VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÍST ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU O VÝKONU 85 KW

PISTON FOR 85 KW 4-STROKE SI-ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR´S THESIS

AUTOR PRÁCE **DAVID PETR**

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE **ING. RADIM DUNDÁLEK, PH.D.**

SUPERVISOR

BRNO 2008

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Anotace:

David Petr
Píst čtyřdobého zážehového motoru o výkonu 85kW

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem pístu do čtyřdobého zážehového motoru.Je třeba navrhnout základní rozměry motoru a klikového mechanizmu, tak aby byl píst schopny pracovat v náročných podmínkách kterým je po dobu svého provozu vystavován.Píst se musí také zkontrolovat pevnostními výpočty.

Klíčová slova:Píst, motor, klikový mechanizmus, pístní kroužky, pístní čep

Annotation

David PETR
Piston for a 4-storke output 85 kW

This Bachelor work deals with the design of a piston for a 4-storke SI-engine.It is attention to main dimensions of the piston, to make it able to work in difficult
conditions as exposed for th time his work. It also check deals with its calculations which make it solidity.

Key words: Piston, engine, crank mechanism, piston ring, wrist-pin;

Čestné prohlášení:

Prohlašuji že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana Ing.Davida Svídy a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 23.5.2008 David Petr

Obsah

1.Úvod 5
2.Pístní skupina 6
2.1 Píst 7
2.1.1 Tepelné namáhání pístu 8
2.1.2 Chlazení pístu 9
2.2 Pístní Kroužky 11
2.2.1 Těsnící pístní kroužky 13
2.2.2 Stírací pístní kroužky 14
2.3 Pístní čep 15
3.Výpočet pístu spalovacího motoru [1] 16
3.1 stanovení hlavních rozměrů pístu 17
3.1.1 Zdvihový objem válce Vz (m^3) 17
3.1.2 objemový výkon motoru P_l (kW) 18
3.1.3 vrtaní válce D (m) 18
3.1.4 velikost zdvihu Z (m) 18
3.1.5 střední pístová rychlost C_s (m/s) 18
3.2 Návrh hlavních rozměrů pístu 19
3.2.1 Výška Pístu (mm) 20
3.2.2 Kompresní výška pístu Hk (mm) 21
3.2.3 Výška pláště H_{pl} (mm) 21
3.2.4 Výška prvního můstku H_{m1} (mm) 22
3.2.5 Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep H_o (mm) 22
3.2.6 Průměr pístního čepu $D_č$ (mm) 22
3.2.7 Vnitřní a vnější průměr pístního čepu D_i a D_a (mm) 22
3.2.8 Výška druhého můstku H_{m2} (mm) 23
3.2.9 Výška ostatních můstků Hm (mm) 23
3.2.10 Vzdálenost segerových kroužků $H_č$ (mm) 23
3.2.11 Tloušťka dna pístu δ (mm) 23
3.3 Drážky pro pístní kroužky 23
3.3.1 Radiální vůle pístního kroužku 23
3.3.2 Axialní vůle pro pístní kroužek 24
3.3.3 Drážka pro stírací pístní kroužek: 25
3.3.4 Tloušťka stěny pláště pístu 25
3.4 Pevnostní výpočet pístu 26

3.4.2 Maximální ohybový moment M_{omax} (Nm) 27
3.4.3 Moment odporu v pohybu Wo (m^3) 27
3.4.4 Maximální ohybové napětí $\sigma_{o,\max}$ (pa) 28
3.4.5 Maximální ohybové napětí pro vetknutou desku $\sigma_{o,\max}$´ 28
3.4.6 Nejslabší místo pláště pístu 28
3.4.6.1 Maximální síla od talku plynů $F_{p\max}$ (N) 28
3.4.6.2 Minimální příčný průřez pístu v drážce pro pístní kroužek Sx (mm^2) 29
3.4.6.3 Napětí vyvolané tlakem plynů $\sigma_{tl,\max}$ (pa) 29
3.4.6.4 Setrvačná síla $F_{sp,x}$ (N) 29
3.4.6.5 Tahové napětí ve vyšetřovaném průřezu σ_t (pa) 30
3.4.7 Měrný tlak na plášti pístu 30
3.4.7.1 Celková síla vyvolaná silami setrvačnými a od tlaku plynů F_c (N) 31
3.4.7.2 Maximální normálová síla $F_{n,\max}$ (N) 31
3.4.7.3 Měrný tlak na plášti pístu p_{pl} (pa) 31
3.4.8 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem 31
3.4.8.1 Výsledný silový účinek na můstek Fm (N) 33
3.4.8.2 Ohybový moment Mo (Nm) 33
3.4.8.3 Modul odporu v ohybu Wo (m^3) 33
3.4.8.4 Ohybové napětí σ_o (pa) 33
3.4.8.5 Průřez v místě vetknutí S (m^2) 34
3.4.8.6 Smykové napětí τ (pa) 34
3.4.8.7 Redukované napětí σ_{red} (pa) 34
4. Závěr 35
5. Použitá literatura 36
6. Použité symboly 37

1.Úvod

V dnešní době se lidé potřebují často dopravit z bodu A do bodu B velice rychle.Dříve k tomu používali koně. V současnosti jim jako dopravní prostředek slouží automobil, který většinou pod kapotou skrývá pěkných pár koňských sil. Automobil a ostatní motorové dopravní prostředky jsou poháněny pomocí spalovacího motoru.

Historie těchto motorů sahá do 18. století, kdy J.J.Etienne Lenoir sestrojil první použitelný spalovací motor na svítiplyn. V dnešní době už máme spalovací motory, které používají jako palivo benzin,naftu a zemní plyn.

Automobilový průmysl u nás tvoří velkou část naší ekonomiky a naše země patří mezi významné vývozce aut a motorů do celého světa. Většina výrobců se držela starých a osvědčených konstrukcí, které jsou však nešetrné k životnímu prostředí a často neekonomické. Proto dochází k modernizaci výrobních postupů a apeluje se čím dál více na ekologii vozidel. Automobilky chtějí většinou přilákat zákazníky na nízkou spotřebu vozidla a jeho nízkou cenu.Ekologické organizace zase tlačí na automobilky, aby nová auta byla co nejšetrnější k životnímu prostředí.Díky tomu vzniklo spoustu nových technologií v automobilovém průmyslu.

Jednou z možností, jak zlepšit vlastnosti motoru je snižovaní jeho hmotnosti. Snižovat hmotnost můžeme i u klikového mechanizmu, který je jednou z hlavních částí motoru a to při zachování vlastností motoru. V dnešní době si to můžeme dovolit díky novým materiálům, které vydrží velké silové a teplotní namáhání.

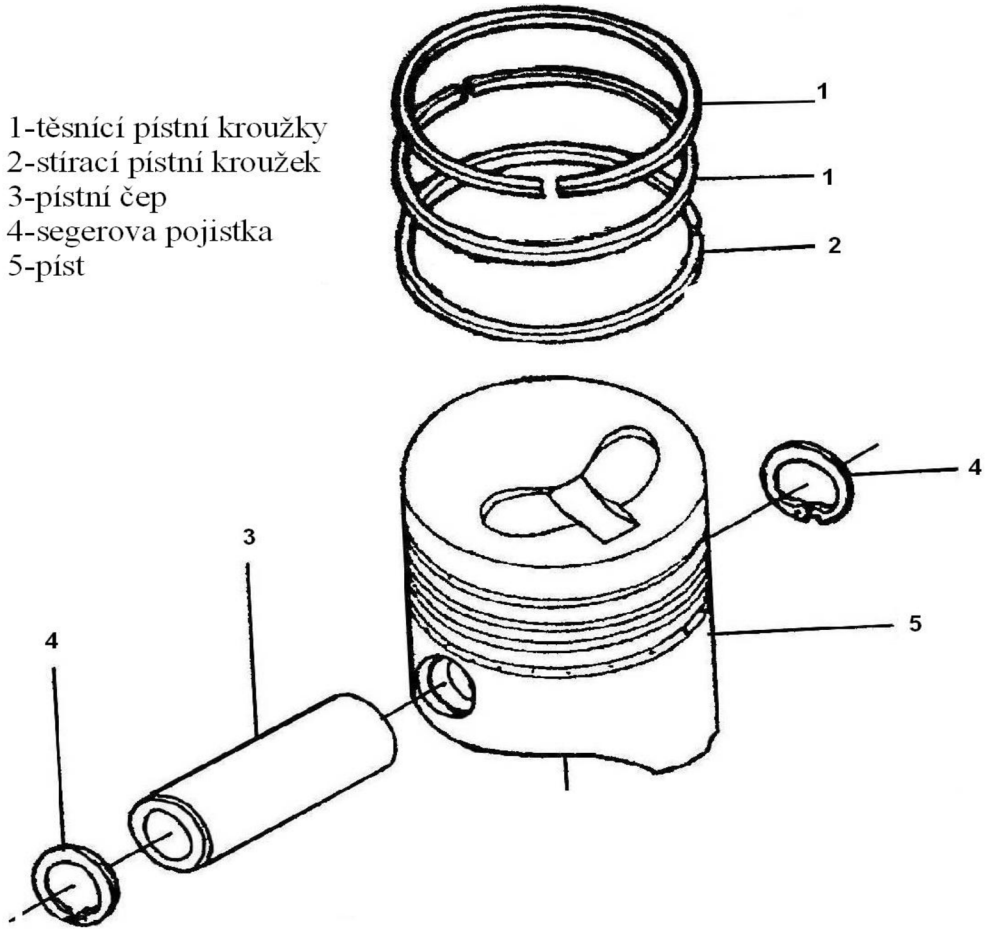
Motor je poháněn pomocí klikového mechanizmu, který přímočarý vratný pohyb pístu přemění na otáčivý pohyb ve formě kroutícího momentu na klikovém hřídeli.Píst je nejvíc namáhaná součást v klikovém mechanismu a v motoru celkově.Proto jsou na něj kladeny vysoké požadavky na životnost a jeho tepelnou odolnost .Součástí této bakalářské práce je návrh základních rozměrů pístu a jeho pevnostní kontrola v kritických místech pístu.Snažil jsem se navrhnout píst tak, aby vyhovoval všem moderním trendům ve výrobě a zároveň splňoval všechny požadavky na životnost a provozuschopnost.

