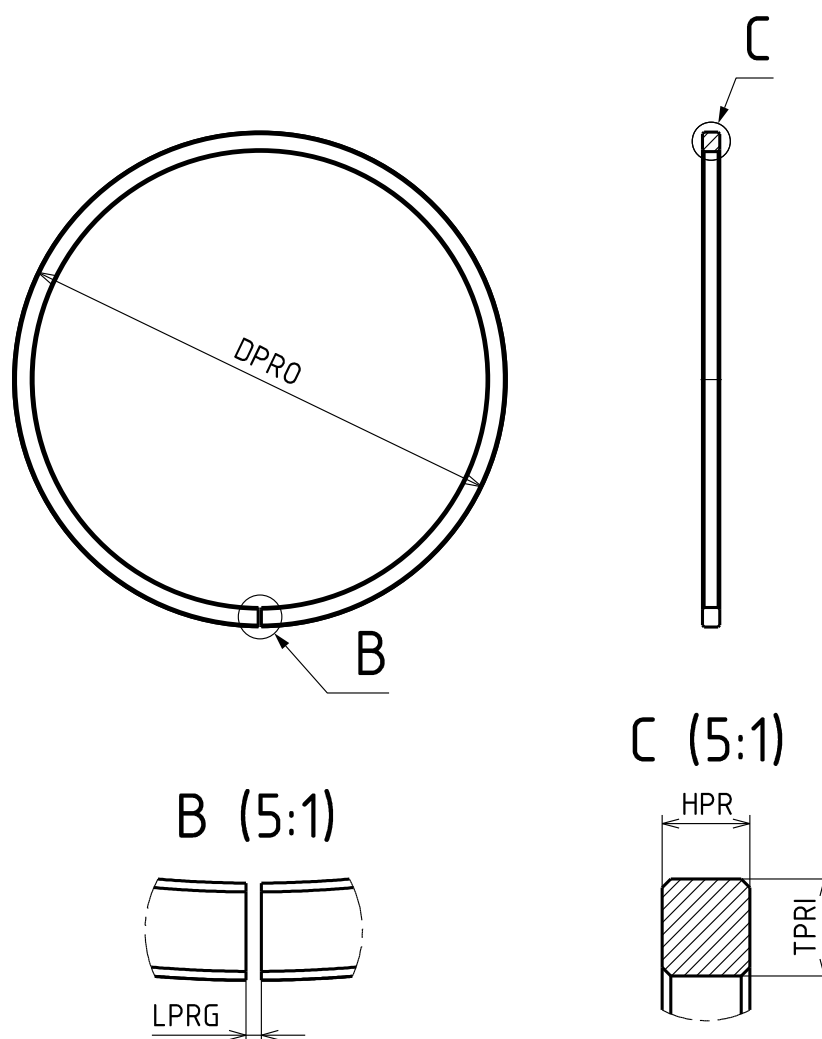
SKICA 14 - ŠROUB S VNITŘNÍM ŠESTIHRANEM

ISO 4762



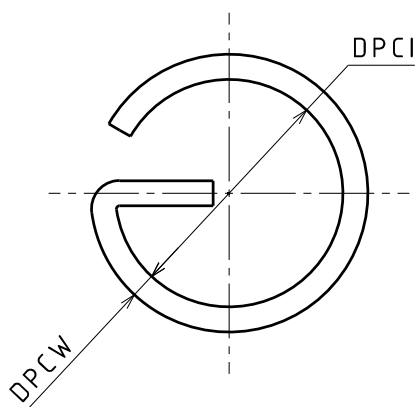
SKICA 15 - PRUŽNÁ PODLOŽKA

ČSN 02 1740



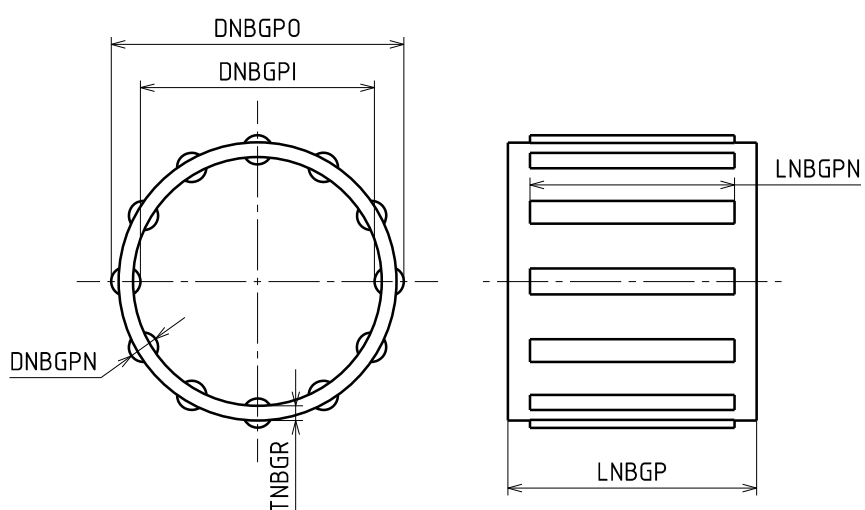