2.Pístní skupina

Pístní skupina(**Obr.1**) se skládá z těsnících a stíracích pístních kroužků,z pístního čepu a z pístu.Jsou na ni kladeny následující požadavky:

- zabezpečení přenosu síly od tlaku plynů na ojnici
- zachycení boční síly od klikového mechanizmu a její přenos na stěnu válce
- utěsnění spalovacího prostoru tak,aby byl omezen únik spalin do klikové skříně motoru a průnik motorového oleje do spalovacího prostoru
- zabezpečení přenosu tepla ze dna pístu do chlazených stěn spalovacího prostoru

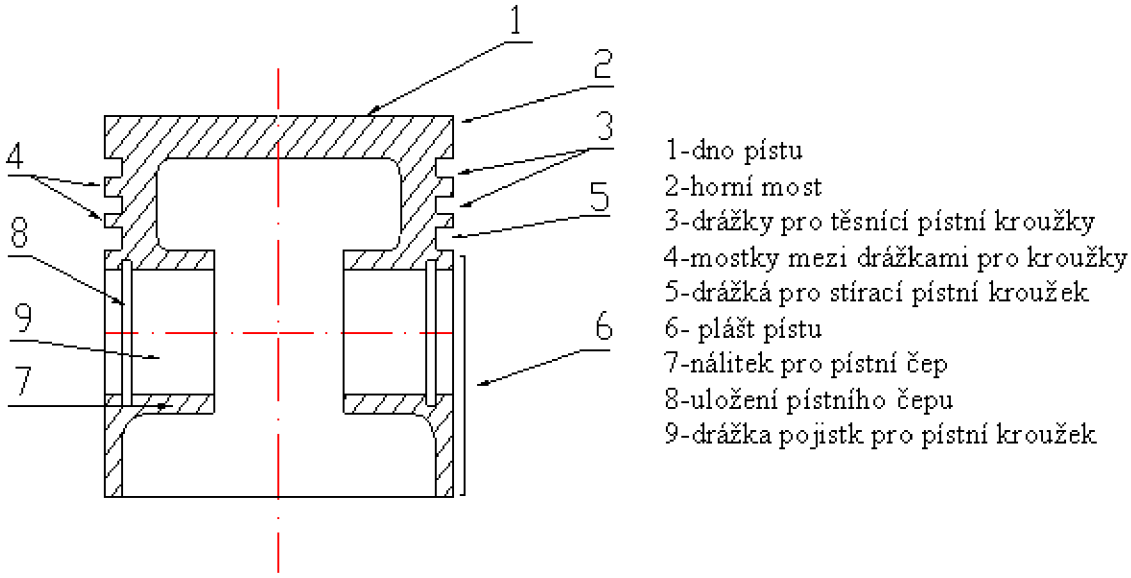
Při nedostatečné těsnosti dochází ke zvýšenému profukování spalin a vnikaní oleje do nežádoucích prostor. Tím vznikají nežádoucí jevy, jako je náchylnost k tvorbě karbonu, větší spotřeba oleje a paliva,zvýšení opotřebení,případně zapečení pístních kroužků, nebo úplné zadření pístu vlivem nedostatečného mazání. [2,3]



Obr.1 *Pístní skupina* [5]

2.1 Píst

Píst (**Obr.2**) je součástí klikového mechanizmu motoru.Klikový mechanismus přeměňuje přímočarý pohyb vratný pístu, na otáčivý pohyb klikového hřídele.



***Obr 2**.Konstrukční provedení pístu*

Píst je jednou z nejvíce namáhaných částí motoru, působí na něj mechanické síly, síly od tlaku plynů a setrvačné sily vyvolané vratným pohybem pístu a tepelně od vysokých teplot spalin ve spalovacím prostoru motoru.

Charakter zatěžujících účinků je rázový, vyvolaný prudkým nárůstem tlaku a teploty ve spalovacím prostoru. Současně v důsledku cyklických změn těchto zatěžujících účinků, dochází k únavovému namáhání materiálu pístu.

Píst je vystavěn časově velice proměnlivým tlakům s vysokými špičkovými hodnotami (u zážehových motorů 5-6 MPa u přeplňovaných vznětových motorů 12-14 MPa) a stejně tak velmi proměnlivým teplotám náplně ve válci (od 350 až do 2800 K u zážehových motorů a od 350 do 2200 K u přeplňovaných vznětových motorů). Velké mechanické namáhání pístu způsobují setrvačné síly (zejména u rychloběžných automobilových motorů – proto patří požadavek na nízkou hmotnost pístu mezi důležitá kritéria pro konstrukci pístu). [2,6]

Aby píst splnil všechny požadavky , které jsou na něj kladeny musí mít následující vlastnosti:

- dobrou tepelnou vodivost aby nenastali velké teplotní rozdíly v materiálu pístu
- vysokou tepelnou odolnost
- velkou tuhost dna pístu a poddajnou vodící plochu
- velkou tuhost v oblasti pístních kroužků aby se zabránilo jejich vytloukání
- malou hmotnost aby se zabránilo velkým setrvačným silám v klikovém mechanizmu
- malou tepelnou rozpínavost a tím malou vůli ve válci

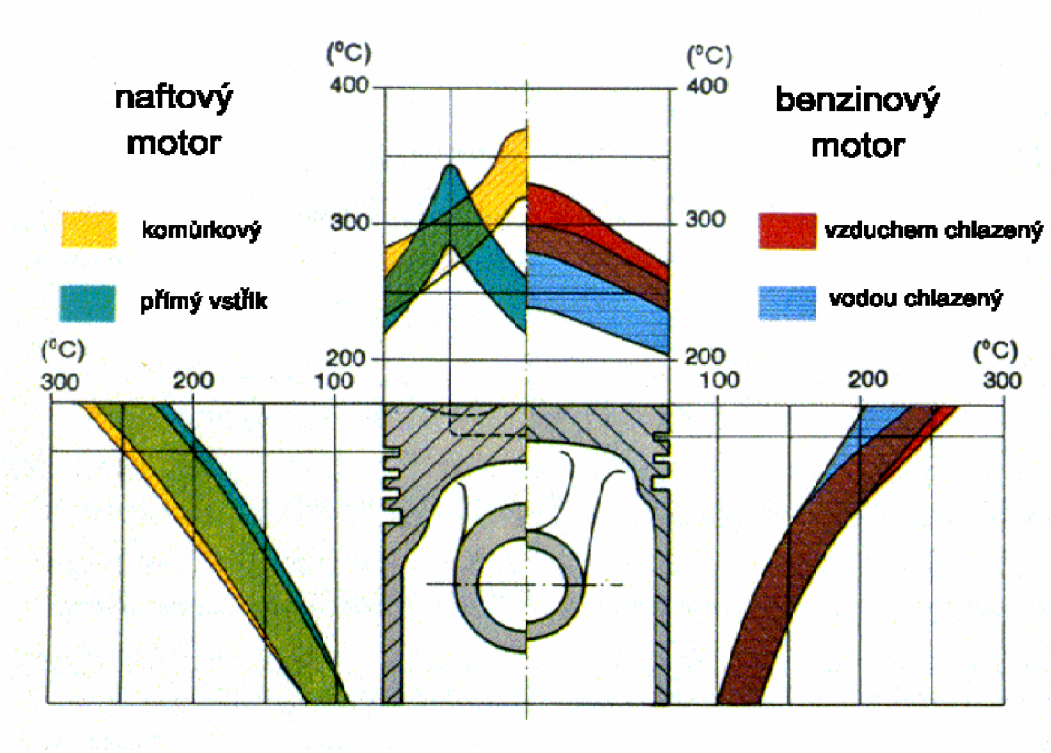
2.1.1 Tepelné namáhání pístu

V důsledku přímého kontaktu se spalinami je nejvíce tepelně namáháno dno pístu, horní můstek a obzvláště pak přechodové hrany mezi dnem pístu a horním můstkem.

Přestup tepla do pístu závisí na velikosti plochy omývané horkými spalinami. Proto u motorů s vysokou teplotou spalovacího prostoru je snaha o minimalizaci plochy dna pístu. Mimo teplo které píst přejímá od spalin je tepelně zatěžován o od tepla které vzniká třením mezi pístem,pístními kroužky o stěnu válce.

Odvod tepla z pístu do stěn válce je zprostředkováván pístními kroužky, můstky mezi kroužky a pláštěm pístu. U pístů, které nejsou chlazeny olejem, je pouze nevelká část tepla, cca 5 až 10 % , odváděna pomocí vzduchu a olejové mlhy z vnitřního povrchu pístu do oleje v klikové skříni.

Porovnání teplot jednotlivých částí pístu motoru zážehového a vznětového je uvedeno na **(Obr.3).** Současně jsou uvedeny i rozdíly teplot pro chlazené vzduchem a kapalinou. U pístů motorů chlazených vzduchem je nejen vyšší celková úroveň teplot, ale i vyšší gradient teploty mezi jednotlivými částmi pístu než u pístů kapalinou chlazených motorů. Písty všech současných motorů jsou vyráběny z hliníkových slitin. Maximální povrchová teplota pístů z hliníkové slitiny by neměla překročit u běžných litých pístů hodnotu cca. 320 °C, kdy již dochází k výraznému poklesu pevnosti hliníkových slitin.[2,3]

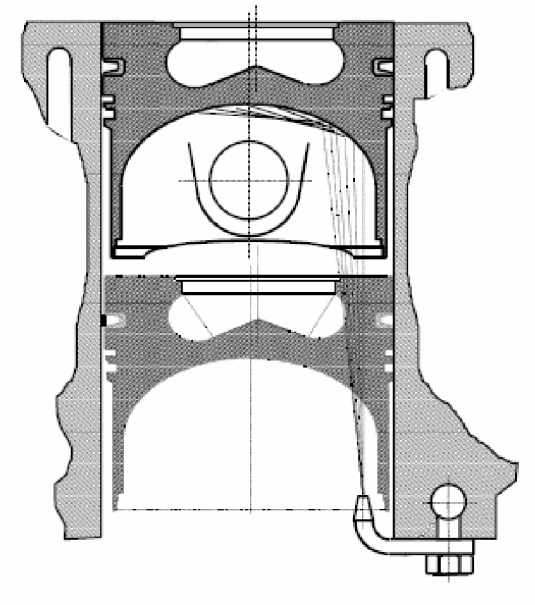


Obr.3 *rozložení teplot na dně a plášti pístu* [4]

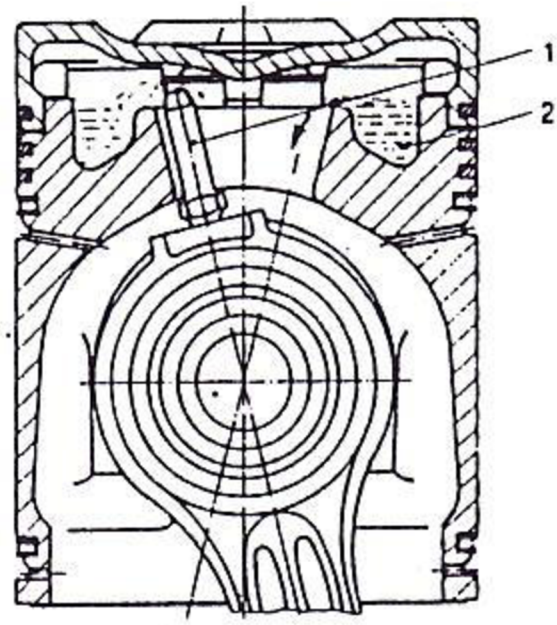
2.1.2 Chlazení pístu

Překročí-li teplota v drážce prvního pístního kroužku 240° C je nutno zabezpečit její snížení pomocí chlazení pístu. V současné době se používá prakticky u všech přeplňovaných motorů a to jak zážehových, tak i vznětových a je použito i u některých značně zatížených motorů nepřeplňovaných.