SKICA 16 - PÍSTNÍ KROUŽEK

ČSN 02 7011.00 ai



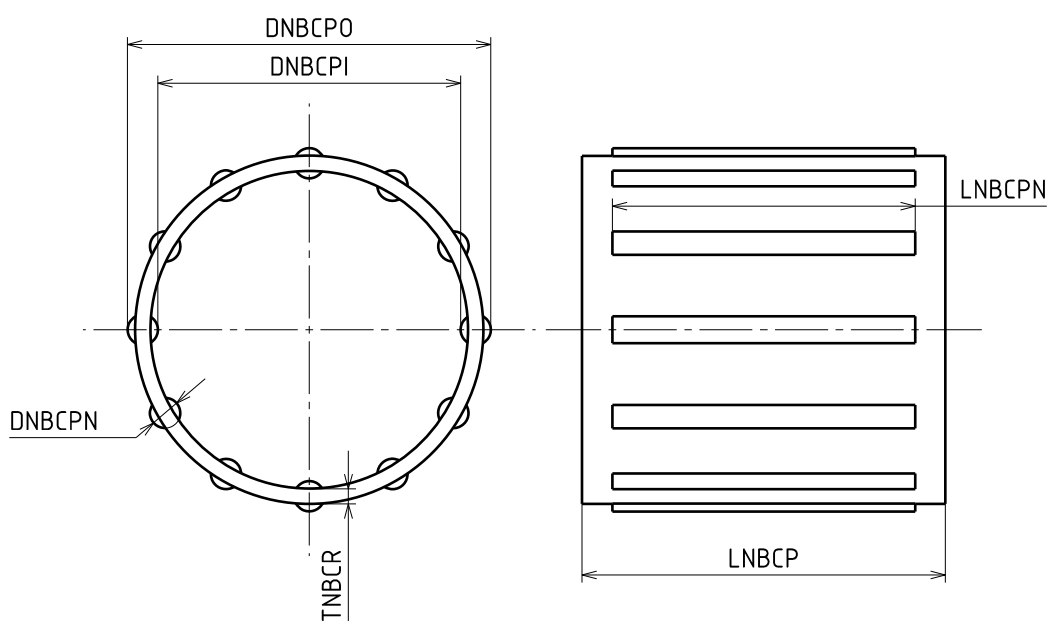
SKICA 17 - POJISTNÝ KROUŽEK

ČSN 02 2925.2



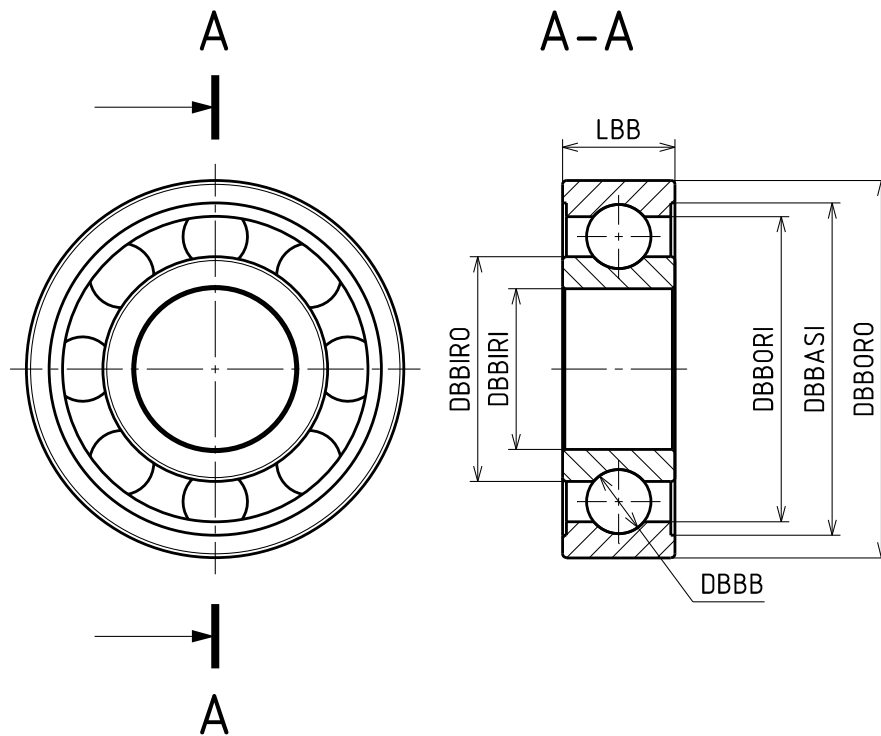
SKICA 18 - JEHLOVÉ LOŽISKO (PÍSTNÍ ČEP)