U méně zatížených motorů se používá nástřik dna pístu, **(obr. 4)** , a u motorů více zatížených je vytvořen chladicí kanál v hlavě pístu, **(obr. 5)** Nástřik dna pístu olejem snižuje teplotu v drážce prvního pístního kroužku asi o 20 oC. Použití chladícího kanálu pak o cca 40 °C. Podíl jednotlivých tepelných toků na odvodu tepla z pístu spalovacího motoru jsou uvedeny v **tab.1** .[2]



Obr.4 *Nástřik dna Pístu.* [2]



Obr.5 *Chlazení olejem:* [3]

1-ostřikovací dýza

2-chladící prostor

Tab.1

	Nechlazený píst	Nástřik dna pístu	Chladící kanál
Chladící olej		45%	68%
kroužky	62%	41%	18%
Vzduch v olejové skříni	24%	8%	8%
Plášt pístu	14%	6%	6%

2.2 Pístní Kroužky

Pístní kroužky slouží k utěsnění pístu ve válci (těsnící kroužky **Obr.6**), k zamezení průniku mazacího oleje do prostoru válce nad píst (stírací kroužek **Obr.7**) a velký význam mají pro odvod tepla z pístu do stěn válce.

Těsnící kroužky jsou mimořádně namáhány tepelně a mechanicky (zejména 1. těsnící kroužek), mezi těsnícími kroužky a válcem dochází k polosuchému tření při relativně velkém přítlaku kroužků na válec s vysokým zatížením drážek v pístu pro těsnící kroužky.

Konstrukce pístních kroužků musí zajistit pokud možno rovnoměrný přítlak k válci (montáž pístních kroužků do drážek v pístu umožňuje jejich radiální rozříznutí a to zhoršuje rovnoměrnost přítlaku – konstrukcí kroužku s tzv. korigovaným přítlakem lze tento stav zlepšit).

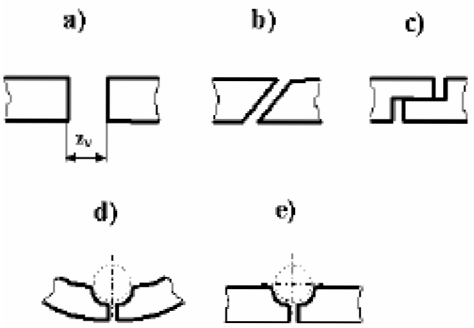
Výška pístních kroužků závisí na rozměru pístu, obvykle se pohybuje v rozmezí 2-4 mm, ve stejném rozsahu se pohybuje i rozměr radiální šířky kroužku: příčný radiální průřez těsnících kroužků má v nejjednodušším případě obdélníkový tvar, ke zlepšení funkčních vlastností těsnících kroužků se ale používají průřezy ve tvaru lichoběžníku (trapézový), L profilu, s úkosem apod.

V místě přerušení na obvodu pístního kroužku vzniká tzv. zámek kroužku,druhy zámku jsou na (**Obr.8**) u čtyřdobých motorů se poloha zámku nepojišťuje (při montáži pístu do válce se zámky u jednotlivých pístních kroužků rozdělují po obvodu pístu rovnoměrně).

Stírací kroužek zajišťuje stírání mazacího oleje ze stěn válce přes průřezy ve stíracím kroužku do drážky pro stírací kroužek (někdy i otvory pod drážkou pro stírací kroužek) a přes vnitřní prostor v pístu do prostoru klikové skříně. Pístní kroužky jsou vyráběny ze speciální litiny, příp. oceli: První .těsnící kroužek má na činné ploše povrchovou úpravu tvrdochromem pro zvýšení životnosti kroužku i válce. [2,6]

Obr.6 *Těsnící pístní kroužky* [7]

Obr.7 *Stírací pístní kroužky* [7]



a)Kolmý zámek

b)Šikmý zámek

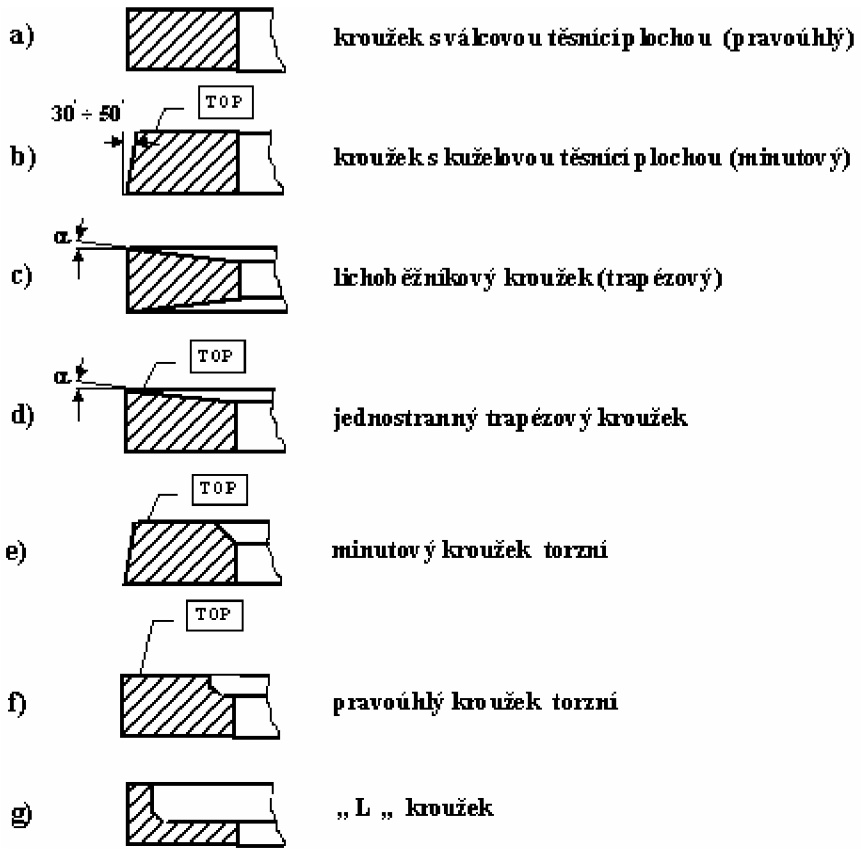
c)Tvarový zámek

d-e) ukazují zámky dvoudobých motorů jejichž poloha je na pístu zajišťována čárkovaně naznačeným kolíčkem.

Obr.8 *Zámky pístních kroužků* [4]

2.2.1 Těsnící pístní kroužky

Pístní kroužek s válcovou těsnící plochou **(obr. 9 a),** nazývaný také pravoúhlý pístní kroužek, bývá velmi často používán v první drážce pístu. Dříve měla hlavní těsnící plocha čistě válcový tvar. Takto řešené kroužky se zachovaly u málo výkonných motorů dvoudobých a motorů malé mechanizace. Pro snížení opotřebení bývá tato plocha pokryta galvanicky nanesenou vrstvou tvrdochromu. Poměrně vysoké třecí ztráty i nevhodné vlastnosti z hlediska regulace výšky olejové vrstvy na stěně válce vedly k zavedení zaoblené těsnící plochy, tzv. provedení ballig**.** [2]



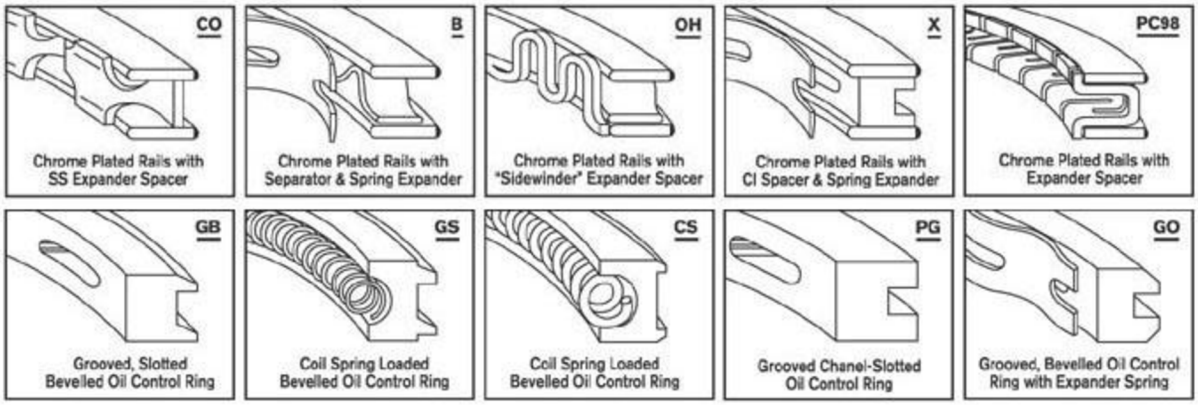
Obr.9 *Druhy profilů těsnících kroužků* [2]

2.2.2 Stírací pístní kroužky

U čtyřdobých motorů regulují stírací pístní kroužky tloušťku olejové vrstvy na stěně válce tak, aby byla styková plocha válce a pístu co nejlépe mazána a spotřeba oleje v důsledku jeho spálení byla co nejmenší.

Podle konstrukčního provedení je můžeme rozdělit na :

• litinové pístní kroužky využívající pro přítlak na stěnu válce vlastní pružnosti
• litinové, nebo ocelové pístní kroužky se zvýšeným přítlakem vyvolaným expanderem,
• skládané ocelové kroužky.

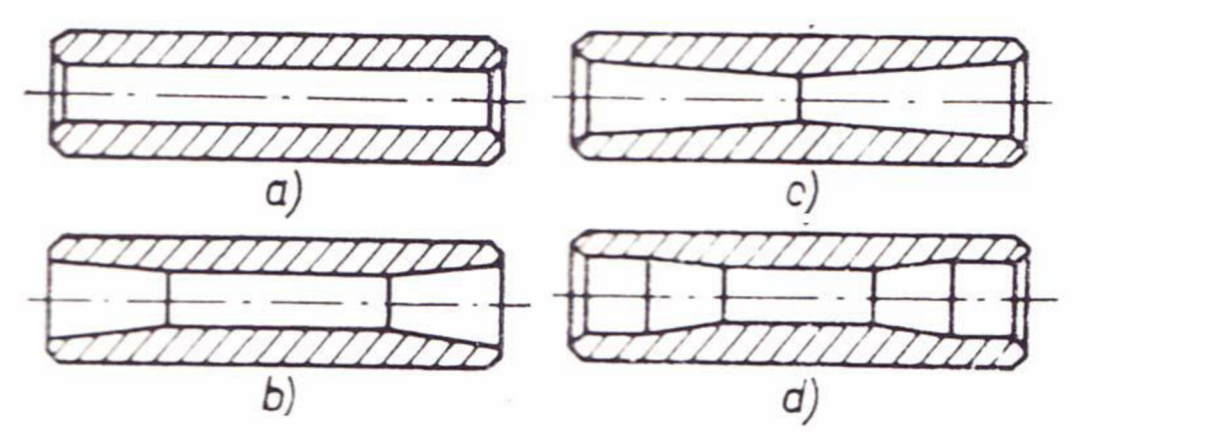


Obr.10 Profily stíracích pístních kroužků [3]

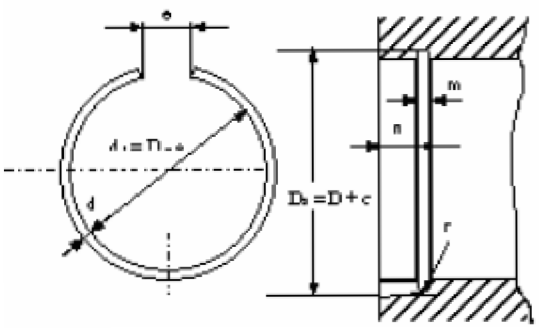
Přítlak stíracího kroužku musí být poměrně vysoký, když má kroužek stírat přebytečný tlak ze stěn válce a propustit k těsnícím kroužkům jen tolik oleje, kolik potřebují kvůli mazání kluzných ploch. Setřený olej se odvádí do prostoru klikové skříně otvory v pístu. Nesetřený olej se dopravuje ke kluzným plochám čerpacím účinkem kroužků. Odtokový otvor oleje nesmí být malý,aby nedošlo ke škrcení průtoku s nadměrným vzrůstem tlaku v prostoru za kroužkem. Tento otvor nemůže být ani příliš velký => snížil by se tlakový spád za kroužkem a odtoková rychlost oleje by byla příliš nízká. Litinové těsnící kroužky mají odtokové štěrbiny a otvory. Zkosení stíracích kroužků bývá 4-5° když mají velkou válcovou plochu, sklon je 18 až 20° [2,7]

2.3 Pístní čep

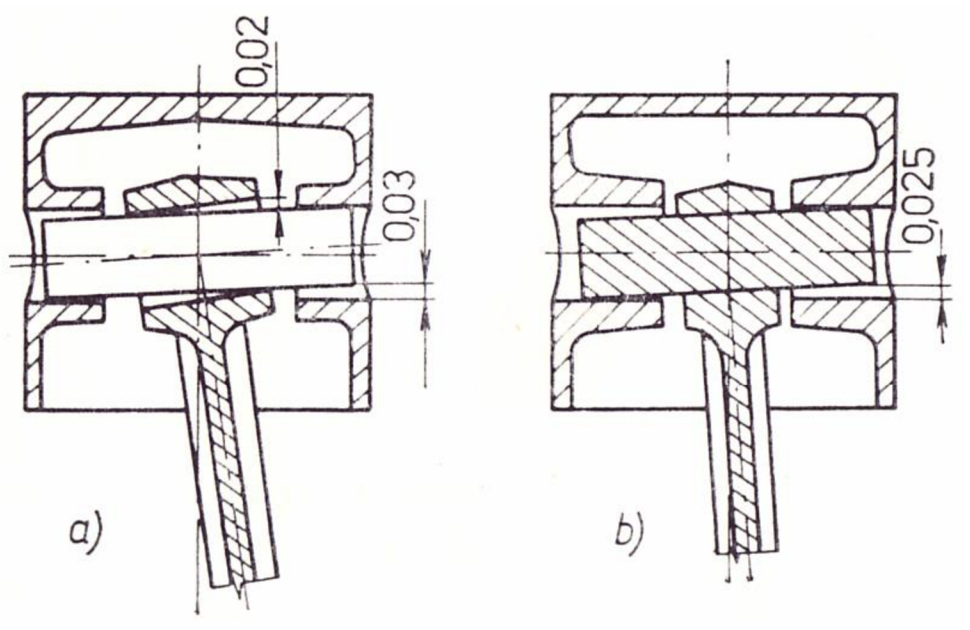
Pístní čep **(obr.11)** patří rovněž mezi součásti pístového spalovacího motoru s vysokým mechanickým zatížením: je namáhán silou od tlaku plynů na píst i silou setrvačnou (od hmotnosti pístu s pístními kroužky i hmotnosti samotného pístního čepu). Je uložen v otvorech pístu (tzv. okách pístu pod kroužkovou partií pístu) buď pevně (montáž chladného čepu do ohřátého pístu), nejčastěji ale jako „plovoucí“ **(obr.13):** proti axiálnímu posuvu je v pístu zajištěn pojistnými kroužky.**(obr.12)** Konstrukčně je pístní čep řešen jako tlustostěnná trubka: je vyroben z velmi kvalitní oceli s tepelným zpracováním a vysokou kvalitou povrchu vnějšího průměru. Vhledem ke specifickým poměrům v uložení a zatížení pístního čepu v pístu musí být při konstrukci velmi pečlivě vyšetřena celá skupina píst-pístní čep, aby bylo minimalizováno riziko příp. problémů v motoru. Pístní čepy pro zážehové motory jsou normalizovány normou ČSN 302130 a pro motory vznětové normou ČSN 302131. Zhotovují z cementačních ocelí např. 12010, 14120, 15220, 16420. [2,6]



Obr.11 *Možné provedení pístního čepu* [3]



Obr.12 *axiální pojištění pístního čepu* [3]



Obr.13 *Výchylky čepu a) při plovoucím provedení b) při pevném provedení* [3]

3.Výpočet pístu spalovacího motoru [1]

Mezi hlavní rozměry pístu patří:

- průměr (vrtaní) válce **D**
- zdvih pístu **Z**
- počet válců motoru **i**

Tyto rozměry určují hlavní zástavbové rozměry motoru.Základním parametrem pro výpočet je zadaný jmenovitý výkon motoru.Motor je 4-válcový, zážehový.s přirozeným sáním vodou chlazený.

Zadané hodnoty:

- Pe = 85 kW výkon motoru
- n=6000 1 /min otáčky

3.1 stanovení hlavních rozměrů pístu

3.1.1 Zdvihový objem válce Vz (m³)

$$P_e = p_e \cdot V_z \cdot \frac{n}{60} \cdot \tau \cdot i \Rightarrow V_Z$$

$$V_Z = \frac{P_e}{p_e \cdot \frac{n}{60} \cdot \tau \cdot i}$$

$$V_Z = \frac{85000}{1{,}3 \cdot 10^6 \cdot \frac{6000}{60} \cdot 0{,}5 \cdot 4}$$

$$V_Z = 0{,}303 \cdot 10^{-3} m^3$$

$$V_z => 0{,}303 \cdot 10^{-3}\ m^3 \qquad (1)$$

Tab. 2 Porovnání charakteristických parametrů zážehových motorů [1]

MOTORY zážehové	rok	jmenovité otáčky [min^{-1}]		stř. píst. Rychlost [m.s^{-1}]		stř. efekt. tlak [MPa]		kompresní poměr [-]		zdvihový poměr [-]		objemový výkon [kW.dm^{-3}]	
		min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
bez rozlišení	1966	3400	5700	8,6	14,7	0,65	1,1	6,6	9	0,83	1,46	15	37
bez rozlišení	1994	4000	6500	10	19	0,65	1,5	7,5	10,5	0,7	1,2	25	80
sací	**2003**	**4500**	**8800**	**11.5**	**24**	**0,8**	**1,3**	**9**	**12,5**	**0,7**	**1,3**	**31**	**88**
přeplňované	2003	5000	7000	11	19.1	1,1	2	8	10,5	0,8	1,2	50	103

Stanovení parametrů potřebných pro výpočet provedeme z **Tab. 2** [1]

$p_e = 1{,}3 \times 10^6$ [Pa] - střední efektivní tlak
$\tau = 0{,}5$ [-] - taktnost motoru, pro čtyřdobý motor
i = 4 [-] - počet válců motoru
k=0.8 - zdvihový poměr

3.1.2 objemový výkon motoru P_l (kW)

$$P_l = \frac{P_e}{V_z \cdot i} \cdot 1000$$

$$P_l = \frac{85000}{0{,}000303 \cdot 4} \cdot 1000 \qquad P_l = 70{,}1 \text{ kW/l} \qquad (2)$$

$$P_l = 70{,}1 kW \cdot l^{-1}$$

3.1.3 vrtaní válce D (m)

Rovnici pro výpočet vrtaní dostaneme z rovnice zdvihového objemu.

$$Vz = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z \qquad (3)$$

$$K = \frac{D}{Z} \qquad (4)$$

Vyjádřením Z z rovnice (4) a dosazením do (3) dostáváme (5).

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_z}{\pi \cdot k}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0{,}000303}{\pi \cdot 0{,}8}} \qquad D => 80\text{mm} \qquad (5)$$

$$D = 0{,}0784 m \Rightarrow 0{,}08 m$$

3.1.4 velikost zdvihu Z (m)

$$Z = k \cdot D$$

$$Z = 0{,}8 \cdot 0{,}08 \qquad Z => 64\text{mm} \qquad (6)$$

$$Z = 0{,}064 m$$

3.1.5 střední pístová rychlost C_s (m/s)

$$c_S = 2 \cdot Z \cdot \frac{n}{60}$$

$$c_S = 2 \cdot 0{,}064 \cdot \frac{6000}{60} \qquad C_s => 12{,}8 \text{ m/s} \qquad (7)$$

$$c_S = 12{,}8 m \cdot s^{-1}$$

Povolená hodnota střední pístové rychlosti je cs= 19m/s .Moje vypočtená hodnota spadá do této oblasti.