TYP: NKI

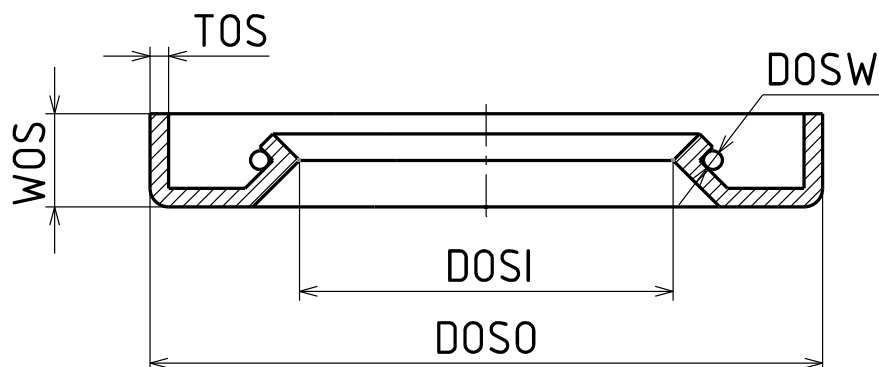


SKICA 19 - JEHLOVÉ LOŽISKO (KLIKOVÝ ČEP)

TYP: NKI



SKICA 20 - KULIČKOVÉ LOŽISKO



SKICA 21 - GUFERO

Příloha č. 4 – Kusovník

Polo- žka	Název	Č. výkresu - č. normy	Množ- ství
	Polotovár	Materiál výchozí	
1	VÁLEC		1
	ODLITEK		
2	KLIKOVÁ SKŘÍŇ		1
	ODLITEK		
3	PÍST		1
	ODLITEK	ČSN 42 4336.5	
4	OJNICE		1
	VÝKOVEK	C15E ČSN EN 10084	
5	KLIKOVÝ HRÍDEL		1
	VÝKOVEK	16MnCr5 ČSN EN 10084	
6	SETRVAČNÍK		1
	ODLITEK		
7	PÍSTNÍ ČEP DUTÝ		1
		16MnCr5 ČSN EN 10084	
8	KLIKOVÝ ČEP		1
		17CrNi6-6 ČSN EN 10084	
9	VÍČKO	ČSN 01 3014	2
10	VYMEZUJÍCÍ PODLOŽKA		2
11	ÚSEČOVÉ PERO	ČSN 30 1385.11	1
12	ŠESTIHRANNÁ MATICE	ISO 4032	1
13	PODLOŽKA	ISO 7089	1
14	ŠROUB S VÁLCOVOU HLAVOU S VNITŘNÍM ŠESTIHRANNEM	ISO 4762	4
15	PODLOŽKA	ČSN 02 1740	4
16	PÍSTNÍ KROUŽEK	ČSN 02 7011.00 ai	1
17	POJISTNÝ KROUŽEK	ČSN 02 2925.2	2
18	JEHLOVÉ LOŽISKO (PÍSTNÍ ČEP)	NKI	1
19	JEHLOVÉ LOŽISKO (KLIKOVÝ ČEP)	NKI	1
20	KULIČKOVÉ LOŽISKO		2
21	GUFERO		2
22	ZAPALOVACÍ SVÍČKA		1

Příloha č. 5 – DVD

Obsah DVD

- Bakalářská práce v pdf
- Složka „dvoudoby_motor_retezova_pila“
(00_dvoudoby_motor.CATProduct, parametry.xlsx, kinematika.m)
Pro správnou funkčnost musí být v jedné složce!
- Skici součástí v pdf
- Obrázky
- Animace
- Prezentace Oborový projekt 28. 1. 2015
- Freeware program Express 3D Labs
Pro náhledové otevření modelu (parametrizace nebude fungovat)