3.2 Návrh hlavních rozměrů pístu

Určení jednotlivých rozměrů pístu vychází z jichž dříve provedených a osvědčených konstrukcí.**(tab3)**

Pomocí sbírky grafu určíme hlavní rozměry v závislosti na velikosti vrtaní válce D.

veličina	øD	H_P	H_k	H_o	$H_č$	H_{m1}	H_{m2}	$øD_č$	δ
% D	100	90-140	50-70	40	85	6-10	3-6	25-28	5-7

Tab.3 *Doporučené meze charakteristických rozměrů pro píst zážehového motoru.* [1]

Pro stanovenou hodnotu vrtání válce **D** , určenou z výpočtu hlavních rozměrů motoru,určíme tyto hlavní rozměry.

a) výšku pístu $\mathbf{H_p}$,

b) kompresní výšku pístu $\mathbf{H_k}$,

c) výšku pláště pístu $\mathbf{H_{pl}}$,

d) výšku prvního můstku $\mathbf{H_{m1}}$,

e) vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep $\mathbf{H_o}$,

f) zvolíme průměr pístního čepu $\varphi\ \mathbf{D_č}$: $\varphi\ \mathbf{D_a}$ - vnější, $\varphi\ \mathbf{D_i}$ - vnitřní,

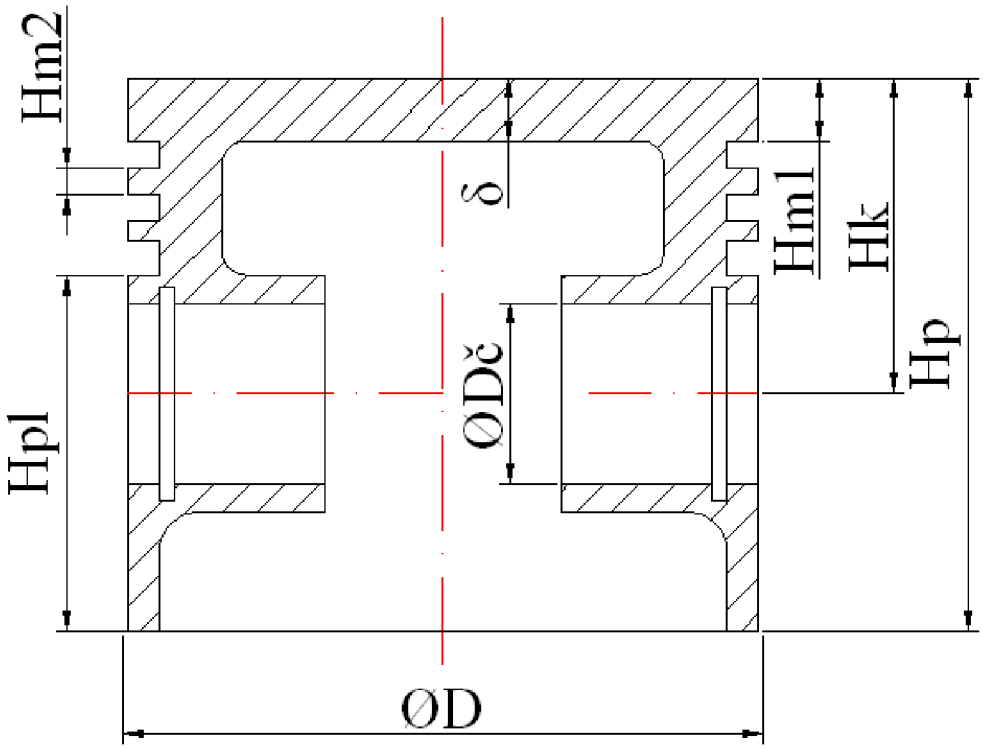
g) výška druhého můstku $\mathbf{H_{m2}}$

volí se 2.5 až 3.5 násobek tloušťky prvního pístního kroužku $\mathbf{h_1}$,

h) výška ostatních můstků $\mathbf{H_m}$, se volí :

u benzinových motorů - 0.03 D

i) drážky pro pístní kroužky - vychází z osazení pístu pístními kroužky.

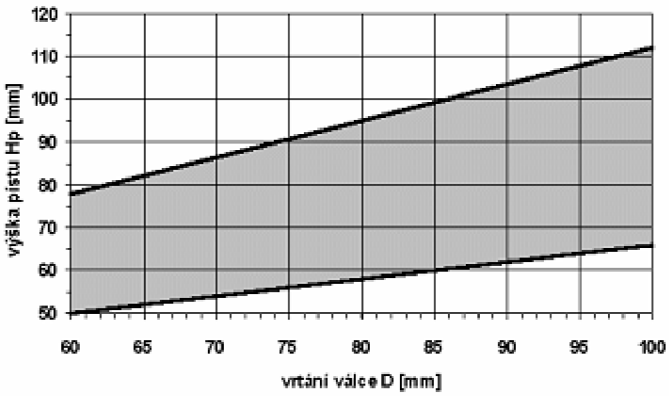


Obr.14 *Hlavní rozměry pístu*

3.2.1 Výška Pístu (mm)

$H_p = 1 \cdot D$

$H_p = 1 \cdot 80 = 80$ mm $\Rightarrow H_p = 80$mm (8)

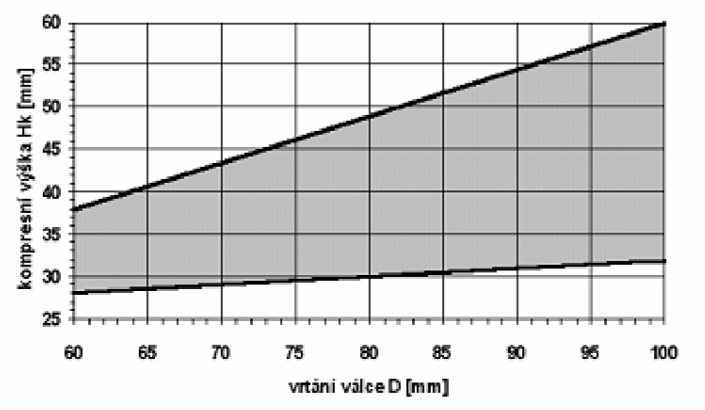


Obr.15 Výška pláště pístu $\mathbf{H_p}$ v závislosti na vrtání válce **D** [1]

3.2.2 Kompresní výška pístu Hk (mm)

$H_k = 0.5 \cdot D =$

$H_k = 0.5 \cdot 80 = 40mm$ $\Rightarrow H_k = 40mm$ (9)

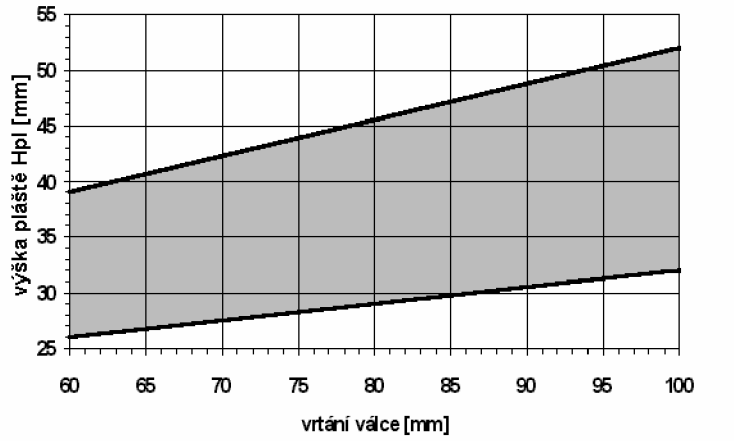


Obr.16 Kompresní výška pístu H_k v závislosti na vrtání válce D. [1]

3.2.3 Výška pláště H_{pl} (mm)

$H_{pl} = 1.56 \cdot D$

$Hpl = 0.56 \cdot 80 = 45mm$ $\Rightarrow H_{pl} = 45mm$ (10)



Obr.17 Výška pláště H_{pl} v závislosti na vrtání válce D. [1]

3.2.4 Výška prvního můstku H_{m1} (mm)

$H_{m1} = 0.1 \cdot D$

$H_{m1} = 0.1 \cdot 80 = 8mm$ $\Rightarrow H_{m1} = 8mm$ (11)

3.2.5 Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep H_o (mm)

$H_o = 0.,37 \cdot D$

$H_o = 0.,7 \cdot 80 = 30mm$ $\Rightarrow H_o = 30mm$ (12)

3.2.6 Průměr pístního čepu $D_č$ (mm)

$D_č = 0.28 \cdot D$

$D_č = 0.28 \cdot 80 = 23mm$ $\Rightarrow D_č = 23mm$ (13)

3.2.7 Vnitřní a vnější průměr pístního čepu D_i a D_a (mm)

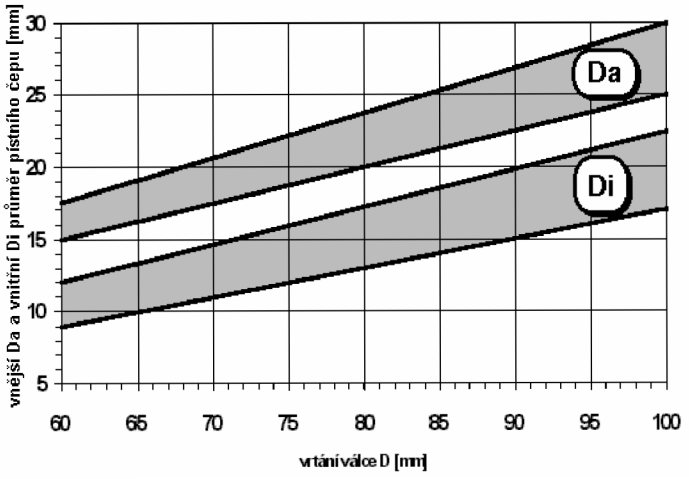
Vnitřní i vnější průměr volím dle **obr. 18**

Vnější

$\phi D_a = 25mm$

Vnitřní

$\phi D_i = 18mm$



Obr.18 Vnější D_a a vnitřní průměr D_i pístního čepu v závislosti na vrtání válce **D** [1]

3.2.8 Výška druhého můstku H_{m2} (mm)

$H_{m2} = 0.05 \cdot D$

$H_{m2} = 0.05 \cdot 80 = 4mm$ $H_{m2} => 4mm$ (14)

3.2.9 Výška ostatních můstků Hm (mm)

$H_m = 0.03 \cdot D$

$H_m = 0.03 \cdot 80 = 2.4mm$ $H_m => 2.4mm$ (15)

3.2.10 Vzdálenost segerových kroužků $H_č$ (mm)

$Hč = 0.85 \cdot D$

$Hč = 0.85 \cdot 80 = 68mm$ $Hč => 68mm$ (16)

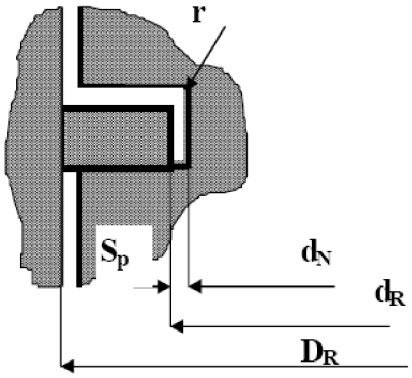
3.2.11 Tloušťka dna pístu δ (mm)

Z pevnostních důvodů volím větší tloušťku dna než je obvyklé.

Volím δ =8mm

3.3 Drážky pro pístní kroužky

3.3.1 Radiální vůle pístního kroužku



D_R = D – vnější průměr kroužku v namontovaném stavu (vrtání válce)

d_R – vnitřní průměr kroužku v zamontovaném stavu

d_N – průměr drážky pro pístní kroužek v pístu

S_p – radiální vůle pístního kroužku

Obr. 19 Radiální vůle pístního kroužku [1]

S_p volím podle doporučené literatury [1] 0,6 mm

a – šířka pístního kroužku, volím dle normy DIN 70 910

d_N – průměr drážky pro pístní kroužek v pístu

$$d_N = D - 2 \cdot (a + S_P)$$
$$d_N = 80 - 2 \cdot (3{,}35 + 0{,}6) \qquad \Rightarrow \; d_n = 72.1 \text{ mm} \qquad (17)$$
$$d_N = 72{,}1 mm$$

3.3.2 Axialní vůle pro pístní kroužek

Rozhodujícím vlivem je pravděpodobnost vzniku karbonových úsad. Proto u prvního pístního kroužku, kde v důsledku vysokých teplot je nebezpečí vzniku karbonové vrstvy značné, jsou axiální vůle větší než u druhého pístního kroužku.

dle normy DIN 70 910

<u>axiální vůle prvního kroužku:</u>

drážka $1{,}5^{+0{,}050}_{+0{,}035}$ mm

pístní kroužek $1{,}5^{-0{,}010}_{-0{,}022}$ mm

maximální vůle kroužku v drážce - 0,072 mm

minimální vůle kroužku v drážce - 0,045 mm

<u>axiální vůle druhého pístního kroužku:</u>

drážka $1{,}75^{+0{,}040}_{+0{,}025}$ mm

pístní kroužek $1{,}75^{-0{,}010}_{-0{,}022}$ mm

maximální vůle kroužku v drážce - 0,062 mm

minimální vůle kroužku v drážce - 0,035 mm

axiální vůle stíracího pístního kroužku:

drážka $3^{+0,040}_{+0,025}$ mm

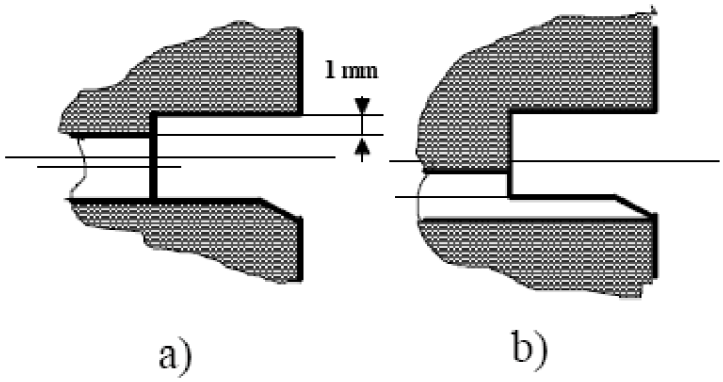
pístní kroužek $3^{-0,010}_{-0,022}$ mm

maximální vůle kroužku v drážce - 0,062 mm

minimální vůle kroužku v drážce - 0,035 mm

3.3.3 Drážka pro stírací pístní kroužek:

Drážky pro stírací pístní kroužky jsou širší než drážky těsnících pístních kroužků. Součástí jejich konstrukce jsou i průřezy pro odvod setřeného oleje. Příčné průřezy těchto otvorů se stanovují, jak z hlediska rozměrů, tak i z hlediska umístění experimentálně. Běžně postačují otvory v drážce pro stírací pístní kroužek, jejichž rozměr je asi o 1 mm menší než je šířka drážky. Viz řešení **a)** na **obr. 20** . U motorů, které vykazují větší spotřebu oleje se pro snížení této spotřeby osvědčilo řešení **b).**



Otvory pro odvod oleje zvyšují, v důsledku vrubového účinku, napětí a současně s drážkou pro stírací pístní kroužek vytváří minimální příčný průřez pláště pístu, přenášející síly od tlaku plynů a síly setrvačné.

Obr. 20 *Otvory pro odvod oleje z drážky stíracího kroužku.* [1]

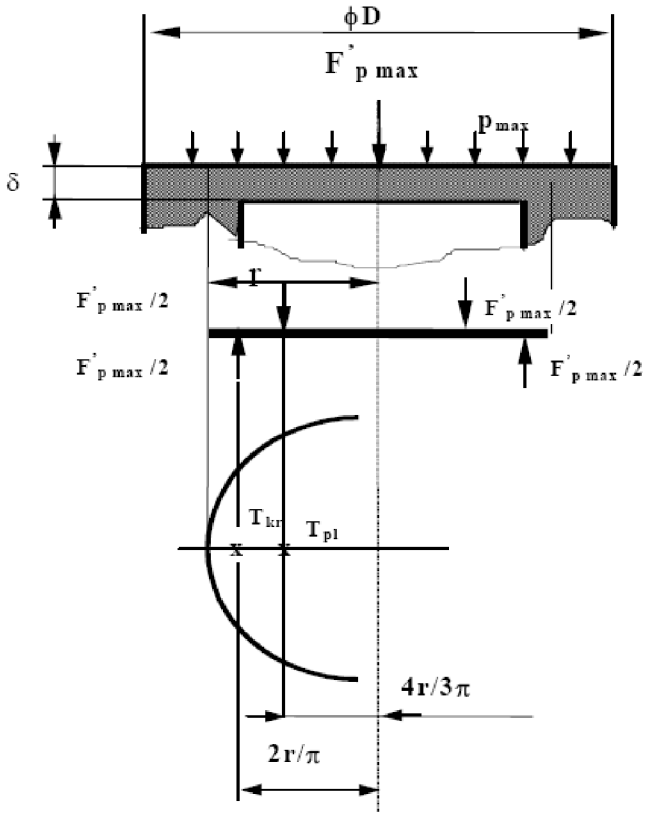
3.3.4 Tloušťka stěny pláště pístu

Tloušťka stěny by u benzinových motorů měla být minimálně
D-vrtaní vílce motoru

$$b = 0{,}02 \cdot D = 0{,}02 \cdot 0{,}08 = 0{,}0016 m$$

3.4 Pevnostní výpočet pístu

Tvar pístu, i jeho namáhání umožňuje pouze informativní výpočet zahrnující základní namáhání vyvolané tlakem plynů při spalování a setrvačnými silami. Další zatěžující účinky jako je tepelný tok průřezy pístu, proměnnost zatěžujících účinků i vlivy vrubových účinků vyvolávajících koncentraci napětí, není možno přímo do výpočtu zahrnout, a jsou souhrnně respektovány velikostí dovolených hodnot napětí.



Obr. 21 Zatížení dna pístu a výpočtový model [1]

Pevnostní výpočet dna pístu je prováděn na ohyb.Výpočtovým modelem dna pístu je kruhová deska,vetknutá nebo podepřená na obvodě zatížená rovnoměrným spojitým zatížením od tlaku plynů. Vzhledem k velikosti silových účinkům je vliv setrvačných sil zanedbán.

3.4.1 Maximální síla tlaku plynů (N)

r-poloměr vetknutí

$r = 0{,}5 \cdot D = 0{,}5 \cdot 80 = 40\,mm$ (18)

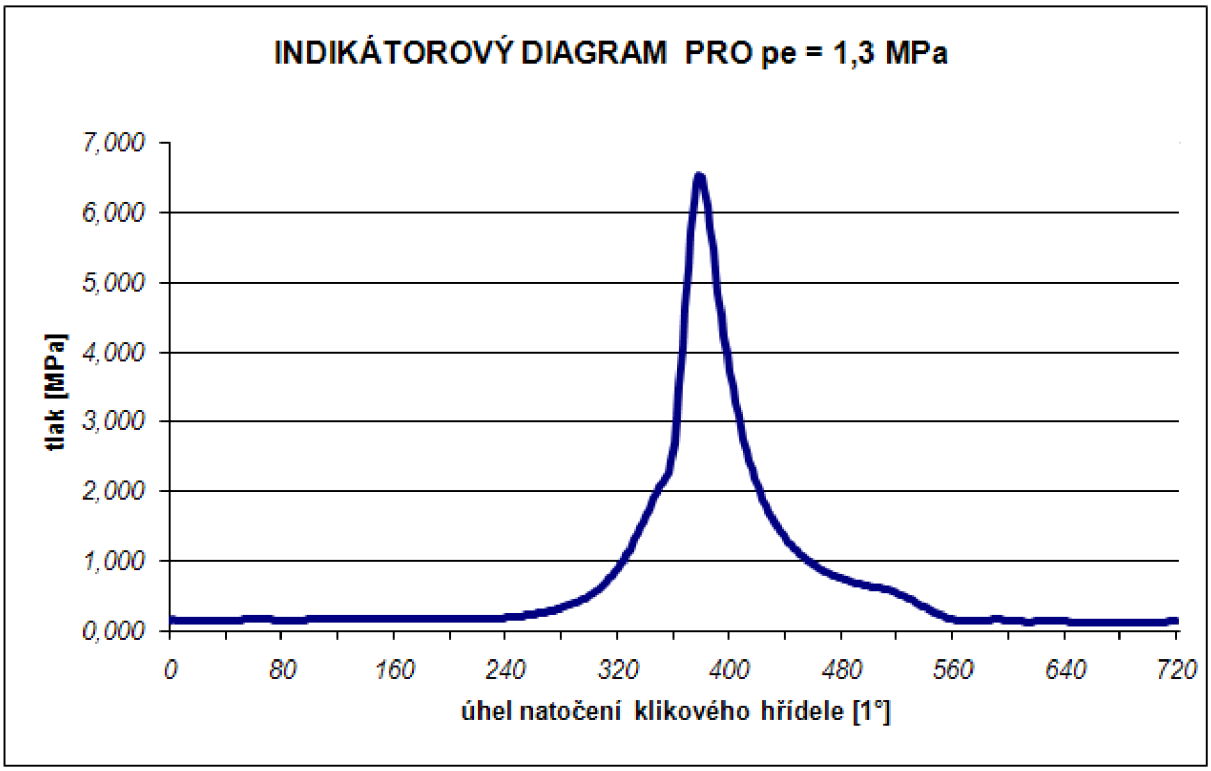
$r = 0{,}04\,m$

P_{max}=6.522 Mpa určíme z indikátorového diagramu viz ***obr.22***

$$F'_{p\max} = \pi \cdot r^2 \cdot p_{\max}$$

$$F'_{p\max} = \pi \cdot 0{,}04^2 \cdot 6{,}522 \cdot 10^6 \qquad F'_{p\max} \Rightarrow 32.8\text{kN} \qquad (19)$$

$$F'_{p\max} = 32783N$$



Obr.22 *Indikátorový diagram*

3.4.2 Maximální ohybový moment M_{omax} (Nm)

$$M_{o,\max} = \frac{r}{3} \cdot \frac{F'_{p\max}}{\pi}$$

$$M_{o,\max} = \frac{0{,}04}{3} \cdot \frac{32800}{\pi} \qquad M_{omax} \Rightarrow 140 \text{ Nm} \qquad (20)$$

$$M_{o,\max} = 139.2Nm$$

3.4.3 Moment odporu v pohybu Wo (m^3)

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot r \cdot \delta^2$$

$$W_o = \frac{1}{3} \cdot 0{,}04 \cdot 0{,}008^2 \qquad Wo \Rightarrow 0.8533 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \qquad (21)$$

$$W_o = 0{,}8533 \cdot 10^{-6} m^3$$

3.4.4 Maximální ohybové napětí $\sigma_{o,\max}$ (pa)

$$\sigma_{o,\max} = p_{\max} \cdot \left(\frac{r}{\delta}\right)^2$$

$$\sigma_{o,\max} = 6{,}5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0{,}04}{0{,}008}\right)^2 \qquad \sigma_{o,\max} \Rightarrow 164 \text{ Mpa} \qquad (22)$$

$$\sigma_{o,\max} = 163{,}11 \cdot 10^6\, Pa$$

3.4.5 Maximální ohybové napětí pro vetknutou desku $\sigma_{o,\max}{}'$

$$\sigma_{o,\max} = 0{,}25 \cdot p_{\max} \cdot \left(\frac{r}{\delta}\right)^2$$

$$\sigma_{o,\max} = 0{,}25 \cdot 6.5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0{,}04}{0{,}008}\right)^2 \qquad \sigma_{o,\max}{}' \Rightarrow 41\text{Mpa} \qquad (23)$$

$$\sigma_{o,\max} = 40{,}765 \cdot 10^6\, Pa$$

Tab. 4 Hodnoty dovoleného napětí pro hliníkové slitiny

Dno bez žeber	Dno s nízkými žebry
$\sigma_{dov} = 20 až 25 [MPa]$	$\sigma_{dov} = 40 až 50 [MPa]$

Volím dno s nízkými žebry pro tuto hodnotu maximální ohybové napětí podmínka splněna.

3.4.6 Nejslabší místo pláště pístu

Bývá u většiny pístů v drážce pístu pro stírací kroužek, kde stěna pístu je zeslabena nejen samotnou drážkou, ale i otvory , kterými je odváděn setřený olej do klikové skříně motoru.

3.4.6.1 Maximální síla od talku plynů $F_{p\max}$ (N)

$$F_{p,\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max}$$

$$F_{p,\max} = \frac{\pi \cdot 0{,}08^2}{4} \cdot 6{,}522 \cdot 10^6 \qquad F_{p\max} \Rightarrow 32.8\text{kN} \qquad (24)$$

$$F_{p,\max} = 32783\, N \Rightarrow 22{,}783\, kN$$

3.4.6.2 Minimální příčný průřez pístu v drážce pro pístní kroužek Sx (mm²)

$$S_X = \frac{\pi \cdot \left(D^2 - d^2\right)}{4}$$

$$Sx = \frac{\pi \cdot \left(0.076^2 - 0.056^2\right)}{4} \qquad \text{Sx=> } 2.07 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \qquad (25)$$

$$Sx = 2{,}07 \cdot 10^3 mm^2$$

3.4.6.3 Napětí vyvolané tlakem plynů $\sigma_{tl,\max}$ (pa)

$$\sigma_{tl,\max} = \frac{F_{p.\max}}{S_x}$$

$$\sigma_{tl,\max} = \frac{32783}{2{,}07 \cdot 10^{-3}} \qquad \sigma_{tl,\max} \text{ => 16Mpa} \qquad (26)$$

$$\sigma_{tl,\max} = 15{,}84 \cdot 10^6 Pa$$

σ_{tldov} = 30 až 40 MPa => podmínka splněna

3.4.6.4 Setrvačná síla $F_{sp,x}$ (N)

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot \left(1 + \lambda_o\right) \qquad (27)$$

m_x - hmotnost koruny pístu nad řezem vyšetřovaného průřezu
Vzhledem na složitost výpočtu určím pouze orientační hodnotu. Postup výpočtu Neuvádím.

m_x **=** 0,25 kg [pro píst vyrobený z hliníkové slitiny ; ς = 2700 kg/m3]

poloměr klikového hřídele r_k

$$r_k = \frac{Z}{2} = \frac{0{,}064}{2} = 0{,}032mm \qquad r_k = 0{,}032\text{mm}$$

ojniční poměr, λ_o u současných motorů se pohybuje v rozmezí 0,2 až 0,3

$$\lambda_o = \frac{r_k}{l_o} = \text{[-] volím} \qquad \lambda_o = 0{,}2$$

maximální úhlová rychlost otáčení klikového hřídele motoru $\omega_{\max}$

$$\omega_{\max} = \frac{\pi \cdot n_{\max}}{30}$$

$$\omega_{\max} = \frac{\pi \cdot 6000}{30} \qquad \omega_{\max} \text{=>628 /s}$$

$$\omega_{\max} = 628 s^{-1}$$

$$F_{sp,x} = m_x \cdot r_k \cdot \omega_{\max}^2 \cdot (1+\lambda_o)$$
$$F_{sp,x} = 0{,}25 \cdot 0{,}032 \cdot 628^2 \cdot (1+0{,}2) \qquad F_{sp,x} \Rightarrow 3.8\ \text{kN} \qquad (28)$$
$$F_{sp,x} = 3789N$$

3.4.6.5 Tahové napětí ve vyšetřovaném průřezu σ_t (pa)

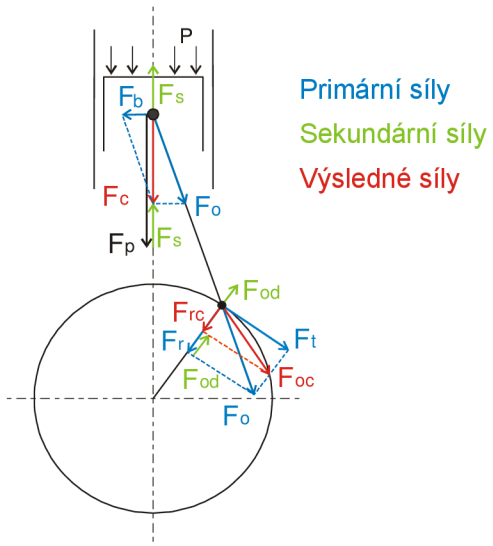
$$\sigma_t = \frac{F_{sp,x}}{S_x}$$
$$\sigma_t = \frac{3789}{2{,}07 \cdot 10^{-3}} \qquad \sigma_t \Rightarrow 2.8\text{Mpa} \qquad (29)$$
$$\sigma_t = 2{,}8 \cdot 10^6\, Pa$$

Dovolené napětí pro hliníkové slitiny $\sigma_{t,dov}$ = 4 až 10 [MPa].=> podmínka splněna.

3.4.7 Měrný tlak na plášti pístu

Je vyvoláván normálovou silou, kterou působí píst na stěnu válce. Její maximální velikost je dosahována poblíž horní úvratě při pohybu pístu v průběhu expanzního zdvihu Je určována kinematikou klikového mechanizmu a průběhem tlaku plynů ve válci motoru při hoření.

Zatížení setrvačnými silami



Obr.22 *Namáhání klikového mechanizmu*

3.4.7.1 Celková síla vyvolaná silami setrvačnými a od tlaku plynů F_c (N)

$$F_c = F_{p,\max} + \left(-F_{sp,x}\right)$$
$$F_c = 32783 - 3789 \qquad F_c \Rightarrow 28994\text{N} \qquad (30)$$
$$F_c = 28994\,N$$

Úhel pootočení klikové hřídele od horní úvratě

$$\alpha = \alpha_{p,\max} - 360°$$
$$\alpha = 379° - 360°$$
$$\alpha = 19°$$

Úhel mezi osou ojnice a osou válce

$$\beta = \arcsin\left(\lambda_o \cdot \sin\alpha\right)$$
$$\beta = \arcsin\left(0{,}2 \cdot \sin 19°\right)$$
$$\beta = 3°44'$$

3.4.7.2 Maximální normálová síla $F_{n,\max}$ (N)

$$F_{n,\max} = F_c \cdot tg\beta$$
$$F_{n,\max} = 28994 \cdot tg3°44' \qquad F_{n,\max} \Rightarrow 1892\text{N} \qquad (31)$$
$$F_{n,\max} = 1892\,N$$

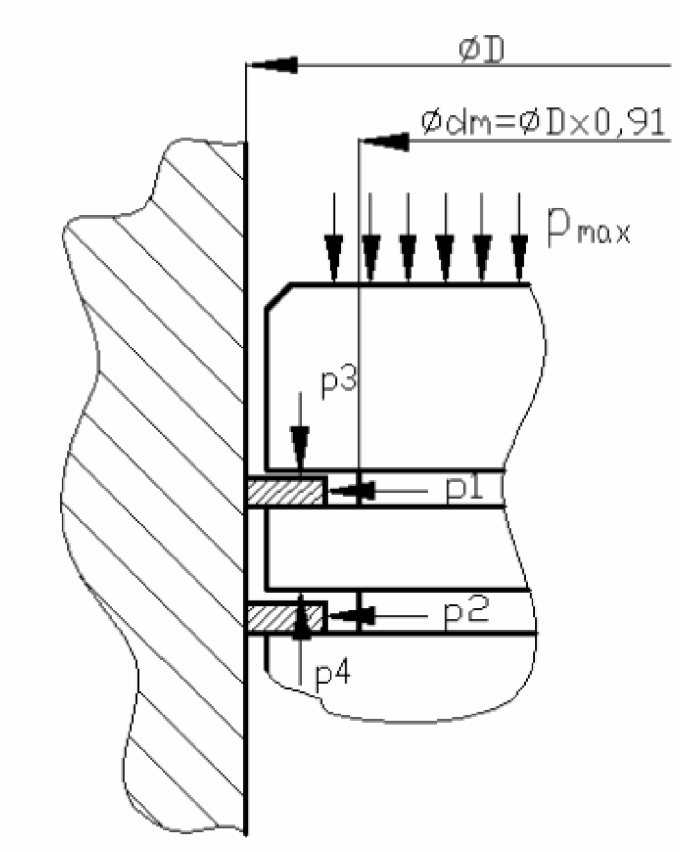
3.4.7.3 Měrný tlak na plášti pístu p_{pl} (pa)

$$p_{pl} = \frac{F_{n,\max}}{D_{pl} \cdot L_{pl}}$$
$$p_{pl} = \frac{1892}{0{,}09 \cdot 0{,}064} \qquad p_{pl} \Rightarrow 0.37\text{Mpa} \qquad (32)$$
$$p_{pl} = 0{,}36923 \cdot 10^6\,Pa$$

Doporučená hodnota měrného tlaku 0.6 až 1.4 [MPa].=> podmínka splněna.

3.4.8 Můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem

Je vystaven velmi vysokému namáhání od tlaku plynů ve spalovacím prostoru za současného působení značných teplot. Rozložení tlaků v jednotlivých mezikroužkových objemech, při dosažení maximální hodnoty tlaku nad pístem, je podle výsledků měření uvedeno na **Obr. 23**

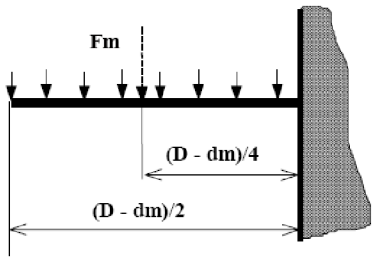


p1 = 0,76 · pmax

p2 = 0,2 · pmax

p3 = 0,9 · pmax

p4 = 1,1 · p2



Obr.23 *Rozložení tlaků v mezikruží* [1]

Obr.24.*Namáhání můstku* [1]

Výsledný silový účinek na můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem je určen rozložením tlaků plynů v mezikroužkových mezerách. **obr. 24**

3.4.8.1 Výsledný silový účinek na můstek Fm (N)

$$d_m = 0{,}91 \cdot D = 0{,}91 \cdot 0{,}8 = 0{,}728m$$

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D^2 - d_m^2\right) \cdot \left(0{,}9\, p_{\max} - 0{,}22\, p_{\max}\right)$$

$$F_m = \frac{\pi}{4} \cdot \left[0{,}08^2 - \left(0{,}0728\right)^2\right] \cdot \left(0{,}9 \cdot 6{,}5 \cdot 10^6 - 0{,}22 \cdot 6{,}52 \cdot 10^6\right) \qquad (33)$$

$$F_m = 3832N$$

3.4.8.2 Ohybový moment Mo (Nm)

$$M_o = F_m \cdot \frac{D - d_m}{4}$$

$$M_o = 3832 \cdot \frac{0{,}09 - \left(0{,}0728\right)}{4} \qquad \text{Mo => 6.9 Nm} \qquad (34)$$

$$M_o = 6{,}89Nm$$

3.4.8.3 Modul odporu v ohybu Wo (m³)

$$Wo = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot dm \cdot H_{m2}^2$$

$$Wo = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot 0{,}0728 \cdot 0{,}0035^2 \qquad \text{Wo => } 4{,}66 \cdot 10^{-7}\ \text{m}^3 \qquad (35)$$

$$Wo = 4{,}66 \cdot 10^{-7} m^3$$

3.4.8.4 Ohybové napětí σ_o (pa)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma_o = \frac{6{,}9}{4{,}66 \cdot 10^{-7}} \qquad \sigma_o \text{=> 14,7Mpa} \qquad (36)$$

$$\sigma_o = 14{,}7 \cdot 10^6 Pa$$

3.4.8.5 Průřez v místě vetknutí S (m²)

$$S = \pi \cdot d_m \cdot H_{m2}$$
$$S = \pi \cdot 0{,}0728 \cdot 0{,}0035 \qquad \text{S=> } 8 \cdot 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)} \qquad (37)$$
$$S = 8{,}004 \cdot 10^{-4} m^2$$

3.4.8.6 Smykové napětí τ (pa)

$$\tau = \frac{F_m}{S}$$
$$\tau = \frac{3832}{8{,}004 \cdot 10^{-4}} \qquad \tau \text{ => 4,8Mpa} \qquad (38)$$
$$\tau = 4{,}8 \cdot 10^6 \, Pa$$

3.4.8.7 Redukované napětí σ_{red} (pa)

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2\right)}$$
$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(14{,}7 \cdot 10^6\right)^2 + 3 \cdot \left(4{,}8 \cdot 10^6\right)^2} \qquad \sigma_{red} \text{ => 16,8Mpa} \qquad (39)$$
$$\sigma_{red} = 16{,}870 \cdot 10^6 \, Pa$$

Uvážíme-li pokles pevnosti hliníkových slitin s nárůstem teploty při zohlednění vrubových účinků přechodu drážky pro pístní kroužek do stěny válce, nemá redukované napětí přesáhnout hodnotu 60 až 80 [MPa].=> **Podmínka splněna.**

4. Závěr

Cílem mojí bakalářské práce bylo navrhnout základní rozměry motoru, základní rozměry klikového mechanizmu a rozměry pístu čtyřdobého zážehového motoru. Výchozími hodnotami pro výpočet byly zadané hodnoty, výkon motoru 85kW a otáčky motoru n=6000 1/min.

Moje práce jde rozdělit na dvě části, jedna obsahuje teoretické informace o pístu a pístní skupině jaké se používají materiály a podobné informace. Druhá část je výpočtová. Počítám zde rozměry pístu a klikového mechanizmu. Poté následuje výpočtová kontrola na různé druhy namáhání pístu

K návrhu pístu se musí přistupovat zodpovědně a s rozmyslem, aby náhodná chyba ve výpočtu nezpůsobila případnou poruchu pístu za provozu. Výpočet pístu vychází z empirických vzorců a tabulkových hodnot které byly zjištěny z jichž dříve známých a osvědčených konstrukcí.

Mezi nejvíce namáhaná a tudíž i nebezpečná místa v pístu patří tzv. dno pístu. Na něj působí velké teploty a tlaky od plynů. Musí se zvolit dostatečná tloušťka dna a případné chlazení pístu aby bylo dno schopno odolat těmto namáháním. Druhé nebezpečné místo v pístu je průřez u stíracích kroužků. Zde je píst oslaben díky kanálkům pro odvod oleje. Toto místo se musí také zkontrolovat pevnostně. Další kontrolované oblasti pístu je můstek mezi prvním a druhým těsnícím kroužkem a plášť pístu namáhaný tlakem.

Já jsem se snažil navrhnout takový píst, který by vyhovoval všem požadavkům co se týče tvaru a hmotnosti pístu. Snažil jsem se, aby píst byl co nejlehčí kvůli velkým setrvačným silám, které pak zatěžují celý mechanizmus. Tvarově jsem píst navrhl tak aby byl levný na výrobu a zároveň splňoval všechny požadavky které jsou na něj kladeny.

Podle všech pevnostních kontrol které jsem počítal, mnou navržený píst vyhovuje. Jelikož se jedná jen o předběžný orientační výpočet který nezahrnuje všechny druhy namáhání které na píst působí bylo by nutno před uvedením pístu do výroby některé kontroly provést přesnější metodou např. metodou konečných prvků.

5. Použitá literatura

[1] Rauscher, J.: Ročníkový projekt (studijní opory), Brno, Učební texty vysokých škol

[2] Rauscher, J.: Vozidlové motory (studijní opory), Brno, Učební texty vysokých škol

[3] Kožoušek, J.: Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II, Praha, SNTL 1983

[4] Rauscher, J.: Spalovací motory (studijní opory), Brno, Učební texty vysokých škol

[5] www.ksd.vslib.cz/texty/VOZMOT.pdf

[6] www.cesomot.cz/doc_cz/goetze_pistni_krouzky.pdf

[7] www.grandpistonengines.com/parts/rings/ring_style.htm

6. Použité symboly

c_s	[m.s-1]	střední pístová rychlost
d_N	[mm]	průměr drážky pro pístový kroužek v pístu
d_R	[mm]	vnitřní průměr pístového kroužku v zamontovaném stavu
D	[mm]	vrtání válce motoru
D_a	[mm]	vnější průměr pístového čepu
D_i	[mm]	vnitřní průměr pístového čepu
D_R	[mm]	vnější průměr pístového kroužku v zamontovaném stavu
F_B	[N]	normálová síla, kterou působí píst na stěnu válce
F_C	[N]	výsledná síla působící na píst ve vertikálním směru
F_m	[N]	výsledný silový účinek působící na můstek
F_P	[N]	sila od tlaku plynů působící na píst ve vertikálním směru
$F_{P\,max}$	[N]	maximální síla od tlaku plynů
F_s	[N]	sekundární síla působící na píst ve vertikálním směru
$F_{SP,X}$	[N]	setrvačná síla pístu
$H_Č$	[mm]	vzdálenost segerových kroužků
H_K	[mm]	kompresní výška pístu
H_{m1}	[mm]	výška prvního můstku pístu
H_{m2}	[mm]	výška druhého můstku pístu
H_O	[mm]	vzdálenost mezi nálitky pro pístní čap
H_{pl}	[mm]	výška plášťe pístu
H_P	[mm]	výška pístu
i	[-]	počet válců motoru
k	[-]	zdvihový poměr
m	[mm]	minimální hloubka plášťe za stíracím pístovým kroužkem
$m_{pístu}$	[kg]	hmotnost pístu
m_x	[kg]	hmotnost koruny nad řezem vyšetřovaného průřezu
M_O	[N.m]	ohybový moment
M_{Omax}	[N.m]	maximální ohybový moment
n	[min-1]	jmenovité otáčky motoru
n_{max}	[min-1]	maximální otáčky motoru
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak
p_{max}	[Pa]	maximální tlak plynů ve válci motoru

p_{pl}	[MPa]	měrný tlak na plášť pístu
P_e	[W]	výkon motoru
r	[m]	poloměr podepření desky
r_k	[m]	poloměr klikového hřídele
S	[m2]	průřez v místě vetknutí
Sp	[mm]	radiální vůle pístového kroužku
S_X	[m2]	minimální příčný průřez pístu v drážce pro stírací kroužek
V_Z	[m3]	zdvihový objem jednoho válce motoru
W_O	[m3]	modul odporu v ohybu
W_O	[m3]	moment odporu v ohybu (průřezový modul)
Z	[m]	zdvih pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
β	[°]	úhel mezi osou pístu a ojnicí
δ	[mm]	hloubka dna pístu
λ_O	[-]	ojniční poměr
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg/m3]	hustota materiálu
σ_O	[Pa]	ohybové napětí
σ_{Omax}	[Pa]	maximální ohybové napětí pro desku vetknutou
σ_{Omax}'	[Pa]	maximální ohybové napětí
σ_t	[Pa]	tahové napětí ve vyšetřovaném průřezu
$\sigma_{tl\ max}$	[Pa]	napětí vyvolané tlakem plynů
τ	[Pa]	smykové napětí
τ	[-]	taktnost motoru
ω_{max}	[s-1]	maximální uhlová rychlost

7.Seznam příloh

1)Výkres pístu 1-3P22-Píst